



4/2013 (155)



COMBUSTION ENGINES



INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, skr. poczt. 96
tel.: 22 685 13 00; tel./faks: 22 685 13 13
www.itwl.pl e-mail: poczta@itwl.pl

Tomograf komputerowy (CT) – badanie nieniszczące NDT

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych oferuje usługi z zakresu badań tomografem komputerowym. Badania prowadzone są na tomografie typu v/tome/x m 300 firmy GE o max. mocy lampy 300kV/500W. Urządzenie posiada również lampę do nanotomografii o mocy 80kV/15W.



Prowadzimy prace badawcze obejmujące swym zakresem materiały takie jak:

- stopy tytanu
- stale
- materiały kompozytowe
- beton
- guma

Urządzenie umożliwia prowadzenie badań z zakresu:

- wykrywania defektów o rozmiarach powyżej 0,5 μm z wykorzystaniem lampy 180 kV
- materiałów o bardzo dużej gęstości (np. łopatki turbin silników lotniczych) z wykorzystaniem lampy o mocy 300 kV
- układy elektroniczne (scalone)
- materiały pirotechniczne
- złożone agregaty lotnicze



Masa badanych elementów do 50 kg.
Wymiary orientacyjne 50×50×60 cm.

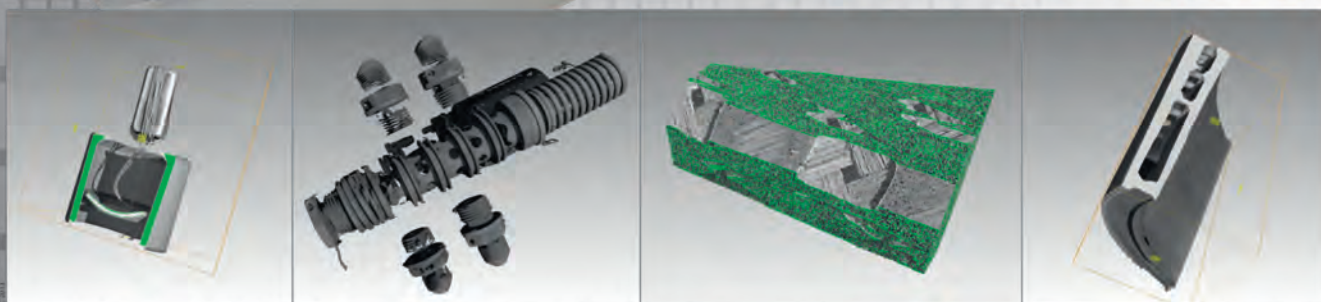
Posiadamy wysoko wykwalifikowany, certyfikowany personel.

Kontakt bezpośredni:

Zakład Silników Lotniczych

tel.: +48 22 685 13 34; fax: +48 22 685 13 38
e-mail: jaroslaw.spychala@itwl.pl

Zapraszamy do współpracy!





COMBUSTION ENGINES

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

4/2013 (155)

Rok XLXII

PL ISSN 0138-0346

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>

Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wisłocki – Chairman, Poland

Prof. Ewa Bardasz – USA

Prof. Bernard Challen – UK

Prof. Zdzisław Chłopek – Poland

Prof. Giovanni Cipolla – Italy

Prof. Karol Cupiał – Poland

Prof. Jan Czerwiński – Switzerland

Prof. Vladimír Hlavna – Slovakia

Prof. Kazimierz Lejda – Poland

Prof. Hans Peter Lenz – Austria

Prof. Helmut List – Austria

Prof. Jan Macek – Czech Republic

Prof. Janusz Mysłowski – Poland

Prof. Andrzej Niewczas – Poland

Prof. Marek Orkisz – Poland

Prof. Dieter Peitsch – Germany

Prof. Leszek Piaseczny – Poland

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej Sobieszcański – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszynski – UK

Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 61 6652207, 61 6652118

E-mail: silniki@ptnss.pl

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz (Editor-in-chief/Redaktor Naczelny)

dr inż. Miłostaw Czekaj (Editorial Secretary for Science/Sekretarz

Naukowy Redakcji) – papers@ptnss.pl

dr hab. inż. Ireneusz Pielecha (Technical Editor/Redaktor Techniczny)

mgr Krystyna Bubacz (Proofreading Editor/Redaktor Językowy)

prof. dr hab. inż. Wojciech Serdecki (Statistical Editor/Redaktor

Statystyczny) and Associate Editors/oraz Redaktorzy Tematyczni

Editorial

Dear readers,

The shortening of the name of our quarterly magazine to 'Combustion Engines', as announced before, has now become a fact and has been officially court-registered. The change of the title also entails a change in the ISSN number. The new ISSN number of the magazine is 2300-9896. The previous ISSN number was assigned to the magazine in 1982 and from issue 3-4/1993 (112-113) until the change of the number it was visible on the cover page of *Silniki Spalinowe/Combustion Engines*.

In the current issue, you will find a multitude references to the V International PTNSS Congress on Combustion Engines, held in June 2013 in Bielsko-Biała. For the first time during the Congress, a whole-day industry session was organized. This session was very highly evaluated among the participants and was a great networking opportunity and a perfect starter for collaboration of the industry with the scientific circles. A short report from the Industry Session has been included in this issue. This issue also includes a CD with all presentations delivered within the industry day.

A special guest of the PTNSS Congress was professor Hans Peter Lenz from the Vienna University of Technology, an outstanding specialist on vehicles and engines, president of Austrian Society of Automotive Engineers and organizer of the Vienna Motor Symposium held regularly for 35 years now. Professor Lenz delivered a very interesting and extensive presentation on future transport without combustion engines and fuels. The presentation ended with a very optimistic conclusion for us engineers: in the nearest future combustion engines will still be widely applied and so will the liquid fuels needed to power them. The presentation of professor Lenz was originally developed as a conference material, yet due to its great popularity has now been converted into a paper that we proudly present to you in this issue of the magazine.

Editorial *Combustion Engines*

Szanowni Czytelnicy,

zapowiadane we wcześniejszych numerach skrócenie nazwy naszego kwartalnika do wyłącznie członu w języku angielskim – *Combustion Engines* zostało usankcjonowane odpowiednim zapisem dokonanym przez sąd rejestrowy. Ze zmianą tytułu wiąże się także zmiana numeru ISSN. Obecnie kwartalnik oznaczony jest numerem: 2300-9896. Warto wspomnieć, że poprzedni numer ISSN został nadany w 1982 r. i od numeru 3-4/1993 (112-113) do chwili obecnej nieprzerwanie ukazywał się na okładce kolejnych wydań *Silników Spalinowych/Combustion Engines*.

W bieżącym numerze Czytelnicy znajdą liczne nawiązania do V Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych PTNSS, który odbył się w czerwcu br. w Bielsku-Białej. Po raz pierwszy na Kongresie była zorganizowana całonocna Sesja Przemysłowa. Sesja ta była bardzo wysoko oceniona przez jej uczestników i była doskonałą okazją do nawiązania i rozwijania pożądanej współpracy nauki i przemysłu. Krótką relację z Sesji Przemysłowej zamieszczono w treści bieżącego numeru. Dołączono także CD-ROM z prezentacjami przedstawionymi w ramach tej sesji.

Gościem specjalnym Kongresu PTNSS był prof. Hans Peter Lenz z Politechniki Wiedeńskiej, wybitny specjalista w zakresie pojazdów i silników, prezes Austriackiego Stowarzyszenia Inżynierów Samochodowych oraz organizator odbywającego się od 35 lat Wiedeńskiego Sympozjum Motoryzacyjnego. Przedstawił on bardzo interesujący i obszerny referat na temat: „Czy w przyszłości transport będzie mógł funkcjonować bez silników spalinowych i paliw?”. Referat ten kończył się bardzo miłą dla nas konkluzją, że w dającej się przewidzieć przyszłości silniki spalinowe będą nadal powszechnie stosowane, podobnie jak paliwa płynne potrzebne do ich zasilania. Referat prof. Lenza przygotowany był pierwotnie jako prezentacja konferencyjna, jednak w związku z ogromnym zainteresowaniem jego treścią autor przygotował wersję drukowaną, którą publikujemy w bieżącym numerze.

Redakcja *Combustion Engines*

Cover/Okladka

I – Copo Camaro 5.3L/V8 Supercharger Engine (fot. www.camaro5.com),
background (© Andy – Fotolia.com)

IV – BMW TwinPower Turbo eight-cylinder petrol engine
(fot. www.press.bmwgroup.com)

Contents/Spis treści

Editorials/Od Redakcji	1
<i>H.P. Lenz: Future mobility without internal combustion engines and fuels?/ Czy w przyszłości transport będzie mógł funkcjonować bez silników spalinowych i paliw? (2013-401)</i>	3
<i>P. Bera: Fuel consumption analysis in dynamic states of the engine with use of artificial neural network/Analiza zużycia paliwa w dynamicznych stanach pracy silnika z zastosowaniem sztucznej sieci neuronowej (2013-402)</i>	16
<i>P. Pasyniuk, W. Golimowski, R. Golimowska: Operational examinations of agricultural tractors John Deere 6830 supplied with rape oil/Badania eksploatacyjne ciągników rolniczych John Deere 6830 zasilanych olejem rzepakowym (2013-403)</i>	26
<i>T. Dziubak, S. Szwedkiewicz: Experimental research of intake air filtering fibers in motor vehicle engines/Badania eksperymentalne włókniny do filtracji powietrza wlotowego silników spalinowych pojazdów mechanicznych (2013-404)</i>	33
<i>R. Mosakowski: Analysis of balancing of four stroke V6 engines/Analiza wyrównoważenia silników czterosuwowych V6 (2013-405)</i>	44
<i>P. Kortas, J. Kropiwnicki: A proposal of a description of the operating conditions of diesel-electric locomotives/Propozycja opisu warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych z przekładniami elektrycznymi (2013-406)</i>	56
<i>J. Merkiś, M. Andrzejewski, J. Pielecha: The effect of applying the eco-driving rules on the exhaust emissions/Wpływ stosowania zasad eco-drivingu na emisję substancji szkodliwych (2013-407)</i>	66
<i>P. Bielaczyc, J. Woodburn: 'Powertrain Development for Low-to-Zero Emissions and Efficient Energy Usage' – the Industry Session held during the 5th PTNSS Congress on Combustion Engines/Relacja z Sesji Przemysłowej pt. "Rozwój układów napędowych pojazdów w aspekcie niskoemisyjnego i wysokosprawnego wykorzystania energii", która odbyła się w ramach V Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych PTNSS</i>	75
Abstracts of presentations available on the attached CD-ROM/Streszczenia prezentacji dostępnych na załączonym CD-ROM.....	81

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku

Combustion Engines

otrzymują 6 punktów

zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki
i Szkolnictwa Wyższego z dnia 17 września 2012 r.

Editor/Wydawca

Polish Scientific Society of Combustion Engines

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

© 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, photocopied or otherwise without prior consent of the copyright holder.

Wszelkie prawa zastrzeżone.

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

Preparation for print/Przygotowanie do druku

ARS NOVA Publishing House/Wydawnictwo ARS NOVA
60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A

Circulation/Nakład: 600 egz.

Printing and binding/Druk i oprawa

Print Group Szczecin, ul. Mieszka I 63/64

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

Wydawnictwo rejestrowane
w bazie danych o zawartości
polskich czasopism technicznych



– BAZTECH www.baztech.icm.edu.pl

Czasopismo indeksowane
w międzynarodowej bazie
IC Journal Master List



– Index Copernicus www.indexcopernicus.com

A list of paper reviewers recommending papers for publication in 2013

Lista recenzentów opiniujących artykuły opublikowane w 2013 r.

Josef AFFENZELLER
Richard ATKINS
Ki-Hyun BAEK
Ewa BARDASZ
Pedro BARROSO
Thomas BERG
Piotr BOGUŚ
Marek BRZEŻAŃSKI
Adam CHARCHALIS
Giovanni CIPOLLA
Jan CZERWIŃSKI
Karl DEARN
Radostin DIMITROV
Stanisław DOBROCIŃSKI
Farshad ESLAMI
Jerzy GIRTLEK
Bernd HAHNE
Werner HENTSCHEL
Vladimir HLAVNA

Wolfgang HOPFNER
Oleg IGNATOV
Anna JANICKA
Antoni JANKOWSKI
Dong-Soo JEONG
Christian JORDENS
Toni KINNUNEN
Viktoria KOVACS
Miroslaw KOWALSKI
Jozef KRAKOVSKY
Stanisław KRUCZYŃSKI
Andrzej KULCZYCKI
Hans Peter LENZ
Helmut LIST
Leszek MAŁDZIŃSKI
Paweł MAZURO
Jerzy MERKISZ
Veselin MIHAYLOV
Jarosław MIZERA

Franz MOSER
Janusz MYSŁOWSKI
Andrzej NIEWCZAS
Shahrouz NOROUZI
Stanisław NOSAL
Marek ORKISZ
Jakub PIASZYK
Andrzej PIĘTAK
Stefan PISCHINGER
Andrzej POLIVYANCHUK
Janusz PRZASTEK
Wojciech PRZETAKIEWICZ
Kazimierz ROMANISZYN
Eugeniusz RUSIŃSKI
Bronisław SENDYKA
Roger SIERENS
Lech SITNIK
Włodzimierz STAWECKI
Hans-Peter STELLET

Grzegorz SZYMAŃSKI
Grzegorz ŚLASKI
Rafał ŚLEFARSKI
Eugeniusz ŚWITOŃSKI
Andrzej TEODORCZYK
Olaf THIELE
Franciszek TOMASZEWSKI
Athanasios TSOLAKIS
Robin VANHAELST
Jerzy WALENTYNOWICZ
Frank WILDHAGEN
Ernst WINKLHOFER
Marek WŁODARCZYK
Piotr WOLAŃSKI
Miroslaw WYSZYŃSKI
Wiesław ZWIERZYCKI

Future mobility without internal combustion engines and fuels?

For many decades to come, and in the foreseeable future, internal combustion engines – in many cases with electric motors – will be with us, just like the liquid fuels they require. The importance of crude oil will decline, as these fuels will be increasingly produced on a synthetic basis without CO₂ emissions. The answers to the question "Future Mobility without Internal Combustion Engines and Fuels?" are "no" in both cases. Purely battery-electric mobility will be applied in the future only in specific areas. Fuel-cell vehicles will hardly be used because of the extreme infrastructure investment costs. In contrast, liquid fuels will ensure the future of mobility. In this scenario, energy such as solar or wind energy will be generated without CO₂ emissions.

Key words: transport, combustion engines, engine fuels, alternative powertrains, alternative fuels

Czy w przyszłości transport będzie mógł funkcjonować bez silników spalinowych i paliw?

Silniki spalinowe funkcjonują jako źródła napędu pojazdów już ponad 100 lat i w dającej się przewidzieć przyszłości wciąż będą powszechnie stosowane, podobnie jak paliwa płynne potrzebne do ich zasilania. Znaczenie ropy naftowej będzie jednak powoli malało w miarę wzrostu skali produkcji paliw syntetycznych, w procesach zapewniających małą emisję CO₂. Odpowiedź na pytanie: czy transport w przyszłości będzie odbywać się bez silników spalinowych i paliw brzmi: nie. Napęd elektryczny stosowany będzie tylko na wybranych obszarach. Pojazdy wykorzystujące ogniwa paliwowe nigdy nie osiągną większej popularności ze względu na wysokie koszty budowy niezbędnej infrastruktury. Tylko paliwa płynne będą w stanie zaspokoić przyszłościowe potrzeby transportu. Do ich wytworzenia wykorzystywana będzie jednak energia ze źródeł o zerowej emisji CO₂, jak na przykład baterie słoneczne, czy farmy wiatrowe.

Słowa kluczowe: transport, silnik spalinowy, paliwa silnikowe, napędy alternatywne, paliwa alternatywne

1. Why does the question arise?

We have a mobility system based on internal combustion engines or turbines as drive units for vehicles, boats and aircraft. This system functions excellently both in terms of technology and fuel supply. Why then should we ask this question?

There are two reasons:

First: the availability of crude oil, at least in the quantities consumed at present, is limited, and

Second: warnings have repeatedly been voiced by the majority of climatologists that carbon dioxide (CO₂), released during the combustion of crude oil derivatives would bring about a climate change leading to global warming.

Not all climate scientists share this view, but the majority believe in this prediction – and what is more important, politicians in almost all countries have taken over this theory and passed legislation imposing limits on CO₂ emissions. Therefore, we have grounds for supposing that in the future emissions caused by mobility will have to be reduced and we will have to consume, at least to some extent, more energy from sources other than oil.

With a great feeling of euphoria, a lot of propaganda is currently being created for the electric drive. The media and politicians are out-doing each other in predicting the dawning of the electric era of mobility.

2. E-mobility is nothing new

As early as 1899 Ferdinand Porsche designed a car which was driven by means of a battery. The so-called Lohner-Porsche that was equipped with a wheel-hub motor (Fig. 1) was presented at the Paris World Exhibition in 1900.

1. Dlaczego pojawia się zawarte w tytule pytanie

W pojazdach, łodziach i statkach powietrznych jako jednostki napędowe wykorzystuje się najczęściej silniki lub turbiny spalinowe. W zakresie użytych technologii oraz zastosowanych paliw układy te funkcjonują niezawodnie. Skąd więc bierze się pytanie dotyczące przyszłości silników spalinowych i paliw płynnych?

Są dwa powody:

Pierwszy: zasoby ropy naftowej, przy założeniu obecnego poziomu jej zużycia, są ograniczone,

Drugi: wielokrotne ostrzeżenia większości klimatologów mówią, że dwutlenek węgla (CO₂) emitowany podczas spalania paliw naftowych powoduje zmiany klimatu prowadzące do globalnego ocieplenia. Nie wszyscy klimatolodzy podzielają tę opinię, jednakże większość z nich wierzy w te prognozy – co ważniejsze, politycy w niemalże wszystkich krajach również jej ulegają, uchwalając ustawy limitujące emisję CO₂. Dlatego istnieją podstawy, by przypuszczać, że emisja pojazdów w przyszłości będzie musiała być zredukowana przy jednoczesnym zwiększeniu zużycia energii ze źródeł innych niż ropa naftowa. Należy przy tym podkreślić, że napędy elektryczne przyjmowane z dużą euforią stanowią jedynie element swoistej propagandy, pozwalającej mediom i politykom prześcigać się w przewidywaniu nadejścia ery transportu elektrycznego.

2. E-mobilność – nic nowego

W roku 1899 Ferdinand Porsche skonstruował samochód, którego napęd realizowany był z wykorzystaniem akumulatorów elektrycznych. Samochód Lohner Porsche zaprezentowany na Wystawie Światowej w Paryżu w 1900

This vehicle, which reached a maximum speed of 50 km/hour and had a range of 50 km, had a battery that weighed 410 kg. In the same year, Porsche developed a car with wheel-hub motors on the rear wheels in addition to its front drive. Thus, the first four-wheel drive motor vehicle was born. The weight of the battery was increased from 410 kg to 1,800 kg with a view to extending the range. Even these larger batteries did not permit a satisfactory extension of the range of these vehicles. Therefore, Porsche designed the first hybrid electric vehicle, the so-called Mixte car in which the battery was charged with the aid of an internal combustion engine.



Fig. 1. Lohner Porsche HEV with wheel-hub motor drive [16]

Rys. 1. Lohner Porsche z umieszczonymi w piastach kół silnikami elektrycznymi [16]

These vehicles were so expensive that only the well-to-do were able to buy them. Additionally, owing to their limited range, they were not sold in large numbers. Since that time, attempts have repeatedly been made to launch electric vehicles in the market. Two examples of these efforts were the cars introduced by Volkswagen and MAGNA:

- Golf 1 Electric BEV 1976
- Typ 2 Electric BEV 1977
- Jetta Citystromer BEV 1985
- Golf 2 Citystromer BEV 1991
- ElectroVan BEV 1992
- Golf 3 Citystromer BEV 1995

Figure 2 gives a survey of the development efforts made by the MAGNA-Group and shows that the supplier industry was also involved in the development of such vehicles to a great extent.

The current argument that the electric cars of today would be much better, if more development efforts had gone into them is simply wrong. In addition, large-scale tests subsidized with government funds, such as the test on Ruegen Island in the early

roku wyposażony był w silniki umieszczone w piastach kół (rys. 1). Pojazd umożliwiał rozwinięcie prędkości maksymalnej 50 km/h i pokonanie dystansu 50 km. Masa akumulatorów wynosiła 410 kg. W tym samym roku Porsche rozwinął konstrukcję samochodu, stosując silniki umieszczone w piastach tylnych kół, jako uzupełnienie stosowanego już przedniego napędu. Tak narodził się pierwszy pojazd z napędem na cztery koła. Masa akumulatorów wzrosła z 410 kg do 1 800 kg, zapewniając przy tym zwiększenie zasięgu pojazdu. Zwiększona pojemność akumulatorów wciąż nie zapewniała jednak osiągnięcia satysfakcjonującego zasięgu. W związku z tym Porsche skonstruował pierwszy hybrydowy pojazd nazwany Mixte, w którym akumulatory były doładowywane za pomocą silnika spalinowego.

Pojazd ten był jednak drogi i tylko bardzo zamożne osoby mogły sobie pozwolić na jego zakup. Dodatkową przyczyną małej sprzedaży był niewielki zasięg samochodu. W późniejszych czasach wielokrotnie pojawiały się próby wprowadzenia pojazdów elektrycznych na rynek. Przykładami były pojazdy firm Volkswagen oraz MAGNA:

- Golf 1 Electric BEV 1976
- Typ 2 Electric BEV 1977
- Jetta Citystromer BEV 1985
- Golf 2 Citystromer BEV 1991
- ElectroVan BEV 1992
- Golf 3 Citystromer BEV 1995.

Na rysunku 2 przedstawiono przegląd najważniejszych wydarzeń związanych z rozwojem pojazdów elektrycznych przez Grupę MAGNA. Istotną rolę w postępie odegrały duże firmy motoryzacyjne, będące odbiorcami wytwarzanych rozwiązań.

Często pojawiające się obecnie stwierdzenie, że współczesne elektryczne pojazdy byłyby znacznie bardziej



Fig. 2. Electric Drive / Hybrid Integration

Rys. 2. Chronologia rozwoju napędu elektrycznego i hybrydowego [16]

nineties, have failed. BMW, Mercedes, VW, Opel and other vehicle manufacturers joined forces to test various vehicles, charging systems, and batteries. The overall outcome was negative. Ranges, costs and environmental impact assessments were unsatisfactory.

In part three of the paper I will come back to this issue and give you an updated survey by comparing the systems internal combustion engines/fuels with electric motors/batteries and their infrastructures.

3. Comparison of the systems: internal combustion engines/fuels and electric motors/batteries, including infrastructures

This study [1] analyzed the advantages and drawbacks of 5 battery-electric vehicles and a modern conventional diesel passenger car. In the study, not only were real-life driving conditions taken into account, but also energy availability in the forms of electric power and diesel fuel. In addition, the attainable ranges and energy costs were calculated. For this purpose, the Department for Vehicle Propulsion Systems and Automotive Engineering of Vienna University of Technology analyzed five of the current battery-electric passenger cars and one state-of-the-art diesel-engine powered passenger car. These were the following:

- Mitsubishi i-MiEV
- Mercedes Benz A-Klasse E-Cell
- Smart Fortwo Electric Drive
- Nissan Leaf
- Citroën Berlingo
- Volkswagen Polo BlueMotion (diesel passenger car).

The fuel consumption and greenhouse gas emissions of the diesel-engine car as well as the energy flows of the electric car were studied using an air-conditioned roller dynamometer. By determining the tractive resistance values for the individual cars, by varying the ambient temperature (heating/cooling of the interior) and by driving in different modes (stop-and-go, urban, interurban and driving on a highway) with varying inclinations of the road (-2% , 0% and $+2\%$) it was possible to calculate the near real-life energy required by each car. Alongside these examinations of vehicle parameters, the energy requirements and greenhouse gas emissions resulting from energy generation (production of diesel fuel) were also taken into account on the basis of findings described in the relevant literature.

In view of the variations in average temperatures and the divergent production paths of electric power and diesel fuel, the annual energy consumption and the resulting annual greenhouse gas emissions were calculated separately for both Austria and the European Union. Furthermore, a distinction was made between urban and long-distance drivers.

Energy benefit

Table 1 illustrates the average energy requirement for the pure driving mode. This study took into account the energy required for driving on a road with an average inclination, for air-conditioning of the vehicle interior (heating or cooling depending on the average monthly ambient temperature) and for the charging and discharging losses of the high-voltage

zaawansowane, gdyby kładziono większy nacisk na ich rozwój, jest błędne. Dodatkowo prowadzone na szeroką skalę, dotowane funduszami rządowymi, badania – takie jak choćby te prowadzone na początku lat dziewięćdziesiątych XX w. w niemieckiej Rugii – nie przyniosły spodziewanych rezultatów. Firmy, takie jak BMW, Mercedes, VW i Opel zjednoczyły wówczas swoje siły, skupiając się na rozwoju m.in. systemów ładowania i akumulatorów. Ostateczny wynik był jednak niezadowolający. Zasięg pojazdów, przewidywane koszty wytwarzania oraz ogólna ocena wpływu na środowisko naturalne nie były możliwe do zaakceptowania. W następnym rozdziale będzie szerzej przedstawiony ten temat – porównane będą silniki spalinowe i stosowane w nich paliwa z silnikami elektrycznymi/akumulatorami i niezbędną do ich działania infrastrukturą.

3. Porównanie rozwiązań: silniki spalinowe/paliwa oraz silniki elektryczne/akumulatory z uwzględnieniem infrastruktury

W pracy [1] dokonano analizy porównawczej zalet i wad pięciu pojazdów elektrycznych na tle nowoczesnego konwencjonalnego samochodu osobowego z silnikiem ZS. W ocenie tej, poza porównaniem właściwości pojazdów w warunkach rzeczywistego ruchu drogowego, wzięto również pod uwagę dostępność energii elektrycznej i oleju napędowego. Określono ponadto możliwe do pokonania przez pojazdy dystans, jak również koszt zużytej energii. Omawianą analizę przeprowadzono na Wydziale Techniki Samochodowej i Układów Napędowych Pojazdów Uniwersytetu Technicznego w Wiedniu. Zestawiono pięć samochodów osobowych z napędem elektrycznym i jeden pojazd reprezentujący aktualny stan rozwoju napędzany silnikiem ZS. Były to:

- Mitsubishi i-MiEV
- Mercedes Benz A-Klasse E-Cell
- Smart Fortwo Electric Drive
- Nissan Leaf
- Citroën Berlingo
- Volkswagen Polo BlueMotion (samochód osobowy z silnikiem ZS).

Zużycie paliwa oraz emisja gazów cieplarnianych w samochodzie wyposażonym w silnik ZS, jak również przepływ energii w samochodzie z napędem elektrycznym mierzone były na stabilizowanej cieplnie hamowni podwoziowej. Przez określenie wartości oporów ruchu pojazdów, przy uwzględnieniu temperatury otoczenia oraz jazdy w różnych trybach (stop and go, tryb miejski, pozamiejski, autostradowy), przy zmiennym nachyleniu drogi (-2% , 0% i $+2\%$) możliwe było obliczenie dla badanych pojazdów, zbliżonego do warunków rzeczywistego ruchu, zapotrzebowania na energię. Poza wymienionymi parametrami na podstawie analizy literaturowej brano pod uwagę zapotrzebowanie na energię oraz emisję gazów cieplarnianych wynikającą z procesu produkcji energii (produkcja oleju napędowego).

Roczne zużycie energii oraz wynikowa roczna emisja gazów cieplarnianych obliczono oddzielnie dla Austrii i reszty Unii Europejskiej – wynikało to z różnic w średnich tempe-

battery. The energy required for driving an electric passenger car in a European city corresponds to 53 % of that of a diesel-engine powered passenger car. This analysis demonstrates the energy benefit of battery-electric vehicles during pure driving.

However, if the energy required for power generation here in Europe is taken into consideration as well, in the urban driving mode, electric passenger cars consume 33 % more energy than diesel-engine powered cars. As can be seen from Table 2, the energy benefit shrinks drastically if energy generation is also taken into account. In long-distance driving, this energy benefit turns into a disadvantage, as electric motor-driven passenger cars consume 43 % more energy in Europe than diesel-engine powered passenger cars.

Due to the lack of sufficient data, the production of electric passenger cars, which at present is still energy-intensive

on rural roads and various methods of electricity production and engine oil. Additional differentiation was made for driving in the urban and suburban cycle.

Korzyści energetyczne

In Table 1, the average energy requirement is presented for driving. The data take into account driving on an average slope, with the use of air conditioning (heating or cooling depending on the average temperature of the environment in a given month) and losses of charging and discharging of high-voltage accumulators. The energy requirement for electric vehicles in typical conditions for European cities is 53 % of the energy requirement for the same conditions for a vehicle with an internal combustion engine. The comparison shows the energy benefits for electric vehicles.

Table 1. Average energy required for driving (excluding energy supply)

Tabela 1. Średnie zapotrzebowanie na energię w zależności od trybu jazdy (z pominięciem procesu produkcji energii) [1]

Energy required/zapotrzebowanie na energię [kWh/100 km]		Urban driver/cykl miejski		Long distance driver/cykl pozamiejski	
Austria	diesel passenger car/samochody z silnikami ZS	42.9	100 %	42.1	100 %
	electric motor car/samochody z napędem elektrycznym	24.5	57 %	25.5	61 %
European Union/Unia Europejska	diesel passenger car/samochody z silnikami ZS	42.8	100 %	42.0	100 %
	electric motor car/samochody z napędem elektrycznym	22.8	53 %	24.2	58 %

Table 2. Average energy required for driving (including energy generation)

Tabela 2. Średnie zapotrzebowanie na energię w zależności od trybu jazdy (z uwzględnieniem procesu produkcji energii) [1]

Energy required/zapotrzebowanie na energię [kWh/100 km]		Urban driver/ cykl miejski		Long distance driver/cykl pozamiejski	
Austria	diesel passenger car/samochody z silnikami ZS	51.1	100 %	50.2	100 %
	electric motor car/pojazdy elektryczne	37.9	74 %	39.5	79 %

(on account of the high-voltage batteries), has not been taken into account in this calculation. However, the energy required for the production of a high-voltage battery can, in all probability, be assumed to correspond to approximately 13 % of the annual energy consumption of an electric passenger car [3, 4].

Climate benefit

The greenhouse gas emissions (considered as CO₂ equivalent) resulting from driving and energy generation for electric passenger cars in the urban driving mode amount to 38 % of that of diesel cars because of the high percentage of renewable energy used for electricity generation in Austria. At the European level, this benefit corresponds to 83 % and thus is significantly smaller. Table 3 gives a survey of the relevant figures:

Taking into account the need to produce energy for electricity (Table 2), in the EU for electric vehicles in the urban cycle it was found that energy consumption is 33 % higher than for vehicles with internal combustion engines. If production processes are taken into account, on the basis of the data in Table 2, it can be concluded that the energy benefit is significantly smaller. In the suburban cycle, the energy benefit is also negative compared to internal combustion engines (difference 43 %).

In the above estimates, the lack of sufficient data was not taken into account. The energy consumption for the production of electric vehicles is also not taken into account. This factor is important, especially in the case of

Range and convenience

The ranges indicated in Table 4 can be attained with an average driving style and a small inclination of the road. When the air-conditioning system is activated at an ambient temperature of +30 °C, the range reduction averages 14 %. When the car interior is heated at an ambient temperature of 0 °C, the average range reduction amounts to 27 %.

Energy costs

Due to the current taxes and levies on electric power and diesel fuel, the energy costs of electric cars for final consumers are lower than those of diesel-engine powered passenger cars. If these taxes and levies are not taken into account, the costs of electric cars in the urban driving cycle are higher than those of diesel-engine powered cars. In the medium term,

wykorzystywane w tych pojazdach akumulatory. W pracach [3, 4] stwierdzono jednak, że energia potrzebna do produkcji wysokonapięciowych akumulatorów wynosi około 13 % rocznego zużycia energii przez typowy samochód osobowy z napędem elektrycznym.

Korzyści środowiskowe

W odniesieniu do Austrii emisja gazów cieplarnianych uwzględniająca proces produkcji energii elektrycznej oraz jazdę pojazdów z napędem elektrycznym poruszających się w cyklu miejskim wynosi około 38 % wartości przyjętej dla samochodów z silnikami ZS. Ta stosunkowo niska wartość wynika przede wszystkim z użycia głównie energii odnawialnej. Dla całej Unii Europejskiej zysk ten jest znacznie niższy (tab. 3).

Table 3. Average greenhouse gas emissions from normal driving (including energy generation)

Tabela 3. Średnia emisja gazów cieplarnianych dla cyklu miejskiego i pozamiejskiego (z uwzględnieniem procesu produkcji energii) [1]

Greenhouse gas emissions/emisja gazów cieplarnianych [g CO _{2e} /km]	Urban driver/cykl miejski	Long distance driver/cykl pozamiejski			
Austria	diesel passenger car/samochody z silnikami ZS	128	100 %	126	100 %
	electric motor car/samochody z napędem elektrycznym	48	38 %	50	40 %
European Union/Unia Europejska	diesel passenger car/samochody z silnikami ZS	132	100 %	129	100 %
	electric motor car/samochody z napędem elektrycznym	109	83 %	116	90 %
	electric motor car/samochody z napędem elektrycznym	37.9	74 %	39.5	79 %
European Union/Unia Europejska	diesel passenger car/samochody z silnikami ZS	48.8	100 %	47.5	100 %
	electric motor car/samochody z napędem elektrycznym	64.2	133 %	68.1	143 %

the purchase prices for electric passenger cars will continue to exceed the additional costs customers are prepared to pay. In the long run, mass produced electric cars will cost more than € 6.000 more than comparable conventional cars [5]. At present, the prices for the commercially available electric passenger cars are approximately twice as high as those for comparable conventional cars.

What are the expectations of consumers when they buy a battery-driven passenger car?

Komfort termiczny podróżowania a zasięg pojazdu

Zasięgi pojazdów osiągnane przy normalnym stylu jazdy po drogach z niewielkim nachyleniem przedstawiono w tabeli 4. Przy temperaturze otoczenia wynoszącej +30 °C w chwili aktywowania układu klimatyzacji zasięg pojazdów elektrycznych maleje o około 14 %. W przypadku ogrzewania wnętrza pojazdu przy temperaturze otoczenia równej 0 °C zasięg maleje o około 27 %.

Table 4. Attainable ranges

Tabela 4. Zestawienie zasięgów analizowanych pojazdów [1]

Range less reserve range 25 km/zasięg pojazdu (bez 25 km zasięgu rezerwowego)	Ambient temperature/temperatura otoczenia		
	20 °C without heating and air-conditioning/bez ogrzewania i klimatyzacji	0 °C including heating/z ogrzewaniem	-10 °C including heating/z ogrzewaniem
Vehicle/pojazd			
Mitsubishi i-MiEV	83 km	48 km	41 km
Mercedes Benz A-Klasse E-Cell	150 km	101 km	85 km
Smart Fortwo Electric Drive	100 km	64 km	52 km
Nissan Leaf	76 km	53 km	41 km
Citroën Berlingo	60 km	54 km	51 km
Volkswagen Polo BlueMotion	1090 km	1036 km	989 km

1. In the medium term, the purchase prices will continue to exceed the additional costs accepted by customers. At present, the prices of electric cars are twice as high as those of conventional cars.

2. The energy costs for the operation of electric cars are lower than those of diesel-engine powered cars because of the current taxes and levies on electric power and diesel fuel.

3. Compared to conventional vehicles, the range of today's commercially available electric passenger cars is very limited and depends on the ambient temperature. This disadvantage is not expected to be overcome in the long term.

4. Charging and Convenience

An electric plug located at a close distance from the car park is indispensable for the operation and/or charging of the batteries of electric cars. The battery charging process requires additional technical manipulation (plugging in and unplugging).

5. Effect on the climate and energy requirement

If an electric passenger car is operated in a country in which a high percentage of the generated energy comes from renewable sources (i.e. Austria, for example), electric cars reduce both the energy consumption and greenhouse gas emissions in this country. If we look at the situation in the European Union as a whole, benefits are hardly visible. In countries in which only a small portion of energy is generated from renewable sources, in which low

average temperatures prevail or long distances are driven in the medium speed range, diesel-engine powered cars offer the advantage of lower energy consumption and/or lower greenhouse gas emissions. Finally, if we take a look at the energy density of the different sources, Figure 3 reveals drastic differences. In terms of both gravimetric energy density and volumetric energy density, more than one power of ten is missing.

4. Comparison of infrastructures

In this context, infrastructure means, first and foremost, the availability of stations for supplying energy, i.e. filling stations for liquid or gaseous fuels (CNG, LPG) and stations

Koszty energii

Z uwagi na podatki i inne obciążenia fiskalne związane zarówno z napędem elektrycznym, jak i klasycznym, koszt eksploatacji przez użytkownika jest niższy dla pojazdów z napędem elektrycznym. Jeśli powyższe opłaty nie byłyby brane pod uwagę, koszt eksploatacji pojazdów elektrycznych w cyklu miejskim byłby wyższy.

Ceny pojazdów elektrycznych w średniookresowej perspektywie czasowej będą wciąż przewyższać poziom, który są w stanie zaakceptować zainteresowani nabywcy. W dalszej perspektywie zakłada się, że masowo produkowane samochody elektryczne kosztować będą o 6 000 € więcej niż porównywalne pojazdy konwencjonalne [5]. Aktualnie jednak ceny dostępnych na rynku samochodów osobowych z napędem elektrycznym są około dwukrotnie wyższe w stosunku do porównywalnych samochodów z napędem konwencjonalnym.

Jakie są oczekiwania nabywców pojazdów z napędem elektrycznym?

1. Ceny zakupu samochodów elektrycznych będą w najbliższym czasie wciąż przewyższać akceptowalny przez klientów poziom. Aktualnie ceny samochodów elektrycznych są dwukrotnie wyższe niż ceny samochodów konwencjonalnych.

2. Koszt eksploatacji związany z zakupem energii jest dla pojazdów elektrycznych, z uwagi na obowiązujące podatki i inne opłaty, niższy od kosztu eksploatacji pojazdów z silnikami ZS.

3. W porównaniu do pojazdów z napędem konwencjonalnym aktualnie dostępne na rynku pojazdy elektryczne mają mniejszy zasięg, który dodatkowo jest bardzo uzależniony od temperatury zewnętrznej. Zakłada się, że niedogodność ta nie zostanie w najbliższym czasie przezwyciężona.

4. Dostępność ładowania

Lokalizacja w pobliżu parkingów samochodowych gniazd umożliwiających ładowanie akumulatorów jest czynnikiem niezbędnym w codziennej eksploatacji pojazdów z napędem elektrycznym. Proces ładowania akumulatorów wymaga dodatkowych czynności manipulacyjnych (podłączenie i rozłączenie złącza ładowania).

5. Efekt środowiskowy i wymagania energetyczne

Jeśli samochody elektryczne są eksploatowane w krajach korzystających z energii odnawialnej (np. Austria), możliwe jest zredukowanie zarówno zużycia energii, jak i emisji gazów cieplarnianych w tym kraju. Rozpatrując sytuację Unii Europejskiej jako całości, płynące z powyższego korzyści są trudne do zaobserwowania. W krajach, w których tylko niewielka część energii pochodzi ze źródeł odnawialnych, w których przeważają niskie średnie temperatury powietrza, a przemieszczanie odbywa się przy średnich prędkościach głównie na dalekich dystansach

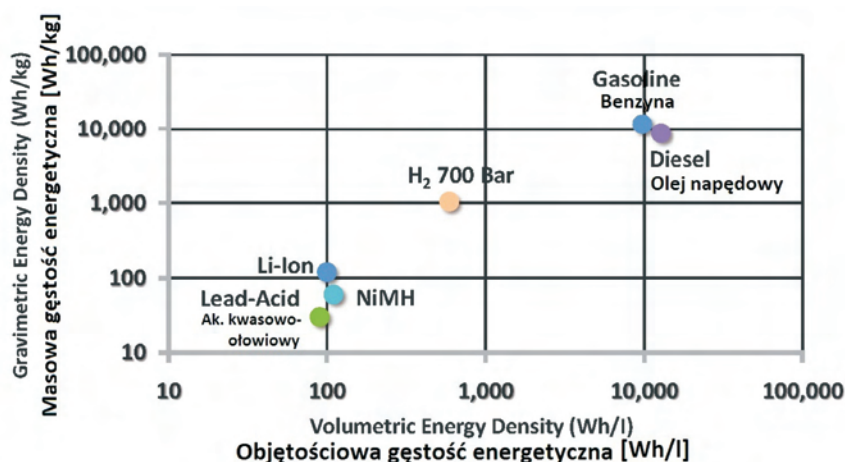


Fig. 3. Energy density of automotive fuels [17]

Rys. 3. Gęstość energetyczna wybranych paliw i źródeł energii [17]

for electric power and hydrogen [2]. But infrastructure also means service facilities such as workshops, testing centres and breakdown assistance with trained staff as well as additional parking spaces as electric cars will often be the second or third vehicle of their owners.

There can be no doubt that infrastructure will play a vital role in the introduction of future drive systems, because consumers are used to finding a filling station at a short distance and at any time. At these filling stations, consumers cannot only get fuels but are offered an ever widening range of services: They can buy food, beverages or snacks, perform banking and postal transactions or have their cars washed, minor repairs made, etc. In Germany, for example, around 15,000 filling stations provide such services, and approximately 2,800 providers of such services exist in Austria.

All new energy stations will have to measure up not only to this convenience standard, but also to the time required for refilling or charging. Also bear in mind that building the new infrastructure will take decades. Because of the existing vehicle fleet, it will have to be built in parallel to the currently available infrastructure.

I would now like to show you a comparison of the infrastructure costs of different sources of energy.

4.1. Filling stations for liquid and gaseous fuels

Fuel additives in small percentages (i.e. up to approximately 10 % biogenic fuels) will give rise to relatively few problems in terms of infrastructure and costs, although the mineral oils industry insists that all costs for the reconstruction of filling stations will be passed on to consumers, and that new fuels like E10 would have to be sold at higher prices. The next step, offering pure biofuels or fuels with a high content of biogenic substances with up to 85 % ethanol added to gasoline requires additional fuel infrastructures and thus leads to higher costs for consumers. Overall, it can be assumed that costs for future liquid fuels will remain at relatively reasonable levels.

The situation appears less favourable for gaseous fuels. For decades, efforts have been made to build up a satisfactory infrastructure network. However, this goal has still not been reached, although considerable government subsidies have been granted in the form of lower taxes on fuels for a long time. Once again, car manufacturers, energy companies and traffic associations recently launched another initiative under the lead of the German Energy Agency in order to facilitate progress. [6]. But at the end of the day, consumers can be persuaded to buy gas-driven cars only through state subsidies, as experience has shown that liquid fuels are better suited for ensuring mobility.

4.2. Filling stations for electric energy (Battery-Electric Cars)

Let me first describe the unproblematic aspect: there is enough electric power to supply the expected number of electric vehicles. As battery-electric propulsion systems would preferably be used in small vehicles with short ranges, it can be assumed [7] that approx. 5 kWh power would be consumed for a daily driving distance of 30 km. In principle, this energy can be obtained from the existing public

(cykle pozamiejskie) pojazdy z silnikami o ZS dają więcej korzyści – mniejsze zużycie energii i/lub mniejszą emisję gazów cieplarnianych. Jeśli weźmie się pod uwagę gęstość energetyczną różnych źródeł, można zauważyć znaczne różnice (rys. 3).

4. Porównanie rozwoju infrastruktury

Przez infrastrukturę w rozpatrywanym kontekście rozumie się przede wszystkim dostępność stacji umożliwiających uzupełnienie energii, tj. stacji paliw płynnych i gazowych (CNG, LPG, wodór) oraz stacji elektrycznych [2]. Infrastruktura wiąże się ponadto z dostępnością wszelkich udogodnień serwisowych, takich jak warsztaty, stacje diagnostyczne, doraźna pomoc techniczna świadczona w nagłych wypadkach, czy też dodatkowe miejsca parkingowe dla pojazdów elektrycznych, będących często drugim lub trzecim samochodem właściciela.

Nie ulega więc wątpliwości, że infrastruktura odgrywa istotną rolę we wprowadzaniu przyszłościowych systemów, pozwalając konsumentom na szybkie znalezienie znajdujących się w pobliżu stacji uzupełniających energię. W tego typu stacjach, poza oczywistym uzupełnieniem paliwa, oferuje się ponadto szeroki wachlarz usług dodatkowych, takich jak zakup jedzenia, napojów lub przekąsek, wykonanie transakcji bankowych i pocztowych, czy też umycie samochodu, lub wykonanie drobnych jego napraw itp. Dla przykładu, w Niemczech funkcjonuje około 15 000 stacji świadczących wymienione usługi, w Austrii jest ich około 2 800.

Wszystkie stacje zasilania nowymi rodzajami energii muszą zapewnić nie tylko udogodnienia dostępne w konwencjonalnych stacjach paliw, ale również odpowiednio szybki proces uzupełnienia energii. Należy również pamiętać o tym, że budowa nowej infrastruktury zajmuje dekady. Jej tworzenie, z uwagi na aktualnie użytkowane pojazdy, powinno odbywać się równoległe do infrastruktury już istniejącej. W dalszej części artykułu przedstawiono porównanie kosztów infrastruktury dla różnych źródeł energii.

4.1. Stacje tankowania paliw płynnych i gazowych

Stosowanie biokomponentów paliwowych w niewielkiej ilości (tj. do 10 %) powoduje pojawienie się raczej niewielu problemów związanych z infrastrukturą i kosztami. Przemysł naftowy uważa, że wszelkie koszty przystosowania stacji tankowania do takich paliw muszą ponieść konsumenci przez sprzedaż nowych paliw, jak np. E10 po odpowiednio wyższych cenach. Oferowanie czystych biopaliw lub paliw z dużą zawartością biokomponentów (np. do 85 % etanolu w benzynie) wymaga dodatkowej infrastruktury paliwowej, co również prowadzi do poniesienia przez konsumentów wyższych kosztów. Stwierdzić można jednak, że koszty przyszłych paliw płynnych pozostaną na relatywnie umiarkowanym poziomie.

Mniej korzystnie prezentuje się w Unii Europejskiej sytuacja paliw gazowych. Przez dekady poczyniono wiele starań prowadzących do budowy niezbędnej infrastruktury. Niemniej jednak, pomimo znaczących dotacji rządowych w postaci mniejszych podatków, cel ten nie został osiągnięty. W ostatnim czasie producenci pojazdów, przedsiębiorstwa z branży

grid provided that a sufficient number of easily accessible plugs are available in parking lots, multi-storey parking garages, etc.

With proper logistic control of the charging process to ensure charging of the batteries, the existing low-voltage grid could be used without expanding its capacity. With a market penetration rate of 500 vehicles per 1,000 inhabitants, power consumption in Austria would rise by only approx. 12 %. The problems are in the details, such as dirty plugs and sockets, incomplete international standardization regarding, for example, the position of plugs and cables in the vehicle (front, rear end, or lateral). A sufficient number of parking spaces for battery charging is inconceivable in cities and towns.

But the crucial problem seems to be the time required for charging: with a regular plug for a 230 V, 16 A electric current and a power of some 3.7 kW, it takes about eight hours to charge a 30 kWh vehicle battery. A plug for three-phase alternating current with up to 63 A (44 kW) requires only approximately 45 minutes for charging. With a direct current voltage system in which the transformer technology is integrated into the charging unit, charging of several hundred kW is possible. In this way an electric car could be charged within a few minutes if this would not put too much strain on the batteries: the high losses in the fuel cells would cause temperatures to rise which would, in turn, negatively affect chemical processes [8].

Whereas electricity suppliers would like to control the scheduling for the long charging times, this does not necessarily correspond to consumers' wishes. Given the long charging times, battery-electric vehicles are unsuitable for long-distance driving unless they are equipped with strong range extenders.

The option of inductive charging is currently being studied, but many detailed questions have yet to be clarified. Some companies such as, IAV [9], Siemens [8] and others are making intensive efforts in this area. Battery-exchange systems are not considered as a viable solution for a number of reasons, including problems associated with the required standardization.

4.3. Filling stations for hydrogen

As it is generally believed that primarily larger vehicles would be equipped with fuel cells for driving over longer distances, the question of hydrogen infrastructure constitutes a particular problem. Island solutions, such as those conceived for starting battery-electric vehicles, could not be considered as a realistic option. The "hen or egg" dilemma appears particularly grave in this context. Daimler [10] points out that a two-pronged approach would be needed: i.e. simultaneous development of vehicles and filling stations. Only then will the fuel cell and hydrogen technologies meet with the approval of customers and the general public.

Linde AG presented its model project of a circular highway through Germany with a hydrogen infrastructure [11]. This project marks the beginning of the

establishment of a hydrogen infrastructure for German traffic. Such a circular highway would connect major conur-

energetycznej oraz stowarzyszenia zajmujące się kongestią próbując pod przewodnictwem Niemieckiej Agencji Energetyki wprowadzać kolejne inicjatywy pozwalające na dokonanie postępu w omawianej dziedzinie [6]. Jednak w ostatecznym rozrachunku konsumenci mogą zostać przekonani do kupna pojazdów zasilanych gazem jedynie dzięki dotacjom, bo jak pokazało doświadczenie paliwa ciekłe są lepiej przystosowane do niezawodnego spełnienia potrzeb transportowych.

4.2. Stacje ładowania pojazdów z napędem elektrycznym

Przede wszystkim należy zdać sobie sprawę z jednej kwestii – energia elektryczna jest dostępna w ilości umożliwiającej zaspokojenie potrzeb spodziewanej liczby pojazdów z napędem elektrycznym. Przy założeniu zastosowania napędów elektrycznych w małych pojazdach pokonujących krótkie dystanse stwierdzono [7], że dziennie na pokonanie dystansu 30 km potrzeba około 5 kWh energii. Energia ta mogłaby być uzyskana z istniejącej publicznej sieci elektrycznej dzięki instalacji wystarczającej liczby gniazd na parkingach, wielopoziomowych garażach itp.

Przy właściwej kontroli procesu ładowania akumulatorów istniejąca niskonapięciowa sieć mogłaby być użytkowana bez większych zmian. Przy 500 pojazdach na 1 000 obywateli, biorąc pod uwagę przewidywania austriackiego rynku, zakłada się, że zużycie energii wzrosłoby jedynie o 12 %. Problem tkwi jednak w szczegółach dotyczących np. gniazd i wtyczek, w obszarze czego brak jest jednolitego międzynarodowego standardu uwzględniającego choćby pozycję wtyczki i przewodów w pojeździe (przód, tył, bok pojazdu). Również zapewnienie w miastach odpowiedniej liczby parkingów ze stacjami ładowania wydaje się trudne do zrealizowania.

Innym istotnym problemem jest czas potrzebny do pełnego naładowania akumulatorów. Przy standardowym złączu 230 V, natężeniu prądu 16 A i mocy ok. 3,7 kW uzupełnienie energii w ilości ok. 30 kWh zajmuje około 8 godzin. Wykorzystanie prądu trójfazowego o natężeniu 63 A i mocy 44 kW pozwala na skrócenie tego czasu do około 45 minut. Z kolei użycie układu z prądem stałym, wykorzystującego technologię transformatorową zintegrowaną w jednostce ładującej umożliwia ładowanie mocą wynoszącą nawet kilkaset kW. W tym przypadku pojazd elektryczny mógłby być ładowany w przeciągu kilku minut. Warunkiem tego jest zachowanie optymalnego poziomu obciążenia akumulatorów – wysokie straty w ogniwach mogą powodować wzrost temperatury, co mogłoby mieć negatywny skutek na chemiczne procesy zachodzące w akumulatorach [8].

Dostawcy energii chcieliby móc planować zapotrzebowanie na energię elektryczną, dlatego preferują wolne ładowanie, co nie do końca jest zgodne z wymaganiami konsumentów. Ponadto technologia powolnego ładowania baterii pojazdów elektrycznych utrudnia pokonywanie długich tras, chyba że będą one wyposażone w specjalne urządzenia wydłużające możliwy do pokonania na jednym ładowaniu dystans.

Aktualnie jest rozwijane ładowanie indukcyjne, które jest rozwiązaniem alternatywnym. Intensywne prace w tej

bations and hydrogen technology leaders, such as passenger car manufacturers. Approximately 35 hydrogen filling stations would be installed at intervals of some 50 km along the entire length of the highway totalling approximately 1,800 km. The investment required for this project would amount to about 30 million Euro. The most cost-effective approach would consist of supplying liquid hydrogen to the planned filling stations from lorry tank trailers. Both the uses of pipelines and/or on-site production of liquid hydrogen would be far more costly.

It is difficult to understand how such an infrastructure could compete with the 15,000 filling stations for liquid fuels existing in Germany unless the state made massive interventions. The costs for establishing a Europe-wide infrastructure for supplying liquid hydrogen to 41.2 million vehicles at 18,000 filling stations by 2030 are estimated to be 18.5 billion euro [12].

4.4. Cost comparison of the different infrastructures

A comprehensive study [12] on all issues associated with alternative propulsion systems also contains a detailed comparison of costs. In an optimistic scenario it was assumed that the prices of fuel cell systems will go down by 90 % by 2020, those for battery-electric systems by 80 % and those for hydrogen by 70 % by the year 2025 as a result of volume effects and technological progress. With regard to internal combustion engines, it is expected that fuel consumption can be lowered by 30 % whereas costs will remain at the same level as a result of hybridization and lightweight design. Tables 5 and 6 give a survey of the situation in the years 2020 and 2050:

As is shown by Table 5, the infrastructure cost for battery-electric and fuel-cell vehicles will exceed the costs for gasoline and diesel infrastructure by a factor of approximately 5 by 2020.

Permit me to make some additional remarks concerning these two tables. [3] is based on the assumption that 50 % of these vehicles will be charged at home at a price of 200 to 400 euro per charging station and the other 50 % at public charging stations, where the costs are estimated at 10,000 euro for two cars. This would correspond to 1,500 to 2,500 euro per car. Opinions are divided concerning the costs of the electric charging infrastructure. [12] assumes that 25,000 euro would go into the production, installation and the grid connection of a power charging station for passenger cars.

With regard to the costs of hydrogen infrastructure [10] assumes 5 % of the total costs of fuel-cell vehicles, i.e. 1,000 to 2,000 euro per car. The initial investment has been calculated at 3 billion euro, which includes hydrogen production, distribution and selling to final consumers. According to [12], the construction of a hydrogen infrastructure covering 25 % of the market would cost 3 billion euro in the first year and 2 to 3 billion euro in subsequent years. [12] estimates that a large-scale roll-out of a hydrogen infrastructure in Europe over a 40 year period would require investments totalling 100 billion euro. In the opinion of [12], the risks involved in the construction of such a hydrogen infrastructure would be so high that no single company could assume them; hence the

dziejzinie są obecnie prowadzone przez firmy IAV [9], Siemens [8] i inne. Z kolei ze względu na wiele przyczyn związanych np. z ujednoczeniem standardów, układy opierające się na wymianie akumulatorów nie są uważane za rozwiązanie, które może być powszechnie stosowane.

4.3. Stacje tankowania wodoru

Jak powszechnie wiadomo, zastosowanie w pojazdach ogniw paliwowych pozwala na zwiększenie ich zasięgu. Podstawowym problemem jest jednak brak odpowiedniej infrastruktury umożliwiającej tankowanie wodoru. Daimler [10] zwraca uwagę na konieczność dwupłaszczyznowego podejścia, tj. przy jednoczesnym rozwoju pojazdów konieczny jest rozwój stacji tankowania paliwa. Tylko wtedy technologie ogniw paliwowych i wodoru spotkają się z aprobatą użytkowników i opinii publicznej.

W ostatnim czasie firma Linde AG zaprezentowała projekt infrastruktury wodorowej zbudowanej na biegnącej wokół Niemiec autostradzie [11]. Jest to niewątpliwie początek tworzenia tego typu infrastruktury w Niemczech. W planowanym rozwiązaniu przewiduje się zbudowanie infrastruktury wzdłuż autostrady łączącej główne aglomeracje z liderami w dziedzinie wodoru, takimi jak np. producenci samochodów osobowych. W tym celu zamierza się zbudować około 35 stacji tankowania rozmieszczonych co 50 km, na łącznej długości 1 800 km. Koszt inwestycji wynosi około 30 milionów euro. Najbardziej opłacalnym sposobem dostarczania ciekłego wodoru do stacji napełniania byłoby wykorzystanie pojazdów z cysternami. Znacznie droższym rozwiązaniem byłoby użycie rurociągów i/lub produkcja ciekłego wodoru bezpośrednio przy stacji.

Bez znaczącej interwencji władz państwowych trudno sobie jednak wyobrazić istnienie i konkurowanie tego typu stacji z aktualnie działającymi w Niemczech 15 000 stacjami tankowania paliw płynnych. Koszt stworzenia ogólnoeuropejskiej sieci umożliwiającej dostarczanie wodoru na potrzeby 41,2 mln samochodów przy założeniu powstania 18 000 stacji do 2030 roku wynosi około 18,5 mld euro [12].

4.4. Porównanie kosztów infrastruktury dla poszczególnych paliw i napędów

Obszerne studium zagadnień związanych z alternatywnymi napędami zawarte w publikacji [12] uwzględnia między innymi szczegółowe porównanie kosztów. W optymistycznym scenariuszu zakłada się, że ceny układów z ogniwami paliwowymi zmaleją o 90 % do 2020 roku, w odniesieniu do akumulatorowych układów elektrycznych o 80 %, w przypadku wodoru o 75 % do 2025 roku – zmniejszenie powyższych kosztów nastąpi jako skutek postępu technicznego. W odniesieniu do silników spalinowych przewiduje się, że zużycie paliwa spadnie o 30 %, przy jednoczesnym utrzymaniu podobnych kosztów eksploatacji – przyczyną w tym przypadku będzie hybrydyzacja i zmniejszanie masy własnej pojazdów. W tabelach 5 i 6 przedstawiono porównanie kosztów dla wybranych paliw i napędów odpowiednio dla lat 2020 i 2050.

Zgodnie z danymi zawartymi w tabeli 5 koszt infrastruktury dla pojazdów z akumulatorowym napędem elektrycznym (BEV) oraz pojazdów z napędem elektrycznym wyko-

risks would have to be shared with the general public. The chance that the company that initially establishes a hydrogen infrastructure would benefit from the early mover effect is considered slim.

4.5. Summary of the chapter 4

- The infrastructure (filling stations, service centres with trained staff) will, to a considerable extent, influence the introduction of alternative propulsion systems.
- Drive systems not requiring a new infrastructure or requiring only small modifications to the existing infrastructure offer major advantages because of the wide availability of the existing infrastructure on the one hand and the avoidance of investments in new infrastructure on the other, which would, in the final analysis, have to be paid for by all users of new propulsion systems.
- From the perspective of infrastructure, internal combustion engines using liquid fuels offer many advantages. Even new liquid fuels or new additives do not give rise to problems with infrastructure.
- The massive investments required for the building of electric charging stations will be a major obstacle to the introduction of electro-mobility. In addition, the charging-parking space dilemma must be considered as many electric cars will be their owners' second cars, and the extremely long charging time constitutes yet another obstacle.

Table 5. Purchase prices, cost of maintenance, fuels and infrastructure of fuel-cell electric vehicles (FCEV), battery-electric vehicles (BEV), plug-in-hybrid vehicles (PHEV), vehicles with gasoline engines (ICE – gasoline) and vehicles with diesel engines (ICE – diesel) for the year 2020

Tabela 5. Ceny zakupu, eksploatacji, paliw i infrastruktury pojazdów z napędem elektrycznym wykorzystujących ogniwa paliwowe (FCEV), pojazdów z akumulatorowym napędem elektrycznym (BEV), pojazdów hybrydowych typu „plug-in” (PHEV), pojazdów z silnikami ZI (ICE – gasoline) i pojazdów z silnikami ZS (ICE – diesel) – rok 2020 [12]

EUR thousands/ tys. EUR		EXCLUDING ALL TAXES/ Z WYKLUCZENIEM PODATKÓW				2020
Vehicle/ Pojazd	Purchase price/ Cena zakupu	Maintenance/ Eksploatacja	Fuel cost ^{1)/} Koszt paliwa	Infrastructure ^{2)/} Infrastruktura	TCO ³⁾	
A/B Segment						
FCEV	20.0	2.8	4.6	2.2	29.6	
BEV	16.9	2.3	2.8	2.5	24.5	
PHEV	14.7	2.9	3.3	1.4	22.3	
ICE - gasoline	11.3	3.0	3.7	0.5	18.5	
ICE - diesel	11.3	3.0	3.7	0.4	18.4	
C/D Segment						
FCEV	30.9	4.5	5.6	2.7	43.8	
BEV	28.9	3.7	3.4	2.5	38.5	
PHEV	26.8	4.9	3.8	1.4	36.9	
ICE - gasoline	21.4	5.5	4.7	0.6	32.3	
ICE - diesel	21.9	5.7	4.7	0.5	32.8	
J Segment						
FCEV	38.9	5.6	6.9	3.3	54.8	
BEV	41.0	5.4	4.2	2.5	53.1	
PHEV	37.0	6.7	5.1	1.4	50.2	
ICE - gasoline	28.5	7.1	6.2	0.8	42.5	
ICE - diesel	29.5	7.5	6.5	0.7	44.1	

1 Includes production and distribution cost/ Włączając koszt produkcji i dystrybucji

2 Includes retail cost/ Włączając koszt detaliczny

NOTE: Assuming 15 years lifetime, annual driving distance of 12,000 km, no tax (e.g., fuel excise, VAT)/

UWAGA: Przy założeniu 15 lat, rocznego dystansu 12,000 km, bez podatków (np. akcyza za paliwo, VAT)

3 Total Cost of Ownership/ Całkowity koszt posiadania

rzystujących ogniwa paliwowe (FCEV) do 2020 roku będzie pięciokrotnie przekraczał koszty infrastruktury pojazdów z silnikami ZI (ICE – gasoline) i ZS (ICE – diesel). Analiza danych tabel 5 i 6 pozwala na wyciągnięcie dodatkowych wniosków. W pozycji [3] oparto się na założeniu, że 50 % z opisywanych pojazdów będzie ładowanych z wykorzystaniem przydomowych stacji, których koszt wyniesie 200 – 400 euro; pozostałe 50 % stanowić będą publiczne stacje ładowania, których szacowany koszt wynosił będzie 10 000 euro za stanowisko umożliwiające jednoczesne ładowanie dwóch samochodów. Będzie to odpowiadać 1 500 do 2 500 euro za samochód. Odnośnie do kosztów infrastruktury ładowania opinie są podzielone. Na podstawie pracy [12] zakłada się, że dla samochodów osobowych produkcja oraz instalacja i podłączenie sieci elektrycznej wyniesie dla pojedynczej stacji ładowania około 25 000 euro.

W odniesieniu do infrastruktury wodorowej zakłada się [10] jej koszt na poziomie 5 % całkowitego kosztu wszystkich pojazdów z ogniwami paliwowymi, co odpowiada 1 000 – 2 000 euro na 1 pojazd. Wstępne koszty inwestycji uwzględniające koszt produkcji wodoru, dystrybucję i sprzedaż do docelowego klienta szacowane są na 3 mld euro. Zgodnie z [12] zbudowanie infrastruktury wodorowej pozwalającej na zaspokojenie potrzeb 25 % rynku ocenia się na około 3 mld euro w pierwszym roku i od 2 do 3 mld euro w latach kolejnych. Szacuje się ponadto,

że dla Europy wprowadzenie na szeroką skalę wodorowej infrastruktury stanowić może na przestrzeni najbliższych 40 lat koszt 100 mld euro. Żadna prywatna firma nie byłaby w stanie ponieść tak wysokiego ryzyka związanego z utworzeniem infrastruktury wodorowej, ryzyko to musi być w związku z tym ponoszone publicznie.

4.5. Podsumowanie rozdziału

– Utworzenie działającej na szeroką skalę infrastruktury (stacje tankowania, centra serwisowe z wyszkolonym personelem) będzie miało istotny wpływ na wprowadzanie na rynek alternatywnych układów napędowych.

– Zastosowanie układów napędowych niewymagających utworzenia nowej infrastruktury, bądź też takich, które wymagają jedynie niewielkich jej modyfikacji łączy się z co najmniej dwoma zaletami: z jednej strony istniejąca infrastruktura jest łatwo dostępna, z drugiej – brak jest koniecz-

Table 6. Purchase prices, cost of maintenance, fuels and infrastructure of fuel-cell electric vehicles (FCEV), battery-electric vehicles (BEV), plug-in-hybrid vehicles (PHEV), vehicles with gasoline engines (ICE - gasoline) and vehicles with diesel engines (ICE - diesel) for the year 2050

Tabela 6. Ceny zakupu, eksploatacji, paliw i infrastruktury pojazdów z napędem elektrycznym wykorzystujących ogniwa paliwowe (FCEV), pojazdów z akumulatorowym napędem elektrycznym (BEV), pojazdów hybrydowych typu „plug-in” (PHEV), pojazdów z silnikami ZI (ICE – gasoline) i pojazdów z silnikami ZS (ICE – diesel) – rok 2050 [12]

EUR thousands/ tys. EUR						2050
EXCLUDING ALL TAXES/ Z WYKLUCZENIEM PODATKÓW						
Vehicle/ Pojazd	Purchase price/ Cena zakupu	Maintenance/ Eksplatacja	Fuel cost ¹ / Koszt paliwa	Infrastructure ² / Infrastruktura		TCO ³
A/B Segment						
FCEV	14.3	2.3	3.7	1.0		21.4
BEV	13.4	2.2	2.4	2.5		20.5
PHEV	12.8	2.8	3.5	1.4		20.5
ICE - gasoline	10.8	2.9	4.6	0.5		18.8
ICE - diesel	11.0	2.9	4.6	0.4		18.9
C/D Segment						
FCEV	23.7	4.0	4.0	1.1		32.8
BEV	23.5	3.5	2.8	2.5		32.3
PHEV	23.5	4.8	3.6	1.4		33.3
ICE - gasoline	20.5	5.1	5.8	0.6		32.0
ICE - diesel	21.2	5.4	5.8	0.5		32.9
J Segment						
FCEV	30.4	5.0	4.6	1.3		41.4
BEV	33.3	5.1	3.4	2.5		44.3
PHEV	32.6	6.6	5.1	1.4		45.7
ICE - gasoline	27.9	6.9	7.7	0.8		43.2
ICE - diesel	28.7	7.2	8.0	0.7		44.6

1 Includes production and distribution cost/ Włączając koszt produkcji i dystrybucji
 2 Includes retail cost/ Włączając koszt detaliczny
 NOTE: Assuming 15 years lifetime, annual driving distance of 12,000 km, no tax (e.g., fuel excise, VAT)/
 UWAGA: Przy założeniu 15 lat, rocznego dystansu 12,000 km, bez podatków (np. akcyza za paliwo, VAT)
 3 Total Cost of Ownership/ Całkowity koszt posiadania

- Establishing a hydrogen infrastructure costs a lot of money. This problem will further delay the introduction of fuel-cell propulsion systems.

5. Possible solutions

From what I have stated previously, it can be concluded that liquid fuels have the highest potential for assuring mobility in the future. It can even be said that in the event of scarcity, these fuels should be reserved for mobility, as it is easier to substitute them in all other areas. Gas, solar energy, geothermal energy or biomass can be used for heating purposes. The supply of electric power can be ensured with a mix of coal, nuclear energy, solar energy, hydroelectric power or wind energy [15].

Amongst fuels for mobility, GTL (gas-to-liquids) will play a vital role. GTL will not only contribute to the diversification of energy supply but also to the reduction of emissions caused by road traffic. GTL fuels are of vital importance either as pure fuels or as additives to conventional diesel fuels [13].

The quality of conventional liquid fuels has been significantly improved over the past few years thanks to the introduction of sulphur-free fuels with lower aromatic contents as well as low-ash engine oils. These positive developments are, however, jeopardized [14] by the obligation to add bio-

ności poniesienia kosztów budowy nowej infrastruktury przez użytkowników alternatywnych układów napędowych.

– Z perspektywy istniejącej infrastruktury silniki spaliny zasilane paliwami płynnymi mają wiele zalet. Nowe paliwa płynne lub też nowe komponenty paliw konwencjonalnych nie generują problemu związanego z dostosowaniem do nich wykorzystywanej infrastruktury.

– Znaczące inwestycje wymagane przy budowie stacji ładowania pojazdów elektrycznych stanowiąc będą podstawową przeszkodę w rozwoju tego typu układów. Dodatkowy problem związany będzie z koniecznością zapewnienia przestrzeni parkingowej dla pojazdów z napędami elektrycznymi – dla wielu użytkowników samochody te stanowiąc będą drugi samochód. Innym ograniczeniem jest wciąż długi czas ładowania akumulatorów elektrycznych.

– Szacowany koszt budowy infrastruktury wodorowej jest znaczny. Problem ten będzie przyczyną opóźnienia upowszechnienia układów napędowych wykorzystujących ogniwa paliwowe.

5. Prawdopodobne rozwiązania

Na podstawie przeprowadzonej w poprzednich rozdziałach analizy stwierdzić można, że paliwa płynne mają największy potencjał w zaspokojeniu przyszłościowych potrzeb transportowych. Można ponadto stwierdzić, że w przypadku wyczerpywania się zasobów paliw konwencjonalnych część z nich powinna być zarezerwowana przede wszystkim na cele transportowe – podejście takie wynika z łatwości wykorzystania zamienników paliw konwencjonalnych w innych obszarach techniki. Gaz ziemny, energia słoneczna, energia geotermalna lub biomasa powinny być wykorzystywane głównie do celów grzewczych. Zaopatrzenie w energię elektryczną powinno być zapewnione jako powiązanie energetyki węglowej z nuklearną, słoneczną, wodną lub wiatrową [15].

W produkcji paliw silnikowych coraz większe znaczenie będzie odgrywać technologia GTL (gas to liquid). Metoda ta nie tylko przyczynia się do dywersyfikacji źródeł dostarczonej energii, ale również do redukcji emisji związków szkodliwych powodowanych przez motoryzację. Paliwa

fuels, especially fatty acid methyl esters (FAME, biodiesel) to conventional fuels.

Numerous technologies are available for the production of synthetic hydrocarbons. Which technology makes the best sense depends on the available process energy.

wytwarzane w technologiach GTL mogą być używane jako samoistne paliwa lub jako dodatek do konwencjonalnego oleju napędowego [13].

Jakość paliw konwencjonalnych uległa w ostatnim czasie znaczącej poprawie, co było skutkiem zarówno wprowadzenia paliw beziarkowych i o zmniejszonym udziale składników aromatycznych, jak również niskopopiołowych olejów silnikowych. Ten pozytywny trend jest jednak zagrożony [14] obligatoryjną koniecznością stosowania w paliwach konwencjonalnych biokomponentów, w szczególności takich jak estry metylowe kwasów tłuszczowych (FAME).

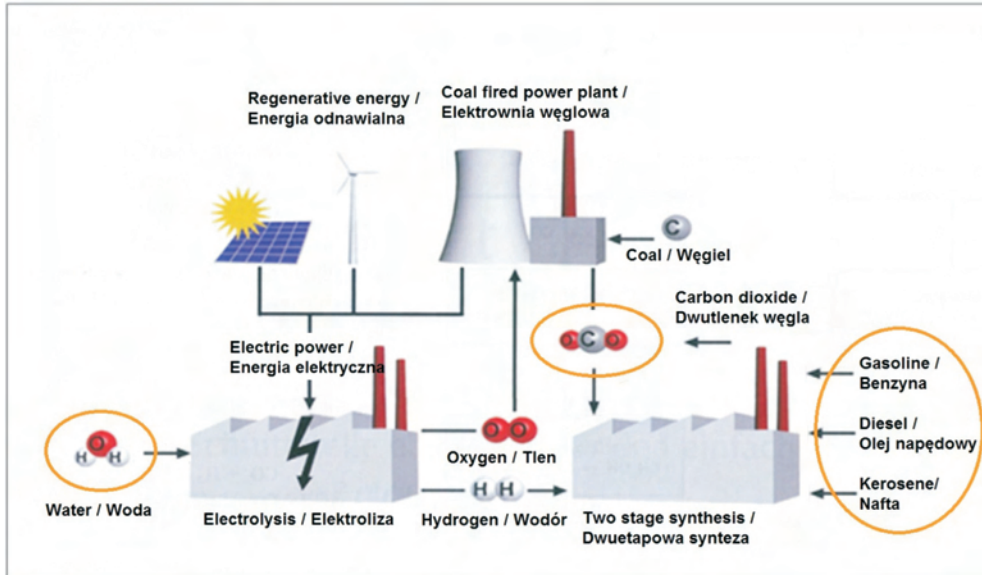


Fig. 4. Principle of the CWtL-synthesis [15]

Rys. 4. Przebieg procesu syntezy CWtL [15]

If electric power generated from wind or solar energy is available, hydrogen H_2 can be produced through electrolysis. This hydrogen may then be used for converting CO_2 into CO by means of the water-gas reaction ($CO_2 + H_2 \rightarrow CO + H_2O$). CO can subsequently be hydrogenated using various catalytic processes (Fischer-Tropsch) or methanol (MtG, MtSynfuel) in order to obtain carbons.

z energii wiatru lub energii słonecznej, wodór H_2 może być produkowany na drodze elektrolizy. Tak wyprodukowany wodór może być następnie użyty do konwersji CO_2 w CO ($CO_2 + H_2 \rightarrow CO + H_2O$). Powstały CO może być następnie uwodorniony przy użyciu procesów katalitycznych typu synteza uwodorniona lub z wykorzystaniem metanolu (MtG, MtSynfuel), dając w efekcie paliwa węglowodorowe.

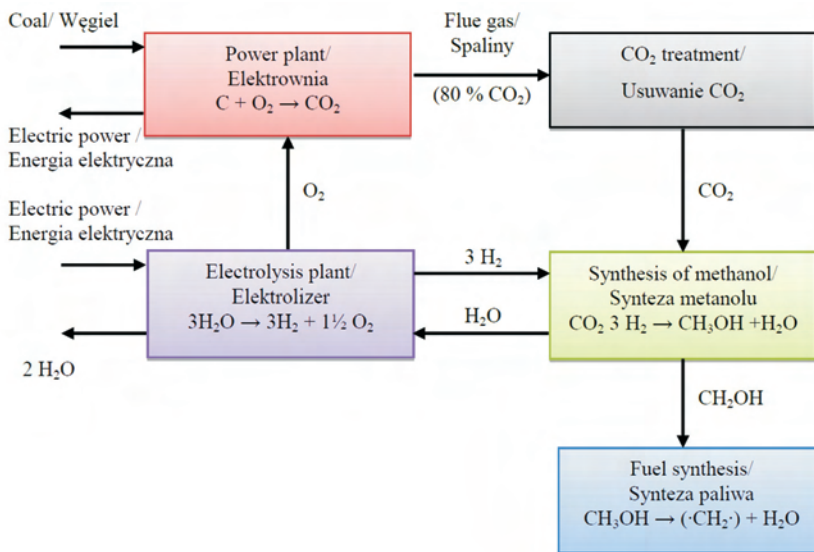


Fig. 5. Chemical reaction in CWtL-synthesis – reduction of CO_2 from power plants to methanol and fuel synthesis in accordance with the MtG-MtSynfuel process [15]

Rys. 5. Reakcje chemiczne syntezy CWtL – redukcja CO_2 z elektrowni do metanolu oraz synteza paliwa w procesie MtG-MtSynfuel [15]

Do produkcji syntetycznych węglowodorów wykorzystuje się aktualnie różne technologie. O tym, jakie rozwiązanie powinno być zastosowane decyduje rodzaj dostępnej energii. Jeśli dostępna jest energia elektryczna wytwarzana

W ostatnim czasie Maus w *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* [15] zaprezentował procedurę za pomocą której CO_2 nie musi być magazynowany. Zasadę realizacji procesu upłynnienia CO_2 przy udziale wody (CWtL) przedstawiono na rys. 4. Na rysunku 5 zamieszczono przebieg odpowiedzianych za proces reakcji chemicznych. Wydaje się, że zachodząca w procesie transformacja energii elektrycznej na energię chemiczną ma wyższą wydajność niż tradycyjny odwrotny proces. Nie ulega zatem wątpliwości, że w przyszłości dostępnych będzie wiele technologii umożliwiających produkcję paliw płynnych.

6. Wnioski i prognozy na przyszłość

Transport oparty wyłącznie na zasilanym akumulatorowo napędzie

Recently Maus presented a procedure in *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* [15] with which, CO₂ does not need to be stored. The principle of a carbon dioxide and water-to-liquid process (CWtL) is illustrated in Fig. 4 and the chemical processes taking place are shown in Fig. 5. This transformation of electrical energy into chemical energy seems to have a higher efficiency than the usual, inverted process. At any rate, in the future, there will be many options for the production of liquid fuels.

6. Conclusions and outlook

Purely battery-electric mobility will be applied in the future only in specific areas. Fuel-cell vehicles will hardly be used because of the extreme infrastructure investment costs. In contrast, liquid fuels will ensure the future of mobility. In this scenario, energy such as solar or wind energy will be generated without CO₂ emissions. The complete infrastructure is available world-wide, so are the drive units. Why should we leave this path? For large marine vessels, methane drives could be a bridge technology for the future.

The answers to the question "Future Mobility without Internal Combustion Engines and Fuels?" are "no" in both cases. For many decades to come, and in the foreseeable future, internal combustion engines – in many cases with electric motors – will be with us, just like the liquid fuels they require. The importance of crude oil will decline, as these fuels will be increasingly produced on a synthetic basis without CO₂ emissions.

elektrycznym będzie w przyszłości wykorzystywany jedynie w wybranych obszarach. Pojazdy wykorzystujące ogniwa paliwowe nigdy nie osiągną większej popularności ze względu na wysokie koszty budowy niezbędnej infrastruktury. Paliwa płynne także w przyszłości będą podstawowym nośnikiem energii wykorzystywanym w środkach transportu. Do ich produkcji w coraz większym stopniu wykorzystywane będą jednak technologie o niskiej bądź zerowej emisji CO₂, jak na przykład baterie słoneczne, czy fermy wiatrowe. Infrastruktura produkcji i dystrybucji paliw płynnych jest rozpowszechniona na całym świecie, podobnie jak jednostki napędowe zasilane paliwami płynnymi. Dlaczego więc porzucać sprawnie funkcjonujące rozwiązania? To dla dużych statków morskich zasilanie gazem ziemnym może stanowić rozwiązanie przejściowe dla przyszłych technologii.

Odpowiedź na pytanie „Czy transport w przyszłości odbywać się będzie bez silników spalinowych i paliw?” brzmi „nie” w obu przypadkach. Silniki spalinowe funkcjonują już przez wiele dekad i w dającej się przewidzieć przyszłości wciąż będą powszechnie stosowane, podobnie jak paliwa płynne potrzebne do ich zasilania. Znaczenie ropy naftowej będzie jednak powoli malało w miarę wzrostu skali produkcji paliw syntetycznych w procesach zapewniających małą emisję CO₂.

Bibliography/Literatura

- [1] Geringer B. et al.: Batterieelektrische Fahrzeuge in der Praxis – Kosten, Reichweite, Umwelt, Komfort. Publikation des Österreichischen Vereins für Kraftfahrzeugtechnik, Juni 2012.
- [2] Lenz H.P.: Die Rolle der Infrastruktur für das Automobil der Zukunft, *ATZ-Extra* April 2011, s. 113-117.
- [3] Wagner U. et al.: Ganzheitliche Bewertung alternativer Kraftstoffe und innovativer Fahrzeugantriebe. [Buchverf.] D. Nannin. Hybrid-Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge. Renningen: Expert Verlag, 2007. ISBN-10: 3-8169-2625-8.
- [4] Althaus H. et al.: Vergleichende Ökobilanz individueller Mobilität: Elektromobilität versus konventionelle Mobilität mit Bio- und fossilen Treibstoffen. Dübendorf: EMPA, 2010.
- [5] Tober W.: Zukünftige Mobilität - Elektromobilität als Lösung? Wien: TU Wien, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau, 2010. Veröffentlicht durch den Österreichischen Verein für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK). B10032.
- [6] www.automobilwoche.de, 22.12.2010
- [7] Brauner G.: Elektrische Energieversorgung und Mobilität in Europa. 30. Internationales Wiener Motorensymposium 2009, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 697.
- [8] SIEMENS: Pictures of the Future, Herbst 2010, S. 34-36.
- [9] Nietsche W.: Induktive Aufladung. *ATZ elektronik-Interview* 22.02.2010. Blumenröder, E.: *ATZ-Interview* 07-08/2009.
- [10] Daimler: Der Kraftstoff Wasserstoff. Wasserstoff-Tankstellen. Aufbau eines flächendeckenden Netzes. www.daimler.com/dccom.
- [11] Wolf J. et al.: Wasserstoff Infrastruktur. 24. Mai 2005. Linde AG.
- [12] A portfolio of power-trains for Europe: a fact based analysis. The Role of Battery Electric Vehicles, Plug-in Hybrids and Fuel Cell Electric Vehicles. www.zeroemissionvehicles.eu, 8.11.2010.
- [13] Warnecke W. et al.: GTL Kraftstoff in einem angepassten Fahrzeug – Untersuchung des vollen Emissionsminderungspotenzials. 31. Internationales Wiener Motorensymposium 2010, VDI Fortschritt-Berichte Nr. 716, 2010.
- [14] Jacob E.: Dieselmotoren im technologischen Übergang zum postfossilen Zeitalter. 33. Internationales Wiener Motorensymposium 2012, VDI Fortschritt-Berichte Nr. 749, 2010.
- [15] Maus W. et al.: Nachhaltigkeit verfügbarer Kraftstoffe – eine Fiktion? *MTZ* 06/2012, S. 446-454.
- [16] Peier O.: Alternative drive systems with a focus onelectric drive vehicle technology, ACVR, January 25, 2010.
- [17] Grebe U.D.: GM's Voltec Propulsion System. *Motor & Umwelt* 2009.

Univ. Prof. Dr. Hans Peter Lenz – Vienna University of Technology, President of the Austrian Society of Automotive Engineers.

Prof. dr Hans Peter Lenz – profesor (em.) na Uniwersytecie Technicznym w Wiedniu, przewodniczący Austriackiego Stowarzyszenia Inżynierów Motoryzacji.

e-mail: hans-peter.lenz@oevk.at



Fuel consumption analysis in dynamic states of the engine with use of artificial neural network

The paper presents the construction of fuel consumption dynamic characteristic determined with use of artificial neural network (ANN). The characteristic is based on the data obtained during measurements carried out on the engine dynamometer. The momentary fuel consumption as a non-linear function of two variable parameters, engine speed and torque, has been presented. Article discusses the way of determining such a characteristic which can be used for both SI and CI engines for entire range of engine speed and load. Described characteristic enables analysis of engine properties in dynamic states and allows computing mileage fuel consumption of the car with a given engine in combination with the specific transmission in any virtual driving cycle. An important advantage of the ANN method in case of general fuel consumption characteristic in dynamic operating states is that standard measurement equipment can be used and the solution to a complex problem is reduced to programming issues.

Key words: *dynamic characteristics, fuel consumption, artificial neural networks*

Analiza zużycia paliwa w dynamicznych stanach pracy silnika z zastosowaniem sztucznej sieci neuronowej

W artykule zaprezentowano charakterystykę dynamiczną zużycia paliwa, wyznaczoną z wykorzystaniem sztucznej sieci neuronowej (SSN), opierając się na danych z pomiarów przeprowadzanych na hamowni silnikowej. Przedstawiono chwilowe zużycie paliwa jako nieliniową funkcję dwóch zmiennych parametrów pracy silnika: prędkości obrotowej i momentu obrotowego, a następnie omówiono sposób sporządzania charakterystyki, która może być zastosowana w odniesieniu do silników ZI i ZS dla całego zakresu prędkości obrotowej i obciążenia. Opisana charakterystyka umożliwia analizę właściwości silników w stanach dynamicznych oraz wstępne obliczanie przebiegowego zużycia paliwa samochodu z danym silnikiem w konfiguracji z określonym układem przeniesienia napędu w dowolnym wirtualnym cyklu jezdnym. Niewątpliwą zaletą wykorzystania metody SSN do sporządzania ogólnej charakterystyki zużycia paliwa w dynamicznych stanach pracy jest możliwość wykorzystania standardowej aparatury pomiarowej do przeprowadzenia badań, a rozwiązanie złożonego problemu zostaje sprowadzone do zakresu programowania.

Słowa kluczowe: *charakterystyki dynamiczne, zużycie paliwa, sztuczne sieci neuronowe*

1. Introduction

Operating parameters of internal combustion engines change continuously under real traffic conditions. It pertains particularly to driving in a city traffic, where vehicles move at variable speed by a significant percent of time. In the measurements done by the author in a city of Krakow, it was 14 % – 68 % of the total travel time (depending on the time of day and the route) while the Directive [6], according to which the homologation tests are performed, defines it on 31.3 %. The use of an universal characteristic for calculating the momentary fuel consumption under these conditions leads to inaccurate results. Such action does not take into account series of phenomena occurring in the engine in dynamic operating states, e.g. changes in kinetic energy of parts in motion or changes in fluid flow resistance in the cooling and lubrication systems, intake and exhaust manifolds or delay in engine response to the control signal.

The homologation tests carried out on chassis dynamometers allow to understand internal combustion engines properties in dynamic states. They characterize not only the engine, but also the transmission which significantly influences fuel consumption. Additionally, these tests apply only to a specific driving cycle [6, 7]. It is impossible to obtain the value of the fuel consumption for a different

1. Wstęp

Parametry robocze silnika spalinowego samochodu, pracującego w rzeczywistych warunkach drogowych, stale się zmieniają. Dotyczy to zwłaszcza jazdy w ruchu miejskim, gdzie pojazdy poruszają się ze zmienną prędkością przez znaczny procent czasu. W pomiarach przeprowadzonych przez autora niniejszego opracowania wynosi on, w warunkach miasta Krakowa, w zależności od pory dnia i trasy, od 14 % do 68 % całkowitego czasu przejazdu (Dyrektywa [6], zgodnie z którą przeprowadzane są testy homologacyjne określa go na 31,3 %). Stosowanie charakterystyki uniwersalnej do obliczania chwilowego zużycia paliwa w takich warunkach nie pozwala na uzyskanie dokładnych danych. Wynika to z tego, że nie uwzględnia się w ten sposób wielu zjawisk zachodzących w silniku w dynamicznych stanach pracy, m.in. zmiany energii kinetycznej elementów znajdujących się w ruchu obrotowym, zmieniających się wraz z prędkością obrotową oporów przepływu płynów w układach chłodzenia, smarowania, dolotowym i wylotowym, czy też opóźnienia reakcji układu na sygnał sterowania.

Testy na hamowniach podwoziowych wykonywane w celu homologacji danego typu pojazdu umożliwiają poznanie właściwości silników spalinowych w stanach dynamicznych, ale na wartość przebiegowego zużycia paliwa

cycle without performing a test on a chassis dynamometer. This is a drawback of this method which is basically used to compare the functional characteristics of different cars, as tests are always performed in the same conditions. There is a possibility to determine the approximated dynamic vehicle characteristics but they are created on the basis of research performed on a chassis dynamometer and refer to a given engine and vehicle type [16]. Similarly, in case of engine dynamometer tests performed with use of an electronically controlled brakes that enable implementing repeatable test cycles [15]. Determining, e.g. fuel consumption in a particular cycle requires programming the brake and carrying out the test for every new case. Described methods enable the study of engines properties in dynamic states but they do not solve the problem of drawing general characteristic as it occurs in static operating states (e.g. universal characteristic).

The problem of testing combustion engines in dynamic states is that the non-linear processes of variable parameters are analyzed. This creates significant difficulties in testing engine properties in general – that is why studies are commonly carried out only for specific cases, for example measuring the opacity at free-acceleration (CI engines) [5]. However, the exploitation properties strongly depend on the occurrence of dynamic states, therefore there is a strong need for their more detailed analysis. Because of the necessity to reduce harmful exhaust emission and carbon dioxide, it is desirable to develop the method of determining characteristic of momentary fuel consumption in such states without the need for costly implementation of driving cycles on chassis dynamometer or tests on engine dynamometer for every considered course of engine speed and torque.

This paper presents the concept of building the fuel consumption dynamic characteristic – non-linear function of two variable working parameters: engine speed and torque, analyzed in a certain period of time. The term *characteristic* in its origin refers to the graphical relation between certain working parameters, but in this case the momentary fuel consumption is a function of six variables (as a result of considering parameters in a time window), therefore this relationship can be shown only as a function (11).

ANN, which was used to analyze measurement data, is a commonly used method in the field of internal combustion engines for the reduction of exhaust emission. This is due to the fact that exhaust emission is highly dependent on dynamic states and is influenced by many factors. Other ANN applications refer to calculating specific fuel consumption or momentary engine torque as a function of other working parameters. There exist various configurations of input and output parameters. The final choice is determined by the goal to be achieved and the factors that researchers consider important and which can be measured during tests. Selected applications of ANN in the field of internal combustion engines are:

- determining specific fuel consumption, exhaust gas temperature and air/fuel ratio on the basis of engine power, effective pressure and engine temperature [4],
- identifying the SI engine power characteristic on the basis

istotnie wpływa w tym przypadku układ przeniesienia napędu. Ponadto testy te odnoszą się tylko do konkretnego cyklu jezdnyego [6, 7]. Nie jest możliwe uzyskanie wartości zużycia paliwa dla innego cyklu bez wykonania testu na stanowisku pomiarowym. Jest to wadą tej metody, która służy zasadniczo do porównania cech użytkowych różnych samochodów, gdyż badania wykonywane są zawsze w takich samych warunkach. Istnieje możliwość wyznaczania aproksymowanych charakterystyk dynamicznych, jednak powstają one na podstawie testów na hamowniach podwoziowych i odnoszą się do danego typu silnika i pojazdu [16]. Podobnie jest przy badaniach stanowiskowych na hamowaniach silnikowych z zastosowaniem elektronicznie sterowanych hamulców umożliwiających realizację powtarzalnych cykli badawczych [15]. Wyznaczenie np. zużycia paliwa w określonym cyklu wymaga zaprogramowania hamulca i przeprowadzenia testu dla każdego nowo rozpatrywanego przypadku. Opisane metody umożliwiają badanie właściwości dynamicznych silników, nie rozwiązuje to jednak problemu sporządzenia ogólnej charakterystyki, co występuje w sytuacji statycznych stanów pracy (charakterystyka uniwersalna).

Problem badań silników spalinowych w stanach dynamicznych wynika z faktu, że analizie podlegają procesy nieliniowe zmiennych parametrów pracy. Stwarza to znaczne trudności w ogólnym badaniu silników, dlatego powszechnie przeprowadzane są testy tylko dla szczególnych sytuacji, np. pomiaru zadymienia spalin w trakcie swobodnego rozpędzania (silniki ZS) [5]. Jednak świadomość, że właściwości użytkowe silników spalinowych silnie zależą od stanów dynamicznych, zmusza do ich dokładniejszej analizy. Z uwagi na konieczność ograniczania emisji szkodliwych składników spalin i dwutlenku węgla, pożądane jest opracowanie metody umożliwiającej wyznaczenie ogólnej charakterystyki chwilowego zużycia paliwa w takich stanach bez realizacji kosztownych testów na hamowniach dla każdego rozpatrywanego przebiegu prędkości obrotowej i momentu obrotowego.

W artykule przedstawiono koncepcję budowy charakterystyki dynamicznej zużycia paliwa – nieliniowej funkcji dwóch zmiennych parametrów pracy: prędkości obrotowej i momentu obrotowego, analizowanych w oknie czasowym. Termin *charakterystyka* w podstawowym znaczeniu odnosi się do graficznej zależności między określonymi parametrami pracy, jednak w tym przypadku chwilowe zużycie paliwa jest funkcją sześciu zmiennych (w wyniku uwzględnienia parametrów w pewnym przedziale czasu), przez co możliwe jest jej przedstawienie jedynie w postaci wzoru (11).

Do analizy danych wykorzystano SSN, których zastosowania w dziedzinie silników spalinowych skupiają się w dużej mierze na ograniczaniu emisji szkodliwych składników spalin. Wynika to z tego, że jest ona bardzo zależna od dynamicznych stanów pracy, a na jej wielkość wpływa wiele czynników składowych. SSN stosuje się także m.in. do obliczania jednostkowego zużycia paliwa lub chwilowego momentu obrotowego jako funkcji innych parametrów pracy. Różnorodność konfiguracji zmiennych wejściowych i wyjściowych jest niezwykle duża. Ostateczny ich wybór

- of engine speed and the vacuum in the intake manifold measured under real traffic conditions [12],
- analysis of particulate emission in CI engines [2],
- determining torque and specific fuel consumption on the basis of the ignition advance angle, throttle opening angle and engine speed [20],
- calculation of parameters such as: power, torque, specific fuel consumption and hydrocarbons emission determined on the basis of input parameters: the intake valves timing and engine speed [19],
- impact analysis of engine speed and valve timing on fuel consumption and torque [9],
- prediction of fuel consumption and exhaust gas temperature as a function of injection time [14].

The use of ANN with proper architecture and parameters (including number of layers, inputs and outputs, transfer functions, initial values of weights, learning rate and the structure of training set) – allows for complex data analysis. General characteristic of fuel consumption in dynamic states, determined on the basis of measurement data obtained from tests on engine dynamometer, allows better understanding of the engine properties. Additionally, it enables pre-calculations of the mileage fuel consumption for a car with a given engine in any virtual driving cycle. It also provides the possibility to perform the simulations at the design stage of the vehicle and the proper choice of its parameters in terms of the optimal combination of tractive properties and fuel economy. Hereinafter the term momentary fuel consumption is equivalent to average fuel mass flow \bar{G} in the time interval $\Delta t = 0.1$ s.

2. Research scope and methodology

The tests were carried out on a SI internal combustion engine of a displacement of 0.899 dm³. In order to do research in dynamic states it is essential to use engine brake which enables smooth and rapid load changes. In this case hydraulically controlled friction brake was used (Fig. 1). The researcher controls two parameters: the brake load and throttle opening angle (in range 0 – 90°), so all the engine working cases described by relations (1) – (5) can be realized.

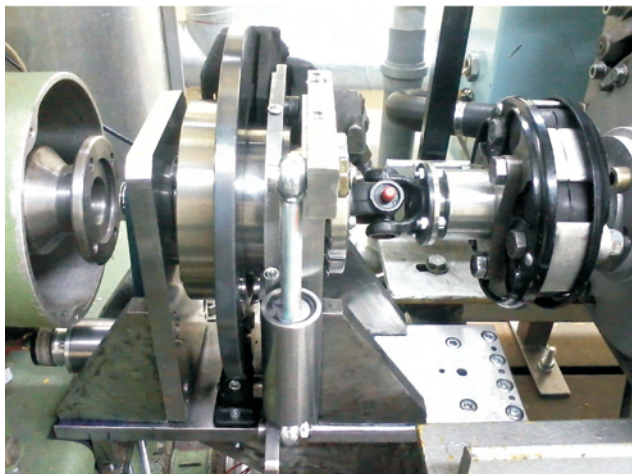


Fig. 1. Engine brake used for tests in dynamic states

Rys. 1. Hamulec wykorzystany do badań w stanach dynamicznych

zeterminowany jest przez cel, jaki ma zostać osiągnięty oraz czynniki, które wg badaczy mają wpływ na wynik i które mogą być zmierzone podczas badań. Wybranymi zastosowaniami SSN w dziedzinie silników spalinowych są:

- wyznaczanie jednostkowego zużycia paliwa, temperatury spalin i współczynnika nadmiaru powietrza na podstawie mocy silnika, ciśnienia efektywnego i temperatury silnika [4],
- określanie charakterystyki mocy silnika ZI oparte na pomiarach prędkości obrotowej i podciśnienia w kolektorze dolotowym wykonywane w rzeczywistych warunkach ruchu [12],
- analiza emisji cząstek stałych w silnikach ZS [2],
- wyznaczanie momentu obrotowego i jednostkowego zużycia paliwa na podstawie kąta wyprzedzenia zapłonu, kąta otwarcia przepustnicy i prędkości obrotowej [20],
- obliczanie parametrów, takich jak: moc, moment obrotowy, jednostkowe zużycie paliwa i emisja węglowodorów określanych na podstawie parametrów wejściowych: fazy otwarcia zaworów dolotowych i prędkość obrotowa silnika [19],
- analiza wpływu prędkości obrotowej i faz rozrządu na zużycie paliwa i generowany moment obrotowy [9],
- przewidywanie zużycia paliwa i temperatury spalin na podstawie różnych czasów wtrysku [14].

Zastosowanie odpowiedniej struktury i parametrów SSN, do których zalicza się: liczbę warstw, wejść i wyjść, funkcje przeniesienia, początkowe wartości wag, współczynnik uczenia, budowa zbioru uczącego danych, pozwalają na przeprowadzenie złożonej analizy danych. Ogólna charakterystyka zużycia paliwa w dynamicznych stanach pracy, sporządzana na podstawie wyników badań przeprowadzanych na hamowni silnikowej, pozwala lepiej poznać właściwości silnika. Ponadto umożliwia wstępne obliczanie przebiegowego zużycia paliwa pojazdu wyposażonego w dany silnik, w dowolnie konfigurowanych wirtualnych cyklach jezdnych. Daje to możliwość przeprowadzania symulacji w szerokim zakresie już na wstępnym etapie projektowania pojazdu, a przez to odpowiedniego doboru jego parametrów konstrukcyjnych w aspekcie optymalnego połączenia właściwości trakcyjnych i ekonomicznej eksploatacji. W dalszej części artykułu termin chwilowe zużycie paliwa jest równoznaczny ze średnim masowym strumieniem paliwa \bar{G} w przedziale czasu $\Delta t = 0,1$ s.

2. Przedmiot i metodyka badań

Badania przeprowadzono na silniku spalinowym ZI o objętości skokowej 899 cm³ marki Fiat. W celu przeprowadzenia badań w stanach dynamicznych konieczne jest zastosowanie hamulca umożliwiającego płynną i szybką zmianę obciążenia silnika. W badaniach użyto hamulca ciernego (rys. 1) spełniającego powyższe wymagania regulacyjne. Operator steruje w trakcie badań: obciążeniem hamulca i kątem otwarcia przepustnicy (w zakresie 0 – 90°), dzięki czemu mogą być zrealizowane wszystkie przypadki pracy silnika opisane zależnościami (1) – (5).

During the tests three engine operating parameters were measured: engine speed, resistance torque and fuel mass flow. Measurements were done for the nominal engine temperature of about 90 °C.

An example graph of engine parameters in dynamic states is shown in Fig. 2. The right side shows the same measurement as on the left but in the coordinate system torque – engine speed (no visible information about fuel mass flow G).

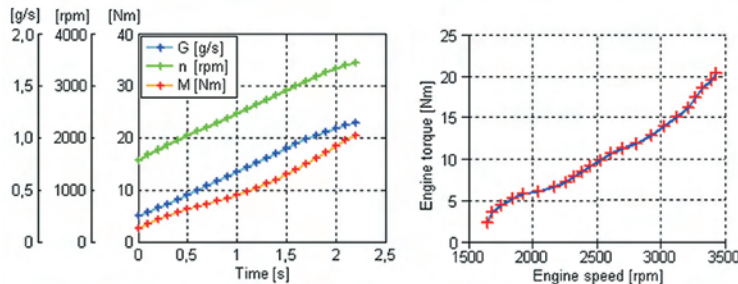


Fig. 2. Engine working parameters for a single measurement in dynamic states
Rys. 2. Parametry pracy silnika dla jednego pomiaru w stanach dynamicznych

Figure 3 shows an elementary transition between two successive states. Hereinafter the derivatives will be replaced by finite increments Δ (it is due to the fact that the method is applied in numerical calculations).

In order to determine the general dynamic characteristic, measurements should be carried out for cases described in relations (1) – (5).

$$1. \frac{dn}{dt} > 0; \frac{dM}{dt} > 0 \quad (1)$$

$$2. \frac{dn}{dt} > 0; \frac{dM}{dt} < 0 \quad (2)$$

$$3. \frac{dn}{dt} < 0; \frac{dM}{dt} < 0 \quad (3)$$

$$4. \frac{dn}{dt} < 0; \frac{dM}{dt} > 0 \quad (4)$$

$$5. \frac{dn}{dt} = 0; \frac{dM}{dt} = 0 \quad (5)$$

It is important to make the measurements that include transitions from states of the variable speed to a constant speed and vice versa. Figure 4 shows courses of parameters that should be realized in tests to ensure effective learning of ANN. Marked dots suggest points to go to a static state and then continue the measurement along the line.

The courses described in Fig. 4 by lines inclined at a steep angle to the horizontal axis, where there is a large increase in torque and a small increase in engine speed, characterize the situation where the driver suddenly changes the throttle opening angle. Therefore, the measurements must be carried out in a short time (0.5–3 s). However, the courses described by nearly horizontal lines characterize very slow throttle opening/closing, resulting in a small change in the value of the torque and

Podczas badań mierzone były trzy parametry pracy silnika: prędkość obrotowa, moment oporu i masowy strumień paliwa. Pomiarów dokonywano dla nominalnej temperatury pracy silnika, tj. około 90 °C.

Przykładowy wykres parametrów pracy silnika w stanach dynamicznych przedstawiono na rys. 2. Z prawej strony widoczny jest ten sam pomiar co z lewej, jednakże w układzie współrzędnych moment obrotowy–prędkość obrotowa (bez widocznej informacji o masowym strumieniu paliwa G).

Na rysunku 3 przedstawiono elementarne przejście między dwoma następującymi po sobie stanami pracy. W dalszej części artykułu pochodne będą zastąpione w opisie skończonymi przyrostami Δ (wynika to z zastosowania metody w obliczeniach numerycznych).

W celu sporządzenia ogólnej charakterystyki należy przeprowadzić pomiary obejmujące przyrostki opisane zależnościami (1) – (5).

Istotne jest, aby w trakcie pomiarów uwzględnione były stany przechodzenia od zmiennej do stałej prędkości obrotowej i odwrotnie. Na rysunku 4 zaprezentowano przebiegi parametrów, jakie należy zrealizować w badaniach, aby zapewnić skuteczne uczenie SSN. Punktami oznaczono sugerowane miejsca, w których należy przejść do statycznego stanu pracy, a następnie kontynuować pomiar wzdłuż zadanej linii.

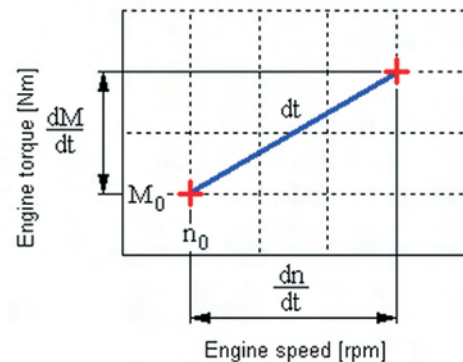


Fig. 3. Elementary transition between two successive engine work states
Rys. 3. Elementarne przejście między dwoma kolejnymi stanami pracy silnika

Przebiegi opisane na rys. 4 liniami o dużym kącie nachylenia do osi poziomej, gdzie występuje duży przyrost momentu obrotowego i niewielki prędkości obrotowej, charakteryzują sytuacje, w których kierowca nagle zmienia kąt otwarcia przepustnicy. Z tego powodu te pomiary należy przeprowadzać w krótkim czasie (0,5–3 s). Z kolei przebiegi prawie poziome charakteryzują wolne otwieranie/zamykanie przepustnicy, czego skutkiem jest niewielka zmiana wartości momentu obrotowego i większa zmiana prędkości obrotowej, dlatego pomiary te należy przeprowadzać w dłuższym czasie (10–30 s). Dla sytuacji pośrednich, gdy kąt nachylenia linii wynosi ok. 30–60°, należy zastosować pośrednie długości czasu pomiaru. Sugerowane czasy dotyczą tylko pomiarów opisanych liniami ciągłymi. Dla linii z punktami jest on dłuższy o czas pracy w stałych stanach.

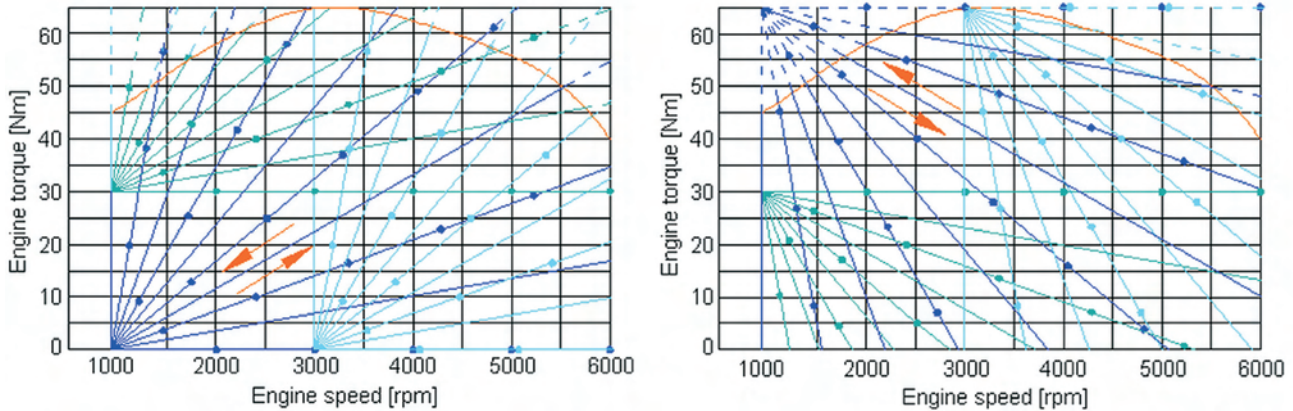


Fig. 4. Schematic representation of carrying out measurements in dynamic states

Rys. 4. Schematyczne przedstawienie przeprowadzania pomiarów w stanach dynamicznych

greater change in the engine speed. Therefore, these measurements should be carried out over a long time (10–30 s). For the intermediate cases, when the angle of the line is approximately 30–60°, medium lengths of measurement time should be used. Suggested times refer only to measurements described by solid lines. In case of lines with the marked dots, measurement time is extended by working time in static states.

The delay in crankshaft assembly response to the control signal, which is increase in the mass fuel flow, has a significant influence on the momentary fuel consumption (Fig. 5). The increase in mass fuel flow beginning at the time t_1 does not influence neither the engine speed nor the torque in the time interval $t_1 \rightarrow t_2$. This is a delay time resulting from the specificity of the phenomena occurring in the engine. Although the engine speed and torque in the time interval $t_1 \rightarrow t_2$ are the same as in the previous one $t_0 \rightarrow t_1$, the value of average fuel mass flow $\bar{G}(t_1 \rightarrow t_2)$ is greater than $\bar{G}(t_0 \rightarrow t_1)$. This is a proof that in the dynamic states the analysis can not only be limited to the parameters in the time interval Δt , for which the average fuel mass flow is to be calculated, but also the values of engine speed and torque in the moments following the analyzed time interval should be considered.

Average fuel mass flow \bar{G} in the time interval $\Delta t = (t_0 \rightarrow t_1)$ can be written as a non-linear function of the following variables:

$$t_0 \rightarrow t_1 = f[n(t_0), \Delta n(t_0 \rightarrow t_1), \Delta n(t_1 \rightarrow t_2), M(t_0), \Delta M(t_0 \rightarrow t_1), \Delta M(t_1 \rightarrow t_2)] \quad (6)$$

where: $n(t_0)$ – initial value of engine speed, $\Delta n(t_0 \rightarrow t_1)$ – change in engine speed in the analyzed period of time Δt , $\Delta n(t_1 \rightarrow t_2)$ – change in engine speed after the analyzed period of time Δt , $M(t_0)$ – initial value of the torque, $\Delta M(t_0 \rightarrow t_1)$ – change in engine torque in analyzed period of time Δt , $\Delta M(t_1 \rightarrow t_2)$ – change in engine torque after analyzed period of time Δt .

Determining a non-linear relation (6) requires the analysis of six variables. Therefore ANN was used to develop fuel consumption dynamic characteristic.

Istotny wpływ na chwilowe zużycie paliwa odgrywa opóźnienie reakcji układu korbowo-tłokowego na zwiększenie strumienia paliwa (rys. 5). Rozpoczęcie zwiększania strumienia paliwa G w chwili t_1 nie wpływa w przedziale czasu $t_1 \rightarrow t_2$ ani na prędkość obrotową, ani na moment obrotowy. Jest to czas zwłoki układu wynikający ze specyfiki zjawisk zachodzących w silniku. Mimo że prędkość obrotowa i moment obrotowy w przedziale czasu $t_1 \rightarrow t_2$ są takie same jak we wcześniejszym przedziale $t_0 \rightarrow t_1$, to średnia wartość strumienia paliwa $\bar{G}(t_1 \rightarrow t_2)$ jest większa niż $\bar{G}(t_0 \rightarrow t_1)$. Jest to dowód na to, że w stanach dynamicznych analiza nie może być ograniczona tylko do parametrów pracy w przedziale czasu Δt , dla którego ma być obliczony średni masowy strumień paliwa, ale należy uwzględnić wartości prędkości obrotowej i momentu obrotowego w chwilach czasu $t_1 \rightarrow t_2$ następujących po analizowanym przedziale czasu $t_0 \rightarrow t_1$.

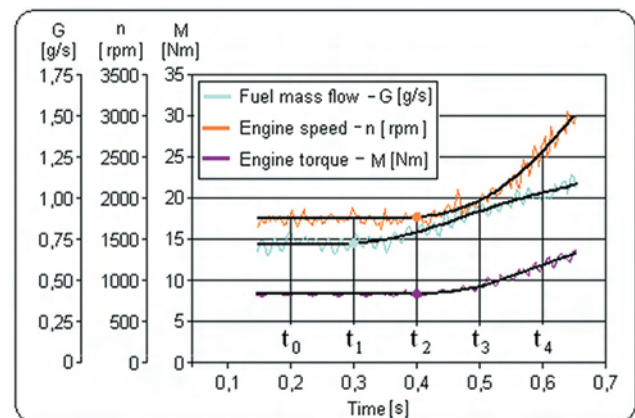


Fig. 5. Graph of engine working parameters measured during tests in dynamic states

Rys. 5. Wykres parametrów pracy silnika zmierzonych w trakcie badań w stanach dynamicznych

Średni masowy strumień paliwa \bar{G} w przedziale czasu $\Delta t = (t_0 \rightarrow t_1)$ można zapisać jako nieliniową funkcję zmiennych (6), gdzie: $n(t_0)$ – początkowa wartość prędkości obrotowej silnika, $\Delta n(t_0 \rightarrow t_1)$ – zmiana wartości prędkości obrotowej w analizowanym przedziale czasu Δt , $\Delta n(t_1 \rightarrow t_2)$ – zmiana wartości prędkości obrotowej po analizowanym przedziale czasu Δt , $M(t_0)$ – początkowa wartość momentu

3. Analysis of test results with the use of ANN

There are many types of ANN and learning modes but the final choice is constrained by the problem to be solved. To calculate momentary fuel consumption in dynamic states a static, two-layer, feedforward, non-linear ANN trained with gradient method in supervised mode was used. Additionally, variable learning rate and momentum factor were implemented. The calculations were carried out in Matlab [3] with use of algorithms from the literature [10, 11, 13, 18].

The task of ANN is to calculate the correct values of the momentary fuel consumption for any input vectors (engine speed and torque). This is possible only when the weights have proper values. They are adjusted during learning (training) process. In the following training steps the inputs (measured values of n and M) are presented to the network, while calculated output is compared to the target (measured value of G). In this way, the network error is determined. The values of all weights are adjusted in proportion to its value in every training step. The training process continues until the mean square error for the entire training set reaches a minimum value.

In a given example the ANN was trained with a set of nearly 10 000 pieces of data obtained from 300 measurements in dynamic states. Randomly chosen measurements are shown in Fig. 6.

For a large number of measurements the whole field of engine work fills evenly so that the ANN learning is very

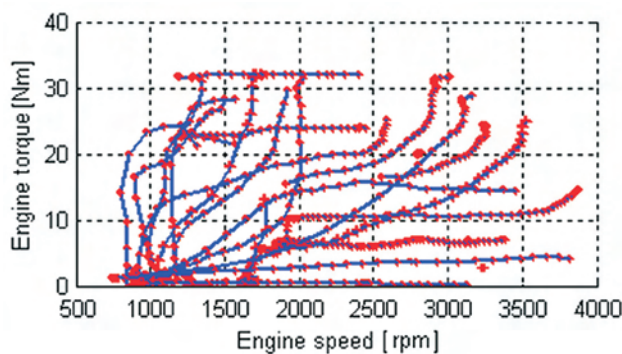


Fig. 6. Randomly chosen measurements in dynamic states
Rys. 6. Losowo wybrane pomiary w stanach dynamicznych

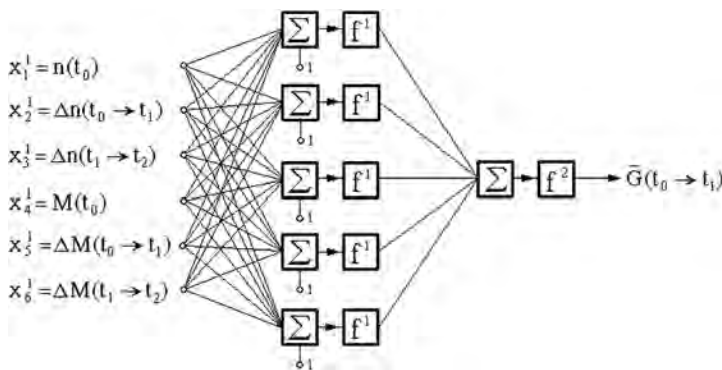


Fig. 7. Artificial neural network used for computing momentary fuel consumption in dynamic states of the engine

Rys. 7. Sztuczna sieć neuronowa użyta do obliczania chwilowego zużycia paliwa w stanach dynamicznych pracy silnika

obrotowego silnika, $\Delta M(t_0 \rightarrow t_1)$ – zmiana wartości momentu obrotowego w analizowanym przedziale czasu Δt , $\Delta M(t_1 \rightarrow t_2)$ – zmiana wartości momentu obrotowego po analizowanym przedziale czasu Δt .

Wyznaczenie nieliniowej zależności (6) wymaga analizy sześciu zmiennych. Z tego powodu wykorzystano SSN do opracowania charakterystyki dynamicznej zużycia paliwa.

3. Analiza wyników badań z zastosowaniem SSN

Istnieje wiele rodzajów sztucznych sieci neuronowych i sposobów ich uczenia, ale ostateczny jej wybór zdeterminowany jest przez problem, który ma być rozwiązany. Do obliczania chwilowego zużycia paliwa w dynamicznych stanach pracy wykorzystano statyczną, dwuwarstwową, jednokierunkową, nieliniową SSN uczoną w sposób nadzorowany metodą gradientową. Dodatkowo zastosowano zmienny współczynnik uczenia i współczynnik momentum. Obliczenia przeprowadzono w programie Matlab [3], z wykorzystaniem algorytmów zawartych w literaturze [10, 11, 13, 18].

Zadaniem SSN jest obliczanie poprawnych wartości chwilowego zużycia paliwa dla dowolnych wektorów wejściowych (wartości prędkości obrotowej i momentu obrotowego). Jest to możliwe tylko wtedy, gdy wagi mają odpowiednie wartości liczbowe. Są one definiowane w trakcie procesu uczenia (trenowania). W kolejnych krokach uczenia na wejścia podawane są zmierzone wartości n i M , a obliczona odpowiedź jest porównywana z poprawną odpowiedzią (zmierzona wartość G). W ten sposób wyznaczany jest błąd sieci. Proporcjonalnie do jego wartości korygowane są wszystkie wagi w każdym kroku uczenia. Proces trenowania trwa do chwili, aż błąd średniokwadratowy dla całego zbioru uczącego osiągnie wartość minimalną.

W opisywanym przykładzie SSN uczonego zbiorem blisko 10 000 danych pochodzących z 300 pomiarów w stanach dynamicznych i statycznych. Losowo wybrane pomiary pokazano na rys. 6.

Dla dużej liczby pomiarów obszar pracy silnika równomiernie wypełnia się punktami pomiarowymi, dzięki czemu uczenie SSN jest skuteczne. Na rysunku 7 przedstawiono budowę SSN wykorzystanej do obliczania chwilowego zużycia paliwa.

O poprawnym funkcjonowaniu SSN decydują wagi, które w połączeniu z zastosowanymi funkcjami przeniesienia przeliczają wartości wejściowe na wyjściowe. Poszczególne składowe SSN są następujące: macierz wejścia (7), macierz wag warstwy pierwszej (8), macierz wag warstwy drugiej (9), macierz biasów warstwy pierwszej (10), wyjście sieci (11), gdzie: f^1 – sigmoidalna funkcja przeniesienia warstwy pierwszej, f^2 – liniowa funkcja przeniesienia warstwy drugiej.

SSN uczonego algorytmem wstecznej propagacji błędów [10, 11, 13]. Zastosowano zmienny współczynnik uczenia i momentum, które przyspieszają proces uczenia i umożliwiają osiągnięcie najmniejszej globalnej wartości błędu. Zastosowano $K = 5$ neuronów w warstwie ukrytej. Przeprowadzona

effective. Fig. 7 shows the structure of ANN used to calculate momentary fuel consumption.

The proper functioning of the ANN is ensured by weights which – in combination with applied transfer functions – convert the input values to output values. The individual ANN components are shown below.

Input matrix:

$$\mathbf{X} = [x_1^1, x_2^1, x_3^1, x_4^1, x_5^1, x_6^1]^T \quad (7)$$

1st layer weight matrix:

$$\mathbf{W}^1 = \begin{bmatrix} w_{1,1}^1 & w_{1,2}^1 & \dots & w_{1,N}^1 \\ w_{2,1}^1 & w_{2,2}^1 & \dots & w_{2,N}^1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ w_{k,1}^1 & w_{k,2}^1 & \dots & w_{k,N}^1 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ w_{K,1}^1 & w_{K,2}^1 & \dots & w_{K,N}^1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

2nd layer weight matrix:

$$\mathbf{W}^2 = [w_{1,1}^2, w_{1,2}^2 \dots w_{1,k}^2 \dots w_{1,K}^2] \quad (9)$$

1st layer bias matrix:

$$\mathbf{B}^1 = [b_1^1, b_2^1 \dots b_k^1 \dots b_K^1] \quad (10)$$

Network output:

$$\bar{G} = f^2 \left[\sum_{k=1}^K w_{1,k}^2 \cdot \left[f^1 \left(\sum_{i=1}^N w_{k,i}^1 \cdot x_i^1 + b_k^1 \right) \right] \right] \quad (11)$$

f^1 – log-sigmoid transfer function in first layer, f^2 – linear transfer function in second layer.

ANN was trained with backpropagation algorithm [10, 11, 13]. Variable learning rate and momentum constant were implemented to accelerate training process and make learning more likely to finish in global minimum. Number of hidden neurons was set to $K = 5$. The analysis of the error Q as a function of hidden neurons number has shown that for $N = 5$ the smallest error Q is obtained with interest of the shortest learning time. The number of data in the training set was nearly 10000 therefore there was no problem of overfitting. This results from the fact that the number of data is more than twice the number of variables (weights and biases) in neural network (in this case $10000 \gg 40$). Moreover, during the whole training process the validation set error was smaller than the training set error which confirms correctness of the learning process (Fig. 8). The analysis concerning weights initialization and adaptive learning rate during training process were carried out. It allows to avoid stopping the learning process in a shallow local minimum. With this repeatability of achieved mean square error was very high, regardless of on initial weights values. In conducted trials $Q = 0.0481 \pm 0.002$. To simulate the mileage fuel consumption in point 4, the network with the smallest Q error was used.

analiza błędu Q w zależności od liczby neuronów ukrytych dowiodła, że dla $N = 5$ osiąga się możliwie najmniejszy błąd Q przy spełnieniu warunku najkrótszego czasu uczenia. Dla liczby danych w zbiorze uczącym równej prawie 10 000 nie zachodzi problem przeuczenia się SSN. Wynika to z faktu, że liczba danych uczących jest większa od dwukrotności liczby zmiennych (wag i biasów) w sieci neuronowej (w opisywanym przypadku $10\,000 \gg 40$). Ponadto podczas całego procesu uczenia błąd dla zbioru walidacyjnego był mniejszy niż dla zbioru uczącego, co potwierdza poprawność procesu trenowania (rys. 8). Przeprowadzono analizy dotyczące: zadawania początkowej wartości wag oraz zapewnienia właściwego przebiegu współczynnika uczenia podczas trenowania SSN. Pozwala to uniknąć zakończenia uczenia w minimum lokalnym. Tym samym powtarzalność osiąganego błędu średniokwadratowego była bardzo wysoka, niezależnie od początkowych wartości wag. W przeprowadzonych próbach uczenia SSN wynosił on $Q = 0,0481 \pm 0,002$. Do symulacji przebiegowego zużycia paliwa w pkt. 4 wykorzystano sieć, dla której wartość błędu Q była najmniejsza.

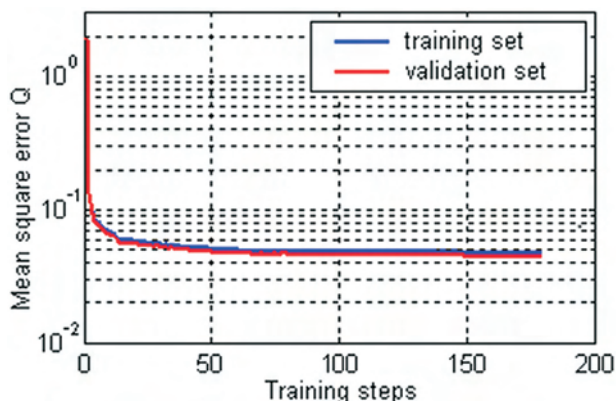


Fig. 8. Mean square error vs training epochs

Rys. 8. Wykres błędu średniokwadratowego w kolejnych krokach uczenia

Osiągnięcie minimalnej wartości błędu średniokwadratowego jest jednoznaczne z zakończeniem procesu uczenia SSN. Zdefiniowane w wyniku trenowania macierze wag po pierwsze „zawierają” dane ze zbioru uczącego (dane pomiarowe), a po drugie aproksymują je. Oznacza to, że SSN znajduje rozwiązania pośrednie, czyli takie, które nie były fizycznie zmierzone podczas badań, a które mogą występować w czasie pracy silnika w określonych warunkach użytkowania (rys. 9).

Sieć neuronowa z wagami i biasami \mathbf{W}^1 , \mathbf{W}^2 , \mathbf{B}^1 , które po uczeniu sieci mają wartości stałe, staje się charakterystyką dynamiczną zużycia paliwa i może obliczać jego wartości dla dowolnych wektorów wejściowych \mathbf{X} (symulacja SSN).

Dzieląc dowolny przebieg parametrów pracy silnika (n , M) na elementarne przedziały czasu Δt , można w efekcie obliczyć sumaryczną wartość zużycia paliwa w całym teście.

Achieving a minimum value of mean square error means completion of the ANN training. The weight matrices, defined in training process, firstly 'contain' data from the training set (data obtained during measurements) and secondly approximate them. It means that the ANN can find intermediate solutions, that is, those which were not physically measured during tests but which may occur during engine operation under certain conditions (Fig. 9).

ANN with weights and biases W^1 , W^2 , B^1 , which after learning process have fixed values, becomes the fuel consumption dynamic characteristic and is capable of calculating output values of G for any input vectors X (ANN simulation).

Dividing any course of engine parameters (n , M) into elementary time intervals Δt the fuel consumption can be calculated for the entire test.

4. Verification and concept application of the dynamic characteristic of fuel consumption

The calculations of momentary fuel consumption are sometimes done with the use of universal characteristic [17]. The accuracy of this method for small changes in engine speed and load is sufficient, however, for rapid accelerations it leads to an error of several percent. The Fig. 10 shows the course of the engine speed, torque and momentary fuel consumption calculated in two ways: with use of universal characteristic (as a series of static states) and with dynamic characteristic determined with use of the ANN. The difference in the courses of these two graphs clearly shows that the momentary fuel consumption calculated with use of the characteristic designated with ANN (blue line) is higher. It means that the ANN method gives correct (in line with the expectations) results and proves the validity of such a characteristic, which takes into account the specificity of the phenomena occurring in the combustion engine.

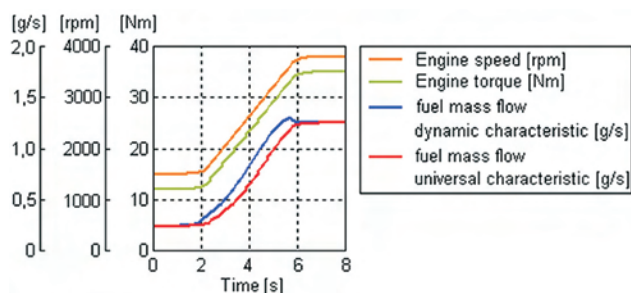


Fig. 10. Courses of fuel consumption calculated with fuel consumption dynamic characteristic designated with ANN and universal characteristic
 Rys. 10. Przebiegi wartości zużycia paliwa obliczanego za pomocą charakterystyki dynamicznej zużycia paliwa wyznaczonej z wykorzystaniem SSN i charakterystyki uniwersalnej

Determined dynamic characteristic can be used in simulations at design stage of the vehicle. It permits to analyze the impact of the following design factors:

- vehicle weight,
- gears and differential ratios,
- drag and rolling coefficients,
- dynamic wheel radius,

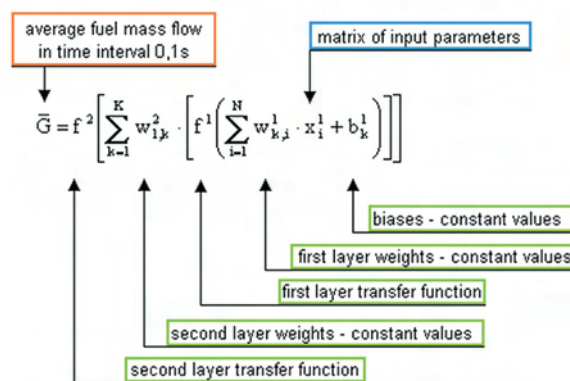


Fig. 9. Formula for computing momentary fuel consumption in dynamic states (for a given engine) – fuel consumption dynamic characteristic
 Rys. 9. Wzór na obliczanie chwilowego zużycia paliwa w dynamicznych stanach pracy (dla przebadanego silnika) – charakterystyka dynamiczna zużycia paliwa

4. Weryfikacja i koncepcja zastosowania charakterystyki dynamicznej zużycia paliwa

W obliczeniach chwilowego zużycia paliwa wykorzystuje się czasami charakterystykę uniwersalną [17]. O ile dokładność takiej metody dla małych zmian prędkości obrotowej i obciążenia jest wystarczająca, to jednak dla dużych wartości przyspieszeń prowadzi do wyników z błędem rzędu kilku procent. Na rysunku 10 przedstawiono przebieg prędkości obrotowej, momentu obrotowego silnika i wyznaczonego dla nich chwilowego zużycia paliwa wyznaczonego dwoma sposobami: charakterystyką uniwersalną (jako szereg stanów statycznych) [1] i charakterystyką dynamiczną wyznaczoną z wykorzystaniem SSN. Różnica w przebiegu obydwu wykresów jednoznacznie wskazuje, że chwilowe zużycie paliwa liczone charakterystyką wyznaczoną z wykorzystaniem SSN (linia niebieska) jest większe. Oznacza to, że metoda SSN daje poprawne (zgodne z przewidywaniami) wyniki i udowadnia zasadność sporządzania takiej charakterystyki, uwzględniającej specyfikę zjawisk zachodzących w silniku spalinyowym.

Wyznaczona charakterystyka dynamiczna może być wykorzystana do symulacji na etapie projektowania pojazdu. Pozwala ona przeprowadzać analizę wpływu następujących czynników konstrukcyjnych:

- masa pojazdu,
- przełożenia w skrzyni biegów i przekładni głównej,
- współczynnik oporu powietrza i toczenia,
- promień dynamiczny koła,
- sprawność układu przeniesienia napędu

na przebiegowe zużycie paliwa w dowolnie zdefiniowanych cyklach jezdnych nieuwzględniających fazy nagrzewania silnika (badania przeprowadzono po osiągnięciu przez silnik temperatury roboczej).

Wzory (12) – (13) przedstawiają zależność między prędkością i przyspieszeniem pojazdu a parametrami pracy silnika [8]. Wykorzystując równania (12) i (13), można obliczyć moment obrotowy i prędkość obrotową silnika dla każdej chwili trwania dowolnego wirtualnego testu jezdny. Następnie takie dane są wykorzystane do symulacji SSN.

– and the efficiency of the transmission system, on the mileage fuel consumption in any virtual driving cycle that does not include the engine warm-up phase (tests were carried out after the engine has reached nominal operating temperature).

Formulas (12) – (13) represent relations between speed and acceleration of the vehicle and engine parameters [8]:

$$n(t) = \frac{v(t) \cdot 60 \cdot i_b \cdot i_g}{2 \cdot \pi \cdot r_d} \quad (12)$$

$$M(t) = \frac{(m_p \cdot a(t) \cdot \delta + F_p(t) + F_t) \cdot r_d}{i_b \cdot i_g \cdot \eta_c} \quad (13)$$

The use of above equation enables calculating engine speed and torque for every moment of the virtual test. Then these data are used to simulate ANN.

Figure 11 shows the EUDC cycle [7] and the engine parameters of the car Fiat Seicento [21], calculated with use of formulas (12) – (13). Simulation of ANN with engine parameters allows to calculate momentary fuel consumption in the subsequent moments. After converting it into the mileage fuel consumption, it is 4.1 dm³/100 km.

Design parameters of the car can be changed to evaluate their impact on the mileage fuel consumption in particular cycle. In EUDC cycle (for Fiat Seicento):

- vehicle weight reduction by 30 kg results in the decrease of fuel consumption by 1 %,
- reduction of the main gear ratio by 5 % decreases fuel consumption by 3.9 %,
- rolling resistance reduction by 5 % and the drag coefficient of 5 % will reduce fuel consumption by 1.5 %.

The application of all these changes results in reducing mileage fuel consumption to 3.9 dm³/100 km.

A very large number of such simulations allows, on the very initial vehicle design stage, for optimization of its features to ensure the best possible dynamic performance and fuel economy.

5. Conclusions

The use of an artificial neural network to analyze measurement data from tests carried out on engine dynamometer allows to determine fuel consumption dynamic characteristic. It takes into account the specificity of the phenomena occurring in internal combustion engines, thereby allows for:

- evaluation of the engine in dynamic states,
- simulations of mileage fuel consumption in different virtual driving cycles,
- analysis of transmission and other vehicle parameters on the basis of the virtual drive tests.

Determined characteristic enables obtaining the value of fuel consumption in any virtual test cycles without testing the engine /vehicle on the engine/ chassis dynamometer for each case. This allows to reduce costs and time spent on research, which is extremely important in the current market conditions. Example described in this paper proves that for the analysis of the phenomena occurring in internal combustion engines, described by non-linear models, ANN can be used.

Na rysunku 11 przedstawiono cykl EUDC [7] i parametry pracy silnika samochodu Fiat Seicento [21] obliczone z wykorzystaniem wzorów (12) – (13). Symulacja SSN parametrami pracy silnika pozwala obliczyć chwilowe zużycie paliwa w kolejnych chwilach testu, a po przeliczeniu go na przebiegowe zużycie paliwa wynosi ono w tym przypadku 4,1 dm³/100 km.

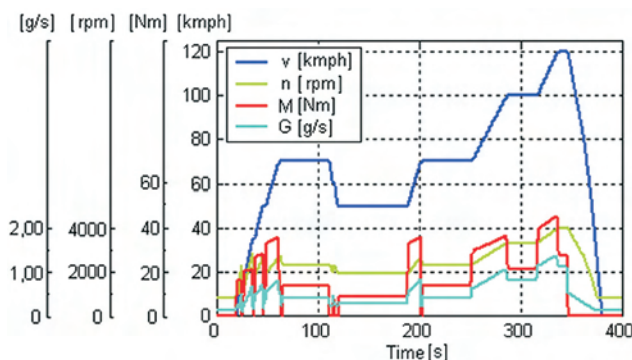


Fig. 11. Chosen engine working parameters in EUDC cycle

Rys. 11. Wybrane parametry pracy silnika w cyklu jezdnym EUDC

Można dowolnie zmieniać parametry konstrukcyjne pojazdu i oceniać ich wpływ na przebiegowe zużycie paliwa w określonym cyklu. Dla cyklu EUDC (dla samochodu Fiat Seicento):

- zmniejszenie masy pojazdu o 30 kg skutkuje zmniejszeniem zużycia paliwa o 1 %,
- zmniejszenie wartości przełożenia głównego o 5 % powoduje zmniejszenie zużycia o 3,9 %,
- zmniejszenie oporów toczenia o 5% i współczynnika oporu powietrza również o 5 % powoduje obniżenie zużycia paliwa o 1,5 %.

Natomiast wprowadzenie wszystkich powyższych zmian jednocześnie skutkuje zmniejszeniem przebiegowego zużycia paliwa do poziomu 3,9 dm³/100 km.

Duża liczba takich symulacji pozwala, już na wstępnym etapie konstrukcji pojazdu, optymalizować jego cechy w celu zapewnienia jak najlepszych właściwości dynamicznych i ekonomiki eksploatacji.

5. Wnioski

Zastosowanie metody sztucznych sieci neuronowych do analizy danych pomiarowych z badań przeprowadzanych na hamowni silnikowej daje możliwość sporządzenia ogólnej charakterystyki zużycia paliwa w dynamicznych stanach pracy. Uwzględnia ona specyfikę zjawisk zachodzących w silnikach spalinowych, dzięki czemu możliwe stają się:

- ocena pracy silnika w stanach dynamicznych,
- symulacja przebiegowego zużycia paliwa w dowolnych wirtualnych cyklach jezdnych,
- analiza doboru parametrów układu przeniesienia napędu i innych parametrów pojazdu na podstawie wirtualnych testów jezdnych.

Sporządzona charakterystyka umożliwia wyznaczanie wartości zużycia paliwa w dowolnych cyklach badawczych bez każdorazowego testowania silnika/pojazdu na hamowni

At the same time it should be remembered that the accuracy of the results calculated on the basis of such characteristic strongly depends on the preliminary analysis of the data, the selection of the network initial parameters, learning process and the number of measurement data.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia:

n	engine speed/prędkość obrotowa silnika, 1/min
M	engine torque/moment obrotowy silnika, N·m
v	vehicle speed/prędkość pojazdu, m/s
a	vehicle acceleration/przyspieszenie pojazdu, m/s ²
i_b	gear ratio/przełożenie skrzyni biegów
i_g	differential ratio/przełożenie przekładni głównej
r_d	dynamic radius/promień dynamiczny, m
m_p	total weight of the vehicle/masa całkowita pojazdu, kg
d	inertia coefficient of rotating masses/współczynnik bezwładności mas wirujących
F_p	the force of air resistance/siła oporu powietrza, N
F_t	rolling resistance force/siła oporu toczenia, N
η_c	efficiency of the transmission/sprawność układu przeniesienia napędu

Bibliography/Literatura

- [1] Bera P.: Applying neural network in computing filling coefficient of four-stroke internal combustion engine. *Mechanics and Control*, tom 30 nr 2, Kraków 2011.
- [2] Brzeżański M., Golomb P.: Application of neural network method to analysis of emission of particulates in CI and SI engines exhaust gas. *Combustion Engines*, 2009, nr 2009-SC1, s. 331-337.
- [3] Brzózka J., Dorobczyński L.: *Matlab. Środowisko obliczeń naukowo-technicznych*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2008.
- [4] Çelik V., Arcaklioglu E.: Performance maps of a diesel engine. *Applied Energy*, 2005, Vol. 81, Issue 3, s. 247-259.
- [5] Chłopek Z.: Uwagi do badań silników spalinowych w stanach dynamicznych. *Silniki Spalinowe* nr 4/2010 (143).
- [6] Dyrektywa Rady Wspólnot Europejskich z dnia 20 marca 1970 r. w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do działań, jakie mają być podjęte w celu ograniczenia zanieczyszczenia powietrza przez spaliny z silników o zapłonie iskrowym pojazdów silnikowych (70/220/EWG).
- [7] Dyrektywa Rady Wspólnot Europejskich z dnia 26 czerwca 1991 r. zmieniająca dyrektywę 70/220/EWG w sprawie zbliżenia ustawodawstw Państw Członkowskich odnoszących się do działań, jakie mają być podjęte w celu ograniczenia zanieczyszczenia powietrza przez emisje z pojazdów silnikowych (91/441/EWG).
- [8] Gabryelewicz M.: *Podwozia i nadwozia pojazdów samochodowych. 1. Podstawy teorii ruchu i eksploatacji oraz układ przeniesienia napędu*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2010.
- [9] Gölcü M., Sekmen Y., Erduranli P., Salman M. S.: Artificial neural network based modeling of variable valve timing in a spark-ignition engine. *Applied Energy*, 2005, Vol. 81, Issue 2, s. 187-197.
- [10] Gupta M. M., Jin L., Homma N.: *Static and Dynamic Neural Networks. From Fundamentals to Advanced Theory*, John Wiley & Sons Inc, 2003.

silnikowej/podwoziowej. Pozwala to ograniczać koszty i czas przeznaczony na badania, co ma niezwykle duże znaczenie w obecnych warunkach rynkowych. Przedstawiony w artykule przykład stanowi dowód, że do analizy zjawisk zachodzących w silnikach spalinowych, opisywanych nieliniowymi modelami, można z powodzeniem wykorzystywać SSN. Jednocześnie należy pamiętać, że dokładność wyników obliczanych na podstawie takiej charakterystyki silnie zależy od poprawności wstępnej analizy danych, doboru parametrów początkowych sieci, sposobu przeprowadzania procesu uczenia i liczby danych pomiarowych.

G	fuel mass flow/masowy strumień paliwa, g/s
\bar{G}	average fuel mass flow in the time interval $\Delta t = 0.1$ /średni masowy strumień paliwa w przedziale czasu $\Delta t = 0,1$ s, g/s
N	number of network inputs/liczba wejść do sieci ($N = 6$)
K	number of neurons in hidden layer/liczba neuronów w warstwie ukrytej ($K = 5$)
Q	mean square error for the training set/błąd średniokwadratowy dla zbioru uczącego

- [11] Hassoun M. H.: *Fundamentals of Artificial Neural Networks*. The MIT Press, 1995.
- [12] Mamala J., Jantos J.: Exploitation characteristics of an engine car. *Journal of KONES*, 2005, Vol. 12, No. 1-2, s. 217-224.
- [13] MathWorks, *Neural network toolbox: user's guide* (Release 2010b), 2010, <http://www.mathworks.com/> (20.12.2010).
- [14] Parlak A., Islamoglu Y., Yasar H., Egrisogut A.: Application of artificial neural network to predict specific fuel consumption and exhaust temperature for a diesel engine. *Applied Thermal Engineering* 26, 2006, Vol. 26, Issues 8-9, s. 824-828.
- [15] Praszkiwicz T., Sobieszkański M.: Realizacja testów badawczych na zautomatyzowanej hamowni silników spalinowych. *Journal of KONES Internal, Combustion Engines* 2002.
- [16] Romaniszyn K.M., Wnęk H.: Aproksymowane charakterystyki dynamiczne pojazdów budowane na podstawie testów jezdnych. *Silniki Spalinowe*, nr 3/2011 (146).
- [17] Serdecki W.: *Badania silników spalinowych: laboratorium*, wyd. 2. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [18] Tadeusiewicz R.: *Sieci neuronowe*. Akademicka Oficyna Wydawnicza, Warszawa 1993.
- [19] Taşdemir Ş. [i in.]: Artificial neural network and fuzzy expert system comparison for prediction of performance and emission parameters on a gasoline engine. *Expert Systems with Applications*, 2011, Vol. 38, Issue 11, s. 13912-13923.
- [20] Togun N. K., Baysec S.: Prediction of torque and specific fuel consumption of a gasoline engine by using artificial neural networks. *Applied Energy*, 2010, Vol. 87, Issue 1, s. 349-355.
- [21] Zembowicz J.: *Fiat Seicento*. WKŁ, Warszawa 2010.

Piotr Bera, MEng. – Assistant, Faculty of Mechanical Engineering and Robotics, AGH University of Science and Technology, Cracov.

Mgr inż. Piotr Bera – asystent na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej Katedra w Krakowie.

e-mail: pbera@agh.edu.pl



Operational examinations of agricultural tractors John Deere 6830 supplied with rape oil

Subject of the study was the analysis of power parameters of three prototype of agricultural tractors John Deere model 6830, prepare to rapeseed oil as a fuel, operated since three years on different farmsteads. Energy parameters were tested of engine supplied with this oil (RO), then a control test was performed on diesel fuel (NO), according to the standard EN 590. Power of the tested tractors powered by rapeseed oil in relation to diesel fuel at 1700 rpm was about 7–15 % lower. Total consumption of fuel for both testing fuels oil was about 24–26 kg·h⁻¹ at 1600–1900 rpm. Based on gathered tests results, it was found that unitary consumption of fuel was higher by about 11 % than in case of diesel fuel.

Key words: rape oil, bio-fuels, power parameters, agricultural tractor

Badania eksploatacyjne ciągników rolniczych John Deere 6830 zasilanych olejem rzepakowym

Przedmiotem badań była analiza parametrów energetycznych trzech prototypowych ciągników rolniczych firmy John Deere model 6830, przystosowanych fabrycznie do zasilania wyłącznie olejem roślinnym, eksploatowanych przez 3 lata w różnych gospodarstwach rolnych. Wykonano pomiar parametrów energetycznych silnika zasilanego olejem rzepakowym (OR), następnie wykonano pomiar kontrolny na oleju napędowym (ON), zgodnym z normą jakości EN 590. Moc badanych ciągników zasilanych olejem rzepakowym, względem mocy uzyskanej na oleju napędowym, przy 1700 min⁻¹ była niższa 7–15 %. Godzinowe zużycie oleju rzepakowego w odniesieniu do oleju napędowego wynosiło średnio 24–26 kg·h⁻¹ przy 1600–1900 min⁻¹. Na podstawie zebranych wyników badań stwierdzono, że jednostkowe zużycie paliwa było o około 11 % większe niż przy stosowaniu oleju napędowego.

Słowa kluczowe: olej rzepakowy, biopaliwa, parametry energetyczne, ciągnik rolniczy

1. Introduction

Diesel engines are the main source of driving power among other things in transport, construction and agriculture. Limited quantity of petroleum and high rate of its winning necessitates the search for alternative fuels to supply them, that would originate from renewable sources of energy. In Europe, one of the most extensive solutions is the production of methyl esters from rape oil. This type of fuel can be obtained based on different oils and fats [1, 2]. Moreover, as a result of many scientific and research works, it was proven that used cooking oil, animal fats subjected to esterification processes or transesterification are also a valuable source of fuels [3–6].

Developed technology for bio-fuels production within the farmsteads by Frąckowiak at al. [7], allows producing bio-fuel for own needs by agricultural manufacturers. Cold technology, in which the transesterification reaction takes place at temperature 20–70 °C, was described in detail by Grzybek [8]. Disadvantage of this solutions is application of highly toxic methanol as well as strongly concentrated potassium and sodium bases. As a result of the production, except the methyl esters, glycerine phase [9] is produced, a substance that is difficult to use and utilize within a farmstead [10, 11]. Fuels from waste fats obtained using this technology are contaminated with glycerine particles and non-reacted triacylglycerols and can lead to engine failure [12].

Both, plant oils and methyl esters produced from them, can be characterized by similar calorific value. The difference

1. Wstęp

Silniki z zapłonem samoczynnym (ZS) są głównym źródłem napędu m.in. w transporcie, budownictwie i rolnictwie. Ograniczona ilość ropy naftowej oraz wysoki poziom jej wydobycia skutkują poszukiwaniem alternatywnych, które pochodzą będą z odnawialnych źródeł energii. W Europie jednym z przyjętych, na skalę przemysłową, rozwiązań jest produkcja estrów metylowych z oleju rzepakowego. Tego rodzaju paliwa można otrzymywać z różnych olejów i tłuszczów [1, 2]. Ponadto w wyniku wielu prac naukowo-badawczych dowiedziono, że oleje posmażalnicze, tłuszcze zwierzęce poddane procesom estryfikacji lub transestryfikacji są również cennym źródłem paliw [3–6].

Opracowana przez Frąckowiaka wraz z zespołem [7] technologia produkcji biopaliw w obrębie gospodarstw rolnych umożliwia wytwarzanie przez producentów rolnych biopaliw na własne potrzeby. Technologia zimna, w której reakcja transestryfikacji zachodzi w temperaturze 20–70 °C, dokładnie została opisana przez A. Grzybek [8]. Wadą tego rozwiązania jest stosowanie silnie trującego metanolu oraz silnie stężonych zasad potasowych lub sodowych. W wyniku produkcji oprócz estrów metylowych powstaje faza glicerynowa [9], substancja trudna do zagospodarowania i utylizacji w obrębie gospodarstwa rolnego [10, 11]. Paliwa z tłuszczów odpadowych otrzymywane tą technologią są zanieczyszczone cząstkami gliceryny i nieprzereagowanymi triacyloglicerolami, i mogą być przyczyną awarii silnika [12].

is in viscosity, especially at lower temperatures [13]. To high viscosity of plant oil affects the carbon fouling in the engine combustion chamber leading to engine defect. Hemmerlein at al. has found that the rate of carbon fouling generation depend on the engine design. Engines with intermediate combustion chamber operated significantly longer than engines with direct injection, due to injector clogging [14].

There are many research works around the world that concern diesel engines supplied with different plant oils, even with heated animal fats [15]. Based on the basic research performed in laboratories, it was found that application of plant oils due to their chemical constitution affects the unitary growth of fuel consumption. During combustion of this type of fuel, dynamics of heat generation at the stage of diffusion combustion is lower comparing to the dynamics taking place during diesel fuel combustion, resulting in lower torque of the engine [16, 17, 18].

As proved by Rathbauer at al. [19] and Pasyniuk with Golimowski [20] there are solutions that allow supplying agricultural tractors with plant oils. Based on their operational tests concerning agricultural tractors, it was found that single-tanks and double-tank fuel supply systems are, in most cases, the solution that enable using rape oil in pure form as a fuel.

The goal of the work was the impact assessment of operational period of John Deere 6830 agricultural tractors on their power parameters.

2. Materials and methods

The subject of research was determination of rape oil impact on energetic parameters of prototype John Deere 6830 agricultural tractors that were working 3 years on difference agricultural farm in Poland. Whole period of study tractors were working of hours on rape oil: tractor No 1 – 1410 motor-hour, tractor No 2 – 1269 motor-hour, tractor No 3 – 1331 motor-hour. Measurement has been performed on farmsteads where the tractors were operating. Test stand consisted of John Deere 6830 agricultural tractor connected to engine brake PT 301 MES using power take-off shaft (PTO) and fuel gauge AMX 212F installed in place of the main tractor tank.

The examined tractors were supplied with six-cylinder, twenty four-valve diesel engine model 6068HL481. Injection system: direct injection Common Rail. Engine displacement 6790 ccm, maximum power according to manufacturer 103 kW, torque 620 N·m at 1400 rpm. Range of engine speed 1300-2100 rpm.

Mobile engine brake used during the tests, so called dynamometer PT 301 MES, consists of two air cooled electromagnetic brakes (retarders). Losses during cooling and due to friction in bearing are considered during the measurement by the control program. Engine braking takes place using retarder consisting of two rotors. As a result of driving the rotor, magnetic field generated eddy current, that counteract the rotational motion of the rotors. This counter force, via rotor, influences the drive shaft leading to braking of the tested device.

Zarówno oleje roślinne, jak i estry metylowe z nich powstałe charakteryzują się zbliżoną wartością opałową. Istotną różnicę stanowi lepkość, szczególnie w niższych temperaturach [13]. Zbyt wysoka lepkość oleju roślinnego wpływa na postawanie nagaru w komorze spalania silnika, co prowadzi do awarii silnika. Hemmerlein wraz zespołem zauważyli równie, że dynamika nawarstwiania się nagarów zależy od konstrukcji silnika. Silniki z pośrednią komorą spalania pracowały znacznie dłużej niż silniki z wtryskiem bezpośrednim, z powodu zapychania się szczelin wtryskiwacza [14].

Na całym świecie prowadzi się badania nad zasilaniem silników ZS różnymi olejami roślinnym, a nawet podgrzanyimi tłuszczami zwierzęcymi [15]. Na podstawie badań prowadzonych w laboratoriach stwierdzono, że stosowanie olejów roślinnych, z uwagi ich budowę chemiczną, wpływa na wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Podczas spalania tego rodzaju paliw dynamika wydzielania ciepła w fazie spalania dyfuzyjnego jest niższa niż dynamika spalania oleju napędowego, co w efekcie wpływa na niższy moment obrotowy silnika [16, 17, 18].

Jak dowiedli Rathbauer z zespołem [19] oraz Pasyniuk z Golimowskim [20], istnieją rozwiązania pozwalające zasilac ciągniki rolnicze olejami roślinnymi. Na podstawie przeprowadzonych przez nich badań eksploatacyjnych ciągników rolniczych stwierdzono, że jednozbiornikowe i dwuzbiornikowe systemy zasilania paliwem, w większości badanych przypadków, są rozwiązaniem umożliwiającym stosowanie oleju rzepakowego w czystej postaci jako paliwa.

Celem niniejszej pracy jest ocena wpływu okresu eksploatacji ciągników rolniczych John Deere 6830 na ich parametry energetyczne.

2. Metodyka badań

Przedmiotem badań było określenie wpływu oleju rzepakowego na parametry energetyczne prototypowych ciągników rolniczych John Deere 6830, eksploatowanych przez 3 lata w różnych gospodarstwach rolnych. Podczas całego okresu badań ilość przepracowanych godzin była zbliżona i wynosiła odpowiednio: ciągnik nr 1 – 1410 mth, ciągnik nr 2 – 1269 mth, ciągnik nr 3 – 1331 mth. Pomiar prowadzono w gospodarstwach, w których ciągniki były eksploatowane. Stanowisko badawcze składało się z ciągnika rolniczego John Deere 6830, podłączonego do hamulca silnikowego PT 301 MES przez wałek odbioru mocy (WOM) i paliwomierza AMX 212F zainstalowanego w miejscu głównego zbiornika ciągnika.

Badane ciągniki były napędzane 6-cylindrowym, 24-zaworowym silnikiem ZS model 6068HL481 o wtrysku bezpośrednim typu common rail. Pojemność silnika – 6790 cm³, maksymalna moc wg producenta – 103 kW, moment obrotowy – 620 N·m uzyskiwany przy 1400 min⁻¹. Zakres prędkości roboczych silnika – 1300–2100 min⁻¹.

Użyty w badaniach mobilny hamulec silnikowy, inaczej dynamometr PT 301 MES, składa się z dwóch hamulców elektromagnetycznych (retardery) chłodzonych powietrzem. Straty wynikające przy chłodzeniu i tarciu w łożyskach są uwzględnione przy dokonywanym pomiarze

Fuel gauge as the second measurement device on the test stand, consisted of extensometer scales, gauge of volume 1 dm³ and solenoid valve, that is to control the fuel supply to the scales. The whole assembly was controlled by a programmed control system AMX 212F with display showing momentary fuel consumption in kg·h⁻¹.

Engine energetic parameters measurement took place according to assumed and described procedure. Before the test, cooler system of engine was warmed up to working temperature 85 °C ±2 °C. Manual acceleration lever was set to extreme position, where the engine obtained maximum revolutions, ca. 2250 rpm. Using the engine brake, the engine load was increased until obtaining revolutions according to the adopted methodology. Torque and fuel consumption values were recorder every 100 rpm ±5 rpm from 2200 rpm to 1200 rpm, determining the characteristics within the full engine operation range. Additional measurement point was introduced at 1750 rpm in order to concentrate them near the maximum power. Measurement for each type of fuel was performed three times.

At first, the tractors were supplied with plant oil, with the one that was used from the very beginning of operational examinations, and then with diesel fuel. During the examinations, summer type of diesel fuel was used of standardized parameters (EN 590), calorific value 45.4 MJ·kg⁻¹ and cold pressed rape oil (RO) of below presented parameters.

Measured parameters: torque (M_o) and overall fuel consumption (G). Based on the obtained values, the following was determined: engine power (Ne), unitary fuel consumption (g_e).

przez program sterujący. Hamowanie silnika odbywa się za pomocą retardera składającego się z dwóch rotorów. W wyniku napędzania wirnika pole magnetyczne wywołuje prądy wirowe, które przeciwdziałają ruchowi obrotowemu wirników. Ta przeciwsila oddziałuje przez rotor na wał napędowy, dzięki czemu uzyskuje się efekt hamowania w badanym urządzeniu.

Paliwomierz, będący drugim urządzeniem pomiarowym na stanowisku badawczym, składał się z wagi tensometrycznej, miernicy o objętości 1 dm³ oraz zaworu elektromagnetycznego, którego funkcją jest sterowanie dopływem paliwa do wagi. Całością sterował zaprogramowany układ pomiarowy AMX 212F z wyświetlaczem przedstawiającym chwilowe zużycie paliwa w kg·h⁻¹.

Pomiar parametrów energetycznych silnika odbywał się zgodnie z przyjętą i opisaną w metodyce procedurą. Przed przystąpieniem do badań ciecz chłodząca silnika rozgrzano do temperatury pracy 85 °C ±2 °C. Dźwignię gazu ręcznego ustawiono w skrajnym położeniu, gdzie silnik osiągał maksymalne obroty ok. 2250 min⁻¹. Przy użyciu hamulca silnikowego zwiększono obciążenie silnika do chwili uzyskania prędkości obrotowej zgodnie z przyjętą metodyką. Rejestrowano wartości momentu obrotowego i zużycia paliwa co 100 min⁻¹ ±5 min⁻¹ od 2200 min⁻¹ do 1200 min⁻¹, wyznaczając charakterystykę w pełnym zakresie pracy silnika. Wprowadzono dodatkowy punkt pomiarowy przy 1750 min⁻¹ w celu zagęszczenia ich w okolicy występowania ekstremum mocy. Pomiar dla każdego rodzaju paliwa powtórzono trzykrotnie.

Ciągniki w pierwszej kolejności zasilono olejem roślinnym, tym którym zasilano je od początku badań eksploata-

Table 1. Results of rape oil parameters analysis

Tabela 1. Wyniki analizy parametrycznej oleju rzepakowego

Parameter/parametr	Method/metoda	Result/wynik	Specification/ wymagania normy DIN V 51 605	Unit/ jednostka
Density/gęstość (15 °C)	DIN EN ISO 12185	920.2	900–930	kg/m ³
Flash point/temperatura zapłonu	DIN EN ISO 2719	262,5	min 22C	°C
Kin. viscosity/lepkość kinematyczna (40 °C)	DIN EN ISO 3104	34.44	max 36.0	mm ² /s
Calorific value/wartość opałowa	DIN 51 900-2	37320	min 36000	kJ/kg
Cetane number/liczba cetanowa	IP 498	46.2	min 39	-
Carbon residue/pozostałość po koksowaniu	DIN EN ISO 10370	0.34	max 0.40	% (m/m)
Iodine value/liczba jodowa	DIN EN 14111	112	95–125	g Iodine/100 g
Sulfur content/zawartość siarki	DIN EN ISO 20884	5.9	max 10	mg/kg
Acid value/liczba kwasowa	DIN EN 14104	0.890	max 2,0	mg KO H/g
Oxidation stability/stabilność termooksydacyjna (110 °C)	DIN EN 14112	6.7	min. 6.0	h
Phosphorous content/zawartość fosforu	DIN EN 14107	< 0.5	max 12	mg/kg
Earth alkali content/zawartość metali ziem alkalicznych (Ca + Mg)	DIN EN 14538	< 0.5	max 20	mg/kg
Ash content/zawartość popiołu	DIN EN ISO 6245	0.004	max 0.01	% (m/m)
Water content/zawartość wody	DIN EN ISO 12937	600	max 750	mg/kg

Table 2. Tests results
Tabela 2. Wyniki badań

Parameter/parametr	Unit/ jednostka	Tractor No 1/ ciągnik nr 1	Tractor No 2/ ciągnik nr 2	Tractor No 3/ ciągnik nr 3
Operation time/czas pracy	mth	1410	1269	1331
Consumed fuel in total/calkowite zużycie paliwa	dm ³	16235	14720	15439
Maximum torque/maks. moment obrotowy RO	N·m	507	510	544
Maximum torque diesel fuel/maks. moment obrotowy ON	N·m	589	590	591
Max. fuel consumption/maks. godzinowe zużycie paliwa RO	kg·h ⁻¹	24.1	24.2	25.9
Max. fuel consumption diesel fuel/maks. godzinowe zużycie paliwa ON	kg·h ⁻¹	24.6	24.3	25.8
Power at 1700 rpm RO/moc przy 1700 min ⁻¹ OR	kW	85.6	87.2	91.7
Power at 1700 rpm diesel fuel/moc przy 1700 min ⁻¹ ON	kW	99.2	101.1	98.3
Specific fuel consumption at 1700 rpm RO/jedn. zużycie paliwa przy 1700 min ⁻¹ OR	g·kWh ⁻¹	282	278	277
Specific fuel consumption ON at 1700 rpm diesel fuel/jedn. zużycie paliwa przy 1700 min ⁻¹ ON	g·kWh ⁻¹	248	240	261

3. Tests results

During the operational tests, no negative impact of rape oil on the tractors mortality was observed. The below table presents the values of measured and calculated parameters of examined tractors.

Within the test period, the tractors operated for 1374 to 1774 motor-hours, consuming from 10235 dm³ to 24218 dm³. Power parameters of tractors 1 and 2 were comparable: M_o ca. 510 N·m supplied with RO and 590 supplied with diesel fuel. M_o of tractor No 3, its power was higher comparing to the remaining objects and amounted 544 N·m using RO and 591 on diesel fuel and power 91.7 kW and 98.3 kW adequately. Similar phenomenon was noticed while the measurement of total fuel consumption, tractors 1 and 2 at rated engine

cyjnych, następnie olejem napędowym. Do badań wykorzystano letni olej napędowy (ON) o znormalizowanych parametrach (EN 590) i tłoczony na zimno olej rzepakowy (OR) o parametrach przedstawionych w tabeli 1.

Zmierzono parametry: moment obrotowy (M_o) i godzinowe zużycie paliw (G). Na podstawie uzyskanych wartości określono moc silnika (Ne) i jednostkowe zużycie paliwa (g_c).

3. Wyniki badań

Podczas wykonywanych badań eksploatacyjnych nie zaobserwowano negatywnego oddziaływania oleju rzepakowego na poziom awaryjności ciągników. W tabeli 2 podano wartości mierzonych i wyliczonych parametrów badanych ciągników.

W okresie badań ciągniki przepracowały od 1374 do 1774 motogodzin, zużywając w tym czasie od 10 235 dm³ do 24 218 dm³ paliwa. Parametry energetyczne pracy ciągników 1 i 2 były porównywalne: M_o około 510 N·m zasilone OR i 590 zasilone ON. M_o ciągnika nr 3 oraz jego moc były wyższe względem pozostałych badanych obiektów. M_o wynosił 544 N·m przy zasilaniu OR i 591 przy zasilaniu ON, oraz moc odpowiednio: 91,7 kW i 98,3 kW. Podobnie

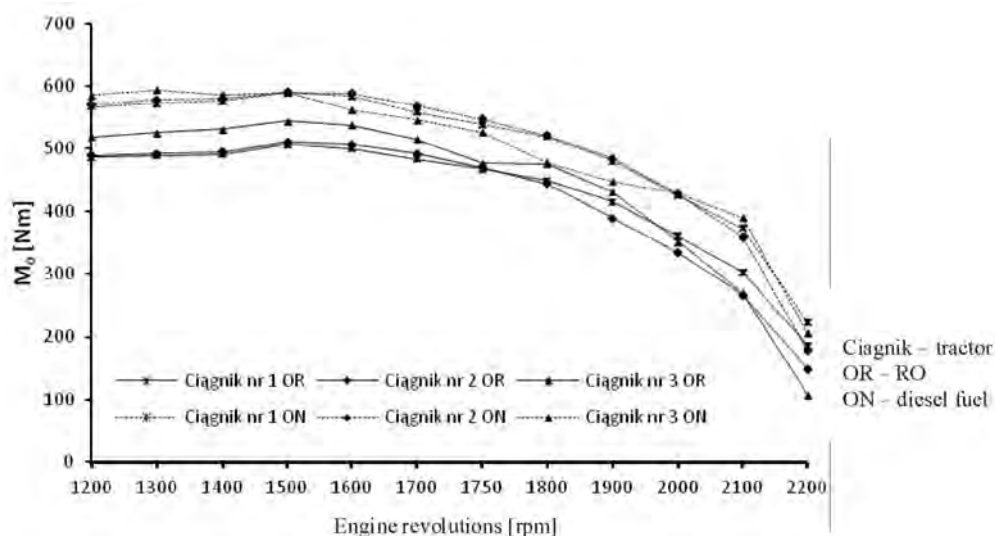


Fig. 1. Torque characteristics in the function of engine revolutions

Rys. 1. Charakterystyka momentu obrotowego w funkcji prędkości obrotowej silnika

revolutions consumed ca. $24.3 \pm 0.3 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, tractor No 3 over $1.5 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ more. Based on unitary fuel consumption, it is safe to say that fuel consumption for generating the power was comparable and amounted ca. $280 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ for all tested cases at rated engine speeds, however ge of tractor No 3 was $260 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ and was by $20 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ higher than the other two cases.

The below drawing presents torque distribution for three tested tractors supplied with rape oil, and then with diesel fuel.

Based on gathered examination results, it is found that in all three cases, application of rape oil affected the reduction of torque, within the whole range of engine revolutions. Plat oil is a substance of similar physical properties comparing to diesel fuel, however of significantly different chemical constitution. It mostly consists of triacylglycerols, particles of molar mass over three times higher than particles of diesel fuel, moreover it includes from 1–14 % of oxygen, that affects fuel combustion. At the diffusion stage of rape oil combustion, its heat generation dynamics is lower comparing to diesel fuel, leading to lower pressure imposed on cylinders [16–18]. Observed higher torque in Tractor No 3 was caused by increased amount of fuel (Fig. 1). Mo of engine supplied with rape oil comparing to other tractors was higher, however Mo of this tractor supplied with diesel fuel was lower. Drop of torque was also observed at 1750–1800 rpm only in tractor No 3.

Regardless of the applied fuel, G of the tested tractors was comparable at engine revolutions 1700 rpm. Within the scope of rotational speed 1600–1900 rpm, total fuel consumption was constant and amounted within $24\text{--}26 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. The below figure presents characteristics of unitary fuel consumption and power (Fig. 3).

Within all tested cases, maximum power of engines was obtained at 1700 rpm. Application of rape oil affects the growth of unitary fuel consumption by $20\text{--}40 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$. In the tested tractors, the consequence was the drop of power which fact is especially important in case of setting up tractor units. Engine power can be increased by increasing the fuel dose, as in case of tractor No 3, but this will affect the fuel consumption.

Operational tests of three independently operating agricultural tractors

było przy pomiarze godzinowego zużycia paliwa: ciągniki nr 1 i 2 przy nominalnych obrotach silnika zużywały około $24,3 \pm 0,3 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$, ciągnik nr 3 o ponad $1,5 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$ więcej. Na podstawie jednostkowego zużycia paliwa można stwierdzić, że zużycie paliwa do generowanej mocy było porównywalne i wynosiło około $280 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ dla wszystkich badanych ciągników przy nominalnych obrotach silnika, natomiast ge ciągnika nr 3 wynosiło $260 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ i było o $20 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$ wyższe niż dla dwóch pozostałych silników.

Na rysunku 1 przedstawiono rozkład momentu obrotowego trzech badanych ciągników zasilanych olejem rzepakowym, a następnie napędowym.

Na podstawie zebranych wyników badań można stwierdzić, że dla wszystkich trzech ciągników stosowanie oleju rzepakowego wpłynęło na obniżenie momentu obrotowego, równo w całym mierzonym zakresie obrotowym silnika. Olej roślinny jest substancją o podobnych właściwościach fizycznych do oleju napędowego, natomiast innej budowy chemicznej. Składa się głównie z triacylogliceroli, cząstek o masie molowej ponad trzykrotnie większej niż cząstki oleju napędowego, ponadto zawiera od 11–14 % tlenu, który ma wpływ na spalanie paliwa. W dyfuzyjnej fazie spalania oleju rzepakowego dynamika wywiązywania się ciepła jest mniejsza niż podczas spalania ON, czego następstwem jest mniejsze ciśnienie indykowane w cylindrach [16–18]. Zaobserwowano wyższy moment obrotowy w ciągniku nr 3, który był spowodowany zwiększoną dawką paliwa (rys. 1). M_o silnika zasilanego olejem rzepakowym w porównaniu do innych ciągników było wyższe, natomiast M_o tego ciągnika zasilanego olejem napędowym było niższe. Zaobserwowano również spadek M_o przy prędkości obrotowej 1750–1800 min^{-1} tylko w ciągniku nr 3.

Niezależnie od rodzaju zastosowanego paliwa, godzinowe zużycie paliwa badanych ciągników (rys. 2) było porównywalne przy prędkości obrotowej silnika 1700 min^{-1} .

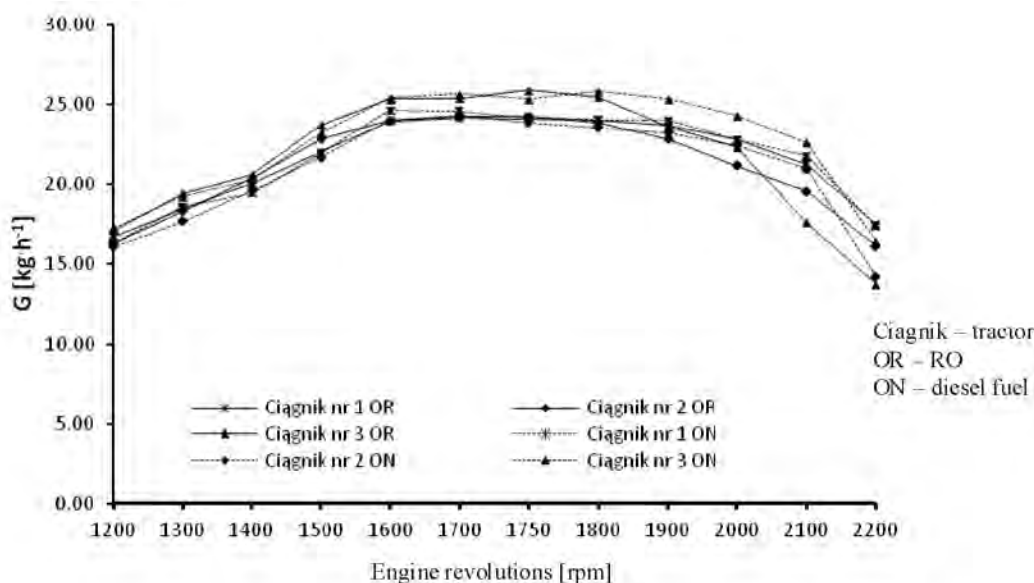


Fig. 2. Total fuel consumption characteristics in the function of engine revolutions

Rys. 2. Charakterystyka godzinowego zużycia paliwa w funkcji prędkości obrotowej silnika

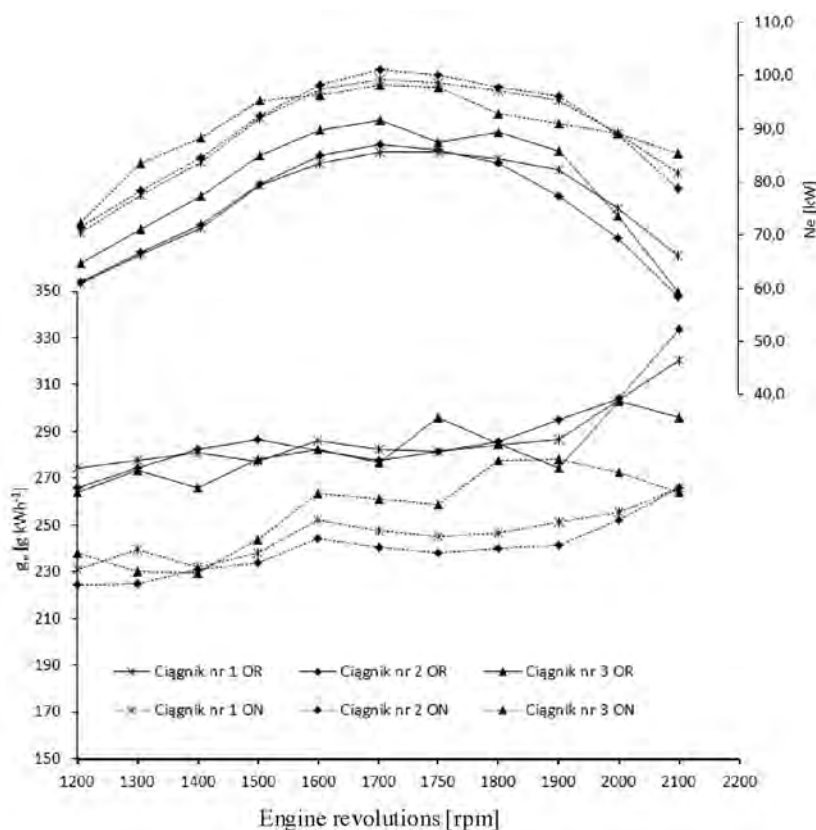


Fig. 3. Power and unitary fuel consumption characteristics in the function of engine revolutions
Rys.3. Charakterystyka mocy i jednostkowego zużycia paliwa w funkcji prędkości obrotowej silnika

confirmed correct operation of a single-tank system supplying the engines. Rathbauer et al. [19] obtained similar research result performing its operational research on 38 vehicles with single-tank and double-tank system supplying the engines by rapeseed oil. Results of the tractor JD 6830 tests, compete with results of beginning of this study [20], shows that there aren't negative impact of rapeseed oil on tractor in longer exploitation.

4. Conclusions

- Based on the performed examinations, it was found that diesel engine 6068HL481, driving agricultural tractors JD 6830, with single-tank fuel system for rape oil operates correctly when using rape oil that is in conformity with the standard DIN 51 605.
- Differences in chemical constitution between rape oil and diesel fuel affect the increase of unitary fuel consumption by about 11 %. Main reason for that is share of oxygen in rape oil, that does not generate heat during fuel combustion.
- Power of the tested prototype of vehicles was comparable for each type of fuel they were supplied with and amounted in average 88 kW for rape oil and 98 kW for diesel fuel. This proves the correct operation, developed by John Deere single-tank system to power the tractor only rapeseed oil.

W zakresie prędkości obrotowej 1600–1900 min^{-1} godzinowe zużycie paliwa wnosilo w granicach 24–26 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$. Na rysunku 3 przedstawiono charakterystyki jednostkowego zużycia paliwa i mocy.

We wszystkich badanych ciągnikach maksymalną moc silników uzyskano przy 1700 min^{-1} . Stosowanie oleju rzepakowego wpływa na wzrost o 20–40 $\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$ jednostkowego zużycia paliwa. W badanych ciągnikach konsekwencją tego jest spadek mocy ciągnika, co jest niezwykle ważne w zestawianiu agregatów ciągnikowych. Można zwiększyć moc silnika przez zwiększenia dawki paliwa, tak jak dla ciągnika nr 3, jednak godzinowe zużycie paliwa wzrośnie, co w praktyce oznacza większe zużycie paliwa.

Badania eksploatacyjne trzech niezależnie działających ciągników rolniczych potwierdziły poprawne działanie jednozbiornikowego systemu zasilania silników. Podobny rezultat badań uzyskał Rathbauer wraz z zespołem [19], prowadząc badania eksploatacyjne 38 pojazdów z jednozbiornikowymi i dwuzbiornikowymi systemami paliwa, zasilanymi olejem rzepakowym. Wyniki badań ciągnika JD 6830, w porównaniu do parametrów energetycznych określonych na początku ich eksploatacji [20], były porównywalne, co świadczyło

o braku negatywnego oddziaływania oleju rzepakowego w dłuższym okresie eksploatacji tych ciągników.

4. Wnioski

- Na podstawie wykonanych badań stwierdzono, że silniki ZS model 6068HL481, napędzające ciągniki rolnicze JD 6830, z jednozbiornikową instalacją paliwa do oleju rzepakowego pracują poprawnie przy zasilaniu olejem rzepakowym o jakości zgodnej z normą DIN 51 605.
- Różnice pomiędzy budową chemiczną oleju rzepakowego a napędowego wpływają na wzrost jednostkowego zużycia paliwa o około 11 % we wszystkich badanych przypadkach. Główną przyczyną tego jest udział tlenu w oleju rzepakowym, który w wyniku spalania paliw nie wydziela ciepła.
- Moc badanych prototypowych ciągników była porównywalna dla każdego z rodzaju paliwa jakim był zasilony; wynosiła średnio 88 kW dla zasilanych olejem rzepakowym i 98 kW dla zasilanych tradycyjnym olejem napędowym. Świadczy to o poprawnie działającej, opracowanej przez John Deere, instalacji jednozbiornikowej do zasilania ciągników wyłącznie olejem rzepakowym.

Bibliography/Literatura

- [1] Dharma Y.C., Singh B., Upadhyay S.N.: Advancements in development and characterization of biodiesel: A review. *Fuel* 2008;87:2355-2373.
- [2] Senthil Kumar M., Ramesh A., Nagalingam B.: An experimental comparison of methods to use methanol and Jatropa oil in a compression ignition engine. *Biomass Bioenergy* 2003;25:309-318.
- [3] Wyatt V.T., Hess M.A., Dunn R.O., Foglia T.A., Haas M.J., Marmor W.N.: Fuel properties and nitrogen oxide emission level of biodiesel produced from animal fats. *JAOCS* 2005;82:585-591.
- [4] Predojević Z.J.: The production of biodiesel from waste frying oils: A comparison of different purification steps. *Fuel* 2008;87:3522-3528.
- [5] Wang Y., Ou S., Liu P., Zhang Z.: Preparation of biodiesel from waste cooking oil via two-steps catalyzed process. *Energy Conversion and Management* 2007;48:184-188.
- [6] Lapuerta M., Herreros J.M., Lyons L.L., Garcia-Contreras R., Briceño Y.: Effect of the alcohol type used in the production of waste cooking oil biodiesel on diesel performance and emissions. *Fuel* 2008; 87:3161-3168.
- [7] Frąckowiak P.: Testing of esterification process of rape oil for tractor fuel in the prototype production plants of 400 dm³ output. *Journal of Research and Replications in Agricultural Engineering* 2002; 47:67-73.
- [8] Grzybek A.: Technologie transestryfikacji oleju rzepakowego. W: *Biopaliwa gliceryny, pasze z rzepaku*. Pr. zbior. Pod red. W. Podkówki. Bydgoszcz. Wydaw. Uczelni ATR, 2004, s. 70-83.
- [9] Thompson J.C., He B.B.: Characterization of crude glycerol from biodiesel production from multiple feedstocks. *Applied Engineering in Agriculture* Vol. 2(22), 2006, s. 261-265.
- [10] Golimowski W., Golimowska R.: Ocena wartości opałowej fazy glicerynowej oraz jej mieszanin z biomasa. *Problemy Inżynierii Rolniczej* nr 3(69), 2010, s. 103-108.
- [11] Golimowski W., Kliber A.: Influence of raw glycerol phase from esterification process of waste cooking oil on the increase of plant organic matter. *Problemy Inżynierii Rolniczej* nr 2(76), 2012, s. 55-62.
- [12] Golimowski W., Graczyk A.: The influence of waste fats esterification process parameters in agricultural biofuel production facilities. *Environment Protection Engineering* 4/2011, s. 55-62
- [13] Golimowski W., Golimowska R., Kliber A.: Temperature effect on kinematics viscosity of animal fats, vegetable oils and its transesterification product. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*, vol. 56(1), 2011, s. 50-55.
- [14] Hemmerlein N., Korte V., Richter H., Schroeder G.: Performance, exhaust emissions and durability of modern diesel engines running on rapeseed oil. *SAE Technical Papers Series* 910848, 1991.
- [15] Senthil Kumar M., Kerihuel A., Bellettre J., Tazerout M.: Experimental investigations on the use of preheated animal fat as fuel in a compression ignition engine. *Renewable Energy* 30 (2005), p. 1443-1456.
- [16] Buyukkaya E.: Effects of biodiesel on a DI diesel engine performance, emission and combustion characteristics. *Fuel* 2010;89:3099-3105.
- [17] Sahoo P.F., Das L.M.: Combustion analysis of jatropa, karanja and polanga based biodiesel as fuel in a diesel engine. *Fuel* 2009; 88: 994-999.
- [18] Devan P.K., Mahalakshmi N.V.: Study of the performance, emission and combustion characteristics of a diesel engine using poon oil-based fuels. *Fuel Processing Technology* 2009; 90: 513-519.
- [19] Rathbauer J., Krammer K., Kriechbaum T., Prankl H., Brennesberger J.: Rapsöl als Treibstoffalternative für die Landwirtschaft BMLFUW-LE.1.3.2/0037-II/1/2006. *Forschungsprojekt* No. 1337.
- [20] Pasyniuk P., Golimowski W.: Work indicators test for prototype John Deere 6830 agricultural tractor fueled with pure vegetable oil. *Technical Sciences* vol. 14(1),2011, s. 109-117.

Piotr Pasyniuk, DEng. – doctor in the Institute of Technology and Life Sciences in Falenty, Department of Renewable Energy Resources.

Dr inż. Piotr Pasyniuk – adiunkt w Instytucie Technologiczno-Przyrodniczym w Falentach, oddział w Warszawie, kierownik Laboratorium Badawczego
e-mail: p.pasyniuk@itep.edu.pl



Wojciech Golimowski, DEng. – doctor in the Institute of Technology and Life Sciences in Falenty, Department of Renewable Energy Resources.

Dr inż. Wojciech Golimowski – adiunkt w Instytucie Technologiczno-Przyrodniczym w Falentach, oddział w Poznaniu, Zakład Odnawialnych Źródeł Energii.

e-mail: w.golimowski@itep.edu.pl



Renata Golimowska, DEng. – doctor in the Institute of Technology and Life Sciences in Falenty, Department of Renewable Energy Resources.

Dr inż. Renata Golimowska – adiunkt w Instytucie Technologiczno-Przyrodniczym w Falentach, oddział w Poznaniu, Zakład Odnawialnych Źródeł Energii.

e-mail: r.golimowska@itep.edu.pl



Experimental research of intake air filtering fibers in motor vehicle engines

Properties of filtering materials used as porous barriers in filter elements of motor vehicle air cleaners have been analyzed. Criteria of fiber and paper selection for the filter elements have been presented. A relation showing the filter life and a coefficient of dust absorption km of filtering materials have been presented. A methodology of research of the fiber filter element characteristics has been developed. Results of investigations of the characteristics of efficiency, filtering accuracy and drag of the filtering fiber operating at different filtering rates have been presented. The coefficients of dust absorption km of the filtering fiber have been determined. Changes in the granulometric properties of dust in the airflow downstream of the filtering fiber and paper have been presented.

Key words: combustion engines, air filtration, filter characteristics, filtering fiber

Badania eksperymentalne włókniny do filtracji powietrza wlotowego silników spalinowych pojazdów mechanicznych

Przeanalizowano właściwości materiałów filtracyjnych stosowanych jako materiał na przegrody porowate w filtrach powietrza pojazdów mechanicznych. Przedstawiono kryteria doboru włókniny i papieru filtracyjnego do filtru. Przedstawiono zależność określającą czas pracy filtru powietrza oraz zdefiniowano współczynnik chłonności pyłu km materiału filtracyjnego. Opracowano metodykę badań charakterystyk wkładu filtracyjnego wykonanego z włókniny. Przeanalizowano wyniki badań charakterystyk skuteczności i dokładności filtracji oraz oporów przepływu włókniny filtracyjnej pracującej przy różnych prędkościach filtracji. Określono współczynniki chłonności pyłu km włókniny filtracyjnej. Przedstawiono zmiany składu granulometrycznego pyłu w strumieniu powietrza za badaną włókniną filtracyjną i papierem.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, filtracja powietrza, charakterystyki filtrów, włóknina filtracyjna

1. Introduction

Intake air cleaning in modern passenger vehicles and light duty trucks is realized through single stage air cleaners fitted with a porous barrier, most of the time in the form of a paper filter element [1, 3, 5, 7, 13, 14]. There is also a solution, mostly applied in the Asian market (Japan, South Korea) utilizing filter elements made of filtering fiber.

The selection of filter elements in the air cleaner depends on the area of the filtering material resulting from the engine air demand Q_{Sil} and the admissible filtration rate that amounts to (for filtration papers) $v_{Fdop} = 0.03-0.12$ m/s [1, 2, 3, 6, 7, 12] (the greater values are assumed for passenger vehicles.) In the case of filtration fibers, the calculated filtration rates are much higher, in the range from $v_{Fdop} = 0.18-0.52$ m/s [5]. Mann+Hummel gives an admissible value of filtration for gradient structure fibers of $v_{Fdop} = 0.33$ m/s [3].

The filter life, until the obtainment of the assumed value Δp_{fdop} , depends not only on the parameters of the filtering process in the porous barrier but also on its dust capacity. This property is characterized by coefficient of dust absorption k_m whose value, determined with the use of standard test dust types of the grain size not exceeding 100 μm , reaches 220 g/m² in the case of cellulose based filtration materials [1, 3, 6, 11]. For the fiber-based filtration materials, coefficient of dust absorption k_m (given by few sources) reaches five times the value of those based on paper $k_m = 900-1100$ g/m² [3]. Greater dust absorption of fiber structures allows a significant extension of maintenance intervals as compared to paper filter elements of similar filtration area or reducing

1. Wstęp

Do filtracji powietrza wlotowego silników we współczesnych samochodach osobowych oraz lekkich samochodach dostawczych stosuje się filtry jednostopniowe z przegrodą porowatą, którą jest najczęściej wkład papierowy ukształtowany w formie panelu lub cylindra (pierścienia) [1, 3, 5, 7, 13, 14]. Istnieją również rozwiązania, głównie w samochodach produkcji azjatyckiej (Japonia, Korea Płd.), w których przegrodę porowatą stanowi wkład wykonany z włókniny filtracyjnej.

Dobór wkładu filtracyjnego do filtru sprowadza się do określenia powierzchni materiału filtracyjnego, wynikającej z określonego zapotrzebowania powietrza przez silnik Q_{Sil} oraz dopuszczalnej prędkości filtracji wynoszącej dla papierów filtracyjnych $v_{Fdop} = 0,03-0,12$ m/s [1, 2, 3, 6, 7, 12], przy czym wartości wyższe przyjmuje się dla samochodów osobowych. W odniesieniu do włóknin filtracyjnych obliczone prędkości filtracji przyjmują wartości znacznie większe w zakresie $v_{Fdop} = 0,18-0,52$ m/s [5]. Firma Mann+Hummel jako dopuszczalną prędkość filtracji dla włóknin filtracyjnych o strukturze gradientowej podaje wartość $v_{Fdop} = 0,33$ m/s [3].

Czas pracy filtru do uzyskania założonej wartości Δp_{fdop} zależy nie tylko od parametrów procesu filtracji powietrza na przegrodzie porowatej, ale także od jej pojemności pyłowej. Właściwość tę charakteryzuje współczynnik chłonności pyłu k_m , którego wartość określona przy użyciu standardowych pyłów testowych o rozmiarach ziaren nieprzekraczających 100 μm dochodzi do 220 g/m² w przypadku materiałów filtracyjnych na bazie celulozy [1, 3, 6, 11].

the size of the filter element and maintaining the original service interval.

Coefficient k_m is defined as dust mass trapped on the surface of 1 m² of the filtration paper for the assumed value of admissible drag Δp_{fdop} and determined by the quotient of total mass of dust m_{PF} trapped and active area of filtration paper F_c until value Δp_{fdop} is reached [6]:

$$k_m = \frac{m_{PF}}{F_c} \text{ [g/m}^2\text{]} \quad (1)$$

However, in the available literature, both domestic and international, there is no exhaustive information related to coefficient of dust absorption k_m of fibers used in cleaning of the intake air in motor vehicles. This coefficient is necessary to design a filtration system and determine its durability – vehicle mileage. It is, thus, recommended to perform experimental research in order to determine the value of coefficient of dust absorption k_m of the filtering fiber for different operating conditions.

2. Characteristics of filtration materials of the intake air cleaners in motor vehicles

A currently dominating filtration material used in the production of intake air filter barriers for engines of motor vehicles in both single and multi stage air cleaners are filtering papers made in a variety of types by specialized companies such as: J.C. BINZER Papierfabrik, AHLSTROM, H&V GMBH. These papers differ in their structural parameters and properties: gramature, thickness, air permeability, pore size and resistance to tear and burst.

Filtration paper is formed as a pleated band (Fig. 1a) that can be further shaped into proper filter elements. Most often the filter elements are formed into round or oval based cylinders (Fig. 1b) and panels (Fig. 1c). The most popular is the v-shaped pleat. Filtering fibers are also used for the manufacturing of the barrier filter elements in passenger vehicles, though they are not as popular as paper. As compared to filtration papers, they are characterized by double gramature, greater thickness and much lower rigidity [5].

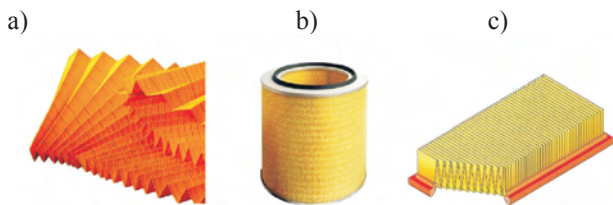


Fig. 1. Forms of paper filter elements: a) pleated band, b) cylindrical element, c) panel element [5]

Rys. 1. Kształtowanie wkładu filtracyjnego z papieru filtracyjnego: a) plisowana taśma, b) wkład cylindryczny, c) wkład panelowy [5]

Due to low rigidity of the pleats made on the filtration fibers the forming of a traditional filter element is a problem. A solution to this is fitting of the pleated fiber in a rigid plastic frame (Fig. 2b). Another solution that increases the rigidity of synthetic fibers is pleating of the fibers together with special

Dla materiałów filtracyjnych wykonanych z włóknin współczynnik chłonności pyłowej k_m , podawany w nielicznych źródłach, osiąga pięciokrotnie większą wartość 900–1100 g/m² [3]. Większa chłonność pyłowa włóknin pozwala na znaczne wydłużenie okresu eksploatacji wkładu w stosunku do wkładu papierowego o podobnej powierzchni filtracyjnej, bądź na zmniejszenie objętości wkładu filtracyjnego przy zachowaniu wymaganego okresu eksploatacji.

Współczynnik k_m jest definiowany jako masa pyłu zatrzymana na powierzchni 1 m² papieru filtracyjnego dla przyjętej wartości oporu dopuszczalnego Δp_{fdop} i określany ilorazem całkowitej masy pyłu m_{PF} zatrzymanej i czynnej powierzchni papieru filtracyjnego F_c do chwili osiągnięcia wartości Δp_{fdop} [6] – wzór (1).

Brak jest natomiast w dostępnej literaturze krajowej i zagranicznej wyczerpujących informacji na temat współczynnika chłonności pyłowej k_m włóknin stosowanych do filtracji powietrza wlotowego silników pojazdów mechanicznych. Współczynnik ten jest niezbędny do zaprojektowania wkładu filtracyjnego i określenia czasu pracy filtru powietrza – przebiegu pojazdu. Dlatego uzasadnione jest przeprowadzenie badań eksperymentalnych celem określenia wartości współczynnika chłonności pyłowej k_m włókniny filtracyjnej dla różnych warunków pracy.

2. Charakterystyka materiałów filtracyjnych filtrów powietrza wlotowego silników pojazdów mechanicznych

Dominującym obecnie materiałem filtracyjnym stosowanym do produkcji przegród filtracyjnych powietrza wlotowego silników spalinyowych pojazdów mechanicznych w filtrach jedno- i wielostopniowych są papiery filtracyjne produkowane w wielu gatunkach, przez wyspecjalizowane firmy, na przykład: J.C. BINZER Papierfabrik, AHLSTROM, H&V GMBH. Papiery te różnią się parametrami struktury i właściwościami: gramaturą, grubością, przepuszczalnością powietrza, wymiarami porów oraz wytrzymałością na rozierwanie i przepuklenie.

Papier filtracyjny kształtuje się w formie plisowanej taśmy (rys. 1a), z której następnie może być w różny sposób zmontowany wkład filtracyjny. Najczęściej wkłady filtracyjne ukształtowane są w cylindry o podstawie koła lub owalu (rys. 1b) oraz jako panelowe (rys. 1c). Najbardziej rozpowszechnione jest ukształtowanie plis w kształcie litery V. Do produkcji przegrodowych wkładów filtrów powietrza samochodów osobowych wykorzystywane są także, choć w mniejszym stopniu, włókniny filtracyjne. Charakteryzują się one, w stosunku do papierów filtracyjnych, dwukrotnie większą gramaturą, kilkakrotnie większą grubością oraz zdecydowanie mniejszą sztywnością [5].

Ze względu na małą sztywność plis wykonanych z włóknin filtracyjnych konstruowanie tradycyjnych wkładów filtracyjnych jest kłopotliwe. Rozwiązaniem tego problemu jest montowanie plisowanej włókniny w sztywnej ramce wykonanej z tworzywa sztucznego (rys. 2b). Innym rozwiązaniem zwiększającym sztywność włóknin syntetycznych jest plisowanie włóknin wraz ze specjalnymi siatkami z two-

plastic meshes that protect the structure against damage during operation. Panel filter elements are also manufactured in a wet press stamping process (Fig. 2c).

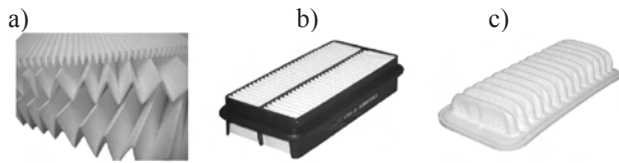


Fig. 2. The shapes of the fiber filter elements: a) pleated band, b) elements made from pleated fiber in a rigid frame, c) stamped panel element

Rys. 2. Kształtowanie wkładu filtracyjnego z włókniny filtracyjnej: a) plisowana taśma, b) wkład wykonany z plisowanej włókniny w sztywnej ramce, c) wkład panelowy w formie wypraski

The properties of the filter elements are characterized by the following parameters:

- filtration efficiency – the quotient of dust mass m_p trapped by the filter and mass of dust fed to the filter in time m_d – weighted method:

$$\varphi_f = \frac{m_p}{m_d} \quad (2)$$

- drag – difference of the pressures p_1 downstream and p_2 upstream of the filter:

$$\Delta p_f = p_1 - p_2 \quad (3)$$

- filtering accuracy – maximum d_{zmax} size of the dust grain in the air downstream of the filter,
- absorption – mass of dust Δm trapped until the filter reaches a given drag (equal to 200 % of the value of the drag of a clean filter at nominal airflow).

The life of a filter, limited by the admissible drag Δp_{fidop} , is influenced not only by the absorption of the filtering barrier but also by the granulometric composition of dust that hits this barrier with air [6]. Manufacturers of filtration materials only provide data describing their structure and fail to give the filtration properties of the respective materials (papers and fibers). The relation between the material structure and its filtration characteristics are determined experimentally using standard tests. Life τ of a single stage air cleaner can be determined through an empirical dependence [1, 6]:

$$\tau = \frac{F_c \cdot k_m \cdot k_c}{Q_{max} \cdot S \cdot \varphi_p} \quad [h] \quad (4)$$

where: F_c – area of the filtration material [m^2], k_m – material absorption coefficient for adopted Δp_{fidop} [g/m^2], k_c – coefficient allowing for the difference between the parameters of the test and actual contaminants, Q_{max} – nominal engine air demand [m^3/h], s – concentration of dust in the intake air [g/m^3], φ_p – efficiency of the filter element.

The problem in the correctness of the application of the above relation is the necessity to acquire a great deal of experimental data characterizing an individual filtering paper:

zryw sztucznych i tym samym uzyskuje się zabezpieczenie przed uszkodzeniami podczas eksploatacji. Produkowane są również panelowe wkłady filtracyjne wykonane z włóknin filtracyjnych w postaci wyprasek formowanych na mokro (rys. 2c).

Właściwości filtra powietrza są charakteryzowane przez następujące parametry:

- skuteczność filtracji – iloraz masy pyłu m_p zatrzymanego przez filtr i masy pyłu m_d dostarczonego do filtra w jednostce czasu – metoda wagowa – wzór (2),
- opór przepływu – różnica ciśnień całkowitych p_1 przed i p_2 za filtrem – wzór (3),
- dokładność filtracji – maksymalny d_{zmax} rozmiar ziarna pyłu w powietrzu za filtrem,
- chłonność – masa pyłu Δm zatrzymanego do chwili osiągnięcia przez filtr określonej wartości oporu przepływu (równego 200 % wartości oporów przepływu dla czystego filtra przy nominalnym strumieniu powietrza).

Na czas pracy filtra, limitowanego osiągnięciem dopuszczalnego oporu przepływu Δp_{fidop} , wpływa nie tylko chłonność przegrody filtracyjnej, ale także skład granulometryczny pyłu, jaki na nią trafia wraz z powietrzem [6]. Producenci materiałów filtracyjnych podają jedynie dane opisujące ich strukturę, brakuje natomiast informacji dotyczących właściwości filtracyjnych produkowanych materiałów (papierów i włóknin filtracyjnych). Relacje pomiędzy strukturą materiału a jego charakterystykami filtracyjnymi są ustalane eksperymentalnie z wykorzystaniem standardowych testów badawczych. Czas pracy τ jednostopniowego filtra powietrza można określić za pomocą empirycznej zależności (4) [1, 6]: gdzie: F_c – powierzchnia materiału filtracyjnego [m^2], k_m – współczynnik chłonności materiału filtracyjnego dla przyjętego Δp_{fidop} [g/m^2], k_c – współczynnik uwzględniający różnicę między parametrami zanieczyszczeń testowych a rzeczywistych, Q_{max} – nominalne zapotrzebowanie powietrza przez silnik [m^3/h], s – stężenie zapylenia powietrza zasysanego przez silnik [g/m^3], φ_p – skuteczność wkładu filtracyjnego.

Problem poprawności stosowania powyższej zależności stanowi konieczność posiadania jednak wielu danych doświadczalnych, które charakteryzują konkretny papier filtracyjny: współczynnik chłonności k_m , skuteczność filtracji φ_p , a także współczynnik k_c w określonych warunkach pracy, z których najważniejsze to: stężenie pyłu, jego skład chemiczny i granulometryczny, prędkość przepływu powietrza, rodzaj pyłu. Współczynnik k_c uwzględnia głównie wpływ sadzy na trwałość wkładu papierowego, a określany jest stosunkiem czasu pracy filtra w warunkach rzeczywistych do czasu pracy filtra przy zapyleniu pyłem testowym [1]. Znaczenie tego współczynnika, który przyjmuje wartości $k_c < 1$ (im większa zawartość sadzy, tym wartość współczynnika k_c mniejsza), jest duże w przypadku filtrów powietrza z wkładem papierowym pojazdów eksploatowanych w warunkach miejskich i dróg klasycznych, gdzie sadza jest dominującym składnikiem zanieczyszczeń powietrza wlotowego do silnika. Dla silników pojazdów eksploatowanych w warunkach terenowych podstawowym składnikiem zanieczyszczeń

coefficient of absorption k_m , filtration efficiency φ_p , as well as coefficient k_c under certain operating conditions, the most important of which are: dust concentration, its chemical and granulometric composition, airflow rate or type of dust. Coefficient k_c mainly takes into account the influence of soot on the life of the paper filter element and is determined by the ratio of the operating time of a filter under actual conditions of operation to the time of operation of this filter on a test dust [1]. This coefficient, assuming value $k_c < 1$ (the greater the amount of soot, the lower the value of coefficient k_c) is rather significant in the case of air cleaners fitted with a paper filter element in vehicles operated in urban conditions and traditional roads, where soot is the dominating component of the intake air. In the case of vehicle engines operated in off-road conditions the fundamental component is mineral dust; hence coefficient k_c can be omitted when determining the life of a two-stage filter (under laboratory conditions using test dust), because test dust is similar to mineral dust in both chemical and granulometric composition.

Dust absorption coefficient k_m for typical cellulose based filtration materials and standard types of dust of grain size not exceeding 100 μm (dust of this grain size gets directly onto the filter element of a single stage air cleaner) is defined and assumes (until it reaches the predefined drag Δp_{fidop}) maximum values in the range $k_m = 190\text{--}220 \text{ g/m}^2$ [3, 6]. However, there are no data regarding the dust absorption of the filtration fibers, the knowledge of which is necessary for a proper selection of the filtering surface and determining the filter life.

That is why for the purpose of design of the filter element the filtration material characteristics are needed, particularly the coefficient of absorption (appropriate for the conditions of operation of the air cleaner.) The obtaining of such characteristics using currently applied methods and test stands for the actual dust concentrations and air demand is possible through experimental research of complete air cleaners. The performance of such research, particularly for cleaners applied in engines of high air demand is costly and time consuming.

This objective can be completed by a simple and cost efficient method, consisting in testing a special filter element (hereinafter referred to 'test filter element') of properly selected area of the filtration material with a proper filtration rate. Maintaining such operating conditions during the tests as those in the actual air cleaner, the obtained characteristics of the test filter element (a fragment of the filter element) can be treated as characteristics of the filter element of the actual size. The assumption is possible owing to the even distribution of dust on the entire surface of the filtration paper adopted in the definition of coefficient k_m .

The determination of the characteristics of the filtration material with the above unconventional method is possible in experimental research using appropriate methodology.

3. Aim and scope of research

The aim of the research was to determine coefficient of dust absorption k_m of a filtration fiber for three different filtration rates: $v_F = 0.08 \text{ m/s}$, $v_F = 0.17 \text{ m/s}$ and $v_F = 0.27 \text{ m/s}$.

jest pył mineralny, a więc uwzględnianie współczynnika k_c przy określeniu (w warunkach laboratoryjnych z użyciem pyłu testowego) czasu pracy filtru dwustopniowego można pominąć, gdyż pył testowy zbliżony jest do pyłu mineralnego zarówno składem chemicznym, jak i granulometrycznym.

Zachowując podczas badań takie warunki pracy badawczego wkładu filtracyjnego, jakie występują podczas pracy kompletnego filtru powietrza, można uzyskane charakterystyki badawczego wkładu filtracyjnego (wycinka wkładu filtracyjnego) potraktować jako charakterystyki. Współczynnik chłonności pyłu k_m dla typowych materiałów filtracyjnych na bazie celulozy i standardowych pyłów, których rozmiar ziaren nie przekracza najczęściej 100 μm (pył o takich rozmiarach ziaren trafia bezpośrednio na wkład filtracyjny filtru jednostopniowego) jest określony i przyjmuje, do chwili osiągnięcia założonego oporu dopuszczalnego Δp_{fidop} , maksymalne wartości w zakresie $k_m = 190\text{--}220 \text{ g/m}^2$ [3, 6]. Brak jest natomiast danych dotyczących chłonności pyłowej włókien filtracyjnych, których znajomość jest niezbędna do właściwego doboru powierzchni filtracyjnej i określenia czasu pracy filtru. Dlatego na potrzeby projektowania wkładu filtracyjnego filtru należy dysponować charakterystykami materiału filtracyjnego, a w szczególności współczynnikiem chłonności, odpowiednimi dla warunków pracy filtru powietrza. Uzyskanie takich charakterystyk z wykorzystaniem stosowanych obecnie metod i stanowisk badawczych dla rzeczywistych wartości stężenia zapylenia i zapotrzebowania powietrza przez silnik jest możliwe w trakcie badań eksperymentalnych kompletnych filtrów powietrza. Przeprowadzenie takich badań, zwłaszcza w odniesieniu do filtrów mających zastosowanie do silników o dużym zapotrzebowaniu powietrza, jest pracochłonne i kosztowne. Cel ten można osiągnąć metodą nieskomplikowaną i mniej kosztowną, polegającą na badaniu specjalnego wkładu filtracyjnego (nazywanego dalej „wkładem badawczym”) o odpowiednio dobranej z kryterium prędkości filtracji powierzchni materiału filtracyjnego wkładu filtracyjnego w rzeczywistej wielkości. Założenie takie jest możliwe ze względu na przyjęty w definicji współczynnika k_m równomierny rozkład pyłu na całej powierzchni czynnej papieru filtracyjnego wkładu.

Wyznaczenie w powyższy, niekonwencjonalny sposób charakterystyk materiału filtracyjnego jest możliwe podczas badań eksperymentalnych z wykorzystaniem odpowiedniej metodyki.

3. Cel i zakres badań

Celem badań było określenie współczynnika chłonności pyłowej k_m włókniny filtracyjnej dla trzech różnych prędkości filtracji: $v_F = 0,08 \text{ m/s}$, $v_F = 0,17 \text{ m/s}$, $v_F = 0,27 \text{ m/s}$.

Zakres badań obejmował określenie, z wykorzystaniem pyłu o standardowym składzie granulometrycznym, charakterystyk: skuteczności, dokładności filtracji i oporów przepływu wkładu filtracyjnego, w funkcji współczynnika chłonności pyłowej k_m , w postaci:

- skuteczności filtracji $\varphi_w = f(k_m)$,
- dokładności filtracji $d_{z\text{max}} = f(k_m)$,
- oporów przepływu $\Delta p_w = f(k_m)$.

The scope of the research covered the determination of the characteristics (using dust of standard granulometric composition): efficiency, filtration accuracy and filter element drag as a function of coefficient of dust absorption k_m , in the form:

- Filtration efficiency $\varphi_w = f(k_m)$,
- Filtration accuracy $d_{zmax} = f(k_m)$,
- Drag $\Delta p_w = f(k_m)$.

The object of the research was the only available filtration fiber AC-301 by Korea Filtration Technologies Co. (Tab. 1) shaped in a cylindrical filtration form.

The filtration fiber tests were performed for three filtration rates: filtration rates typical of filtration papers $v_{F1} = 0.08$ m/s, the rate close to that specified by Mann+Hummel as the maximum for filtration fibers $v_{F3} = 0.27$ m/s and the intermediate rate of $v_{F2} = 0.17$ m/s.

The tests were continued until the filter element reached the assumed admissible drag of at least $\Delta p_{fdop} = 5$ kPa and then, from relation 1, coefficient of filtration fiber dust absorption k_m was calculated.

4. Methodology and research conditions of the filtration fiber

In order to determine dust absorption coefficient k_m we must know mass of the dust m_{WF} trapped on the surface of the filtration fiber until the assumed drag Δp_{fdop} is reached

The tests were conducted on a test stand (Fig. 3) whose main elements are the cylindrical filter element made from the tests filtration fiber placed in a metal casing, the dust dispenser, the measurement duct, the rotameter and the absolute filter. The test stand was equipped with a particle counter (Pamas-2132 with a sensor HCB-LD-2A-2000-1) analyzing the granulometry of the particles in the airflow using laser dispersion (wavelength 680 nm). The counter records the number and the size of the dust grains in the airflow in the range 0.7–100 μm in $i = 32$ measurement intervals limited by the diameters ($d_{zimin} - d_{zimax}$). The widths of the measurement intervals can be programmed freely. The device sensor is adapted to work at a maximum concentration of the particles in the air up to 1000 pieces/ml, which corresponds to a mass dust flow of $s \sim 0.25$ g/m³. The recording of the grains in the intake is realized in a measurement cycle during which several counts of the dust grains can be programmed. The results of the measurements are given in the form of tables (the number of tables corresponds to the number of programmed counts) containing the number of N_i grains of dust within the measurement intervals of diameters ($d_{zimin} - d_{zimax}$). In an appropriate distance downstream of the filter element a tip of a probe is located centrally in the axis of the duct aiming in the direction of the airflow Q .

The measurement duct 3 has the absolute filter at the end securing the dust (slipped by the filter) from getting into the rotameter.

The proposed methodology enables the determination of coefficient k_m and the filtration characteristics of the tested filtration fiber in the cylindrical form filter element based on the AP 019 by WIX Filtron of the following parameters [14]:

Przedmiotem badań była jedyna dostępna w tej chwili włóknina filtracyjna AC-301 firmy Korea Filtration Technologies Co. (tab. 1) ukształtowana w cylindrycznym wkładzie filtracyjnym.

Badania włókniny filtracyjnej przeprowadzono dla trzech wartości prędkości filtracji odpowiadających odpowiednio: prędkości filtracji typowej dla papierów filtracyjnych $v_{F1} = 0,08$ m/s, prędkości zbliżonej do podawanej (przez firmę Mann+Hummel) jako maksymalna dla włókien filtracyjnych $v_{F3} = 0,27$ m/s oraz prędkości pośredniej $v_{F2} = 0,17$ m/s.

Badania prowadzono do chwili osiągnięcia przez wkład filtracyjny założonej wartości oporu dopuszczalnego co najmniej $\Delta p_{fdop} = 5$ kPa, a następnie z zależności (1) obliczano współczynnik chłonności pyłowej k_m włókniny filtracyjnej.

Table 1. Parameters of the tested filtration fiber [8]

Tabela 1. Parametry badanej włókniny filtracyjnej [8]

Parameter/parametr	Unit/jednostka	Value/wartość
Gramature/gramatura	[g/m ²]	210 ± 10 %
Thickness/grubość	[mm]	2.34–2.86
Air permeability/przepuszczalność powietrza	[cm ³ /cm ² /s]	80–110 at 120 Pa
Resistance to stretching/wytrzymałość na rozciąganie	[N/50 mm]	> 98
Resistance to bending/wytrzymałość na zginanie	[N/30 mm]	1.47–2.94

4. Metodyka i warunki badań włókniny filtracyjnej

W celu określenia wartości współczynnika chłonności pyłu k_m niezbędna jest znajomość masy pyłu m_{WF} zatrzymanego na powierzchni włókniny filtracyjnej do osiągnięcia przyjętego oporu dopuszczalnego Δp_{fdop} .

Badania przeprowadzono na stanowisku (rys. 3), którego głównymi elementami są cylindryczny wkład filtracyjny, wykonany z badanej włókniny filtracyjnej, umieszczony w metalowej obudowie, dozownik pyłu, przewód pomiarowy, manometr cieczowy i filtr absolutny. Stanowisko pomiarowe wyposażone zostało w licznik cząstek stałych Pamas-2132 z sensorem HCB-LD-2A-2000-1, który wykonuje analizę granulometryczną cząstek stałych znajdujących się w strumieniu powietrza, przy wykorzystaniu zjawiska rozpraszania wiązki promieniowania laserowego o długości fali 680 nm. Licznik rejestruje liczbę oraz rozmiar ziaren pyłu w strumieniu powietrza, obejmując ich średnice z zakresu 0,7–100 μm w $i = 32$ przedziałach pomiarowych, będących zakresami ograniczonymi średnicami ($d_{zimin} - d_{zimax}$). Szerokości przedziałów pomiarowych można zaprogramować dowolnie. Sensor urządzenia przystosowany jest do pracy przy maksymalnej koncentracji cząstek zanieczyszczeń w powietrzu do 1000 szt./ml, co odpowiada masowemu stężeniu zapylenia powietrza $s \sim 0,25$ g/m³. Rejestracja ziaren znajdujących się w strumieniu zassanego powietrza nastę-

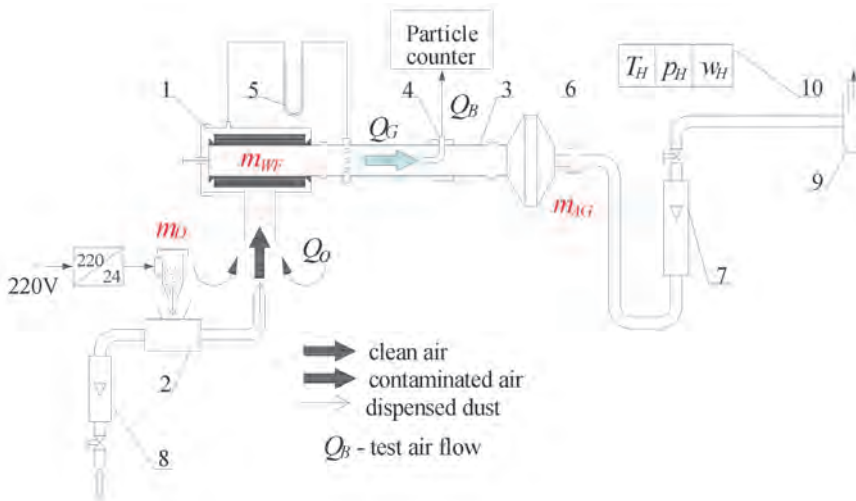


Fig. 3. Functional schematics of the filtration fiber test stand: 1 – test filter element, 2 – dust dispenser, 3 – measurement duct, 4 – dust probe, 5 – rotameter, 6 – absolute filter of the main duct, 7 – rotameter of the main airflow, 8 – rotameter of the compressed air, 9 – suction fan, 10 – thermohigrobarometer

Rys. 3. Schemat funkcjonalny stanowiska do badań włókniń filtracyjnych: 1 – wkład badawczy, 2 – dozownik pyłu, 3 – przewód pomiarowy, 4 – sonda pyłowa, 5 – manometr cieczowy, 6 – filtr absolutny przewodu głównego, 7 – rotametr strumienia głównego, 8 – rotametr sprężonego powietrza, 9 – wentylator ssawny, 10 – termohigrobarometr

- Outer diameter of the filter element, $D_p = 72$ mm,
- Pleat height, $b_p = 10$ mm,
- Number of pleats, $i_p = 14$,
- Active height of the fiber, $h_{cz} = 116$ mm,
- Total filter element height, $H_w = 140$ mm,
- Active area of the fiber surface $F_w = 0.036$ m².

Filtration characteristics (filtration efficiency, drag, filtration accuracy) of the tested filtration fiber were determined according to relations (2) and (3) in the subsequent measurement cycles of a defined duration of $\tau_1 = 3$ min in the initial period of filtration and $\tau_1 = 6$ min in the outstanding period of the cleaner operation. In the last minute of the measurement cycle the number and size of the dust grains in the airflow downstream of the filter were measured. The dust concentration in the airflow was maintained at the level of $s = 0.5$ g/m³ using test dust PTC-D a local replacement dust type for the AC-fine dust whose chemical and granulometric composition is given in [10].

5. Analysis of the research results

The results of the research on the efficiency and accuracy of the filtration and the filter drag as a function of dust absorption coefficient k_m of the filter element made from filtration fiber, operating at three different filtration rates v_f have been presented in Figs 4 and 5.

In terms of the values of filtration efficiency we can divide the operating life of the tested fibers into three periods. The first (I), characterized by low filtration efficiency that gradually and abruptly grows as the mass of dust trapped in the filter element increases. This period is referred to as the period of non-steady operation, lasting from the moment of initiation of the filtration process until the maximum steady filtration efficiency is reached. The next period (steady

puje w cyklu pomiarowym, w czasie którego można zaprogramować kilka zliczeń ziaren pyłu. Wyniki pomiarów przedstawiane są w postaci tabel (tyle tabel, ile zaprogramowano zliczeń) zawierających liczby N_i ziaren pyłu objętych przedziałami pomiarowymi średnic ($d_{zimin} - d_{zimax}$). W odpowiedniej odległości za badanym wkładem filtracyjnym umieszczona jest centralnie w osi przewodu końcówka sondy pomiarowej skierowana otworem wlotowym w stronę napływu strumienia zanieczyszczonego powietrza Q.

Przewód pomiarowy 3 zakończony jest filtrem absolutnym, który zabezpiecza przed dostawianiem się pyłu (przepuszczonego przez wkład filtracyjny) do rotametru.

Zaproponowana metodologia umożliwia wyznaczenie współczynnika k_m oraz charakterystyk filtracyjnych włókniń filtracyjnej badanej w postaci cylindrycznego wkładu badawczego, wykonanego na bazie wkładu

filtracyjnego AP 019 firmy WIX Filtron o następujących parametrach [14]:

- średnica zewnętrzna wkładu, $D_p = 72$ mm,
- wysokość plisy, $b_p = 10$ mm
- liczba plis, $i_p = 14$,
- wysokość czynna włókniń, $h_{cz} = 116$ mm,
- całkowita wysokość wkładu, $H_w = 140$ mm,
- powierzchnia czynna włókniń $F_w = 0,036$ m².

Charakterystyki filtracyjne (skuteczność filtracji, opór przepływu, dokładność filtracji) badanej włókniń filtracyjnej określano zgodnie z zależnościami (2) i (3) w kolejnych cyklach pomiarowych o określonym czasie trwania wynoszącym: $\tau_1 = 3$ min w początkowym okresie filtracji i $\tau_1 = 6$ min w pozostałym okresie pracy wkładu filtracyjnego. W ostatniej minucie cyklu pomiarowego dokonywano pomiaru liczby i rozmiaru ziaren pyłu w strumieniu powietrza za wkładem filtracyjnym. Utrzymywano stężenie zapylenia powietrza $s = 0,5$ g/m³, stosując pył testowy PTC-D, będący krajowym zamiennikiem pyłu AC-fine, którego skład chemiczny i granulometryczny podano w PN [10].

5. Analiza wyników badań

Wyniki badań charakterystyk: skuteczności i dokładności filtracji oraz oporów przepływu w funkcji współczynnika chłonności pyłu k_m wkładu filtracyjnego wykonanego z włókniń filtracyjnej, pracującego przy trzech różnych prędkościach filtracji v_f , przedstawiono na rys. 4 i 5.

Ze względu na osiągnięte wartości skuteczności filtracji, czas pracy badanych włókniń można podzielić umownie na trzy okresy. Pierwszy (I) – charakteryzuje się małymi wartościami skuteczności filtracji, które systematycznie i gwałtownie wzrastają wraz z ilością masy pyłu zatrzymanego przez włókniń. Okres ten w literaturze jest nazywany

state filtration) is characterized with high (above 99 %) and continuously and slowly growing filtration efficiency. In the case of the tested fibers a separation point between the two periods was adopted at the filtration efficiency of $\varphi_w = 99.5\%$. After the first measurement cycle the efficiency of the tested fibers reaches approx. 95 % (Fig. 4). At this time in the air cleaned by the filter elements dust was observed containing grains of the size below $d_{zmax} = 15\text{--}28\ \mu\text{m}$ and the greater values pertain to the filter element operating at higher filtration rates. With each measurement cycle the number of dust grains and their size d_{zmax} in the processed air drops until zero. It was assumed that the largest grain d_{zmax} in the airflow downstream of the air cleaner expresses the accuracy of the filtration in the subsequent measurement cycle.

In each subsequent cycle the filtration efficiency of the tested fibers reaches greater values (Fig. 4) and the sizes of the grains in the processed air and their number are getting smaller and, for coefficient $k_m = 72\text{--}91\ \text{g/m}^2$, they stabilize on the level of $d_{zmax} = 6.2\text{--}11.8\ \mu\text{m}$ (Fig. 5). Then the main (II) period of the filter element operation initiates lasting until the moment the filtration accuracy and efficiency drops (different for various filtration rates). The third (III) period of operation of the filtration fibers is characterized by a slow drop in the filtration efficiency and the appearance of larger dust grains ($d_{zmax} = 12.6\ \mu\text{m}$) downstream of the filter element.

In the case of the tested fibers a separation point of the periods was adopted as of the moment of the filtration fiber reaching the filtration efficiency of $\varphi_w = 99.5\%$. This value, at the filtration rate $v_F = 0.27\ \text{m/s}$, was obtained by the fiber at the dust absorption coefficient $k_m = 240.5\ \text{g/m}^2$. The lower the filtration rate the greater the value of coefficient k_m at which the efficiency drop occurs. At the filtration rate of $v_F = 0.17\ \text{m/s} - k_m = 297.3\ \text{g/m}^2$ and $v_F = 0.08\ \text{m/s} - k_m = 350.5\ \text{g/m}^2$.

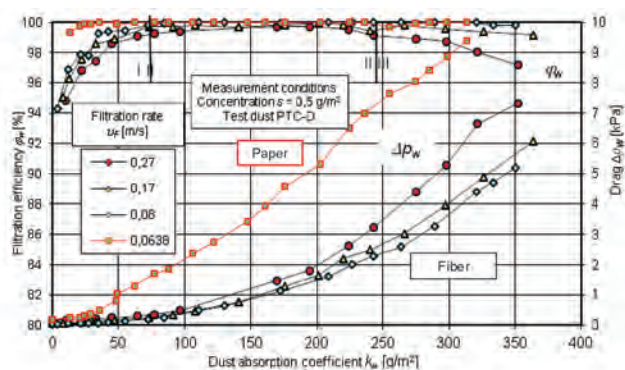


Fig. 4. Filtration efficiency $\varphi_w = f(k_m)$ and filter drag $\Delta p_w = f(k_m)$ characteristics as a function of dust absorption coefficient k_m of the fiber filter element

Rys. 4. Charakterystyki skuteczności filtracji $\varphi_w = f(k_m)$ i oporu przepływu $\Delta p_w = f(k_m)$ w funkcji współczynnika chłonności pyłowej k_m wkładu filtracyjnego włókninowego

As the mass of the dust trapped in the fiber grows, drag Δp_w of the tested fiber increases steadily and the rate of increment of drag Δp_w of the tested filter element grows with filtration rate v_F . The fastest growth in the drag was observed

okresem filtracji nieustalanej, trwa od chwili rozpoczęcia procesu filtracji do osiągnięcia przez materiał filtracyjny maksymalnej ustalonej wartości skuteczności filtracji. Następujący po nim okres (filtracji ustalonej) charakteryzuje się dużymi (powyżej 99 %) i ciągle, ale powolnie rosnącymi wartościami skuteczności filtracji. Dla badanych włóknin przyjęto strefę rozdziału obu okresów z chwilą uzyskania przez włókninę skuteczności filtracji $\varphi_w = 99,5\%$. Po pierwszym cyklu pomiarowym skuteczność badanych włóknin przyjmuje wartości około 95 % (rys 4). W tym czasie w powietrzu oczyszczonym przez wkłady filtracyjne znajdował się pył zawierający ziarna o rozmiarach ziaren poniżej $d_{zmax} = 15\text{--}28\ \mu\text{m}$, przy czym wyższe wartości dotyczą pracy wkładu przy wyższych prędkościach filtracji. Z każdym cyklem badawczym liczba ziaren pyłu oraz ich rozmiar d_{zmax} w powietrzu oczyszczonym maleje, aż do ich całkowitego zaniku. Przyjęto, że ziarno pyłu o największym rozmiarze d_{zmax} znajdujące się w strumieniu powietrza wylotowego z badawczego wkładu filtracyjnego wyraża dokładność filtracji w kolejnym cyklu pomiarowym.

W każdym następnym cyklu pomiarowym skuteczność filtracji badanych włóknin przyjmuje coraz większe wartości (rys. 4), a rozmiary ziaren pyłu w powietrzu oczyszczonym i ich liczba są coraz mniejsze i dla współczynnika $k_m = 72\text{--}91\ \text{g/m}^2$ stabilizują się na poziomie $d_{zmax} = 6,2\text{--}11,8\ \mu\text{m}$ (rys. 5). Rozpoczyna się wówczas zasadniczy (II) okres pracy wkładu, trwający do chwili spadku dokładności i skuteczności filtracji, który dla każdej prędkości filtracji jest inny. Trzeci (III) okres pracy włóknin charakteryzuje się więc powolnym spadkiem skuteczności filtracji i pojawianiem się w strumieniu powietrza za wkładem badawczym coraz większych ($d_{zmax} = 12,6\ \mu\text{m}$) ziaren pyłu.

W odniesieniu do badanych włóknin przyjęto strefę rozdziału obu okresów z chwilą uzyskania przez włókninę skuteczności filtracji $\varphi_w = 99,5\%$. Wartość tę włóknina badana przy prędkości filtracji $v_F = 0,27\ \text{m/s}$ osiągnęła przy współczynnika chłonności pyłu $k_m = 240,5\ \text{g/m}^2$. Im mniejsza prędkość filtracji, tym spadek skuteczności występuje przy większej wartości współczynnika k_m . Przy prędkości filtracji

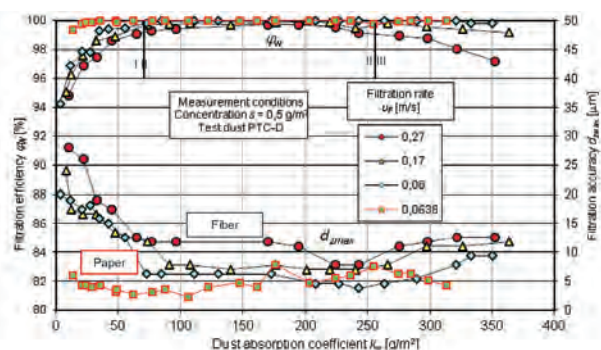


Fig. 5. Filtration accuracy $d_{zmax} = f(k_m)$ and filtration efficiency $\varphi_w = f(k_m)$ characteristics as a function of dust absorption coefficient k_m of the fiber filter element

Rys. 5. Charakterystyki dokładności filtracji $d_{zmax} = f(k_m)$ oraz skuteczności filtracji $\varphi_w = f(k_m)$ w funkcji współczynnika chłonności pyłowej k_m wkładu filtracyjnego włókninowego

at the filtration rate of $v_F = 0.27$ m/s and the slowest at the rate of $v_F = 0.08$ m/s, which is in line with the general conditions of flow through a porous barrier. As the predefined drag of $\Delta p_w = 5$ kPa is reached the filter elements has trapped dust mass determining dust absorption coefficient k_m of the tested fiber on the level of $k_m = 290$ g/m² at the filtration rate $v_F = 0.27$ m/s, at $v_F = 0.17$ m/s – $k_m = 330$ g/m² and at $v_F = 0.08$ m/s – $k_m = 343$ g/m². Hence, a reduction in the filtration rate from $v_F = 0.27$ m/s to $v_F = 0.08$ m/s resulted in an increase in absorption coefficient k_m by 18 %.

Such a cause of the characteristics of efficiency and accuracy of filtration must be explained by the fact that the grains of dust trapped in the barrier are a source of secondary components of the filtration material. The subsequent dust grains deposit not only on the fibers but also on the previously trapped grains. Large agglomerates are generated that fill the empty space between the fibers (Fig. 6), which results in smaller grains being trapped and an obstruction of aerosol flow, which explains the increase in the drag with the growing mass of the trapped dust.

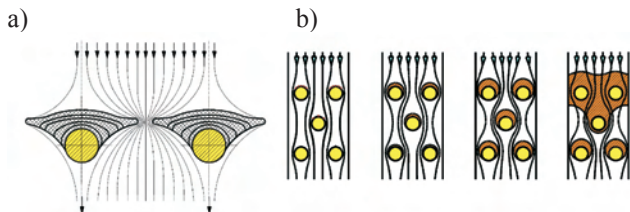


Fig. 6. Changes in the structure of the filtration layer as a result of trapping of the dust grains: a) on individual fibers, b) inside the filtration layer [4, 8]

Rys. 6. Zmiany struktury warstwy filtracyjnej wskutek zatrzymywania ziaren pyłu: a) na pojedynczych włóknach, b) wewnątrz warstwy filtracyjnej [4, 8]

A reduction in the filtration accuracy upon trapping by the filter of a given dust mass manifests through the appearance in the processed air of dust grains of the size greater than those in the II period of the filter element operation. This phenomenon can be explained by the effect of ‘penetration’ consisting in detaching from the surface (as a result of high flow rates) of grains and their agglomerates and moving inside the material as far as to the outlet side of the filtration material. Grabbing of the previously trapped dust grains by the airflow is more likely if the flow rates are higher, hence the highest accuracy (the smallest size the maximum dust grains $d_{zmax} = 3.8$ μm) in the main period of operation of the filter element was observed for the rate of $v_F = 0.08$ m/s, and the lowest ($d_{zmax} = 7$ μm) for $v_F = 0.27$ m/s. Figures 4 and 5 show (for comparison) the results of analogical tests [4] performed with the use of filtration paper whose parameters have been presented in Table 2.

The paper filter element is characterized with better filtration accuracy and efficiency characteristics. The efficiency of the filtration of a paper filter element exceeds 99 % already in the beginning of its operation and then it grows to 99.9 % and maintains on this level throughout the entire time of

$v_F = 0.17$ m/s – $k_m = 297.3$ g/m², a przy $v_F = 0.08$ m/s – $k_m = 350.5$ g/m².

Wraz ze wzrostem masy pyłu zatrzymanego przez włókninę filtracyjną, opór przepływu Δp_w badanych włóknin filtracyjnych cały czas systematycznie rośnie, przy czym intensywność narastania oporu przepływu Δp_w badanych wkładów zwiększa się wraz ze wzrostem prędkości filtracji v_F . Najszybszy wzrost oporów przepływu zaobserwowano przy prędkości filtracji $v_F = 0.27$ m/s, a najwolniejszy przy prędkości filtracji $v_F = 0.08$ m/s, co jest zgodne z ogólnymi warunkami przepływu przez przegrodę porowatą. Z chwilą osiągnięcia ustalonego oporu przepływu $\Delta p_w = 5$ kPa na wkładzie filtracyjnym została zatrzymana masa pyłu, określająca współczynnik chłonności pyłowej k_m badanej włókniny na poziomie $k_m = 290$ g/m² przy prędkości filtracji $v_F = 0.27$ m/s, przy $v_F = 0.17$ m/s – $k_m = 330$ g/m² oraz przy $v_F = 0.08$ m/s – $k_m = 343$ g/m². Zatem zmniejszenie prędkości filtracji z $v_F = 0.27$ m/s do $v_F = 0.08$ m/s spowodowało wzrost współczynnika chłonności k_m o 18 %.

Taki przebieg charakterystyk skuteczności i dokładności filtracji oraz oporów przepływu należy tłumaczyć tym, że zatrzymane w przegrodzie ziarna pyłu są źródłem powstawania wtórnych elementów struktury materiału filtracyjnego. Kolejne ziarna pyłu osiadają nie tylko na włóknach, ale również na wcześniej zatrzymanych ziarnach. Powstają rozrastające się często do znacznych rozmiarów aglomeraty, które wypełniają wolne przestrzenie między włóknami (rys. 6), co powoduje, że zatrzymywane są coraz mniejsze ziarna, ale jednocześnie następuje utrudniony przepływ aerozolu, czym należy tłumaczyć wzrost oporów przepływu wraz ze wzrostem masy zatrzymanego przez wkłady pyłu.

Zmniejszenie dokładności filtracji po zatrzymaniu przez wkład określonej masy pyłu uwidacznia się pojawieniem w strumieniu oczyszczonego powietrza ziaren pyłu o rozmiarach powyżej wartości, jakie występowały dla II zasadniczego okresu pracy wkładu. Zjawisko to tłumaczyć można wystąpieniem tzw. zjawiska „przebicia”, które polega na odrywaniu się od podłoża (w wyniku dużych prędkości przepływu) ziaren pyłu oraz całych ich aglomeratów i przemieszczaniu w głąb materiału, aż na stronę wylotową materiału filtracyjnego. Porywanie przez strumień powietrza zatrzymanych wcześniej ziaren pyłu jest bardziej prawdopodobne przy większych prędkościach przepływu, stąd najwyższą dokładność (najmniejszy rozmiar maksymalnych ziaren pyłu $d_{zmax} = 3.8$ μm) w okresie zasadniczym pracy wkładu zaobserwowano przy prędkości filtracji $v_F = 0.08$ m/s, a najniższą ($d_{zmax} = 7$ μm) przy $v_F = 0.27$ m/s. Na rysunkach 4 i 5 naniesiono (celem porównania) wyniki analogicznych badań [5], przeprowadzonych z wykorzystaniem papieru filtracyjnego, którego parametry przedstawiono w tab. 2.

Wkład wykonany z papieru filtracyjnego cechuje korzystniejszy przebieg charakterystyki dokładności i skuteczności filtracji. Skuteczność filtracji papierowego wkładu filtracyjnego już na początku jego pracy przekracza 99 %, po czym wzrasta do 99,9 % i utrzymuje się na tym poziomie w dalszym okresie jego pracy. W początkowym okresie pracy wkładu rozmiar maksymalnych ziaren pyłu nie przekracza wartości $d_{zmax} = 5,9$ μm,

operation. In the initial period of the filter element operation the size of the maximum dust grains does not exceed $d_{zmax} = 5.9 \mu\text{m}$ and then it stabilizes on the level $d_{zmax} = 2.3\text{--}3.9 \mu\text{m}$ and in the final period operation grains of the size of $d_{zmax} = 7.5 \mu\text{m}$ appear in the airflow.

Along the increase in the mass of dust trapped by the filtering paper, systematically grows drag Δp_w of the tested filter element and the rate of increment is greater than the previously analyzed fiber filter elements. At drag $\Delta p_w = 5 \text{ kPa}$ the value of dust absorption coefficient k_m of the tested filtration paper is 190 g/m^2 – more than 140 % less than in the case of the fiber filter element operating at similar filtration rate $v_F = 0.08 \text{ m/s}$.

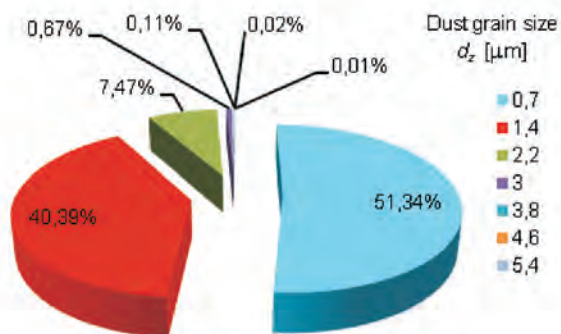
In Figures 7–9 for the initial test cycles parentage changes have been presented of the share U_p of dust grains of individual size groups in the total number of dust grains in the airflow for the test filter elements, made from paper and fiber respectively. In the initial period of operation of the filter elements the changes in the filtration accuracy are very intense. The presented results were obtained at similar filtration rates: $v_F = 0.08 \text{ m/s}$ on the fiber filter element and $v_F = 0.0638 \text{ m/s}$ on the paper filter element. Percentage share U_{pi} has been determined from the relation:

$$U_{pi} = \frac{N_i}{N} = \frac{N_i}{\sum_{i=1}^{32} N_i} \quad (5)$$

where: N_i – number of dust grains from i -th size interval, N – total number of dust grains downstream of the filter element.

Along the increase in the dust mass trapped in the filter elements, a growth in the share of dust grains of the smallest size (below $1.4 \mu\text{m}$) occurred in the airflow downstream of the filter element and a drop in the share of the dust grain size above $1.4 \mu\text{m}$, which is in line with the theory of operation of filtration mechanisms in a porous barrier. During the first test cycle the share of particles below $0.7 \mu\text{m}$ had the value of $U_{p1} = 43.26 \%$, during the third cycle this share increased to $U_{p5} = 57.92 \%$, and during the fifth to $U_{p5} = 68.56 \%$ (Fig. 7–9).

a)



po czym stabilizuje się na poziomie $d_{zmax} = 2,3\text{--}3,9 \mu\text{m}$, a w końcowym okresie pracy w strumieniu powietrza pojawiają się ziarna pyłu o rozmiarze $d_{zmax} = 7,5 \mu\text{m}$.

Table 2. Filtration paper parameters J.C. BINZER 796/1 VH 186 [4]

Tabela 2. Parametry papieru filtracyjnego J.C. BINZER 796/1 VH 186 [4]

Parameter/parametr	Unit/jednostka	Value/wartość
Gramature/gramatura	g/m^2	204
Thickness/grubość	mm	0.9
Drag at/opór powietrza przy $400 \text{ cm}^3/\text{s}$, $A = 10 \text{ cm}^2$	kPa	0.67
Resistance to tear/wytrzymałość na rozrywanie	kPa	385
Resin content/zawartość żywicy	%	18.8
Maximum value of the pore diameter/maksymalna wartość średnicy por	μm	51
Average value of the pore diameter/wartość średnia średnicy por	μm	42

Wraz ze wzrostem masy pyłu zatrzymanego przez papier filtracyjny opór przepływu Δp_w badanego wkładu cały czas systematycznie rośnie, a intensywność wzrostu jest większa niż analizowanych wcześniej wkładów włókninowych. Przy oporze przepływu $\Delta p_w = 5 \text{ kPa}$ wartość współczynnika chłonności pyłowej k_m badanego papieru filtracyjnego wynosi 190 g/m^2 , a więc o ponad 140 % mniej niż dla włókniny filtracyjnej pracującej przy zbliżonej prędkości filtracji $v_F = 0,08 \text{ m/s}$. Na rysunkach 7–9 przedstawiono dla początkowych cykli badawczych procentowe zmiany udziału U_p ziaren pyłu poszczególnych grup wymiarowych w całkowitej liczbie ziaren pyłu w strumieniu powietrza za badawczymi wkładami filtracyjnymi, wykonanymi odpowiednio z włókniny oraz z papieru filtracyjnego. W początkowym okresie pracy wkładów zmiany dokładności filtracji są bardzo intensywne. Prezentowane wyniki uzyskano przy zbliżonych prędkościach filtracji: $v_F = 0,08 \text{ m/s}$ na wkładzie włókninowym oraz $v_F = 0,0638 \text{ m/s}$ dla wkładu z papieru filtracyjnego. Udział procentowy U_{pi} określono z zależności (5), gdzie: N_i – liczba ziaren pyłu z i -tego przedziału wymiarowego, N – całkowita liczba ziaren pyłu za wkładem filtracyjnym.

b)

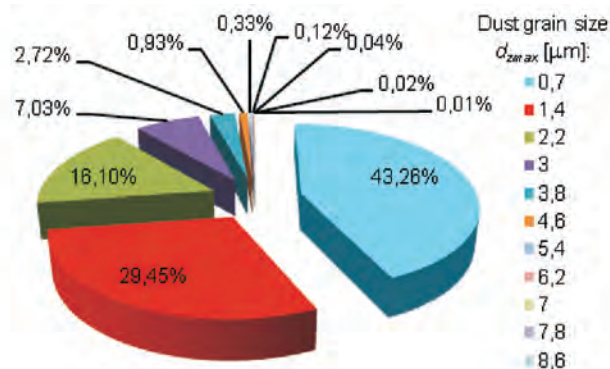


Fig. 7. Granulometric composition of dust during test cycle 1 downstream of the filter element: a) paper b) fiber

Rys. 7. Skład granulometryczny pyłu podczas cyklu pomiarowego nr 1 za wkładem filtracyjnym: a) papierowym, b) włókninowym

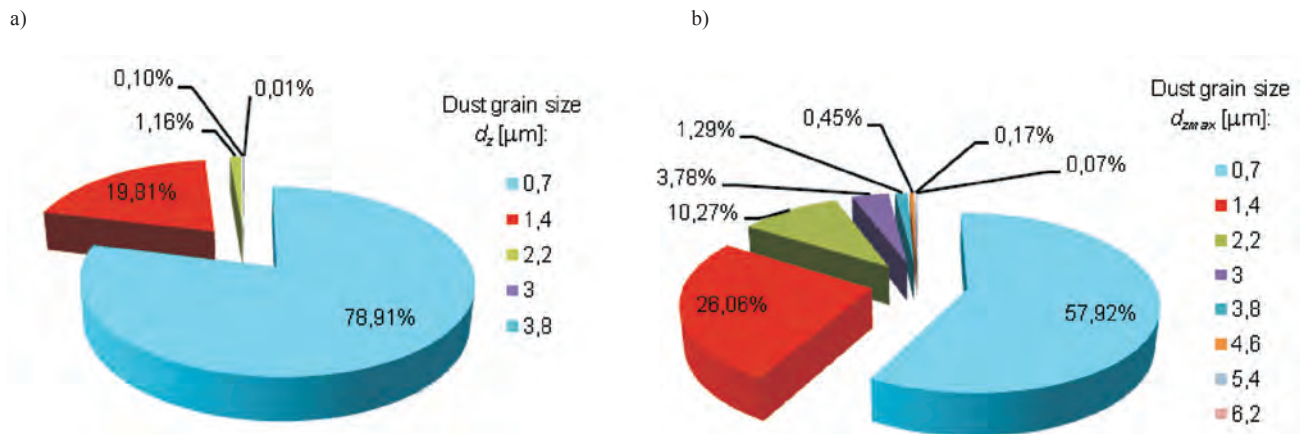


Fig. 8. Granulometric composition of dust during test cycle 3 downstream of the filter element: a) paper b) fiber
 Rys. 8. Skład granulometryczny pyłu podczas cyklu pomiarowego nr 3 za wkładem filtracyjnym: a) papierowym, b) włókninowym

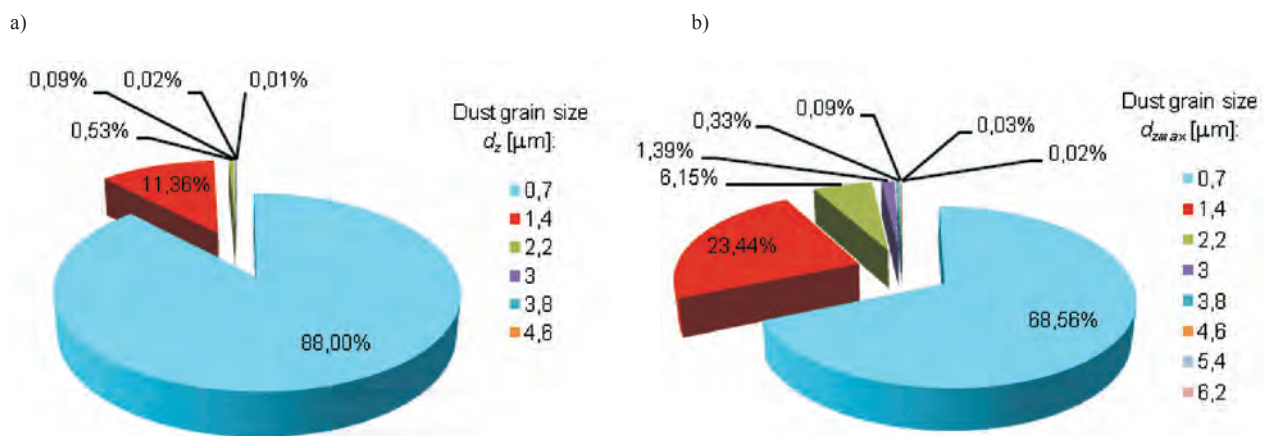


Fig. 9. Granulometric composition of dust during test cycle 5 downstream of the filter element: a) paper b) fiber
 Rys. 9. Skład granulometryczny pyłu podczas cyklu pomiarowego nr 5 za wkładem filtracyjnym: a) papierowym, b) włókninowym

The granulometric composition of dust downstream of the paper filter element changed analogically only the shares of particles below 0.7 μm assumed greater values (Fig. 7–9). From the above it results that the filtration paper has better filtration efficiency and accuracy in trapping dust grains of the size greater than 1.4 μm than it is in the case of the fiber structure. That is why the share of the dust grains of this size in the airflow downstream of the filter elements has lower values. During the first five test cycles the change in the shares (1.4–2.2 μm) changed from 7.47 % to 0.53 % for the paper filter element and from 16.1 % to 6.15 % for the fiber structure filter element respectively.

6. Conclusions

1. Coefficient of dust absorption k_m of the filtration fiber determined with the presented methodology for the filtration rates in the range $v_f = 0.08–0.27$ m/s assumes the values of 343–290 g/m². These values, determined with the same method are greater than those for the paper filter elements ($k_m = 190$ g/m²), which is caused by the three times greater thickness of the fiber structure.
2. The initial period of filtration in the case of the tested fibers is characterized by lower efficiency and accuracy

Wraz ze wzrostem masy pyłu zatrzymanego na wkładzie filtracyjnym w strumieniu powietrza za badanymi wkładami następował wzrost udziału cząstek pyłu o najmniejszych rozmiarach (poniżej 1,4 μm), a spadek udziałów ziaren pyłu o rozmiarach powyżej 1,4 μm, co zgodne jest z teorią działania mechanizmów filtracji w przegrodzie porowatej. Podczas pierwszego cyklu badawczego udział cząstek poniżej 0,7 μm ma wartość $U_{p1} = 43,26$ %, podczas trzeciego cyklu nastąpił wzrost do $U_{p5} = 57,92$ %, a podczas piątego cyklu do $U_{p5} = 68,56$ % (rys. 7–9). Skład granulometryczny pyłu za papierowym wkładem filtracyjnym zmienia się w sposób analogiczny, ale udziały cząstek poniżej 0,7 μm przyjmują odpowiednio większe wartości (rys. 7–9). Wynika z tego, że papier filtracyjny ma większą skuteczność i dokładność filtracji ziaren pyłu powyżej 1,4 μm niż struktura włókninowa. Dlatego udział ziaren pyłu o tych rozmiarach w strumieniu powietrza za wkładem papierowym ma mniejsze wartości. Podczas pierwszych pięciu cykli badawczych zmiana udziałów w zakresie 1,4–2,2 μm zmieniła się odpowiednio z 7,47 % do 0,53 % w przypadku wkładu filtracyjnego papierowego i z 16,10 % do 6,15 % w przypadku wkładu włókninowego.

than it is in the case of the paper filter element and the time needed to reach the assumed efficiency (99.5 %) is four times longer. This phenomenon may take place when the vehicle is operated after a filter element renewal and may be a reason for accelerated wear of the engine components thus, leading to a reduction of its life.

3. The lower the filtration rate of the fibers the smaller the size of the maximum dust grains d_{zmax} and at the filtration rate of $v_F = 0.08$ m/s they do not exceed $d_{zmax} = 19$ μm in the initial period of filtration and $d_{zmax} = 3.8$ μm in the steady-state filtration.
4. The appearance of dust grains of greater size downstream of the tested filter element in the final stage of its life results from the phenomenon referred to as 'penetration' that is caused by intense airflow though the filtration medium already filled with dust. This is not a mass effect, it pertains to single grains and does not occur on a regular basis.
5. The tested filtration fiber structure for the filtration conditions similar to those of the paper filter element is characterized by a slightly worse filtration efficiency and accuracy (which is confirmed by the granulometric composition of dust in the airflow downstream of the tested filter elements) but the dust absorption is twice as high.
6. A verification is advised of the criteria of selection of the fibers for the filtration barriers in motor vehicle engines and the application of fiber filter elements only for the filtration rates not exceeding $v_F = 0.08$ m/s.

Bibliography/Literatura

- [1] Baczewski K., Hebda M.: Filtracja płynów eksploatacyjnych, MCNEMT, Radom 1991/92.
- [2] Braun R., Sauter H., Seggern J., Enderich A.: Engine air filtration. MTZ, 67, 2006.
- [3] Durst M., Klein G., Moser N.: Filtration in Fahrzeugen. Materiały informacyjne firmy Mann+Hummel GMBH, Ludwigsburg, Niemcy 2005.
- [4] Dziubak T.: Filtracja powietrza wlotowego do silników spalinowych pojazdów mechanicznych, WAT, Warszawa 2012.
- [5] Dziubak T.: Analiza procesu filtracji powietrza wlotowego do silników pojazdów specjalnych. WAT, Warszawa 2008.
- [6] Dziubak T., Szwedkiewicz S.: Badania eksperymentalne papieru filtracyjnego pracującego w systemie „cyklon – przegroda porowata”. Biuletyn WAT, vol LXII, nr 1, 2013.
- [7] Erdmannsdörfer H.: Trockenluftfilter für Fahrzeugmotoren-Auslegungs – und Leistungsdaten, MTZ, 43, nr 7/8, 1982.
- [8] Korea Filtration Technologies Co.: Performance mill sheet, materiały udostępnione przez WIX Filtron, Gostyń.
- [9] Nietzold I.: Filtracja powietrza, Arkady, Warszawa 1984.
- [10] PN-S-34040, Filtry powietrza. Wymagania i badania, PKN, 1996.
- [11] Sanders R., Bühler A., Durst M., Moser N., Pelz A.: Effiziente Motorluftfiltration durch den Einsatz von Nanofasern, MTZ 68, no. 2, 2007.
- [12] Taufkirch G.: Papierluftfilter in der Einsatzpraxis von Nutzfahrzeugen. MTZ, 58(1997), No 4.
- [13] Traub M.: Mahle Symmetrix Hohe Filterleistung auf kleinem Bauraum, MTZ, 68, no. 2, 2007.
- [14] WIX Filtron, Katalog filtrów: Gostyń 2010.

6. Wnioski

1. Współczynnik chłonności pyłu k_m włókniny filtracyjnej wyznaczony z wykorzystaniem przedstawionej metodyki przyjmuje, dla prędkości filtracji z zakresu $v_F = 0,08\text{--}0,27$ m/s, odpowiednio wartości 343–290 g/m^2 . Są to wartości większe niż dla papierów filtracyjnych wyznaczonych tą samą metodą ($k_m = 190$ g/m^2), o czym decyduje trzykrotnie większa grubość włókniny.
2. Początkowy okres filtracji badanych włókien charakteryzuje się mniejszą skutecznością i dokładnością filtracji niż papier filtracyjny oraz czterokrotnie dłuższym czasem osiągnięcia założonej (99,5 %) skuteczności filtracji. Zjawisko to może wystąpić w czasie eksploatacji pojazdu (po wymianie wkładu filtracyjnego na nowy) i może być przyczyną przyspieszonego zużycia elementów silnika, a tym samym obniżenia jego trwałości.
3. Im mniejsza prędkość filtracji włókien, tym rozmiary maksymalnych ziaren pyłu d_{zmax} przyjmują mniejsze wartości i przy prędkości filtracji $v_F = 0,08$ m/s nie przekraczają $d_{zmax} = 19$ μm w początkowym okresie filtracji i $d_{zmax} = 3,8$ μm w okresie stabilnej pracy.
4. Pojawianie się za badanym wkładem filtracyjnym w końcowym etapie jego pracy ziaren pyłu o coraz większych rozmiarach wynika z tzw. zjawiska przebiccia, które spowodowane jest dużymi prędkościami przepływu powietrza przez zapełnione pyłem medium filtracyjne. Nie jest to zjawisko lawinowe, lecz dotyczące pojedynczych ziaren w cyklach badawczych i nie występuje regularnie.
5. Badana filtracyjna struktura włókninowa dla zbliżonych warunków filtracji do papieru filtracyjnego charakteryzuje się nieznacznie mniejszą skutecznością i dokładnością filtracji, o czym świadczy skład granulometryczny pyłu w strumieniu powietrza za badanymi wkładami, ale dwukrotnie większą chłonnością pyłu.
6. Celowe byłoby zweryfikowanie kryteriów doboru włókien na przegrody filtracyjne filtrów pojazdów mechanicznych i stosowanie wkładów filtracyjnych z włókien dla prędkości filtracji nieprzekraczających $v_F = 0,08$ m/s.

Tadeusz Dziubak, DSc., DEng. – Professor at the Faculty of Mechanics Military University of Technology, Warsaw, Poland.

Dr hab. inż. Tadeusz Dziubak – profesor na Wydziale Mechanicznym Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie.

e-mail: tdziubak@wat.edu.pl



Sebastian Szwedkiewicz, MEng. – PhD student in Faculty of Mechanical Engineering at Military University of Technology.

Mgr. inż. Sebastian Szwedkiewicz – doktorant na Wydziale Mechanicznym Wojskowej Akademii Technicznej w Warszawie.

e-mail: sszedkiewicz@wat.edu.pl



Analysis of balancing of four stroke V6 engines

Analysis of balance of V6 engines with a common-pin crankshaft depending on a cylinder bank angle and the crank radius to connecting rod length ratios λ based on the relations derived is presented in the paper. The bank angles providing the lowest moment of inertia forces in reciprocating motion for selected λ values were determined. The position of the plane of the main counterweights in order to maximum balance of the moment of the first order inertia forces and degree of its balancing in the function of the cylinder bank angle were also defined in the paper. The position of the balancing shaft with respect to the crankshaft to fully balance the moments of the first order inertia forces was also determined. Apart from the quality of balancing, also other criteria for the selection of the cylinder bank angle of vehicle engines were indicated in the paper.

Key words: V6 engines, crank gear, balancing

Analiza wyrównoważenia silników czterosurowych V6

Na podstawie wyprowadzonych w artykule zależności przedstawiono analizę wyrównoważenia silników widlastych V6 o tradycyjnej konfiguracji wałów korbowych, w zależności od kąta rozwidlenia cylindrów i wartości parametru mechanizmu korbowego λ . Określono wartości kąta rozwidlenia zapewniające najmniejszy maksymalny moment od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla kilku wybranych wartości λ . Wyznaczono zależność maksymalnej wartości niewyrównoważonego momentu sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym od kąta rozwidlenia cylindrów. Wyznaczono także położenie płaszczyzny przeciwnas głównych w celu maksymalnego wyrównoważenia momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu oraz określono stopień ich wyrównoważenia w funkcji kąta rozwidlenia. Ustalono położenie dodatkowych mas na wałku wyrównowującym w celu pełnego wyrównoważenia momentów od sił bezwładności pierwszego rzędu. Wskazano na inne, poza jakością wyrównoważenia, kryteria doboru kąta rozwidlenia cylindrów silników samochodowych.

Słowa kluczowe: silniki V6, mechanizmy korbowe, wyrównoważenie

1. Introduction

V6 engines are the second most common engine designs, after inline four, to power modern cars. [1, 10]. In this application they are an alternative to V8 engines, especially in the context of an overall strategy to reduce the size of IC engines (downsizing) [3, 5, 6]. The V6 engines have become widely adopted for medium-sized cars, often as an optional engine where inline four-cylinder engines are standard [10]. These engines are also used in D- and E-class automobiles. In this category of engines, in view of their different applications, there are two types differing with crankshafts. In V6 engines of passenger cars with cylinder bank angles of 60° and 90° split-pin crankshafts, providing even firing intervals, are used almost exclusively [1]. In other applications, especially in performance applications, “common-pin” crankshafts are often used [8], which are the same as applied in three-cylinder inline engines. Examples of such applications can be competition vehicles, sports cars and light trucks and off road equipment. These crankshafts are stronger and stiffer. The later is important from the point of view of torsional vibrations. It is worth mentioning in this context that in 2014 V6 engines with a swept volume of 1.6 liters, the cylinder bank angle of 90° and a common-pin crankshaft will replace the currently used V6 engines with the swept volume of 2.4 liters [4].

An important design parameter of V engines is the cylinder bank angle. The V6 engines met in production most frequently have cylinder bank angle $\gamma = 60^\circ$, less frequently

1. Wstęp

Silniki V6 są najczęściej stosowane do napędu samochodów osobowych po silnikach rzędowych 4-cylindrowych [1, 10]. W tym zastosowaniu stanowią one alternatywę dla silników V8, zwłaszcza w kontekście ogólnej strategii zmniejszania wielkości silników (downsizing) [3, 5, 6]. Silniki V6 są szeroko stosowane w samochodach średniej wielkości jako opcjonalne w stosunku do standardowych silników rzędowych 4-cylindrowych. Są także stosowane w samochodach klasy D i E. W tej kategorii silników, uwzględniając ich różne zastosowania, spotyka się dwie odmiany różniące się wałami korbowymi. W silnikach samochodów osobowych o kątach rozwidlenia 60° i 90° stosowane są prawie wyłącznie wały korbowe o dzielonych czopach korbowych, zapewniające jednakowe odległości pomiędzy zapłonami kolejno pracujących cylindrów [1]. W innych zastosowaniach, a przede wszystkim w silnikach wysoko obciążonych, stosowane są wały korbowe klasyczne z trzema wykorbieniami, czyli identyczne jak w silnikach rzędowych 3-cylindrowych [8]. Przykładem tego typu zastosowań są samochody wyczynowe i sportowe, a także lekkie samochody ciężarowe oraz urządzenia pozatrakcyjne. Takie wały są bardziej wytrzymałe i mają większą sztywność, co jest istotne z punktu widzenia drgań skrętnych. Warto w tym kontekście wspomnieć, że w 2014 r. silniki V6 o pojemności o skokowej 1,6 l, kącie rozwidlenia 90° i wale korbowym z 3 czopami korbowymi zastąpią obecnie stosowane w Formule 1 silniki V8 o pojemności skokowej 2,4 l [4].

90°, and rarely 120°. An important advantage of the 120° bank angle is providing an even firing intervals and lowering the center of gravity. For this reason it was often used in engines of racing cars, including Formula 1 (F1). Although less frequently but there were also met engines with untypical cylinder bank angles, among which there can be mentioned engines with the bank angle 80° (Honda RA168-E), 75° (Isuzu Rodeo and Isuzu Trooper), 72° (Mercedes-Benz Bluetec Diesel), 65° (Ferrari Dino), 54° (GM/Opel V6), 45° (Electro Motive), and 10.6° and 15° (Volkswagen VR6 engines) [6, 11]. VR6 engines, however, are closer to inline engines than to V engines. However, it is worth paying attention to F1 engines designed by Porsche (TAG V6) and Honda engines, which were characterized by the bank angle of 80°. According to [10], the choice of the cylinder bank angle in these engines was determined by aerodynamic considerations. It seems, however, that the choice of this bank angle as indicated by the results of the analysis presented in the third chapter of this paper was also determined by balancing quality.

In the engines reaching high speeds, which include reciprocating internal combustion engines, balancing the inertia forces and moments of these forces will reduce variable dynamic loads acting on the vehicle frame or foundation, and thus will reduce also its vibration. This significantly decreases the level of noise and wear and tear [12].

The primary objective of this study was to investigate the impact of the cylinder bank angle on the magnitude of the resultant moment of inertia forces in the reciprocating motion in four-stroke V6 engines equipped with the common-pin crankshafts, that is as used in 3-cylinder in-line engines. Inertia forces in both reciprocating and rotational motion in these engines are mutually balanced, as the resultant vectors of the inertia forces of both banks of cylinders are zero-vectors [9]. An important objective of the study was also to derive simple relations describing the vector of the resultant moment of inertia forces allowing to clearly identify the plane, in which the main counterweights should be located as well as the counterweights on the balancing shaft. Such relations are neither in the Polish nor foreign literature [1, 2, 7] known to the author.

It is worth noting, however, that the magnitude of the resultant inertia forces and moments are not always the most important criteria in the selection of the cylinder bank angle. Among the criteria used, especially by car companies, also the following should be listed:

- dimensions of the engine, due to the limited availability of space in the car,
- uniformity of torque.

In order not to increase the volume of this paper, V6 engines with cylinder bank angles of 60° and 90° equipped with the split-pin crankshafts providing even firing intervals of consecutively operating cylinders, which will be the subject of the next paper, were excluded from the scope of this paper.

Ważnym parametrem konstrukcyjnym silników o układzie V jest kąt rozwidlenia cylindrów. Spotykane w produkcji seryjnej silniki V6 mają najczęściej kąt rozwidlenia 60°, rzadziej 90°, a jeszcze rzadziej 120°. Istotną zaletą kąta rozwidlenia 120° jest zapewnienie równomiernego odstępu pomiędzy zapłonami i obniżenie środka ciężkości pojazdu. Z tego względu był on chętnie stosowany w silnikach samochodów wyścigowych, w tym samochodów Formuły 1 (F1). Wprawdzie rzadziej, ale były spotkane także silniki o nietypowych wartościach kątów rozwidlenia cylindrów, wśród których można wymienić silniki o kącie rozwidlenia 80° (Honda RA168-E, F1), 75° (Isuzu Rodeo i Isuzu Trooper), 72° (Mercedes-Benz Bluetec Diesel), 65° (Ferrari Dino), 54° (GM/Opel V6), 45° (Elektro Motive), a także 10,6° i 15° w silnikach VR6 firmy Volkswagen [6, 11]. Silniki VR6 są jednak bliższe silnikom rzędowym niż silnikom o układzie V. Warto zwrócić uwagę na silniki F1 zaprojektowane przez firmę Porsche (silnik TAG V6) i silniki firmy Honda, które charakteryzowały się kątem rozwidlenia 80°. O wyborze kąta rozwidlenia w tych silnikach decydowały względy aerodynamiczne [10]. Wydaje się jednak, że decydowała także jakość wyrównoważenia, na co wskazują wyniki analizy przedstawione w trzecim rozdziale niniejszej pracy.

W silnikach rozwijających duże prędkości obrotowe, do których należą tłokowe silniki spalinowe, wyrównoważenie sił bezwładności i momentów od tych sił powoduje zmniejszenie zmiennych obciążeń dynamicznych działających na ramę pojazdu lub fundament, a tym samym zmniejszenie drgań. To znacznie obniża poziom emitowanego hałasu i zużycie części [12].

Zasadniczym celem niniejszej pracy było zbadanie wpływu kąta rozwidlenia cylindrów na wartość wypadkowego momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym w 4-suwowych silnikach V6 wyposażonych w wały korbowe o tradycyjnej konfiguracji, czyli takie, jakie są stosowane w silnikach rzędowych 3-cylindrowych. Siły bezwładności zarówno w ruchu postępowo-zwrotnym, jak i obrotowym w tych silnikach równoważą się wzajemnie, gdyż wektory wypadkowe sił bezwładności obu rzędów cylindrów są wektorami zerowymi [8]. Ważnym celem pracy było również wyprowadzenie prostych zależności opisujących wektor wypadkowy momentu od sił bezwładności pozwalających na jednoznaczne określenie płaszczyzny, w której należy umieścić zarówno przeciwmasy główne, jak i przeciwmasy na dodatkowym wałku wyrównowazającym. W literaturze silnikowej brakuje przedstawienia takich zależności [1, 2, 7].

Warto zauważyć, że jakość wyrównoważenia sił bezwładności i momentów od tych sił nie zawsze jest najważniejszym kryterium przy doborze kąta rozwidlenia. Wśród kryteriów stosowanych zwłaszcza przez firmy samochodowe wymienia się:

- wymiary silnika, ze względu na ograniczoną dostępność miejsca w samochodzie,
- równomierność momentu obrotowego.

Aby nie powiększać objętości niniejszego artykułu, zaniechano omawiania silników V6 o kątach rozwidlenia 60° i 90° z dzielonymi czopami korbowymi, zapewniającymi

2. Analysis of balancing

2.1. Optimal bank angle to reduce non-uniformity of torque

As mentioned above, the crankshafts used in the more loaded V6 engines are the same as in in-line 3-cylinder engines. One can say that these engines are composed of two identical three-cylinder in-line engines with a common crankshaft. Each pair of the corresponding connecting rods from each bank of cylinders share one crankpin on the crankshaft side by side.

To provide a more uniform torque curve, both the angle between the crank throws δ and the cylinder bank angle γ should be identical and result from the following relationship:

– in four-stroke engines

$$\delta = \gamma = (720^\circ)/i \quad (1)$$

– while in two-stroke engines:

$$\delta = \gamma = (360^\circ)/i \quad (2)$$

which in the case of four-stroke engines means $\delta = \gamma = 120^\circ$, and two-stroke engines $\delta = \gamma = 60^\circ$.

Out of four-stroke V6 engines, only the engines with the bank angle of 120° meet the condition laid down by relation (1). However, the engines that have such a large cylinder bank angle are too wide, and for that reason require a lot of space and, therefore, were very rarely used in cars.

2.2. Relations on resultant moment of inertia forces in reciprocating motion

In order to derive an equation for the resultant moment of the inertia forces in the reciprocating motion in a V6 engine it is convenient to use the relationship on the moment in three-cylinder in-line engine derived in [9]. This relationship is as follows:

$$M^* = -\sqrt{3} m_p r \omega^2 a [\cos(\alpha + 30^\circ) + \lambda \cos 2(\alpha - 15^\circ)] \quad (3)$$

where: m_p – equivalent reciprocating mass, α – crank angle, ω – crankshaft rotational speed, r – crank radius, a – distance between cylinder axis, λ – crank throw to connecting rod length ratio.

For the purposes of this analysis the same masses of individual elements of crank gear and uniform distance between the cylinder axes were assumed and the impact of the cylinder bank offset on the engine balancing neglected. This offset takes place in the case of connecting rods sharing one crankpin side by side. The magnitude of this offset, in the case of symmetric connecting rods, is equal to the width of its big end.

The form of relation (3) results from the location of the center of coordinates in the axis of the crankshaft rotation, and y-axis in the plane passing through the axes of cylinders. A kinematic scheme of V6 engine crank gear is shown in Figure 1.

To facilitate a comparative analysis of balance of V6 engines with different values of the cylinder bank angle it is convenient to present relationship (3) in dimensionless form by referring it to the expression $m_p r \omega^2 \alpha$, namely:

równomierne odstępy pomiędzy zapłonami kolejno po sobie pracujących cylindrów.

2. Analiza wyrównoważenia

2.1. Optymalny kąt rozwidlenia cylindrów w celu ograniczenia zmienności momentu obrotowego

Jak wspomniano wyżej, wały korbowe stosowane w obciążonych silnikach V6 są identyczne jak w silnikach rzędowych 3-cylindrowych. Można powiedzieć, że silniki takie składają się z dwóch identycznych silników 3-cylindrowych rzędowych o wspólnym wale korbowym. Każda para odpowiadających sobie korbowodów obu rzędów cylindrów jest osadzona obok siebie na wspólnym czopie korbowym.

Aby zapewnić równomierny przebieg momentu obrotowego, zarówno kąty pomiędzy wykorbieniami wału δ , jak i kąt rozwidlenia cylindrów γ powinny być jednakowe i wynikać z zależności (1) w silnikach 4-S i z zależności (2) w silnikach 2-S, co dla silników czterosurowych oznacza $\delta = \gamma = 120^\circ$, a dla silników dwusurowych $\delta = \gamma = 60^\circ$.

Spośród czterosurowych silników V6 warunek określony zależnością (1) spełnia jedynie silnik o kącie rozwidlenia $\gamma = 120^\circ$. Jednak silniki o tak dużym kącie rozwidlenia są zbyt szerokie, a więc wymagają dużo miejsca i dlatego były bardzo rzadko stosowane w samochodach użytkowych.

2.2. Zależności wypadkowego momentu sił od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym

W celu wyprowadzenia zależności wypadkowego momentu sił od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym w silniku V6 można posłużyć się zależnością (3) na wartość tego momentu w silniku rzędowym 3-cylindrowym wyprowadzoną w pracy [9], gdzie: m_p – masa układu zastępczego mechanizmu korbowego w ruchu postępowo-zwrotnym, r – promień wykorbienia, ω – prędkość kątowa wału korbowego, a – odległość pomiędzy osiami cylindrów, α – kąt obrotu wału korbowego.

Na potrzeby niniejszej analizy założono jednakowe masy poszczególnych elementów mechanizmów korbowych i jednakowe odległości pomiędzy cylindrami oraz pominięto wpływ przesunięcia względem siebie obu rzędów cylindrów na wyrównoważenie silnika. Takie przesunięcie ma miejsce w przypadku korbowodów umieszczonych obok siebie na wspólnym czopie korbowym. Wielkość tego przesunięcia, w przypadku korbowodów symetrycznych, jest równa szerokości stopy korbowodu.

Postać zależności (3) wynika z umieszczenia początku układu współrzędnych w osi obrotu wału korbowego, a osi y w płaszczyźnie przechodzącej przez osie cylindrów. Schemat kinematyczny mechanizmu korbowego silnika V6 pokazano na rys. 1.

Aby ułatwić analizę porównawczą wyrównoważenia silników V6 o różnym kącie rozwidlenia, zależność (3) przedstawia się w postaci bezwymiarowej przez odniesienie jej do wyrażenia $m_p r \omega^2 \alpha$ (4).

W rezultacie zależność (3), po uwzględnieniu zależności (4), może być przekształcona do prostej postaci (5).

Uwaga: W dalszej części pracy symbol M , pozbawiony indeksu

$$M = \frac{M^*}{m_p r \omega^2 a} \quad (4)$$

As a result, equation (3), after taking into account expression (4), may be converted into the following simple form:

$$M = -\sqrt{3} [\cos(\alpha + 30^\circ) + \lambda \cos 2(\alpha - 15^\circ)] \quad (5)$$

Note: In the remaining part of the paper the symbol M , stripped of the upper superscript (*) indicates the relative moment of inertia, although the word "relative", to simplify the moment description, is omitted.

In order to derive a relationship on the modulus of the resultant vector of the moment of the inertia forces in the reciprocating motion in a V6 engine it is convenient to adopt the coordinate system as shown in Fig. 1, where symbols L and R denote axes of the left and right hand cylinder bank respectively.

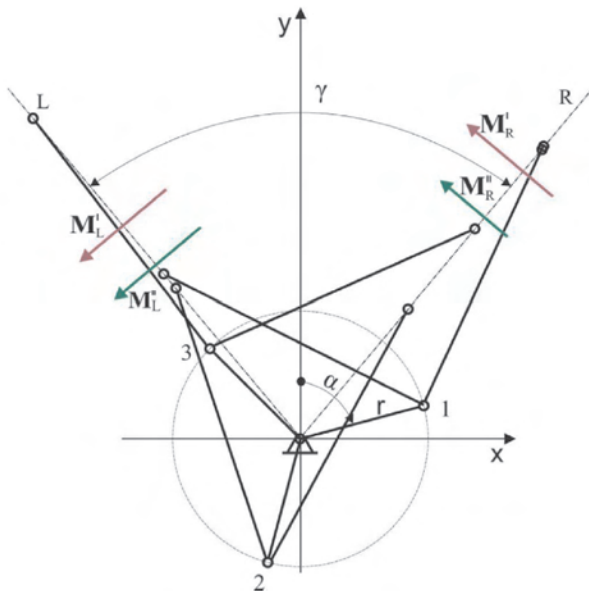


Fig. 1. Vectors of moments of inertia forces in reciprocating motion in V6 engine: M_L' and M_R'' – the resultant vectors of the moments of the first order inertia forces of the right and left hand cylinder bank respectively, and M_L'' and M_R'' – vectors of the corresponding moments of the second order

Rys.1. Wektory momentów od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym w silniku V6: M_L' i M_R'' – wektory wypadkowe momentów od sił bezwładności pierwszego rzędu odpowiednio lewego i prawego rzędu cylindrów, M_L'' i M_R'' – wektory odpowiednich momentów drugiego rzędu

On the basis of equation (5) and the location of the coordinate system, the following final equations describing the resultant moments of the inertia forces of both cylinder banks can be written:

– for the left bank

$$M_L = -\sqrt{3} \left[\cos\left(\alpha + \frac{\gamma}{2} + 30^\circ\right) + \lambda \cos 2\left(\alpha + \frac{\gamma}{2} - 15^\circ\right) \right] \quad (6)$$

– for the right bank

$$M_R = -\sqrt{3} \left[\cos\left(\alpha - \frac{\gamma}{2} + 30^\circ\right) + \lambda \cos 2\left(\alpha - \frac{\gamma}{2} - 15^\circ\right) \right] \quad (7)$$

górnego w postaci gwiazdki (*), oznacza względny moment od sił bezwładności, mimo że słowo „względny” w całej pracy w nazwie momentu, dla uproszczenia jego opisu, zostało pominięte.

W celu wyprowadzenia zależności na moduł wektora wypadkowego momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym w silniku V6 przyjmuje się układ współrzędnych jak na rys. 1, na którym symbole L i R oznaczają osie odpowiednio lewego i prawego rzędu cylindrów.

Na podstawie zależności (5) oraz usytuowania układu współrzędnych można napisać następujące końcowe postaci równań opisujących momenty wypadkowe od sił bezwładności dla obu rzędów cylindrów: dla lewego rzędu (6), dla prawego (7).

Natomiast rzuty momentów na osie układu współrzędnych przedstawiają zależności (8).

Moduł wypadkowego wektora momentu dla całego silnika można wyznaczyć na podstawie zależności (9).

Po rozwinięciu i uporządkowaniu zależności (8), z uwzględnieniem zależności (6) i (7), rzuty wektora wypadkowego sumy momentów od sił bezwładności w silnikach V6 o dowolnym kącie rozwidlenia cylindrów na osie układu współrzędnych można opisać za pomocą zależności (10).

W zależnościach (10) pierwsze człony obu równań, zawierające funkcje harmoniczne pojedynczego kąta α , oznaczają składowe wypadkowego momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu M_x' i M_y' , a drugie człony – składowe wektora momentu od sił bezwładności drugiego rzędu M_x'' i M_y'' .

Równoważne zależności można uzyskać przez uprzednie zrzutowanie sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym na osie układu współrzędnych, a następnie wyznaczenie sumy momentów od tych sił.

3. Wyniki obliczeń i ich analiza

Korzystając z zależności (9) i (10), wyznaczono maksymalne wartości momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym dla poszczególnych wartości kątów rozwidlenia cylindrów γ zawartych w przedziale 0° – 180° oraz czterech wartości parametru λ . Wyniki obliczeń zamieszczono w tabeli 1.

Wyniki obliczeń przedstawiono graficznie na rys. 2. Przebieg wartości maksymalnego momentu dla $\lambda = 0,5$ na tym rysunku ma jedynie teoretyczne znaczenie, gdyż tak duże wartości λ nie występują w silnikach czterosurowych. Można je spotkać tylko w tzw. długoskokowych silnikach dwusurowych wozdżikowych stosowanych w okrętownictwie, np. firmy Burmeister & Wain. Jak wynika z analizy rysunku, największe wartości maksymalnego momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym odpowiadają kątom $\gamma = 0$. Wówczas silnik V6 zostaje jednak zredukowany do dwóch silników 3-cylindrowych rzędowych, dla których łączny moment od sił bezwładności można wyznaczyć na podstawie zależności (5), jeśli prawa strona tej zależności będzie pomnożona przez 2. Dla kąta rozwidlenia $\gamma = 180^\circ$ równoważą się wzajemnie momenty od sił bezwładności drugiego rzędu, a dodają algebraicznie od sił bezwładności pierwszego rzędu. Przebieg względnego momentu wypad-

However, the projections of the moments on the axes of the coordinate system are expressed by the following equations:

$$\left. \begin{aligned} M_x &= (-M_L - M_R) \cos \frac{\gamma}{2} \\ M_y &= (-M_L + M_R) \sin \frac{\gamma}{2} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

The vector modulus of the resultant moment for the whole engine can be determined by using the following formula:

$$|M| = M = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} \quad (9)$$

After development and arrangement relation (8), and taking into account equations (6) and (7), the projections of the resultant vector of the moments of the inertia forces in V6 engines, with any cylinder bank angle, on the axes of the coordinate system, can be described by the following relationships:

$$\left. \begin{aligned} M_x &= -\sqrt{3} \left[(1 + \cos \gamma) \cos(\alpha + 30^\circ) + 2\lambda \cos \frac{\gamma}{2} \cos \gamma \cos 2(\alpha - 15^\circ) \right] \\ M_y &= \sqrt{3} \left[(1 - \cos \gamma) \sin(\alpha + 30^\circ) + 2\lambda \sin \frac{\gamma}{2} \sin \gamma \sin 2(\alpha - 15^\circ) \right] \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

The first terms in relationships (10), containing harmonic functions of a single angle α , are components of the resultant moment of the first order inertia forces M_x' and M_y' and the second terms are components of the moment of the second order inertia forces M_x'' and M_y'' .

Equivalent relations can be obtained through a prior projection of the inertia forces in the reciprocating motion on the axes and then determination of the sum of the moments of these forces.

Table 1. Maximum values of the relative moment depending on the angle γ for four values of λ

Tabela 1. Maksymalne wartości względnego momentu w zależności od kąta γ dla czterech wartości parametru λ

γ	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°	105°	120°	135°	150°	165°	180°	λ [-]
M_{max} [-]	3.814	3.734	3.503	3.145	2.700	2.240	2.344	2.844	3.248	3.523	3.650	3.627	3.464	0.25
	3.937	3.851	3.601	3.215	2.740	2.265	2.467	2.977	3.377	3.636	3.734	3.672	3.464	0.30
	4.069	3.976	3.706	3.292	2.784	2.295	2.589	3.109	3.507	3.749	3.818	3.716	3.464	0.35
	4.500	4.385	4.056	3.550	2.938	2.408	2.957	2.508	3.897	4.088	4.069	3.85	3.464	0.50

3. Results of calculations and their analysis

Using equations (9) and (10) calculation of the maximum torque of the inertia forces in the reciprocating motion for particular values of the cylinder bank angle γ contained in the range from 0–180° and for four values of λ were made. The calculation results are contained in Table 1.

In order to illustrate the results of the calculations they are presented graphically in Figure 2. The course of the maximum torque, for $\lambda = 0.5$, in this Figure has only a theoretical meaning because such large values of λ do not exist in four-stroke engines. They can be found only in the so-called long-stroke two-stroke crosshead engines used in shipbuilding, for example in the engines produced by Burmeister & Wain.

It follows from the Figure that the greatest magnitudes of the maximum moment of the inertia forces in the reciprocating

of the inertia forces in the reciprocating motion versus angle γ for different values of λ .

As a result of the analysis in Figure 2, the course of the maximum values of the moment of the inertia forces in the reciprocating motion is characterized by two local maxima. Ignoring the course of the moment for $\lambda = 0.5$, local maxima occur for $\gamma \in (146^\circ - 156^\circ)$. This indicates that,

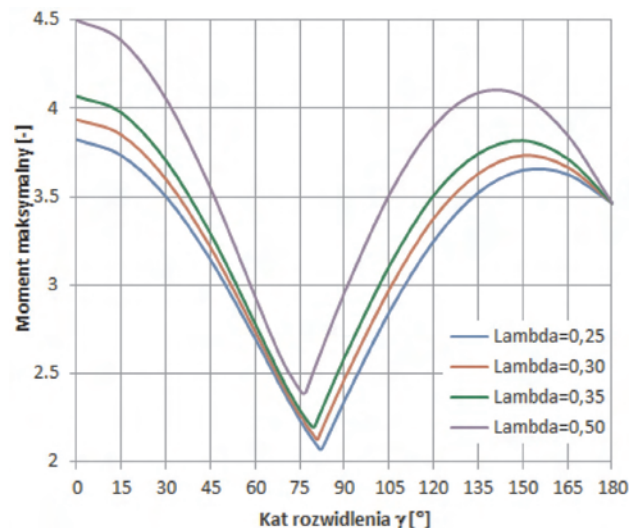


Fig. 2. Plots of maximum values of the moment of the inertia forces in the reciprocating motion versus angle γ for different values of λ

Rys. 2. Przebiegi maksymalnych wartości momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym w funkcji kąta γ dla różnych wartości parametru λ

że ten zakres wartości kąta γ jest bardzo niekorzystny z punktu widzenia wyrównoważenia momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym. Wartości maksymalne momentu w tym zakresie, zależnie od wartości parametru λ , są tylko o ok. 5 %–6 % mniejsze niż dla $\gamma = 0^\circ$. Z punktu widzenia maksymalnego momentu od sił bezwładności najbardziej interesujący jest zakres kątów rozwidlenia γ ograniczony dwiema wartościami kąta γ 60° i 90° stosowanymi najczęściej w silnikach spalinowych. W tym przedziale znajdują się absolutne minima dla poszczególnych wartości parametru mechanizmu korbowego λ . Taki przebieg krzywych maksymalnego momentu jest funkcją charakteru przebiegu maksymalnych wartości wektorów momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu – M' i drugiego – M'' . Przykład przebiegu wartości

ing motion correspond to $\gamma = 0$. But then, however, V6 engine layout is reduced to two three-cylinder in-line engines, for which the total moment of inertia forces can be determined from equation (5), if the right-hand side of this relationship will be multiplied by 2.

In the case of the cylinder bank angle $\gamma = 180^\circ$, the moments of the second order inertia forces balance each other and the moments of the first-order inertia forces add algebraically. The moment of the inertia forces in this engine can be determined from the following formula:

$$M = 2M' = -2\sqrt{3}\sin(\alpha + 30^\circ) \quad (11)$$

It follows from Figure 2 that the plots of maximum moment of inertia in reciprocating motion are characterized by two local extrema occurring in two bands of the cylinder bank angle γ . Omitting the moment for $\lambda = 0.5$, the local maxima occur in the range of $\gamma \in (146^\circ-156^\circ)$. This means

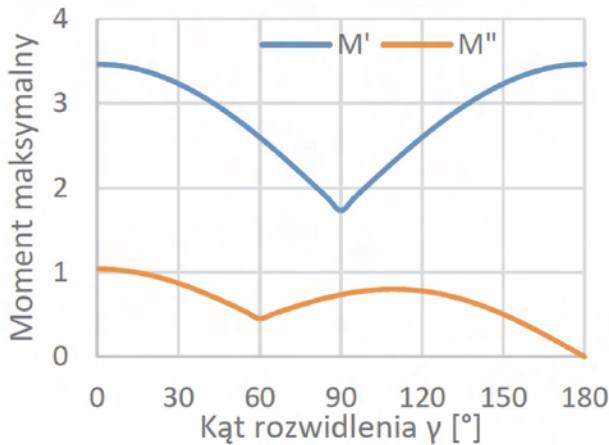


Fig. 3. Plots of maximum moment of the first-order inertia forces M' and the second order M'' for $\lambda = 0.3$

Rys. 3. Przebiegi maksymalnych wartości momentów od sił bezwładności pierwszego rzędu M' i drugiego M'' dla $\lambda = 0,3$

maksymalnych tych momentów, dla parametru $\lambda = 0,3$, przedstawiono na rys. 3.

Położenie minimum M' na rys. 3, przy kącie $\gamma = 90^\circ$ i M'' przy $\gamma = 60^\circ$, wyjaśnia charakter przebiegu maksymalnych wartości momentu od sił bezwładności oraz położenie minimum globalnych przedstawionych na rys. 2.

W celu dokładniejszego określenia przebiegu maksymalnego momentu w tym przedziale kąta rozwidlenia wykonano obliczenia z małym krokiem wartości γ dla $\gamma \in (60^\circ-90^\circ)$. Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 4, 5 i 6.

Jak wynika z analizy rysunków, wartości absolutnego minimum maksymalnego momentu, dla λ równego 0,35 i 0,25, występują w przybliżeniu przy γ wynoszącym odpowiednio 80° i 82° . Nie ulega wątpliwości, że wartości $\gamma \approx 80^\circ$

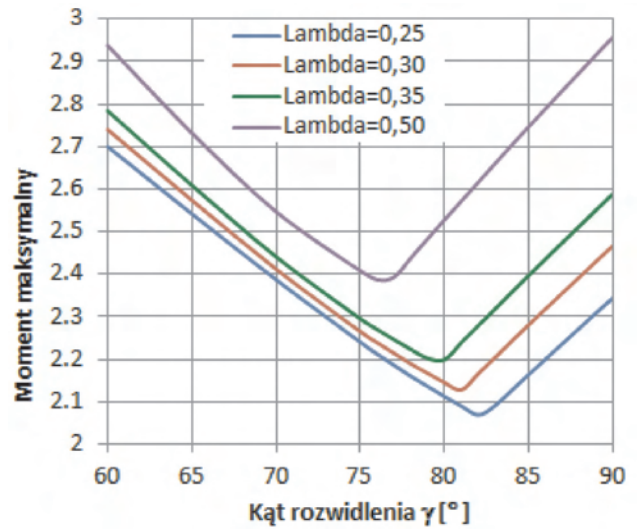
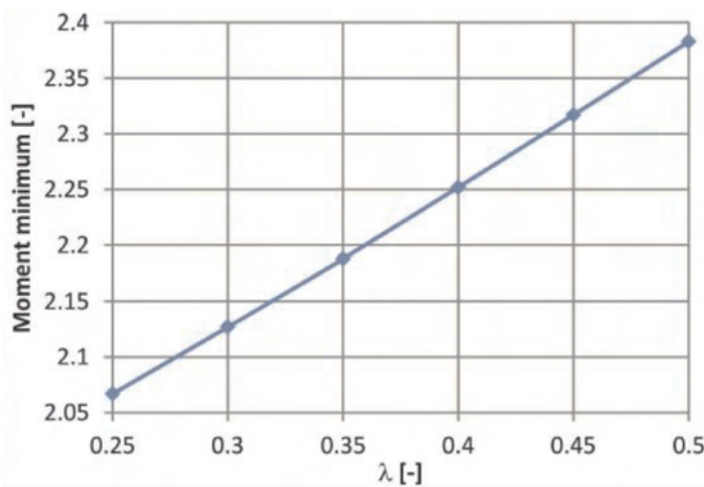


Fig. 4. Plots of the maximum moment of the inertia forces for $\gamma \in (60^\circ-90^\circ)$ and different values of λ

Rys. 4. Przebiegi maksymalnych wartości momentu od sił bezwładności dla $\gamma \in (60^\circ-90^\circ)$ i różnych wartości parametru λ

a)



b)

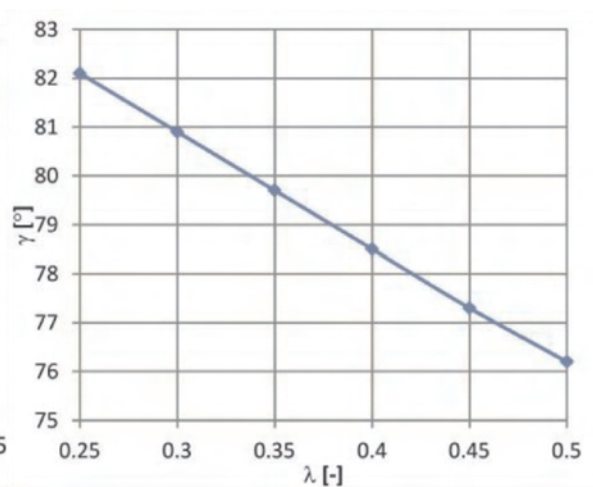


Fig. 5. Plots of absolute minimum of the maximum moment (a) and the cylinder bank angle γ , at which the absolute moment occurs (b), for different γ values

Rys. 5. Przebieg absolutnego minimum maksymalnego momentu (a) oraz kąta rozwidlenia γ (b), przy którym występuje to minimum, dla różnych wartości parametru λ

that this range of γ is very unfavourable from the point of view of balancing the moment of the inertia forces in the reciprocating motion. The values of the maximum moment in this range of γ depend on the value of λ , and are only about 5%–6% lower than for $\gamma = 90^\circ$. From the point of view of the maximum moment of inertia forces the most interesting range of the bank angles is contained between $\gamma = 60^\circ$ and $\gamma = 90^\circ$, **which are the most commonly used in internal combustion engines**. In this range of γ , there are absolute minima for each value of λ . Such a shape of the plot of the maximum moment arises from the plots of the maximum moment of the first-order inertial forces – M' and the second-order – M'' . An example of the maximum values of these moments, for $\lambda = 0.3$, is contained in Figure 3.

The location of the minimum of M' in Figure 3, at the angle $\gamma = 90^\circ$ and M'' at $\gamma = 60^\circ$ explains the shape of the plot of the maximum moment of inertia forces and the position of the absolute minima shown in Figure 2.

In order to identify the course of the maximum moment in this range of the cylinder bank angle more precisely, calculations were made with a small step of γ values, for $\gamma \in (60^\circ\text{--}90^\circ)$. The calculation results are shown in Figure 4 and 5.

It follows from the Figures, that the values of the absolute minimum, for $\lambda = 0.35$ and 0.25 , correspond approximately to $\gamma = 80^\circ$ and $\gamma = 82^\circ$ respectively. There is no doubt that the value of the cylinder bank angle $\gamma \approx 80^\circ$ is interesting from the point of view of balancing of V6 engines, especially in performance cars, because in this type of vehicles additional balancing shafts are not normally applied. In this context, it seems that the company Honda in its engine RA168-E, designed for using in F1 in the past, by applying the bank angle $\gamma = 80^\circ$ took into account not only the aerodynamic considerations according to [2], but also a lower value of the unbalanced moment of the inertia forces in the reciprocating motion than for other angles of γ . An important feature of sport cars, especially F1 cars, is a small mass moment of inertia of rotating components to provide better dynamic properties of the vehicle.

As emphasized above, the plots of the moment for $\gamma > 0.35$, in principle, have no meaning for four-stroke engines, except in certain cases, and the purpose for its use in this work is to show only the direction of changes in the value of the parameters characterizing the unbalanced moment.

It follows from the course of the curves in Fig. 4 that of the two V6 engines with the bank angle $\gamma = 60^\circ$ and $\gamma = 90^\circ$ the better balanced is the one with the bank angle $\gamma = 90^\circ$. The differences in favor of the bank angle $\gamma = 90^\circ$ increase with the decrease in the value of λ . **The benefits of improved balancing** resulting from application of the optimal value of the bank angle in relation to $\gamma = 60^\circ$ and $\gamma = 90^\circ$ are shown in Fig. 6.

Figure 6 (the blue line) shows that the use of optimum value of angle γ , instead of $\gamma = 60^\circ$, depending on the value of λ , allows for reduction of the moment of the inertia forces from about 21% to 23%. However, the benefits resulting from the resignation from the angle $\gamma = 90^\circ$ to adopt its optimal values are smaller, and depending on the parameter λ are (12%–15%).

As noted above, V6 engines have usually the bank angle $\gamma = 60^\circ$ or $\gamma = 90^\circ$. The course of values of moments of the

są interesujące z punktu widzenia wyrównoważenia silników V6, zwłaszcza w samochodach wyczynowych, gdyż w tego typu zastosowaniach nie stosuje się zazwyczaj dodatkowych wałków wyrównowazających. W tym kontekście wydaje się, że firma Honda w silniku RA168-E, przeznaczonym do samochodów F1, stosując w przeszłości kąt rozwidlenia $\gamma = 80^\circ$, brała pod uwagę nie tylko względy aerodynamiczne, jak wynika z pracy [2], ale także mniejszą wartość niewyrównowanego momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym niż dla innych kątów γ . Ważną cechą silników samochodów sportowych, w tym zwłaszcza samochodów F1, jest mały masowy moment bezwładności elementów wirujących zapewniający lepsze właściwości dynamiczne samochodu.

Jak podkreślono wyżej, przebiegi momentu dla $\gamma > 0.35$, poza niektórymi przypadkami, w zasadzie nie mają istotnego znaczenia dla silników 4-suwowych, a jego wykorzystanie w pracy służy tylko przedstawieniu kierunku zmian parametrów charakteryzujących wartość niewyrównowanego momentu w funkcji parametru λ .

Z przebiegu krzywych na rys. 4 wynika, że spośród dwóch silników V6 o rozwidleniu 60° i 90° lepiej wyrównowany jest silnik o $\gamma = 90^\circ$. Różnice na korzyść rozwidlenia $\gamma = 90^\circ$ rosną wraz ze spadkiem wartości parametru λ .

Korzyści w postaci poprawy wyrównoważenia wynikające ze stosowania optymalnej wartości kąta rozwidlenia w stosunku do $\gamma = 60^\circ$ i 90° przedstawiono na rys. 6.

Z analizy rysunku 6 (linia niebieska) wynika, że zastosowanie optymalnej wartości kąta γ zamiast 60° , zależnie od wartości parametru λ , umożliwia zmniejszenie momentu od sił bezwładności od ok. 21% do 23%. Natomiast korzyści wynikające z rezygnacji z kąta $\gamma = 90^\circ$ na rzecz jego optymalnych wartości są mniejsze i zależnie od wartości parametru λ wynoszą 12%–15%.

Jak zaznaczono wyżej, silniki V6 mają najczęściej kąt rozwidlenia $\gamma = 60^\circ$ lub 90° . Przebieg względnej wartości momentów od sił bezwładności pierwszego i drugiego rzędu

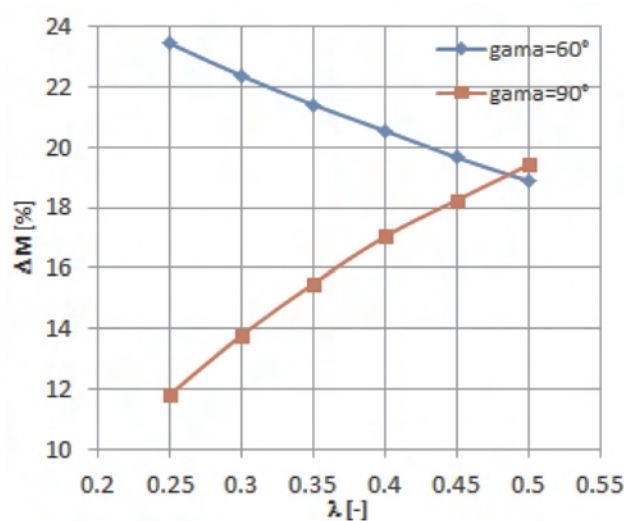


Fig. 6. Decrease in the maximum moment owing to the application of optimal λ value in comparison with $\gamma = 60^\circ$ and $\gamma = 90^\circ$

Rys. 6. Spadek wartości maksymalnego momentu w stosunku do silników o $\gamma = 60^\circ$ i $\gamma = 90^\circ$ dzięki zastosowaniu optymalnej wartości λ .

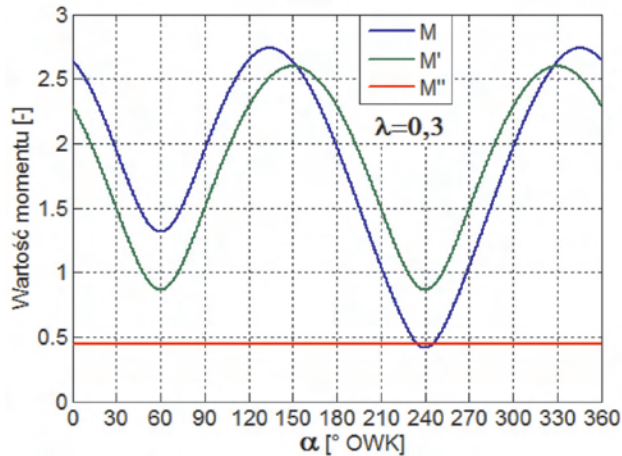


Fig. 7. Plots of moment of inertia forces in V6 engine for $\gamma = 60^\circ$; M – total moment of inertia forces, M' – moment of the first-order, M'' – moment of the second-order

Rys. 7. Przebieg momentu sił bezwładności w silniku V6 o $\gamma = 60^\circ$; M – moment całkowity od sił bezwładności, M' – moment pierwszego rzędu, M'' – moment drugiego rzędu

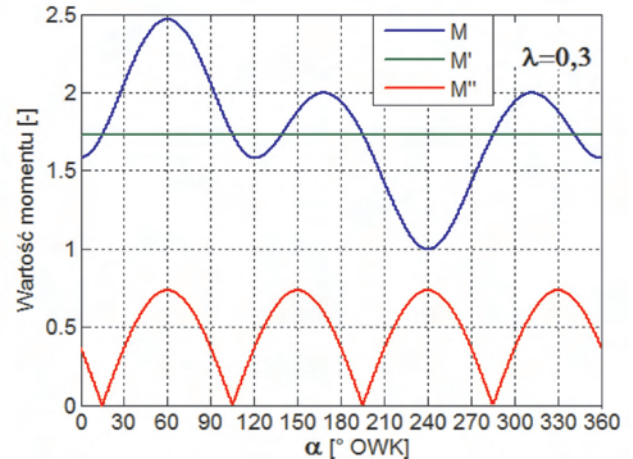


Fig. 8. Plots of moment of inertia forces of V6 engine for $\gamma = 90^\circ$; M – total moment, M' – moment of the first-order, M'' – moment of the second-order

Rys. 8. Przebieg momentu od sił bezwładności w silniku V6 o $\gamma = 90^\circ$; M – moment całkowity, M' – moment pierwszego rzędu, M'' – moment drugiego rzędu

first- and second-order inertia forces, and the total moment for $\gamma = 60^\circ$ and $\gamma = 90^\circ$ and $\lambda = 0.3$ are shown in Fig. 7 and 8 respectively.

It follows from Figure 7 and equation (10) that the vector \mathbf{M}' has a constant modulus and rotates with angular velocity 2ω . The vector \mathbf{M}'' , however, has a variable modulus and rotates with a variable angular speed. Its average value is equal to the angular velocity ω of the crankshaft.

In order to compare balancing of V6 engines with the bank angles 60° , 90° and 120° . Figure 9 shows the plots of the relative value of the resultant moment of inertia in the reciprocating motion versus the angle of crank travel α for these three above mentioned bank angles.

The plots in Figure 9 show that out of the three engines, the smallest maximum value of the resultant moment of inertia forces in reciprocating motion is characterized by the engine with $\gamma = 90^\circ$, then 60° and finally 120° .

4. Balancing of V6 engines with any bank angle

Complete balancing of the moments of the first- and second-order inertia forces in V6 engines require application of a more complex balancing mechanism. Having in mind, however, a relatively small value of the resultant moment of the second-order inertia forces for the values of λ most commonly used, the balancing is normally limited to a partial reduction or complete balancing of the moment of the first-order inertia forces, which components are defined by the relationships:

$$\begin{aligned} M_x &= -\sqrt{3}(1 + \cos\gamma)\cos(\alpha + 30^\circ) \\ M_y &= \sqrt{3}(1 - \cos\gamma)\sin(\alpha + 30^\circ) \end{aligned} \quad (12)$$

The system of equations (12) shows that the value of the resultant vector of the moment of the first-order inertia forces \mathbf{M}' can be determined on the basis of the following equation:

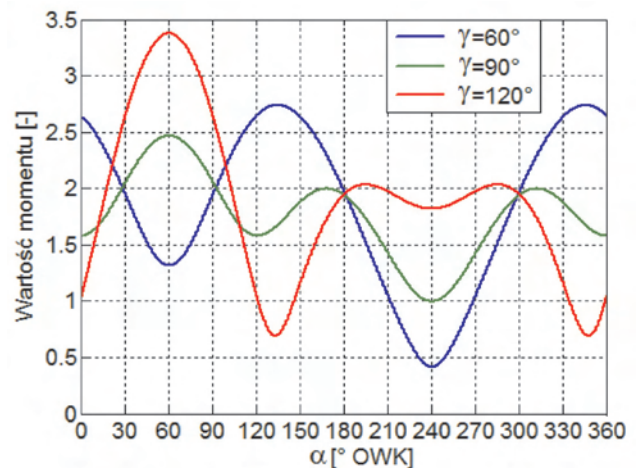


Fig. 9. Moment of the inertia forces in the reciprocating motion of V6 engines as a function of the crankshaft angle α , for $\gamma = 60^\circ$, 90° and 120° and $\lambda = 0.3$

Rys. 9. Wykresy momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym w funkcji kąta obrotu wału korbowego α w silniku V6, dla kątów $\gamma = 60^\circ$, 90° , 120° i parametru $\lambda = 0,3$

oraz łącznego dla $\gamma = 60^\circ$ i $\gamma = 90^\circ$ oraz $\lambda = 0,3$ pokazano na rys. 7 i 8.

Z analizy rysunku 7 oraz z zależności (10) wynika, że wektor \mathbf{M}' ma stały moduł i wiruje z prędkością kątową 2ω . Wektor momentu \mathbf{M}'' natomiast ma zmienny moduł i wiruje ze zmienną prędkością kątową, której średnia wartość jest równa prędkości kątowej wału korbowego ω .

W celu porównania wyrównoważenia silników V6 o kątach rozwidlenia 60° , 90° i 120° na rys. 9 przedstawiono przebiegi wartości względnego wypadkowego momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym w funkcji kąta α obrotu wału korbowego, dla wymienionych wyżej trzech kątów rozwidlenia cylindrów.

Z przebiegu krzywych na rys. 9 wynika, że spośród trzech silników najniższą maksymalną wartością wypadkowego

$$M' = \sqrt{3[1 + \cos^2\gamma + 2\cos\gamma\cos 2(\alpha + 30^\circ)]} \quad (13)$$

A closer analysis of equation (13) leads to the conclusion that the position of the crankshaft, at which the moment of the first-order inertia forces reaches its maximum, depends on the bank angle γ . For $\gamma \in (0^\circ, 90^\circ)$ the maximum moment occurs at the positions of the crankshaft $\alpha = 150^\circ$ and 330° and is given by

$$M'_{\max} = \sqrt{3} (1 + \cos\gamma) \quad (14)$$

and for angles $\gamma \in (90^\circ, 180^\circ)$ it occurs at the crankshaft positions $\alpha = 60^\circ$ and 240° and can be determined from the following formula:

$$M'_{\max} = \sqrt{3} (1 - \cos\gamma) \quad (15)$$

For the both above mentioned bank angle ranges the moment of the first-order inertia forces can be partly reduced by using the main counterweights, that is placed on the continuation of the crank webs. But in order not to deteriorate the dynamic properties of the vehicle by increasing in this way the mass moment of inertia of the crankshaft too much, the balancing system can be designed as two main counterweights installed on foremost and rearmost web of the crankshaft. In order to further reduction of the counterweights mass moment of inertia, part of the rearmost counterweight can be located on the flywheel.

It follows from the analysis of equations (12) that the optimal magnitude of the moment applied by the counterweights, that is reducing this way to the minimum the moment of the first-order inertia forces, is:

$$M'_{1c} = \sqrt{3} \quad (16)$$

Projections of the vector of moments of the counterweights on the axes of the coordinate system can be presented by the following equations:

$$\left. \begin{aligned} M'_{1cx} &= \sqrt{3} \cos(\alpha + 30^\circ) \\ M'_{1cy} &= -\sqrt{3} \sin(\alpha + 30^\circ) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

After taking under consideration equations (12) and (17), the components of the resultant vector $\Delta\mathbf{M}'$ along the coordinate axis, remaining after balancing of the moment vector \mathbf{M}' by vector \mathbf{M}'_{1c} , can be expressed by the following system of equations:

$$\left. \begin{aligned} \Delta M'_x &= -\sqrt{3} \cos\gamma \cos(\alpha + 30^\circ) \\ \Delta M'_y &= -\sqrt{3} \cos\gamma \sin(\alpha + 30^\circ) \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

The vector $\Delta\mathbf{M}'$ rotates at a constant angular speed ω but in the opposite direction to the crankshaft. Its modulus has a constant value that can be determined from the following formula:

$$\Delta M' = \sqrt{3} \cos\gamma \quad (19)$$

momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym cechuje się silnik o $\gamma = 90^\circ$, następnie 60° , a potem 120° .

4. Wyrównoważenie silników V6 o dowolnym kącie rozwidlenia

Pełne wyrównoważenie momentów od sił bezwładności pierwszego i drugiego rzędu w silnikach V6 wymaga zastosowania bardziej złożonego mechanizmu wyrównowazającego. Mając jednak na uwadze relatywnie małą wartość wypadkowego momentu od sił bezwładności drugiego rzędu, dla stosowanych najczęściej wartości parametru mechanizmu korbowego λ , wyrównoważenie ogranicza się zazwyczaj do zmniejszenia lub całkowitego zniesienia momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu, którego składowe określają zależności (12).

Z układu równań (12) wynika, że moduł wektora wypadkowego momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu \mathbf{M}' można wyznaczyć na podstawie zależności (13).

Szczegółowa analiza zależności (13) prowadzi do wniosku, że położenie wału korbowego, przy którym występuje maksymalna wartość momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu zależy od kąta γ rozwidlenia cylindrów. Dla $\gamma \in (0^\circ, 90^\circ)$ maksymalna wartość momentu występuje przy położeniach wału korbowego $\alpha = 150^\circ$ i 330° i wyraża się zależnością (14), natomiast dla kątów $\gamma \in (90^\circ, 180^\circ)$ przy położeniu wału korbowego $\alpha = 60^\circ$ i 240° można ją wyznaczyć na podstawie wzoru (15).

Dla obu wymienionych zakresów kąta rozwidlenia cylindrów moment od sił bezwładności pierwszego rzędu można częściowo zmniejszyć dzięki zastosowaniu przeciwmias głównych, czyli umieszczonych na przedłużeniu ramion poszczególnych wykorbień. Jednak aby zaniechać pogarszania właściwości dynamicznych pojazdu przez zwiększenie w ten sposób masowego momentu bezwładności wału korbowego, można zaprojektować układ wyrównowazający w postaci dwóch przeciwmias głównych umieszczonych na przedłużeniu skrajnych ramion wału korbowego. W celu dalszego zmniejszenia masowego momentu bezwładności przeciwmias, dla umieszczenia części jednej z nich wykorzystuje się także koło zamachowe.

Z analizy układu równań (12) wynika, że optymalna wartość wektora momentu takich przeciwmias, czyli zmniejszającego w maksymalnym stopniu moment od sił bezwładności pierwszego rzędu, wynosi (16).

Rzuty tego wektora momentu przeciwmias na osie układu współrzędnych można przedstawić za pomocą układu równań (17).

Po uwzględnieniu równań (12) i (17) składowe wektora wypadkowego $\Delta\mathbf{M}'$ wzdłuż osi układu współrzędnych, pozostałego po wyrównoważeniu wektora momentu \mathbf{M}' za pomocą wektora momentu przeciwmias \mathbf{M}'_{1c} , można wyrazić za pomocą układu równań (18).

Pozostały po wyrównoważeniu wektor momentu $\Delta\mathbf{M}'$ wiruje ze stałą prędkością kątową ω , ale w kierunku przeciwnym do obrotu wału korbowego. Jego moduł ma stałą wartość, którą można określić na podstawie zależności (19).

Jakość wyrównoważenia za pomocą przeciwmias głównych, określoną maksymalnym stopniem wyrównoważenia

Balancing quality gained by using the main counterweights defined by a maximum degree of balance of the moment of the first-order inertial forces β , can be determined on the basis of the formula:

$$\beta = \frac{M'_{1c}}{M'_{max}} \quad (20)$$

After taking under consideration in the relation (20) relationships (14) and (16) one gets the following equation on the degree of the balance of the moment of the first-order inertia forces β in engines with common-pin crankshafts.

$$\beta = \frac{1}{1+\cos\gamma} 100\% \quad (21)$$

A graphic illustration of equation (21) is the plot shown in Figure 10.

It is apparent from the graph and from equation (19) that the moment of the first-order inertia forces in the engines

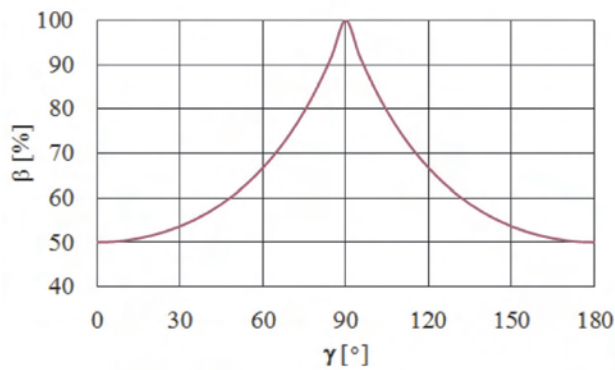


Fig. 10. Degree of balancing of the moment of the first-order inertia forces β in the function of angle γ

Rys. 10. Przebieg stopnia wyrównoważenia momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu β w funkcji kąta γ

with the bank angle $\gamma = 90^\circ$ can be completely balanced by application of the main counterweights. However, in the engines with the angle $\gamma = 60^\circ$ and $\gamma = 120^\circ$ the moment can thus be reduced maximally by 67 %.

In order to illustrate the way of balancing of the moment of the first-order inertia forces the location of the vectors of the moments, at the crankshaft position $\alpha \approx 75^\circ$ and bank angle $\gamma \approx 80^\circ$, while keeping their dimensional proportions, are shown in Figure 11.

As shown in the Figure 11 the main counterweights having moment M'_{1c} , determined from equation (15) should be located in plane A-A rotating 30° ahead of the plane of the first crank. The vector $\Delta M'$, resulting from balancing with vector M'_{1c} , can be completely balanced with the vector of the moment of a balancing shaft M'_{2c} (shaft 'w' in Fig. 12) rotating with angular velocity ω in opposite direction to the crankshaft. At the crankshaft position $\alpha = 330^\circ$ the planes of the counterweights of both the balancing shaft and the main counterweights on the crankshaft, coincide with

momentu wypadkowego od sił bezwładności pierwszego rzędu β , można wyznaczyć na podstawie zależności (20).

Po uwzględnieniu w zależności (20) zależności (14) i (16) otrzymuje się zależność (21) na stopień wyrównoważenia momentu sił bezwładności pierwszego rzędu β w silnikach wyposażonych w konwencjonalne wały korbowe. Obrazem graficznym zależności (21) jest wykres przedstawiony na rys. 10. Z wykresu, a także z zależności (19) wynika, że za pomocą przeciwmasy głównych można całkowicie wyrównoważyć moment od sił bezwładności pierwszego rzędu w silnikach o kącie $\gamma = 90^\circ$, natomiast w silnikach o kącie $\gamma = 60^\circ$ i $\gamma = 120^\circ$ można w ten sposób zredukować maksymalnie 67 % momentu.

Dla zobrazowania sposobu wyrównoważenia momentu sił bezwładności pierwszego rzędu, zachowując odpowiednie proporcje wymiarowe, na rys. 11 przedstawiono usytuowanie wektorów momentów w położeniu wału korbowego $\alpha \approx 75^\circ$ i kącie rozwidlenia cylindrów $\gamma \approx 80^\circ$.

Z analizy rysunku 11 wynika, że przeciwmasy główne o momencie M'_{1c} , określonym na podstawie zależności (15), powinny być umieszczone w płaszczyźnie A-A wyprzedzającej płaszczyznę pierwszego wykorbienia o kąt 30° . Wektor wypadkowy $\Delta M'$ powstały po wyrównoważeniu wektorem M'_{1c} może być całkowicie wyrównoważony za pomocą wektora momentu M'_{2c} na wałku wyrównowazającym (wałek „w” na rys. 11), obracającym się z prędkością kątową ω w stronę przeciwną do obrotu wału korbowego. W położeniu wału korbowego $\alpha = 330^\circ$ ślady zarówno płaszczyzny przeciwmasy na wałku wyrównowazającym w, jak i przeciwmasy głównych pokrywają się z osią y, a następnie obracają się w kierunkach przeciwnych. W tym położeniu wału korbowego wektor wypadkowego momentu M' pokrywa się z kierunkiem ujemnym osi x. Nietrudno zauważyć, że dodatkowy wałek wyrównowazający jest zbędny, gdy kąt rozwidlenia

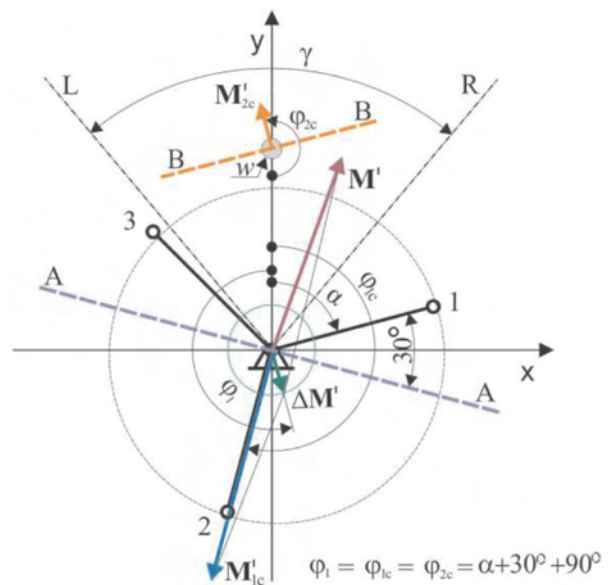


Fig. 11. Vector system of moments for $\gamma = 80^\circ$, $\alpha = 75^\circ$

Rys. 11. Układ wektorów momentów dla $\gamma = 80^\circ$, $\alpha = 75^\circ$

y-axis and then rotate in opposite directions. In this position of the crankshaft the resultant vector \mathbf{M}' coincides with the negative direction of x-axis. It is not difficult to notice that an additional balance shaft is unnecessary when the bank angle $\gamma = 90^\circ$. Then, according to equation (19), $\Delta\mathbf{M}'$ is the zero-vector.

In Figure 12 a vector system of the moments is presented in the same position of the crankshaft $\alpha = 75^\circ$ but for the bank angle $\gamma \approx 120^\circ$.

As mentioned above, in the case of the engines with the bank angle $\gamma \in (90^\circ - 180^\circ)$, the moment vector \mathbf{M}' reaches its maximum magnitude when the crankshaft position $\alpha = 60^\circ$, that is after rotation of the crankshaft by $\alpha = 90^\circ$ in comparison with its position of the maximum moment for $\gamma \in (0^\circ - 90^\circ)$. Its direction in this position of the crankshaft, and also the direction of vectors $\Delta\mathbf{M}'$, \mathbf{M}'_{1c} , \mathbf{M}'_{2c} coincide with the positive direction of y-axis.

By the reasons of complexity of the engine block casting, the balancing shafts enabling complete balancing of the moment of the first-order inertia forces are not always applied. Then for balancing of this moment, in the degree resulting from relation (21), only the main counterweights are used. The projections of the vector of the resultant moment on the axes of the coordinate system, remaining after such balancing, can be described by the following equations:

$$\left. \begin{aligned} M_x &= -\sqrt{3} \left[\cos\gamma \cos(\alpha + 30^\circ) + 2\lambda \cos\frac{\gamma}{2} \cos\gamma \cos 2(\alpha - 15^\circ) \right] \\ M_y &= \sqrt{3} \left[-\cos\gamma \sin(\alpha + 30^\circ) + 2\lambda \sin\frac{\gamma}{2} \sin\gamma \sin 2(\alpha - 15^\circ) \right] \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

A graphical illustration of equation (22) is the plot shown in Figure 13.

The small caving in the curve of the moment for $\gamma = 60^\circ$ is caused by the maximum moment of the second order inertia forces which, for this value of γ , reaches its minimum. The graph in Figure 13 shows that on account of balancing of the engine still the best bank angle is $\gamma = 90^\circ$. It follows from the comparison of the moment of inertia forces before and after balancing with the main counterweights, that the

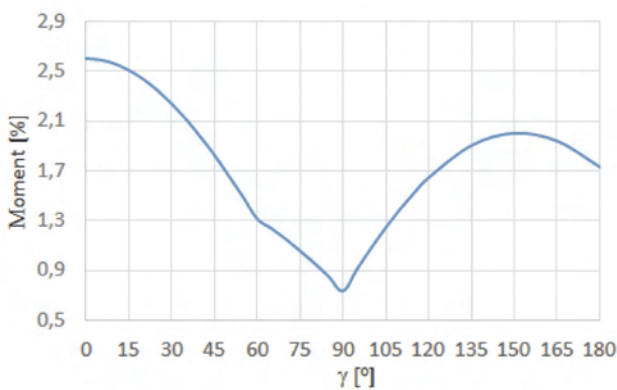


Fig. 13. A plot of the maximum moment of the inertia forces in the reciprocating motion after balancing by the main counterweights

Rys. 13. Przebieg momentu od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym po wyrównoważeniu za pomocą przeciwmasy głównych

cylinderów $\gamma = 90^\circ$. Wówczas, jak wynika z zależności (19), $\Delta\mathbf{M}'$ jest wektorem zerowym.

Na rysunku 12 przedstawiono układ wektorów momentów w tym samym położeniu wału korbowego $\alpha = 75^\circ$, ale dla kąta rozwidlenia cylindrów $\gamma \approx 120^\circ$.

Jak już wspomniano, w przypadku silników o kącie rozwidlenia cylindrów $\gamma \in (90^\circ - 180^\circ)$ wektor momentu \mathbf{M}' osiąga maksymalną wartość w położeniu wału korbowego $\alpha = 60^\circ$ czyli po obrocie wału korbowego o kąt $\alpha = 90^\circ$ w stosunku do położenia maksymalnego momentu dla $\gamma \in (0^\circ - 90^\circ)$. Jego kierunek w tym położeniu wału korbowego, a także kierunki wektorów $\Delta\mathbf{M}'$, \mathbf{M}'_{1c} , \mathbf{M}'_{2c} pokrywają się z dodatnim kierunkiem osi y.

Ze względu na skomplikowanie odlewu kadłuba silnika nie zawsze stosuje się dodatkowe wałki umożliwiające

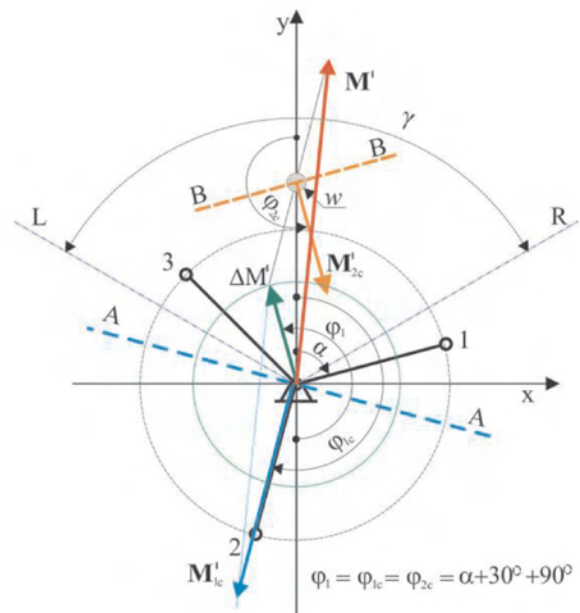


Fig. 12. Vector system of moments for $\gamma = 120^\circ$, $\alpha = 75^\circ$

Rys. 12. Układ wektorów momentów dla $\gamma = 120^\circ$, $\alpha = 75^\circ$

całkowite wyrównoważenia momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu. Wówczas do wyrównoważenia tych momentów, w stopniu wynikającym z zależności (21), stosuje się tylko przeciwmasy główne. Rzuty wektora wypadkowego momentu na osie układu współrzędnych, powstałe po takim wyrównoważeniu, mogą być opisane zależnością (22).

Ilustracją graficzną zależności (22) jest wykres przedstawiony na rys. 13.

Lekkie załamanie krzywej momentu dla $\gamma = 60^\circ$ jest spowodowane przebiegiem maksymalnego momentu od sił bezwładności drugiego rzędu, który dla tej wartości γ ma swoje minimum. Z analizy wykresu na rys. 13 wynika, że ze względu na wyrównoważenie silnika najlepszym kątem rozwidlenia cylindrów jest kąt $\gamma = 90^\circ$. Z porównania wartości momentu od sił bezwładności przed i po wyrównoważeniu za pomocą przeciwmasy głównej wynika, że różnice wartości momentu dla wszystkich konfiguracji

differences of the maximum moments of the inertia forces for all bank angles in comparison with the angle $\gamma = 60^\circ$, increased slightly.

5. Final remarks and conclusions

The mathematical relationships derived for the purposes of his paper enable the analysis of the moments of the inertia forces in the reciprocating motion of V6 engines with any bank angle equipped with common-pin crankshafts. The analysis shows that the worst balanced engines are those with the bank angle $\gamma < 20^\circ$ and $\gamma \in (146^\circ - 156^\circ)$. Probably for this reason, no V6 engine has been produced within these ranges of the cylinder bank angle. If balancing quality of V6 engine obtained only by choosing the best bank angle is considered, then the smallest maximum moment of inertia in the reciprocating motion is obtained for the bank angle equal 79.7° , 80.9° , and 82.1° and λ values 0.35, 0.3 and 0.25, respectively.

When using the magnitude of the resultant moment as a criterion, from among the two V6 engines the most commonly used, this is with the cylinder bank angle 60° and 90° , the better balanced is the one with 90° cylinder bank angle. Moreover, in the engines having such a cylinder bank angle the moment vector of the first-order inertia forces has a constant modulus and rotates together with the crankshaft. So it can be readily fully-balanced by two counterweights attached to the crankshaft. Regardless of the cylinder bank angle, in all V6 engines the moment of the first order inertia forces can be completely balanced as a result of using counterweights attached to the crankshaft and a balancing shaft rotating at a rotational speed ω but in the opposite direction to the rotation of the crankshaft. Simple relationships for calculating the size of the main counterweights, as well as the ones on the balancing shaft, are given in this paper.

wałku korbowego w stosunku do wartości przy $\gamma = 60^\circ$ nieznacznie wzrosły.

5. Uwagi końcowe i wnioski

Zależności matematyczne wyprowadzone dla celów niniejszej pracy umożliwiają analizę wyrównoważenia momentów od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym w silnikach V6 o dowolnej wartości kąta rozwidlenia, wyposażonych w tradycyjne wały korbowe. Z przeprowadzonej analizy wynika, że najgorzej wyrównoważonymi są silniki o kątach rozwidlenia $\gamma < 20^\circ$ i $\gamma \in (146^\circ - 156^\circ)$. Zapewne z tego powodu nie budowano i nie buduje się silników V6 w tych zakresach kąta rozwidlenia cylindrów. Jeśli rozważana jest jakość wyrównoważenia silników V6, uzyskana wyłącznie dzięki doborowi najlepszemu kąta rozwidlenia cylindrów, to najmniejszy maksymalny moment od sił bezwładności w ruchu postępowo-zwrotnym uzyskuje się dla kątów rozwidlenia wynoszących $79,7^\circ$, $80,9^\circ$ i $82,1^\circ$ dla wartości parametru λ odpowiednio 0,35, 0,3 i 0,25. Przy takim kryterium, spośród dwóch silników V6 najczęściej stosowanych, czyli o kątach rozwidlenia 60° i 90° , lepiej wyrównoważonym jest silnik o $\gamma = 90^\circ$. Ponadto w silnikach o takim kącie rozwidlenia wektor momentu od sił bezwładności pierwszego rzędu ma stały moduł i wiruje wraz z wałem korbowym. Można więc go łatwo wyrównoważyć całkowicie za pomocą dwóch przeciwmas związanych z wałem korbowym. Niezależnie od kąta rozwidlenia cylindrów we wszystkich silnikach V6 można całkowicie wyrównoważyć moment od sił bezwładności pierwszego rzędu w wyniku zastosowania przeciwmas na wale korbowym i wału wyrównowazającym obracającym się z prędkością obrotową ω w stronę przeciwną do obrotu wału korbowego. W pracy podano proste zależności umożliwiające obliczenie wielkości przeciwmas głównych oraz na dodatkowym wału wyrównowazającym.

Bibliography/Literatura

- [1] Nunney M.J.: Light and Heavy Vehicle Technology (2007, 4th ed.). Butterworth-Heinemann. Published by Elsevier Ltd.
- [2] Charles Fayette Taylor: The Internal Combustion Engines in Theory and Practice: vol. 2. Combustion, Fuels, Materials, Design – Revised Edition, MIT, 1985.
- [3] Douaud A.: Engines downsizing. <<http://www.michelinchallengebibendum.com/de/Loesungsansatze/Energie-und-Technologien/Engines-downsizing>>
- [4] 2014 Formula one Technical Regulations <[http://argent.fia.com/web/fia-public.nsf/EBD2ABC9403C5610C1257A85005017-D1/\\$FILE/2014_F1_TECHNICAL_REGULATIONS_-_Published_on_20.07.pdf](http://argent.fia.com/web/fia-public.nsf/EBD2ABC9403C5610C1257A85005017-D1/$FILE/2014_F1_TECHNICAL_REGULATIONS_-_Published_on_20.07.pdf)>
- [5] Geissinger J.M.: The Future Powertrain – Challenge between Internal Combustion Engine, 33rd International Viena Motor Symposium 26-27 April 2012.
- [6] Golloch R., Merker G.P.: Internal Combustion engines Downsizing, Fundamentals, State of the Art, Future Concepts. MTZ Worldwide, 2/2005.
- [7] Jędrzejowski J.: Mechanika układów korbowych silników samochodowych. WKiŁ. Warszawa 1972.
- [8] Kane J.: Torsional Output of Piston Engines. 2006 Advanced Engine Technology Conference: EPI, Inc.
- [9] Mosakowski R.: Uwagi na temat graficznej metody analizy wyrównoważenia wielocylindrowych silników rzędowych. Archiwum Motoryzacji 4/1999.
- [10] V-engine. http://en.wikipedia.org/wiki/V6_engine.
- [11] Volkswagen's VR6 and W-engines <http://www.autozine.org/technical_school/engine/tech_engine_packaging.htm>
- [12] Arakelian Vigen H., Smith M.R.: Shaking Force and Shaking Moment Balancing of Mechanisms: A Historical Review with New Examples. Journal of Mechanical Design MARCH 2005, vol. 127/339.

Ryszard Mosakowski, DEng. – doctor in the Mechanical Engineering Faculty at Gdańsk University of Technology.

Dr inż Ryszard Mosakowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

e-mail: rmosakow@sunrise.pg.gda.pl



A proposal of a description of the operating conditions of diesel-electric locomotives

The paper presents a proposal of a description of the operating conditions of diesel-electric locomotives. The proposal is a result of the operational experience and the analysis of the locomotive operation. It constitutes a significant simplification in relation to the descriptions currently used by domestic carriers. The paper also presents examples of analyses of the operating conditions of locomotives using the proposed method.

Key words: diesel locomotives, operating conditions of locomotives, fuel consumption

Propozycja opisu warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych z przekładniami elektrycznymi

W pracy przedstawiono propozycję opisu warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych z przekładniami elektrycznymi. Propozycja ta jest wynikiem doświadczeń eksploatacyjnych przy analizie pracy lokomotyw i jest łatwiejsza w użyciu niż opisy wykorzystywane aktualnie przez krajowych przewoźników. Przedstawiono również przykłady analizy warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych według zaproponowanej metody ich opisu.

Słowa kluczowe: lokomotywy z silnikami spalinowymi, warunki eksploatacji lokomotyw, zużycie paliwa

1. Introduction

The basis of the process of minimizing fuel consumption and exhaust emissions of traction vehicles powered by internal combustion engines, such as diesel locomotives is in-depth knowledge of the operating conditions of these vehicles [1, 7, 11, 12, 14, 15, 17]. The knowledge of the structure of the operating conditions based on appropriate models may allow predicting and standardizing the fuel consumption and a proper selection of locomotives for given applications [6, 7, 8]. This knowledge should be taken into account when designing new traction vehicles as well as modifying the design of the traction vehicles that are already in-service [9, 10, 13, 15]. The paper presents a proposal of a description of the operating conditions of diesel-electric locomotives that can be used to predict their fuel consumption, standardize and assess their energy efficiency.

2. Propulsion system of a diesel-electric locomotive

The largest group of locomotives operated in Poland are diesel-electric locomotives. The schematics of the energy flow of this type of locomotive are shown in Figure 1. The heat energy released by combustion of fuel is converted into mechanical work in the form of a rotational motion of the engine crankshaft. The main takeoff of the mechanical energy is the main generator that converts this work into electrical energy. Then, in the traction motors, the electrical energy is converted again into a mechanical work transmitted through a gear to the wheel sets. The mechanical energy produced in a combustion engine is also used to drive auxiliary devices such as the air compressor, engine cooling fan, etc.

1. Wstęp

W procesie minimalizacji zużycia paliwa i emisji związków toksycznych pojazdów trakcyjnych napędzanych silnikami spalinowymi, jakimi są lokomotywy spalinowe, podstawą jest dokładna znajomość warunków eksploatacji tych pojazdów [1, 7, 11, 12, 14, 15, 17]. Znajomość ta, przy zastosowaniu odpowiednich modeli, może umożliwić prognozowanie i normowanie zużycia paliwa oraz dokonanie odpowiedniego doboru lokomotywy do określonego zadania [6, 7, 8]. Znajomość ta powinna być brana pod uwagę zarówno przy projektowaniu nowych pojazdów trakcyjnych, jak i podczas dokonywania zmian w konstrukcji już eksploatowanych [9, 10, 13, 15]. W pracy przedstawiono propozycję opisu struktury warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych z przekładniami elektrycznymi, która może być wykorzystana do prognozowania i normowania zużycia paliwa oraz oceny ich efektywności energetycznej.

2. Układ napędowy lokomotywy spalinowej z przekładnią elektryczną

Najliczniejszą grupę lokomotyw spalinowych eksploatowanych w Polsce stanowią lokomotywy z przekładnią elektryczną. Schemat przepływu energii w tego typu lokomotywach przedstawiono na rys. 1. Energia cieplna uwolniona w procesie spalania paliwa w cylindrze silnika spalinowego jest zamieniana na energię mechaniczną. Głównym odbiornikiem energii mechanicznej jest prądnica główna, w której następuje konwersja tej pracy na energię elektryczną. Następnie w silnikach trakcyjnych energia elektryczna jest zamieniana ponownie na pracę mechaniczną, przekazywaną za pomocą przekładni zębatej do zestawów kołowych. Energia mechaniczna wytworzona w silniku spalinowym wykorzystywana jest również do napędu urządzeń pomocniczych, takich jak sprężarka powietrza, wentylatory układu chłodzenia silnika spalinowego itd.

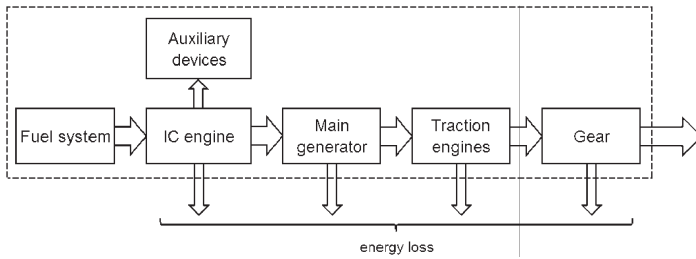


Fig. 1. Schematics of the locomotive propulsion system fitted with a combustion engine [7]

Rys. 1. Schemat układu napędowego lokomotywy spalinowej [7]

3. Description of the operating conditions of railway traction vehicles

During operation of traction vehicles, to which diesel locomotives belong, there is a need to solve a number of operational and economy related issues such as maintenance planning and calculation of the costs of operation. Figure 2 [16] shows the structure of a railway traction vehicle operating conditions used by PKP CARGO SA to achieve the above-listed objectives.

Figure 2 clearly shows that the presented structure is very complex. This is because it is used for the analysis of not only the mere locomotives, but also the work of the train driving crew that includes drivers and their assistants. This structure includes all possible types of a traction vehicle operation including such that are not used today. This applies to substitute operation such as the heating of buildings and compressed air supply to facilities. In addition, even in the case of an analysis of a railway traction vehicle the use of this division may cause some difficulties. This is because shunting operation was included in the traction and non-traction operation, but from the point of view of a diesel engine load there is no difference between the two operating modes.

A much simpler structure of railway traction vehicle operating conditions is shown in Figure 3. This structure [7] contains the division of the locomotive operation into shunting and transport operations and does not include its ride without the rolling stock. The proposed classification of locomotive loads in [7] allows the best choice to be made of engines for the analysed type of operation (shunting or transport) in terms of minimization of the fuel consumption. In this method, the selected mode of the locomotive operation is described quantitatively by a probability density function of the locomotive load treated as a random variable.

The examples of the structures of the operating conditions of traction vehicles shown above are limited only to the locomotive operation, while the stops for repairs and periodic inspections as well as the stops of the locomotive as a reserve unit where omitted.

3. Opis warunków eksploatacji pojazdów trakcyjnych

Podczas użytkowania pojazdów trakcyjnych, do których zalicza się lokomotywy spalinowe, pojawia się konieczność rozwiązywania wielu problemów eksploatacyjnych i ekonomicznych, np. planowania przeglądów i obliczania kosztów eksploatacji. Na rysunku 2 [16] przedstawiono strukturę warunków pracy pojazdu trakcyjnego wykorzystywaną przez PKP CARGO S.A. do realizacji wymienionych wyżej celów.

Jak wynika z analizy rysunku, przedstawiona struktura jest bardzo rozbudowana. Wynika to z jej wykorzystywania nie tylko do analizy pracy samych lokomotyw, ale także do analizy pracy drużyn trakcyjnych, do których zaliczają się maszyniści i pomocnicy maszynistów. Ta struktura uwzględnia wszystkie możliwe rodzaje pracy pojazdu, nawet obecnie niewykorzystywane. Dotyczy to pracy zastępczej, w skład której wchodzi ogrzewanie obiektów oraz zasilanie obiektów sprężonym powietrzem. Ponadto w sytuacji analizy wyłącznie pojazdu trakcyjnego stosowanie powyższego podziału może sprawiać pewne problemy, wynikające z uwzględnienia pracy manewrowej zarówno w pracy pociągowej, jak i pozapociągowej, chociaż z punktu widzenia np. obciążenia silnika spalinowego oba przypadki pracy manewrowej niczym się od siebie nie różnią.

Znacznie prostszą strukturę pracy przedstawiono na rys. 3. Ta struktura [7] zawiera podział pracy lokomotywy na manewrową oraz liniową i nie zawiera np. pracy przesyłowej, polegającej na jeździe bez wagonów. Zaproponowana w pracy [7] klasyfikacja obciążeń lokomotyw spalinowych umożliwia przeprowadzanie doboru najlepszej lokomotywy dla analizowanego charakteru pracy (manewrowa lub liniowa), ze względu na minimalizację zużycia paliwa. W tej metodzie praca lokomotywy opisywana jest funkcją gęstości prawdopodobieństwa obciążenia lokomotywy traktowanego jako zmienna losowa.

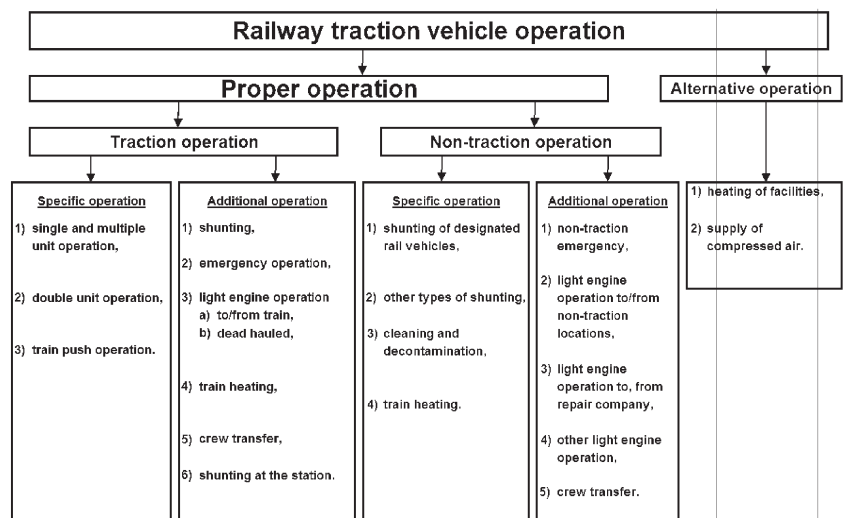


Fig. 2. A structure of the operating conditions of a railway traction vehicle [16]

Rys. 2. Struktura warunków eksploatacji pojazdu trakcyjnego wg [16]

Figure 4 shows a time structure of service conditions during operation of a cargo ship [3], which is an autonomous energy system, similar to land transport vehicles: cars, trucks, buses, light and heavy-duty vehicles and diesel locomotives [2].

The task of engines in all of these groups of vehicles is to generate motion (running, seagoing), carry loads and in some cases perform other tasks (cargo cooling, ore mining, fishing, and the like.) [2].

An advantage of this structure is that it includes almost all the operating conditions of a ship. After introduction of appropriate coefficients there is a possibility to perform an accurate energy analysis of a ship.

4. A structure of the operating states of a diesel-electric locomotive

The purpose of the energy system is to provide mechanical energy, electricity and heat to separate receivers or groups of receivers. In general, the system includes elements that consume fuel: combustion engines, boilers (heat source), energy-converting equipment (generators, turbines) as well as devices for changing of the energy parameters (gears,

a)

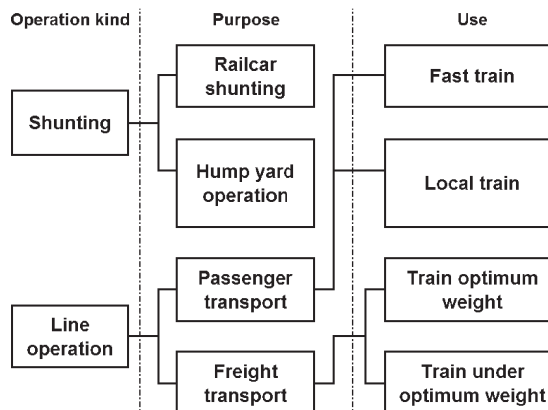
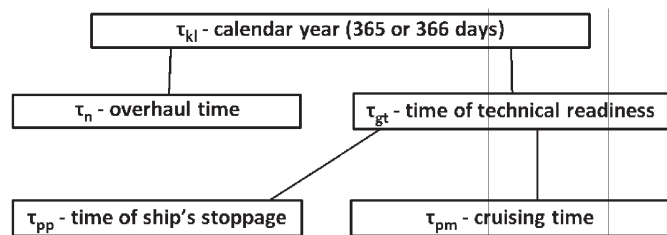


Fig. 3. Classification of loads of the diesel-electric locomotives [7]

Rys. 3. Klasyfikacja obciążeń lokomotyw spalinowych wg [7]

Przedstawione wyżej przykłady struktur warunków eksploatacji pojazdów trakcyjnych ograniczają się jedynie do pracy lokomotywy, pominięte natomiast zostały warunki eksploatacji obejmujące postoje podczas napraw i przeglądów okresowych, a także postoje w rezerwie.

b)

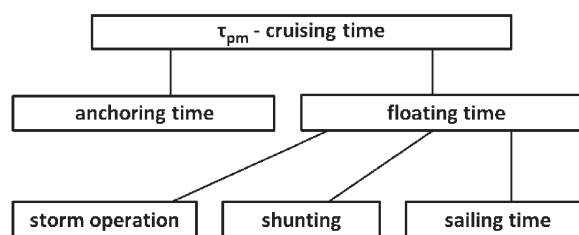


Fig. 4. A general structure of the operating conditions of ships: a) operating conditions of a ship in 1 year, b) operating conditions of a ship at sea [3]

Rys. 4. Ogólna struktura warunków eksploatacji statków: a) warunki eksploatacji statków w okresie 1 roku, b) warunki eksploatacji statków podczas pobytu w morzu [3]

boilers). Stand-alone power systems for road and rail and vessels in maritime transport have many analogies in this respect [2]. For further analysis a time structure of the operating conditions of combustion engines modeled on the solution shown in Figure 4 has been proposed. The proposed general time structure of the operating states of the diesel-electric locomotives (Fig. 5) is based on the operational experience of one of the authors and uses rail transport terminology.

A major problem in the analysis of the operating states of locomotives are cyclical changes of the external conditions. These conditions can have a direct impact on the locomotive operation, resulting, for example, from a different friction coefficient between the wheels and the rails in autumn or the need to preheat the engines. Noticeable is also the indirect effect of the external conditions on the operation of locomotives such as an increase in the weight of the fuel carried in wintertime. In order to take into account the impact of these factors on the operation of diesel locomotives an analysis of the time structure of their operating states for a period of one year should be performed. During this period, the locomotive

Na rysunku 4 przedstawiono strukturę warunków eksploatacji dla statku towarowego [3], który, podobnie jak samochody osobowe i ciężarowe, autobusy, maszyny robocze i lokomotywy spalinowe napędzane tłokowymi silnikami spalinowymi, stanowi autonomiczny energetycznie środek transportu [2]. Zadaniem silników napędowych we wszystkich tych grupach pojazdów jest zapewnienie możliwości ruchu (jazdy, pływania) i przewożenia określonych ładunków, niekiedy również realizacji innych procesów technologicznych (chłodzenie ładunku, wydobywanie urobku, połowy i in.) [2].

Zaletą powyższej struktury jest to, że obejmuje ona prawie wszystkie warunki eksploatacji jednostki pływającej. Umożliwia to, po wprowadzeniu odpowiednich współczynników udziału, dokładną analizę energetyczną statków.

4. Struktura warunków eksploatacji lokomotywy spalinowej

Zadaniem układu energetycznego jest dostarczenie energii mechanicznej, elektrycznej i cieplnej do odpowiednich rozdzielonych odbiorników oraz grup odbiorników. Ogólnie

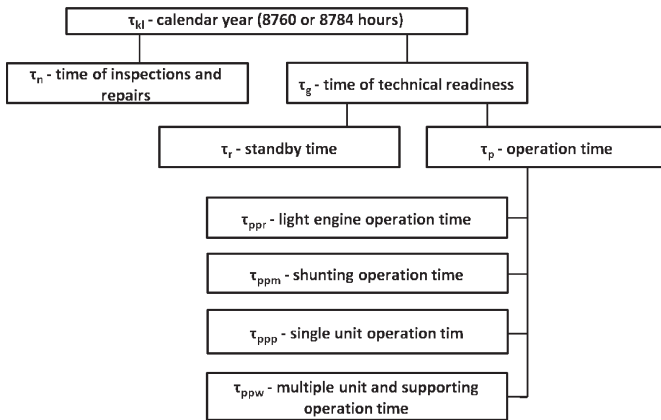


Fig. 5. A general time structure of the operating states of the diesel-electric locomotives

Rys. 5. Ogólna struktura czasowa warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych z przekładniami elektrycznymi

is under scheduled inspections and repairs in time τ_n and in a state of technical readiness in time τ_g . According to the proposed time structure, which is presented in Figure 5, the following states of operation of diesel-electric locomotives can be listed:

- **inspections and repairs** – a locomotive is not in service,
- **technical readiness** – a locomotive is ready for operation,
 - **standby mode** – a locomotive is ready for operation and remains in a railway depot, on a station or on a railway siding without a train driving crew and without any assigned tasks,
 - **operation** – a locomotive with a crew performs an assigned task,
 - **light engine operation** – a locomotive operating without railcars. It moves along the tracks to a pre-determined location in order to collect the railcars, shunt or perform other tasks such as a supporting operation in conjunction with special railway vehicles. We also deal with this kind of operation if the locomotive runs to and from the locomotive repair

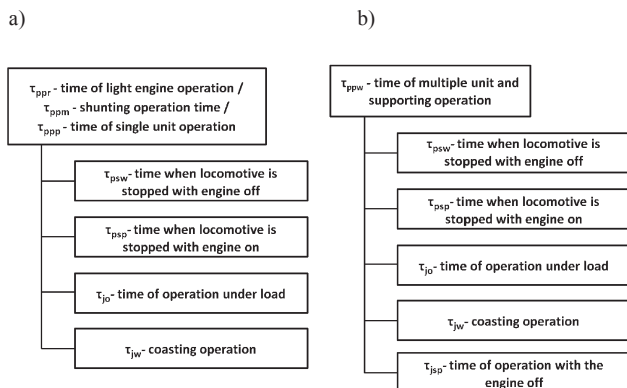


Fig. 6. Time structure of the operating states of diesel-electric locomotives: a) transport operation, shunting and single unit operation, b) multiple unit and supporting operation

Rys. 6. Struktura czasowa warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych z przekładniami elektrycznymi: a) podczas pracy przesyłowej, pracy manewrowej, pracy pociągowej w trakcji pojedynczej, b) podczas pracy pociągowej w trakcji wielokrotnej lub pracy wspomagającej

układ energetyczny obejmuje elementy paliwochłonne, tj. silniki cieplne (spalinowe), kocioł opalany (wytwornica ciepła) oraz urządzenia przekształcające rodzaje energii (prądnice, turbiny utylizacyjne), a także urządzenia zmieniające parametry strumieni energii (przekładnie, kotły utylizacyjne). Autonomiczne układy energetyczne w transporcie drogowym i kolejowym, jak również jednostki pływające w transporcie morskim, wykazują w tym względzie wiele analogii [2]. Do dalszej analizy proponuje się strukturę warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych wzorowaną na rozwiązaniu przedstawionym na rys. 4. Propozycja ogólnej struktury czasowej warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych z przekładniami elektrycznymi (rys. 5) bazuje na wieloletnim doświadczeniu eksploatacyjnym jednego z autorów i jednocześnie wykorzystuje terminologię branżową powszechnie wykorzystywaną w transporcie kolejowym.

Istotnym problemem podczas analizy warunków eksploatacji lokomotyw jest cykliczność zmian warunków zewnętrznych. Warunki te mogą mieć bezpośredni wpływ na eksploatację lokomotyw wynikającą np. z innego współczynnika tarcia między kołem a szyną w okresie jesiennym lub koniecznością wstępnego podgrzewania silników spalinowych. Zauważalny jest również wpływ pośredni warunków zewnętrznych, np. w postaci wzrostu masy przewożonego paliwa w okresie zimowym. W celu uwzględnienia wpływu takich czynników na pracę lokomotyw spalinowych należałoby przeprowadzać analizę czasową struktury warunków eksploatacji dla okresu 1 roku. W okresie tym lokomotywa jest poddawana planowym przeglądom i naprawom w czasie (τ_n), jak również znajduje się w stanie gotowości technicznej w czasie (τ_g). Zgodnie z zaproponowaną na rys. 5 strukturą można wymienić następujące warunki eksploatacji lokomotyw spalinowych z przekładniami elektrycznymi:

- **przeglądy i naprawy** – lokomotywa nie może być wykonywana do wykonywania pracy,
- **gotowość techniczna** – lokomotywa jest zdolna do wykonywania pracy,
 - **postój w rezerwie** – lokomotywa jest przygotowana do pracy i przebywa na terenie lokomotywowni, stacji lub bocznic bez załogi obsługującej oraz bez wyznaczonego zadania,
 - **praca lokomotywy** – lokomotywa wraz z załogą wykonuje wyznaczone zadanie:
 - **praca przesyłowa** – lokomotywa poruszająca się po szlaku kolejowym bez wagonów w celu dojazdu do miejsca podjęcia wagonów, wykonywania prac manewrowych lub innych prac, takich jak prace pomocnicze czy prace ze specjalnymi pojazdami kolejowymi. Z pracą przesyłową mamy również do czynienia w ramach potrzeb własnych lokomotywowni, w sytuacji przejazdu lokomotywy do miejsca i z miejsca wykonywania napraw okresowych, skierowania lokomotywy do innej lokomotywowni oraz jazdy próbnej,
 - **praca manewrowa** – lokomotywa wykorzystywana jest do rozrządu i zestawiania pociągów,

shop for periodic repairs, is dispatched to another railway depot or is executing a test drive.

- **shunting** – distribution and assembling trains, delivering and collecting railcars at a cargo point, delivering and collecting railcars at platforms on a holding track, adjustment of railcars, groups of railcars and trains from one track to another, delivering trains and other railcars for cleaning, washing, decontamination, weighing, repairs, etc.
- **single unit operation** – a locomotive is used to pull or push vehicles on a railway track in accordance with a prescribed timetable.
- **multiple unit and supporting operation** – a train is hauled or pushed by at least two locomotives. This kind of operation is characteristic of trains whose designated route runs along electrified and non-electrified tracks with different gradients or if the number of railcars is changed in a heavy cargo train. The difference between multiple unit operation and supporting operation is the way of the locomotive control. In the former the locomotives are connected by multiple couplings that enable a simultaneous control of the whole traction equipment from a single location in the lead locomotive. In the latter the additional locomotive has its own driving crew and is controlled from its own control panel.

In the framework of the above-listed operating conditions: running without cargo, shunting, single, multiple or supporting operation there is a possibility to list the operating conditions in detail that significantly differ from one another in terms of the combustion engine application, the generated power and, consequently, the weight of the consumed fuel in the period under consideration.

According to the proposed structure presented in Figure 6, we may distinguish the following service conditions of a diesel locomotive for light engine operation, transport operation, shunting, single/multiple unit or support operation:

Locomotive stopped with combustion engine turned off – during shunting operations it is possible to shut off the engine during locomotive stops. However, this requires a precise organization of the shunting operations.

Locomotive stopped with combustion engine operating – during stops on a rail route the engine normally operates at idle. This is due to relatively short stop times. This state of operation may be the inability to continue driving before a semaphore. A locomotive stop can also be performed to unlock the railway route for a train of a higher priority.

Locomotive under load – when the engine power is transmitted via the electric gear to the wheelsets.

Coasting – the engine runs at idle while the locomotive is in motion. A considerable share of time of coasting is characteristic of rail transport and results from a relatively low rolling resistance and high kinetic energy stored in the moving masses of locomotives and railcars.

Riding with the engine off – can occur only in multiple unit or support operations. This is the case when there is

podstawiania wagonów na punkty ładunkowe oraz ich zabierania, podstawiania i zabierania składów pasażerskich na perony i z peronów na grupę odstawczą, przestawiania wagonów, grup wagonów i całych składów pociągowych z jednego toru na drugi, podstawiania wagonów lub innych pojazdów kolejowych do wykonania czynności dodatkowych, jak: czyszczenie, mycie, odkażanie, ważenie, naprawy itp.,

- **praca pociągowa w trakcji pojedynczej** – lokomotywa wykorzystywana jest do ciągnięcia lub pchania wagonów, albo innych pojazdów kolejowych na szlaku kolejowym zgodnie z wyznaczonym rozkładem jazdy,
- **praca pociągowa w trakcji wielokrotnej lub praca wspomagająca** – prowadzenie pociągu odbywa się za pomocą co najmniej dwóch lokomotyw. Ten rodzaj pracy charakterystyczny jest dla pociągów, których trasa wyznaczona jest szlakami o dużym zróżnicowaniu pochyłości, przebiega zarówno szlakami zelektryfikowanymi, jak i nieelektryfikowanymi, lub gdy na trasie pociągu następuje zmiana liczby wagonów w składzie o dużej masie. Różnica pomiędzy pracą w trakcji wielokrotnej a pracą wspomagającą polega na sposobie sterowania lokomotyw. W pierwszym przypadku lokomotywy połączone są za pomocą sprzęgów wielokrotnych, co umożliwia ich sterowanie z jednego stanowiska sterowniczego znajdującego się w lokomotywie prowadzącej. W przypadku pracy wspomagającej dodatkowa lokomotywa posiada własną drużyną trakcyjną, a sterowanie nią odbywa się z własnego stanowiska sterowniczego.

W ramach wymienionych warunków eksploatacji: pracy przesyłowej, pracy manewrowej, pracy pociągowej w trakcji pojedynczej i pracy pociągowej w trakcji wielokrotnej lub pracy wspomagającej wymienić można bardziej szczegółowo kolejne warunki eksploatacji (rys. 6), które w zasadniczy sposób różnią się ze względu na sposób wykorzystania silnika spalinowego, generowaną moc, a w konsekwencji również masę zużywanego paliwa w rozważanym okresie.

Zgodnie z zaproponowaną na rys. 6 strukturą można wymienić następujące warunki eksploatacji lokomotyw spalinowych z przekładniami elektrycznymi podczas pracy przesyłowej, manewrowej, pociągowej w trakcji pojedynczej i wielokrotnej lub wspomagającej:

Postój z wyłączonym silnikiem spalinowym – podczas przeprowadzania prac manewrowych możliwa jest realizacja postoju z silnikiem wyłączonym. Wymaga to jednak dokładnej organizacji tych prac.

Postój z pracującym silnikiem spalinowym – podczas pracy na szlaku realizacja postoju odbywa się zazwyczaj przy wyłączonym silniku spalinowym pracującym na biegu jałowym. Wynika to ze stosunkowo krótkich okresów postoju. Ten stan realizowany jest w następstwie braku możliwości kontynuowania jazdy spowodowanej wskazaniem przez semafor sygnału „stój”. Postój jest również realizowany na dodatkowych torach stacyjnych, na które jest skierowany

no demand for power from the additional locomotive and therefore its engine is turned off.

In the description of the operating conditions of locomotives appears the term engine idling, which, in the case of locomotives, differs from the general definition of the operating state of an engine under which the energy supplied to the engine is consumed exclusively to cover its friction losses. For locomotives the engine idling determines the state of the engine operation with no transfer of power to the wheelsets and auxiliary devices, such as the air compressor, generator (alternator) or auxiliary heating systems for passenger trains.

In order to obtain quantitative characteristics of the elements of the structure of the operating conditions useful for comparative analyses and calculations, the shares of time for different modes of operation in the considered operation period should be used:

$$\lambda_{xy}^x = \frac{\tau_x}{\tau_y} \quad (1)$$

where: τ_x – time of diesel–electric locomotive operation in x mode, τ_y – operation period selected for the analysis, e.g. 1 year.

Assuming, for example, that the total time of a given locomotive operation selected for analysis is τ_p , the time of operation in a transport mode – τ_{ppr} , in shunting – τ_{ppm} , in a single unit operation τ_{ppp} , in a multiple unit or supporting operation – τ_{ppw} , one can determine the shares of time of operation in a light engine operation mode – λ_p^{ppr} , in shunting – λ_p^{ppm} , in a single unit configuration λ_p^{ppp} and in a multiple unit or supporting operation.

In addition, driving under load can be quantitatively characterized by a histogram of distribution of average values of the time of operation under load in the assumed ranges of relative power.

5. Examples of analyses of time structures of operating states of diesel-electric locomotives

An essential problem in the analysis of operating time of a locomotive and its propulsion system is the identification of sources of information [5]. One of the documents containing extensive information is the Train Driver Crew and Vehicle Operation Sheet. This document contains the driver data, time and place of the beginning and end of the locomotive operation, type of work, identification number of the train, time of operation and stops, distance travelled, total number of axles, gross train weight and amount of fuel in the tank at the beginning and at the end of the locomotive operation. The sheet also includes information about delays and faults.

A useful source of information on the operating conditions are the monitoring devices of the fuel flow rate consumed by the engine increasingly often fitted in diesel locomotives. The type of data provided by these systems depends on their complexity. The simplest systems make comparisons of demand for power by the traction motors with the amount

pociąg towarowy lub lokomotywa w celu odblokowania szlaku dla pociągu o wyższej kategorii.

Jazda pod obciążeniem, podczas której moc z silnika spalinowego przekazywana jest za pośrednictwem przekładni elektrycznej na zestawy kołowe.

Jazda wybiegiem, podczas której silnik pracuje na biegu jałowym. Znaczny udział czasu jazdy wybiegiem jest charakterystyczny dla transportu kolejowego i wynika z relatywnie małych oporów ruchu i dużej energii kinetycznej zgromadzonej w poruszającej się masie lokomotywy oraz wagonów.

Jazda z wyłączonym silnikiem spalinowym, która może występować wyłącznie w przypadku pracy pociągowej w trakcji wielokrotnej lub pracy wspomagającej. Występuje to wtedy, gdy nie ma zapotrzebowania na moc dodatkowej lokomotywy, a jej silnik spalinowy jest wyłączony.

W opisie warunków eksploatacji lokomotywy pojawiło się także pojęcie biegu jałowego silnika spalinowego, które dla lokomotyw różni się od ogólnej definicji stanu pracy silnika, w którym energia doprowadzona do silnika zużywana jest na pokrycie własnych oporów ruchu. W odniesieniu do silników pojazdów kolejowych stanem biegu jałowego określa się zwyczajowo stan pracy silnika przy braku przekazywania mocy na zestawy kołowe oraz do napędu wielu urządzeń pomocniczych pojazdu, takich jak: sprzężarka powietrza, prądnica pomocnicza lub prądnica ogrzewcza odnośnie do lokomotyw pasażerskich.

W celu uzyskania charakterystyk elementów struktury warunków eksploatacji, przydatnych do przeprowadzenia analiz porównawczych oraz obliczeń, należy posługiwać się udziałami czasu poszczególnych rodzajów pracy w rozważanym okresie eksploatacji – wzór (1), gdzie: τ_x – czas eksploatacji lokomotywy spalinowej z przekładnią elektryczną w rozważanym okresie eksploatacji, τ_y – rozważany okres eksploatacji, np. 1 rok.

Przyjmując przykładowo, że rozważany okres pracy danej lokomotywy wynosi τ_p , czas pracy przesyłowej τ_{ppr} , manewrowej τ_{ppm} , pociągowej w trakcji pojedynczej τ_{ppp} , pociągowej w trakcji wielokrotnej lub wspomagającej τ_{ppw} , można wyznaczyć udziały czasu pracy: przesyłowej manewrowej λ_p^{ppm} , pociągowej w trakcji pojedynczej λ_p^{ppp} i pociągowej w trakcji wielokrotnej lub wspomagającej λ_p^{ppw} .

Ponadto jazdę pod obciążeniem można scharakteryzować za pomocą histogramu udziału czasu jazdy pod obciążeniem dla przyjętych przedziałów względnej mocy napędu.

5. Przykłady analizy struktur czasowych warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych

Istotnym problemem w procesie analizy czasów pracy lokomotywy oraz jej układu napędowego jest określenie źródeł informacji [5]. Jednym z dokumentów, który zawiera szeroki zakres informacji jest Karta Pracy Drużyny Trakcyjnej i Pojazdów. Dokument ten obejmuje dane maszynisty, czas i miejsce rozpoczęcia i zakończenia pracy lokomotywy, rodzaj pracy lokomotywy, numer pociągu, czas jazdy, czas postoju, przebytą drogę, sumaryczną liczbę osi całego

of consumed fuel. The internal memory of the monitoring devices saves information about the changes in volume of the fuel in the tank and the electricity consumed at specified time intervals as well as on activating and deactivating the engine or locomotive drive off and braking. The data from this system are periodically scanned by the Rolling Stock Department and submitted for analysis. Schematics of this system have been shown in Figure 7. The system is equipped with a GPS and allows recording many parameters such as: locomotive speed, fuel level in the tank, voltage, the current in the electric transmission and engine speed.

Examples of the results of measurements with the system installed in the SM 31, SM 42 and ST44 locomotives by PKP CARGO SA are shown in Table 1.

It should be clarified that in the case of the Polish Railway Group (PKP) there is an alphanumeric system of names used that accurately characterizes the tractor units. The first letter in the name determines the type of propulsion and the letter "S" denotes a diesel locomotive. The second letter indicates the intended use of the vehicle, where 'M'

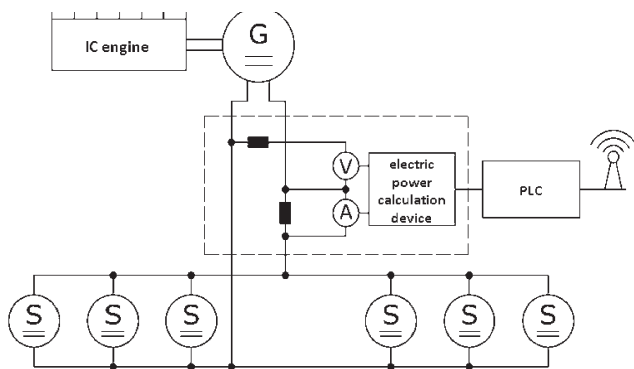


Fig. 7. Schematics of the measuring system of a diesel-electric locomotive

Rys. 7. Schemat systemu pomiarowego lokomotywy z przekładnią elektryczną

stands for shunting and 'T' traction work. The numbers after the letter inform about the exact design characteristics of the tractor unit, such as the number of axles, type of gear in diesel locomotives and the ability to operate in multiple unit configuration.

It follows from the above data that the share of time of the shunting of SM 31 and SM 42 locomotives is 0.843 and 0.881 respectively and the share of time of operation in single and multiple configurations of ST44 locomotives totals at

składu, masę pociągu brutto oraz ilość paliwa na początku i na końcu pracy. W Karcie Pracy Drużyny Trakcyjnej i Pojazdów zawarte są również informacje o opóźnieniach, a także uwagi dotyczące usterek.

Przydatnym źródłem informacji o warunkach eksploatacji są systemy monitoringu objętościowego strumienia paliwa zużywanego przez silnik, które coraz częściej montowane są w lokomotywach spalinowych. Rodzaj danych dostarczanych przez te systemy zależy od stopnia ich rozbudowania. Najprostsze systemy dokonują porównania zapotrzebowania energii elektrycznej przez silniki trakcyjne z ubytkiem objętości paliwa ze zbiorników. W pamięci wewnętrznej urządzenia monitorującego są zapisywane informacje o zmianie objętości paliwa w zbiorniku i zużytej energii elektrycznej w określonych przedziałach czasu oraz o włączeniu i wyłączeniu silnika spalinowego, rozpoczęciu jazdy lub hamowania lokomotywy. Dane z tego systemu są okresowo odczytywane na terenie zakładu taboru i przekazywane do analizy. Schemat takiego systemu przedstawiono na rys. 7. System jest wyposażony w układ lokalizacji GPS oraz umożliwia rejestrowanie wielu parametrów, np.: prędkości lokomotywy, poziomu paliwa w zbiorniku, napięcia i natężenia prądu w przekładni elektrycznej, prędkości obrotowej silnika spalinowego.

W tabeli 1 podano przykładowe wyniki pomiarów czasu pracy zarejestrowanych za pomocą systemu zainstalowanego w lokomotywach serii SM 31, SM 42 i ST44 eksploatowanych przez PKP CARGO S.A.

Należy wyjaśnić, że w odniesieniu do firmy grupy PKP stosuje się system nazw literowo-cyfrowych dokładnie charakteryzujący pojazdy kolejowe. Pierwsza litera w nazwie określa rodzaj trakcji i litera „S” oznacza trakcję spalinową. Druga litera oznacza przeznaczenie pojazdu kolejowego, gdzie „M” oznacza lokomotywę manewrową, a „T” – lokomotywę pociągową towarową. Cyfry za oznaczeniem literowym informują o dokładnych cechach konstrukcyjnych pojazdów szynowych, takich jak liczba osi, rodzaj przekładni w przypadku pojazdów spalinowych oraz możliwości pracy w trakcji wielokrotnej.

Z powyższych danych wynika, że udziały czasu pracy manewrowej dla lokomotyw SM 31 i SM 42 wynoszą odpowiednio 0,843 i 0,881, a udział czasu pracy pociągowej zarówno w trakcji pojedynczej, jak i wielokrotnej dla lokomotywy ST44 wynosi łącznie 0,625. Świadczy to o wykorzystaniu lokomotyw danych serii zgodnie z ich przeznaczeniem.

Table 1. Times and shares of time of the locomotive operating states in light engine, shunting and transport operation (data courtesy of PKP CARGO S.A.)

Tabela 1. Czasy i udziały czasu pracy przesyłowej, manewrowej i pociągowej dla trzech lokomotyw (dane uzyskane dzięki uprzejmości PKP CARGO S.A.)

Type of locomotive/ seria lokomotywy	Number of locomotives/liczba lokomotyw	Total operation time/ sumaryczny czas pracy	Light engine operation/praca przesyłowa			Shunting/praca manewrowa		Single unit operation/ praca pociągowa w trakcji pojedynczej		Multiple unit and supporting operation/ praca pociągowa w trakcji wielokrotnej	
			τ_p [h]	τ_{ppr} [h]	λ_{ppr}^{PPF} [-]	τ_{ppm} [h]	λ_p^{ppm} [-]	τ_{ppp} [h]	λ_p^{ppp} [-]	τ_{ppw} [h]	λ_p^{ppw} [-]
SM 31	28	31829	2247	0.071	26828	0.843	1627	0.051	1125	0.035	
SM42	72	105784	3701	0.035	93246	0.881	8731	0.083	105	0.001	
ST44	9	4118	777	0.189	765	0.186	1805	0.438	770	0.187	

0.625. This demonstrates that the given series of locomotives are used in accordance with their intended use.

The results of the measurements including the times and the time shares of each operating mode of the SM42 locomotive are presented in Table 2. During the operation under load

W tabeli 2 podano wyniki pomiarów zawierające czasy i udziały czasu poszczególnych rodzajów eksploatacji lokomotyw serii SM42, przy czym przy jeździe pod obciążeniem wyszczególniono jeszcze pięć zakresów pracy odpowiadających kolejnym zakresom względnej mocy elektrycznej

Table 2. The shares of stoppage, coasting and operation under load of three locomotives during shunting operation (data courtesy of PKP CARGO S.A.)
Tabela 2. Udziały czasu postojów i pracy pod obciążeniem dla trzech lokomotyw serii SM42 podczas pracy manewrowej (ppm) (dane uzyskane z PKP CARGO S.A.)

Lp.	Time share of stoppage with engine turned off/ udział postoju z silnikiem wyłączonym λ_{ppm}^{psw} [-]	Time share of stops with engine operating/ udział postoju z silnikiem włączonym λ_{ppm}^{psp} [-]	The times share of coasting/ udział jazdy na wybiegu λ_{ppm}^{jw} [-]	Time share of operation under load/ udział jazdy pod obciążeniem λ_{ppm}^{jo} [-]				
				$\bar{N}_{el} \in <0;0.2>$	$\bar{N}_{el} \in (0.2;0.4>$	$\bar{N}_{el} \in (0.4;0.6>$	$\bar{N}_{el} \in (0.6;0.8>$	$\bar{N}_{el} \in (0.8;1>$
1	0.327	0.417	0.048	0.168	0.020	0.010	0.006	0.004
2	0.169	0.583	0.041	0.164	0.024	0.010	0.005	0.004
3	0.415	0.403	0.066	0.082	0.016	0.011	0.005	0.002

five more operating states were distinguished corresponding to the individual ranges of relative power (\bar{N}_{el}) generated by the generator of the diesel-electric locomotive during shunting operation (ppm).

In the applied description, the time of shunting operation was adopted as an operation period under consideration. In individual cases, transport operation time or traction work time can also be adopted as the operation period under analysis.

Based on the results shown in Table 2 it can be concluded that in shunting operation the SM42 locomotives most of the time are in the standby mode at idle or with the engine turned off but when running under load the engine operation mainly generates minimum electrical power $\bar{N}_{el} \leq 0.2$.

The results of the measurements including the shares of time of the individual modes of operation of the ST44 locomotives in single unit operation (ppp) are presented in Table 3. It follows from the table that in the case of ST44 locomotives operated in single unit configuration, the share of time in the standby mode with the engine at idle as well as turned off is decreasing substantially in favour of driving under load. Also, the share of time in coasting increases significantly due to higher speeds of the train. In addition, similarly to locomotives performing the shunting operation (Table 2) also in this case when running under load the engine generates minimum electricity $\bar{N}_{el} \leq 0.2$ and the share of time under full load is negligible.

(\bar{N}_{el}) generowanej w prądnicie przekładni elektrycznej podczas pracy manewrowej (ppm). W zastosowanym opisie przyjęto czas pracy manewrowej jako rozważany okres eksploatacji. W poszczególnych przypadkach jako rozważany okres eksploatacji może być przyjęty również czas pracy przesyłowej, pociągowej itd.

Na podstawie analizy danych przedstawionych w tabeli 2 można stwierdzić, że lokomotywy serii SM42 podczas pracy manewrowej większość czasu są w postoju (zarówno z silnikiem włączonym, jak i wyłączonym), natomiast podczas jazdy pod obciążeniem dominuje praca silnika przy generowaniu minimalnej mocy elektrycznej $\bar{N}_{el} \leq 0,2$.

W tabeli 3 podano wyniki pomiarów zawierające udziały czasu poszczególnych rodzajów eksploatacji lokomotyw serii ST44 podczas pracy pociągowej w trakcji pojedynczej (ppp).

Na podstawie analizy wyników z tabeli 3 można stwierdzić, że dla lokomotyw serii ST44, podczas pracy pociągowej w trakcji pojedynczej, znacząco zmniejsza się udział czasu postoju (zarówno z silnikiem włączonym, jak i wyłączonym) na korzyść jazdy pod obciążeniem. Wyraźnie rośnie również udział czasu jazdy wybiegiem ze względu na wyższe prędkości osiągnięte przez skład. Ponadto, podobnie jak w przypadku lokomotyw wykonujących pracę manewrową (tab. 2), również w tym przypadku podczas jazdy pod obciążeniem dominuje praca silnika przy generowaniu minimalnej mocy elektrycznej $\bar{N}_{el} \leq 0,2$, a udział czasu pracy

Table 3. The shares of stoppage, coasting and operation under load of three locomotives during single unit operation (data courtesy of PKP CARGO S.A.)
Tabela 3. Udziały czasu postojów i pracy pod obciążeniem dla trzech lokomotyw serii ST44 podczas pracy pociągowej w trakcji pojedynczej (ppp) (dane uzyskane z PKP CARGO S.A.)

Lp.	Time share of stoppage with engine turned off/ udział postoju z silnikiem wyłączonym λ_{ppm}^{psw} [-]	Time share of stops with engine operating/ udział postoju z silnikiem włączonym λ_{ppm}^{psp} [-]	The times share of coasting/ udział jazdy na wybiegu λ_{ppm}^{jw} [-]	Time share of operation under load/ udział jazdy pod obciążeniem λ_{ppm}^{jo} [-]				
				$\bar{N}_{el} \in <0;0.2>$	$\bar{N}_{el} \in (0.2;0.4>$	$\bar{N}_{el} \in (0.4;0.6>$	$\bar{N}_{el} \in (0.6;0.8>$	$\bar{N}_{el} \in (0.8;1>$
1	0.064	0.200	0.272	0.246	0.115	0.044	0.046	0.013
2	0.029	0.240	0.284	0.249	0.106	0.054	0.034	0.004
3	0.068	0.411	0.182	0.139	0.075	0.036	0.074	0.015

Table 4. The results of measurements including stoppage, coasting, operation under load and the weight of fuel

Tabela 4. Wyniki pomiarów zawierające czas postojów, jazdy wybiegiem i pod obciążeniem oraz masę paliwa zużytego przez lokomotywę serii ST44 podczas pracy pociągowej w trakcji pojedynczej (ppp) (dane uzyskane z PKP CARGO S.A.)

	Stoppage time with engine turned off/ postój z silnikiem wyłączonym	Stoppage time with engine operating/ postój z silnikiem włączonym	Coasting/ jazda na wybiegu	Time of operation under load/jazda pod obciążeniem					Total/ suma
				$\bar{N}_{el} \in <0;0.2>$	$\bar{N}_{el} \in (0.2;0.4>$	$\bar{N}_{el} \in (0.4;0.6>$	$\bar{N}_{el} \in (0.6;0.8>$	$\bar{N}_{el} \in (0.8;1>$	
Time/czas [h]	31:40	101:18	137:29	124:06	58:18	22:24	23:23	06:43	505:21
Weight of the consumed fuel/ masa zużytego paliwa [kg]	0	1317	1787	5401	6351	3792	5431	1914	25993

Table 4 contains the results of measurements including the time and weight of fuel consumed by the ST44 locomotive operated in various modes in single unit configuration (ppp).

From the results shown in Table 4 it can be concluded that during operation in single unit configuration, in the case of the locomotive under consideration, the largest weight of fuel was consumed during operation under load in the relative power range $0.2 < N_{el} \leq 0.4$. One may also notice that the distribution of the weight of fuel used is relatively uniform in the full range of loads. The weight of fuel consumed by the engine at idling (standby mode and coasting) is about 20 % of the total amount of the fuel consumed in the analysed transport operation.

6. Conclusions

The time structure of the operating conditions of diesel-electric locomotives proposed in the paper represents a significant simplification in relation to the structures currently used by operators and follows from operational experience in the analysis of their operation [16]. The level of detail of the proposed structure is flexible and allows adaptation to specific actual cases of operation. The values of the parameters found in the structure are a quantitative description of the service conditions of diesel-electric locomotives that can be used to predict fuel consumption, standardise and assess the energy efficiency of the locomotive powertrain. The knowledge of the predicted fuel consumption allows the cost of a given task to be accurately estimated, which may be important in the preparations of public tenders.

The proposed time structure of service conditions of diesel-electric locomotives may be used to assess the quality of maintenance as well as the efficiency of their usage. In the case of low efficiency of the vehicle use it may be decided to change the location of the locomotive and operate it in an area where it will be used more efficiently. Because of the division of the locomotive operation into, for example, train drive and shunting, it is possible to assess the compatibility of the locomotive usage with its design specifications.

The assessment of appropriateness of the locomotive selection for required tasks can be done after checking whether the selected locomotive has the appropriate maximum power. It is obvious that one cannot use locomotives of insufficient maximum power because it will fail to perform the required task. On the other hand, the use of a locomotive with an engine of excessive power output causes increased operating costs.

układu napędowego przy pełnym obciążeniu jest znikomy.

W tabeli 4 podano wyniki pomiarów zawierające czas pracy i masę paliwa zużytego przez lokomotywę serii ST44 w poszczególnych warunkach eksploatacji podczas pracy pociągowej w trakcji pojedynczej (ppp).

Na podstawie analizy wyników podanych w tabeli 4 można stwierdzić, że podczas pracy pociągowej w trakcji pojedynczej, w przypadku rozważanej lokomotywy, największa masa paliwa została zużyta podczas jazdy pod obciążeniem w zakresie $0,2 < N_{el\ max} \leq 0,4$, można również zauważyć, że rozkład masy zużytego paliwa jest stosunkowo równomierny w pełnym zakresie obciążeń. Masa paliwa zużytego podczas pracy silnika na biegu jałowym (postój z silnikiem włączonym i jazda na wybiegu) stanowi ok. 20 % całkowitej masy paliwa zużytego w okresie analizowanej pracy pociągowej.

6. Podsumowanie

Zaproponowana w pracy struktura czasowa warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych z przekładniami elektrycznymi stanowi znaczne uproszczenie w stosunku do wykorzystywanych aktualnie przez krajowych przewoźników i wynika z doświadczeń eksploatacyjnych przy analizie pracy lokomotyw [16]. Poziom szczegółowości zaproponowanej struktury jest elastyczny i umożliwia jej dostosowanie do szczególnych przypadków eksploatacji. Wartości parametrów występujących w tej strukturze stanowią ilościowy opis warunków eksploatacji lokomotyw spalinowych z przekładniami elektrycznymi, który może być wykorzystany do prognozowania i normowania zużycia paliwa oraz oceny efektywności energetycznej układu napędowego lokomotywy. Znajomość prognozowanego zużycia paliwa pozwala na dokładne określenie kosztów wykonania danego zadania, co może być istotne przy np. tworzeniu oferty przetargowej.

Zaproponowana w pracy struktura czasowa warunków eksploatacji lokomotyw może być użyta do oceny jakości utrzymania oraz do oceny efektywności ich wykorzystania. Przy stwierdzeniu niskiej efektywności możliwe jest podjęcie decyzji o zmianie lokalizacji lokomotywy i eksploataowanie jej na obszarze, gdzie będzie efektywniej wykorzystywana. Dzięki wprowadzeniu do struktury podziału na rodzaje pracy, np. manewrową i pociągową, możliwa jest ocena zgodności wykorzystania lokomotywy z jej konstrukcyjnym przeznaczeniem.

The information obtained on the basis of the analysis of the use of the powertrain system may be useful in planning purchases of new locomotives. More attention is paid to such investments in order to meet the requirements of interoperability of rolling stock for railway freight [4].

In addition, the lease of locomotives becomes an increasingly common practice, which gives the opportunity to choose the most suitable ones from among many types having different maximum power outputs.

Following an optimal selection of the locomotives for designated tasks, it is possible not only to reduce the operating costs but also the costs of the above-mentioned lease.

Ocenę poprawności doboru lokomotywy do zadań można również dokonać po sprawdzeniu, czy do wykonywania określonej pracy została użyta lokomotywa o odpowiedniej mocy maksymalnej. Oczywiście jest, że nie można użyć lokomotywy o zbyt małej mocy maksymalnej, ponieważ nie będzie w stanie wykonać zadania. Natomiast użycie lokomotywy dysponującej zbyt dużą mocą maksymalną wiąże się ze zwiększonymi kosztami eksploatacyjnymi. Informacje uzyskane na podstawie analizy wykorzystania układu napędowego mogą być przydatne w planowaniu zakupu nowych lokomotyw. Coraz większą uwagę przy takich inwestycjach zwraca się również na spełnienie wymagania interoperacyjności taboru przeznaczonego do kolejowych przewozów towarowych [4]. Ponadto coraz powszechniejszą praktyką jest wynajmowanie lokomotyw, co daje możliwość wyboru najodpowiedniejszych spośród wielu typów pojazdów o różnych mocach maksymalnych. Dzięki właściwemu doborowi lokomotywy do wyznaczonego zadania możliwe jest ograniczenie nie tylko kosztów eksploatacji, ale również kosztów wspomnianego najmu.

Bibliography/Literatura

- [1] Bai Y., Mao B., Zhou F., Ding Y., Dong Ch.: Energy-Efficient Driving Strategy for Freight Trains Based on Power Consumption Analysis. *J Transpn Sys Eng & IT*, 2009, 9(3), 43-50.
- [2] Balcerski A., Kneba Z., Kropiwnicki J., Makowski S.: The conception of exploitation efficiency of autonomic energy systems of land vehicles and ships. *Combustion Engines R.* 48, nr SC2, Mixture Formation, Ignition and Combustion, 2009, s. 70-76.
- [3] Balcerski A.: Modele probabilistyczne w teorii projektowania i eksploatacji spalinowych silowni okrętowych. Fundacja Promocji Przemysłu Okrętowego i Gospodarki Morskiej, Gdańsk 2007.
- [4] Bartosik B.: Rozwój kolejowych przewozów towarowych w kontekście europejskiej polityki transportowej. *Problemy Kolejnictwa*, z. nr 144/2007, s. 41-50.
- [5] Boguś P., Grzeszczyk R.: Wykrywanie i detekcja stanu pojazdu szynowego z użyciem GPS oraz innych pokładowych urządzeń rejestrujących. *Pojazdy Szynowe* nr 2/2010, s. 13-23.
- [6] Ding Y., Zhou F., Bai Y., Li R., Mao B.: Train Grade Resistance Calculation Modification Model Based on Measured Data. *J Transpn Sys Eng & IT*, 2010, 10(6), 82-88.
- [7] Gronowicz J.: Energochłonność transportu kolejowego. Trakcja spalinowa. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1990.
- [8] Gronowicz J.: Studium nad estymatami energetycznymi lokomotywy spalinowej z przekładnią elektryczną. WPP, seria Rozprawy, nr 140, Poznań 1982.
- [9] Hoffrichter A., Miller A.R., Hillmansen S., Roberts C.: Well-to-wheel analysis for electric, diesel and hydrogen traction for railways. *Transportation Research Part D* 17 (2012), 28-34.
- [10] Kałuża E.: Analiza efektywności stosowania lokomotyw hybrydowych w pracy manewrowej. *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej*, s. Transport, z. 27, 1995, s. 157-165.
- [11] Liu R.R., Golovitcher I.M.: Energy-efficient operation of rail vehicles. *Transportation Research Part A* 37 (2003), 917-932.
- [12] Marciniak J.: Eksploatacja kolejowych pojazdów szynowych. WKiŁ, Warszawa 1990.
- [13] Marin G.D., Naterer G.F., Gabriel K.: Rail transportation by hydrogen vs. electrification a Case study for Ontario Canada, I: Propulsion and storage. *International Journal of Hydrogen Energy* 35 (2010), 6084-6096.
- [14] Niziński S.: Eksploatacja obiektów technicznych. Wydaw. i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii i Eksploatacji, Radom 2002.
- [15] Park D., Yoon Y., Kwon S-B., Jeong W., Cho Y., Lee K.: The effects of operating conditions on particulate matter exhaust from diesel locomotive engines. *Science of the Total Environment* 419 (2012), 76-80.
- [16] PKP CARGO S.A.: Instrukcja o gospodarce pojazdami i drużynami trakcyjnymi Ct-9, 2008.
- [17] Yaghinia M., Sharifiana Sh., Akhavana R.: Reengineering the Locomotive Operation Management Process in the Railways of Iran (RAI). *Procedia – Social and Behavioral Sciences* 43 (2012), 86-97.

Mr Paweł Kortas, MSc. – specialist engineer at Section of repair of rolling stock at PKP Intercity S.A.

Mgr inż. Paweł Kortas – specjalista mechanik w Sekcji Napraw Taboru PKP Intercity S.A.

e-mail: pawel.kortas@gmail.com



Kropiwnicki Jacek, DSc., DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Gdańsk University of Technology.

Dr hab. inż. Jacek Kropiwnicki – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.

e-mail: jkropiwn@pg.gda.pl



The effect of applying the eco-driving rules on the exhaust emissions

The article presents the results of measurements of exhaust emissions of commercial vehicle in real traffic conditions. The aim of this study was to initial verification how the driving style affects on the exhaust emissions from vehicle engine and fuel consumption. The determinants were the measurements of the concentration of CO₂ and others harmful substances emitted to the atmosphere from the power unit of the tested vehicle. In the measurements a portable exhaust emission analyzer was used (PEMS type).

Key words: *driving style, eco-driving, road tests, exhaust emissions*

Wpływ stosowania zasad eco-drivingu na emisję substancji szkodliwych

W artykule zaprezentowano wyniki pomiarów toksyczności spalin samochodu dostawczego w rzeczywistych warunkach ruchu. Celem badań było wstępne zweryfikowanie wpływu stylu jazdy kierowcy na emisję substancji szkodliwych w spalinach oraz zużycie paliwa przez pojazd. Do realizacji celu wykonano pomiary emisji drogowej dwutlenku węgla i innych związków szkodliwych spalin emitowanych do atmosfery przez jednostkę napędową pojazdu. Do pomiarów wartości poszczególnych zanieczyszczeń gazowych w spalinach wykorzystano mobilną aparaturę do badań toksyczności spalin typu PEMS.

Słowa kluczowe: *styl jazdy, eco-driving, badania drogowe, emisja spalin*

1. Introduction

Recently in the automotive circles has appeared and has been functioning the idea of eco-driving [13]. As the creators of this driving style claim, the practical application of some rules should reduce fuel consumption and at the same time cause less pollution to the environment. One of the most important factors pointed out by the eco-driving instructors is the manner of accelerating. The period of acceleration, particularly its dynamic, to a large extent influences the fuel consumption and quantity of emitted harmful substances [1]. The main rules of eco-driving are based on smooth driving, avoiding unnecessary accelerating and braking. Driving in highest possible gear with the lowest possible engine speed (rpm) is recommended (driving at constant speed). It is also important to employ engine brake by reducing gears – e.g. at approaching traffic lights – instead of neutral position of gearbox (engine idling).

The principles of eco-driving first came into being in Switzerland and Finland in the second half of the 90's in the 20th century. The popularity of this driving style among the drivers is constantly increasing. Basing on the examples of many European countries, also in Poland has recently been observed an increase of interest in hints and guidelines aiming at reduction of fuel consumption by vehicles. As the surveys show, in 2007 12 % of the surveyed declared their belief in eco-driving reducing fuel consumption [12] while in November 2012 it was already an opinion of 26 % of the surveyed. This 14-percent increase proves that the eco-driving awareness is still an open issue. However, the practical application of the eco-driving rules looks worse. It should be added that the same principles of eco-driving unfortunately are quite vague, which may cause difficulties in their precise application.

1. Wprowadzenie

W ostatnich czasach w środowisku motoryzacyjnym pojawiło się i funkcjonuje pojęcie eco-drivingu, czyli tzw. eko-jazdy [13]. Jak twierdzą twórcy tego stylu jazdy, stosowanie w praktyce przez kierowców pewnych reguł (zasad) powinno skutkować najmniejszym zużyciem paliwa, a jednocześnie w najmniejszym stopniu wpływać na zanieczyszczenie środowiska. Jedną z istotniejszych rzeczy, na którą zwracają uwagę instruktorzy eco-drivingu jest sposób rozpędzania pojazdu. Okres rozpędzania pojazdu, a ściślej jego dynamika, odpowiada w głównej mierze za wielkość zużycia paliwa oraz masę wyemitowanych związków szkodliwych [1]. Główne zasady eco-drivingu opierają się na płynnej jeździe, ograniczaniu niepotrzebnych przyspieszeń i hamowań. Należy jeździć na możliwie najwyższym biegu, z możliwie najniższą prędkością obrotową silnika (jazda ze stałą prędkością). Ważne jest także stosowanie hamowania silnikiem przez redukcję biegów – np. w trakcie dojazdu do sygnalizatora świetlnego – w miejsce jazdy wybiegiem (bieg luzem i jałowy silnika).

Założenia eco-drivingu po raz pierwszy sformułowano w Szwajcarii i Finlandii w drugiej połowie lat dziewięćdziesiątych XX wieku. Popularność stosowania zasad tego sposobu jazdy wśród kierowców stale wzrasta. Wzorem wielu krajów europejskich, także i w Polsce, obserwuje się w ostatnich czasach wzrost zainteresowania wskazówkami i wytycznymi, mającymi na celu m.in. zmniejszenie zużycia paliwa przez pojazdy. Jak wskazują badania ankietowe, w 2007 r. 12 % pytanym osób zadeklarowało, że są przekonani o tym, iż eko-jazda może zmniejszyć zużycie paliwa [12]. W listopadzie 2012 r. uważało tak już 26 % ankietowanych. Ten 14-procentowy wzrost świadczy o tym, że wzrasta świadomość

With the invention of specialized, portable research equipment, construction of which enabled road tests of vehicles, it has become possible to verify benefits ensuing from application of eco-driving rules outside the laboratory – the test stand measurements. Test of the vehicles' operation in terms of ecology are essential especially in case of toxicity of exhaust gases in dynamic, transient conditions of engine operation. Despite the attempt to reflect those conditions in dynamic research tests (e.g. ETC, WHTC), it is not possible to fully reconstruct real conditions of operation of vehicles of different homologation categories [5, 6, 10, 11]. Due to this fact in recent years the biggest research potential in automotive industry has been focused right on the road tests of vehicles in real traffic conditions [3, 4, 9].

In this article are presented results of test of toxicity of exhaust gases, conducted in road conditions. The tests provided information about emission of harmful gases in the dynamic conditions of urban traffic. The test were conducted in order to initial verify the influence of driving style on the emission of selected components of exhaust gases: carbon monoxide and carbon dioxide, hydrocarbons, nitric oxides, and on the fuel consumption by the tested vehicle. The influence of the driving style on fuel consumption is easily measurable and commonly possible to determine, however in order to determine the content of gaseous substances in the exhaust gases it is necessary to use specialized, portable research equipment such as PEMS (Portable Emissions Measurement System) [7].

2. Research methodology

2.1. Conditions of measurements

The values of road emission of various harmful exhaust gas components (CO , CO_2 , HC and NO_x) and fuel consumption (expressed in $\text{dm}^3/100 \text{ km}$) were obtained as a result of



Fig. 1. The test route located in Poznań [2]

Rys. 1. Trasa badawcza zlokalizowana na terenie Poznania [2]

dotycząca eco-drivingu. Niezbyt dobrze natomiast przedstawia się stosowanie go w praktycznej jeździe. Należy dodać, że zasady eco-drivingu, niestety, są dość ogólnikowe, co może powodować trudności w ich precyzyjnym stosowaniu.

Od pojawienia się specjalistycznej, mobilnej aparatury naukowo-badawczej, skonstruowanej tak, aby można było prowadzić badania drogowe pojazdów, możliwa stała się weryfikacja korzyści wynikających ze stosowania zasad eco-drivingu poza laboratorium w pomiarach stanowiskowych. Badania pojazdów samochodowych pod kątem ekologii eksploatacji mają znaczenie zwłaszcza w odniesieniu do badań toksyczności spalin w dynamicznych i niestabilnych warunkach pracy silnika. Mimo iż podjęto się odzwierciedlenia tych warunków w dynamicznych testach badawczych (np. ETC, WHTC), nie oddają one jednak w pełni rzeczywistych warunków eksploatacji pojazdów różnych kategorii homologacyjnych [5, 6, 10, 11]. Dlatego w ciągu ostatnich kilku lat największy potencjał badawczy w środowisku motoryzacyjnym skoncentrowano właśnie na badaniach drogowych pojazdów w rzeczywistych warunkach ruchu [3, 4, 9].

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki badań toksyczności spalin samochodu dostawczego wykonane w warunkach drogowych. Badania dostarczyły informacji na temat emisji gazowych substancji szkodliwych w dynamicznie zmieniających się warunkach ruchu miejskiego. Przeprowadzono je w celu wstępnej weryfikacji wpływu stylu jazdy kierowcy na emisję wybranych składników spalin: tlenu i dwutlenku węgla, węglowodorów, tlenków azotu oraz zużycia paliwa przez badany pojazd. Wpływ sposobu jazdy na zużycie paliwa jest łatwo mierzalny i powszechnie możliwy do określenia, natomiast w celu określenia zawartości gazowych związków chemicznych w spalinach należy posłużyć się już specjalistyczną, mobilną aparaturą badawczą typu PEMS (*Portable Emissions Measurement System*) [7].

2. Metodyka badań

2.1. Warunki przeprowadzania pomiarów

Wartości emisji drogowej poszczególnych szkodliwych gazowych składników spalin (CO , CO_2 , HC i NO_x), a przy tym także przebiegowego zużycia paliwa przez badany pojazd – wyrażanego w $\text{dm}^3/100 \text{ km}$, uzyskano w efekcie wykonania pomiarów stężeń wymienionych związków i natężenia przepływu spalin w rzeczywistych warunkach ruchu podczas przejazdów na terenie Poznania. Przebieg trasy badawczej zaprezentowano na rys. 1. Jej sumaryczna długość wynosiła około 15 km (tab. 1). Charakterystyka trasy była zróżnicowana pod względem warunków ruchu. Składała się bowiem z odcinków o ruchu typowo miejskim, jak również pozamiejskim, gdy istniała możliwość uzyskania większej prędkości jazdy (70–80 km/h).

Obraną trasę badawczą ze względu na wspomnianą zmienność parametrów ruchu podzielono na pięć części (odcinków pomiarowych):

- ruch miejski o dużym natężeniu – duży udział postoju pojazdu (około 4,5 km – 30 % trasy przejazdu),
- ruch miejski o małym natężeniu (2,5 km – 16 % trasy przejazdu),

the performance of road tests in the city of Poznan. The vehicle test route is shown in Fig. 1. The length of the route was about 15 km (Tab. 1). The route was diversified and included a typical urban portion and an extra-urban portion, where it was possible to drive with higher speeds (70–80 km/h).

Due to the variability of the traffic parameters the route was divided into five measurement portions:

- urban traffic with high intensity – a large part of stoppage of the vehicle (approximately 4.5 km – 30 % of the tested route),
- urban traffic with low intensity (2.5 km – 16 % of the tested route),
- extra urban traffic – expressway, speed limit of 70 km/h (1 km – 6 % of the tested route),
- mixed traffic – part of the portion is an expressway, speed limit of 80 km/h (approximately 4 km – 26 % of the tested route),
- mixed traffic – part of the portion are internal roads (approximately 3 km – 22 % of the tested route).

During the test, driving conditions and concentrations of harmful substances of exhaust gases were measured in three test runs named, respectively: eco-driving, normal driving and aggressive driving. Definitions of particular driving styles are as follows:

- eco-driving – moderate acceleration, change of gear at $n = 2000\text{--}2500$ rpm, driving in the 5th gear if only possible, engine brake – reduction of gears while e.g. approaching traffic lights,
- normal driving – slow acceleration, change of gear at $n = 2500\text{--}3000$ rpm, driving maximum in 4th gear, driving in neutral position of gearbox (engine idling), while approaching e.g. traffic lights,
- aggressive driving – dynamic acceleration, change of gear at engine speed over 3000 rpm, driving maximum in 4th gear, approaching traffic lights – "sharp" braking from relatively high speed in the final phase of approaching.

2.2. Research object and the measuring equipment

Tests in real road conditions were conducted with the use of a commercial vehicle – LDV type (Light Duty Vehicle): it was a delivery van Peugeot Expert with 4-cylinder compression ignition (CI) engine with capacity of 1.9 dm³ (Fig. 2). Detailed technical specification of the engine is presented in Table 2. The tested vehicle was equipped with 5-speed manual gearbox. The vehicle was not equipped with any exhaust aftertreatment system, such as Diesel Particulate Filter (DPF) or Diesel Oxidation Catalyst (DOC). In everyday exploitation it is used to transport loads up to 800 kg. Complete kerb weight of the commercial vehicle

- ruch pozamiejski – droga szybkiego ruchu, prędkość dopuszczalna 70 km/h (1 km – 6 % trasy przejazdu),
- ruch mieszany – część odcinka to droga szybkiego ruchu, prędkość dopuszczalna 80 km/h (około 4 km – 26 % trasy przejazdu),
- ruch mieszany – część odcinka to drogi wewnętrzne (około 3 km – 22 % trasy przejazdu).

Table 1. The characteristics of the test route

Tabela 1. Charakterystyka trasy badawczej

Portion/odcinek	Start/ początek	Stop/ koniec	Length/długość [km] (share in the test/udział w teście)
1A–2	Shopping center/ <i>centrum handlowe</i>	Poznan University of Technology/ <i>Politechnika Poznańska</i>	4.6 (30 %)
2–3	Poznan University of Technology/ <i>Politechnika Poznańska</i>	Staroleka traffic circle/ <i>Rondo Staroleka</i>	2.5 (16 %)
3–4	Staroleka traffic circle/ <i>Rondo Staroleka</i>	Zegrze traffic circle/ <i>Rondo Żegrze</i>	1.0 (6 %)
4–5	Zegrze traffic circle/ <i>Rondo Żegrze</i>	Viaduct/ <i>wiadukt</i>	3.9 (26 %)
5–1B	Viaduct/ <i>wiadukt</i>	Shopping center/ <i>centrum handlowe</i>	3.2 (22 %)
The whole route/ <i>cała trasa 1A–1B</i>	Shopping center/ <i>centrum handlowe</i>	Shopping center/ <i>centrum handlowe</i>	15.2 (100 %)

Podczas badań dokonano pomiarów warunków ruchu/jazdy oraz stężeń składników szkodliwych spalin w trzech przejazdach, określonych odpowiednio: eco-drivingiem, jazdą normalną oraz jazdą agresywną. Przyjęto następujące definicje poszczególnych sposobów eksploatacji pojazdu:

- eco-driving – umiarkowane przyspieszanie, zmiana biegu przy $n = 2000\text{--}2500$ obr/min, jazda w miarę możliwości na 5. biegu, hamowanie silnikiem – redukcja biegów w trakcie np. dojazdu do sygnalizatora świetlnego,
- jazda normalna – powolne przyspieszanie, zmiana biegu przy $n = 2500\text{--}3000$ obr/min, jazda maksymalnie na 4. biegu, stosowanie jazdy wybiegiem (bieg luzem i jałowy silnika) podczas np. dojazdu do sygnalizatora świetlnego,
- jazda agresywna – dynamiczne przyspieszanie, zmiana biegu przy prędkości obrotowej powyżej 3000 obr/min, jazda maksymalnie na 4. biegu, dojazd do sygnalizatora świetlnego – „ostre” hamowanie ze stosunkowo dużej prędkości w końcowej fazie dojazdu.

2.2. Obiekt badań i aparatura badawcza

Badania w rzeczywistych warunkach ruchu wykonano przy wykorzystaniu pojazdu – samochodu użytkowego typu LDV (*Light Duty Vehicle*): samochód dostawczy Peugeot Expert z 4-cylindrowym silnikiem ZS o objętości skokowej 1,9 dm³ (rys. 2). Pozostałe dane techniczne jednostki napędowej zamieszczono w tabeli 2. Obiekt badań wyposażony był w manualną, 5-biegową skrzynię przekładniową. Pojazd ten nie był wyposażony w żaden układ oczyszczania spalin typu filtr cząstek stałych DPF (*Diesel Particulate Filter*), czy utleniający reaktor katalityczny DOC (*Diesel*



Fig. 2. Peugeot Expert prepared to the road tests

Rys. 2. Peugeot Expert przygotowany do badań drogowych

selected for tests did not exceed 2610 kg. Thus, it belonged to a group of vehicles subjected to homologation tests on chassis dynamometer test stand complying with the New European Driving Cycle (NEDC) [10].

For measuring concentration of harmful substances in the exhaust gases was used a portable system PEMS intended for determining the content of gaseous components of the exhaust gases (Fig. 3). The system – Semtech-DS by Sensors Inc. – consists mainly of the set of chemical analysers corresponding to given substances, the exhaust flow



Fig. 3. Measuring equipment (PEMS type) mounted on the vehicle

Rys. 3. Aparatura pomiarowa typu PEMS zamontowana w pojeździe

Table 2. The basic specifications of the vehicle used in tests

Tabela 2. Podstawowe dane techniczne badanego samochodu

Parameter/ parametr	Research object/ obiekt badań
	Peugeot Expert
Type of engine/rodzaj silnika	CI/ZS
Cylinder number and configuration/ układ i liczba cylindrów	R4
Displacement/objętość skokowa [dm ³]	1.9
Fuel injection system/układ wtryskowy	rotary pump/pompa rozdzielaczowa
Maximum power output/moc maksymalna [kW/KM] at/przy [rpm]/[obr/min]	68/92 4000
Maximum torque/maksymalny moment obrotowy [N·m] at/przy [rpm]/[obr/min]	196 2250
Supercharging/doladowanie	turbocharger/ turbosprężarka
Transmission/skrzynia przekładniowa	manual, 5 gears/ manualna, 5 biegów
Aftertreatment system/układ oczyszczania spalin	lack/brak
Vehicle weight/masa pojazdu [kg]	1400
Power index/wskaźnik mocy [kW/dm ³]	36
Weight index/wskaźnik masy [kg/kW]	21

Oxidation Catalyst). W codziennej eksploatacji służy on do transportu ładunków o masie do 800 kg. Masa własna wybranego do pomiarów samochodu użytkowego nie przekracza 2610 kg. Należy on zatem do grupy pojazdów podlegających badaniom homologacyjnym na podwoziowym stanowisku dynamometrycznym – hamowni podwoziowej – według europejskiego cyklu jezdny NEDC (*New European Driving Cycle*) [10].

W celu dokonania pomiarów stężenia substancji szkodliwych w spalinach posłużono się mobilną aparaturą typu PEMS przeznaczoną do określania zawartości gazowych składników spalin (rys. 3). Aparatura ta – Semtech-DS firmy Sensors Inc. – składa się w głównej mierze z zestawu odpowiednich dla danych związków chemicznych analizatorów, z przepływomierza spalin (o różnej średnicy, w zależności od wydatku spalin z układu wylotowego pojazdu), z modułu pozwalającego na rejestrację danych z systemu diagnostyki pokładowej OBD pojazdu (*On-Board Diagnostics*) oraz z modułu umożliwiającego komunikację z systemem lokalizacji GPS, dzięki czemu można nanieść wyniki pomiarów na trasę przejazdu [8].

Jednym z analizatorów wchodzących w skład urządzenia Semtech-DS jest analizator niedispersyjny na podczerwień NDIR (*Non-Dispersive Infrared*). Ta niedispersyjna metoda pomiaru z wykorzystaniem promieniowania podczerwonego pozwala wyznaczyć, konieczne do dokonywanej w artykule analizy, stężenie dwutlenku węgla w spalinach (NDIR mierzy również stężenie tlenku węgla). Kolejnymi z analizatorów, będących elementami budowy opisywanej aparatury badawczej, są NDUV (*Non-Dispersive Ultraviolet*) oraz FID (*Flame Ionization Detector*). Pierwszy z nich umożliwia pomiar stężenia tlenków azotu, a drugi służy do

meter (with different diameter depending on the flow rate of exhaust gases from the exhaust system of the vehicle), the module recording data from the On-Board Diagnostics system (OBD) and the module for communication with the Global Positioning System (GPS) enabling marking the measurement results on the driving route [8].

One of the analysers included in the Semtech-DS system is the Non-Dispersive Infrared analyser (NDIR). This non-depressive measuring method utilizing infrared radiation enables to determine, essential for the analysis conducted in the article, concentration of the carbon dioxide in the exhaust gases (NDIR measures also concentration of carbon monoxide). Other analysers included in the described research equipment, are Non-Dispersive Ultraviolet (NDUV) and Flame Ionization Detector (FID). The first enables measurements of the nitric oxides concentration and the other is used for determining hydrocarbons content in the exhaust gases. The system – apart from measuring concentration of individual harmful gaseous substances – allows also measuring mass flow of exhaust gases (flow meter). It is essential for measuring emission of these substances (e.g. road emissions). Semtech-DS also allows determining e.g. mileage fuel consumption for the tested vehicle utilizing so-called carbon balance method.

3. Road tests results

In order to determine driving conditions for each of the three analysed test runs for the tested delivery van – eco-, normal and aggressive driving utilizing, among the others, using data from the on-board diagnostic system (OBD), a number of basic driving parameters have been compared: vehicle’s acceleration, driving with constant speed and stoppage. Sample comparison of the driving conditions for one of the portions of the tested route is presented in Fig. 4. Due to the character of the tests, which were conducted in real road conditions, the values of driving parameters for analysed test runs are slightly different. It is particularly noticeable for the time of covering a given measurement route.

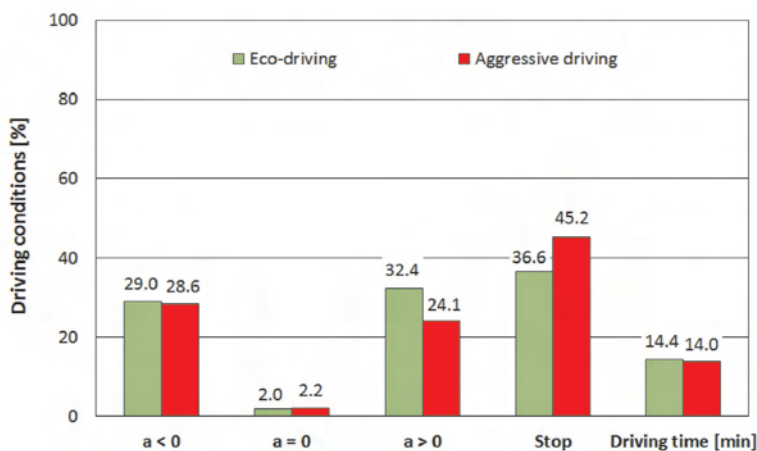


Fig. 4. The share of the driving conditions for portion 1A-2
Rys. 4. Udział warunków jazdy na odcinku 1A-2

określenia zawartości węglowodorów w spalinach. Opisywana aparatura – oprócz pomiaru stężenia poszczególnych gazowych substancji szkodliwych – umożliwia także pomiar masowego natężenia przepływu spalin (przepływomierz). Jest to niezbędne do obliczania emisji (np. drogowej) tych związków. Ponadto urządzenie Semtech-DS pozwala wyznaczyć m.in. przebiegowe zużycie paliwa przez badany pojazd, wykorzystując tzw. metodę bilansu węgla (*carbon balance*).

3. Wyniki badań

W celu określenia warunków jazdy w każdym z trzech analizowanych przejazdów – eco-driving, jazda normalna i agresywna – badanym samochodem dostawczym, między innymi przy wykorzystaniu danych pochodzących z systemu diagnostyki pokładowej OBD pojazdu, dokonano zestawienia kilku podstawowych parametrów ruchu: przyspieszenie pojazdu, jazda ze stałą prędkością, postój. Przykładowe porównanie warunków jazdy dla jednego z odcinków pomiarowych przedstawiono na rys. 4. Z powodu charakteru badań, przeprowadzanych w warunkach ruchu rzeczywistego, wartości parametrów ruchu dla analizowanych przejazdów nieznacznie się różnią. Świadczy o tym zwłaszcza czas przejazdu danego odcinka pomiarowego.

Bazując na zmierzonym stężeniu szkodliwych składników w spalinach, obliczono natężenie emisji dla wszystkich pięciu odcinków pomiarowych. Przykładowy przebieg natężenia emisji dwutlenku węgla dla jednego z odcinków pomiarowych przedstawiono na rys. 5. Podobnie jak w odniesieniu do udziału warunków ruchu, także i tu, dla lepszego zobrazowania różnic w wartości natężenia emisji, na wykresie ograniczono się jedynie do dwóch „skrajnych” stylów jazdy.

Na podstawie otrzymanego w wyniku obliczeń natężenia emisji obliczono w dalszej kolejności emisję drogową analizowanych związków gazowych dla każdego odcinka pomiarowego oraz całej trasy badawczej, określaną w g/km (rys. 6). Jak można zauważyć, przejazdy poszczególnych odcinków pomiarowych w zakresie zmienności stylu jazdy kierowcy cechują się różną specyfiką emisji szkodliwych składników spalin CO, CO₂, HC i NO_x.

W wyniku przeprowadzonych badań odnotowano dla eco-drivingu najmniejszą, a dla stylu jazdy agresywnej największą emisję drogową wszystkich analizowanych substancji szkodliwych emitowanych z układu wylotowego pojazdu badawczego. Na zauważalne większe lub mniejsze różnice w poziomie emisji składników spalin, określonym dla analizowanych odcinków pomiarowych, mogą w pewnym stopniu mieć wpływ nieco inne warunki panujące na drodze podczas wykonywania jazd testowych. Przykładowo jest to większe zjawisko kongestii drogowej, a tym samym większy udział postoju pojazdu.

Odnośnie do emisji drogowej tlenu węgla dla całej trasy badawczej odnotowano

Based on the measured concentration of harmful components of exhaust gases, the intensity of emission for all five measurement routes was calculated. Exemplary characteristics of carbon dioxide emissions intensity for one of the portions of the tested route are presented in Fig. 5. Similarly to the driving conditions, also here for clarity differences in the emission intensity values in the graph are merely two "extreme" driving styles.

On the basis of the calculated emission intensity, the road emission of the analysed gaseous substances (expressed in g/km) was determined for each part of the measurement route separately as well as for the whole route (Fig. 6). It can be observed that drive times for individual measurement routes for different driving styles vary in terms of emission characteristics of harmful components of exhaust gases such as CO, CO₂, HC and NO_x.

w kolejności około: 0,58, 0,61 i 0,69 g/km. Daje to różnice procentowe względem jazdy normalnej na poziomie -4,7 % dla eco-drivingu oraz 12,9 % dla jazdy agresywnej (rys. 7a).

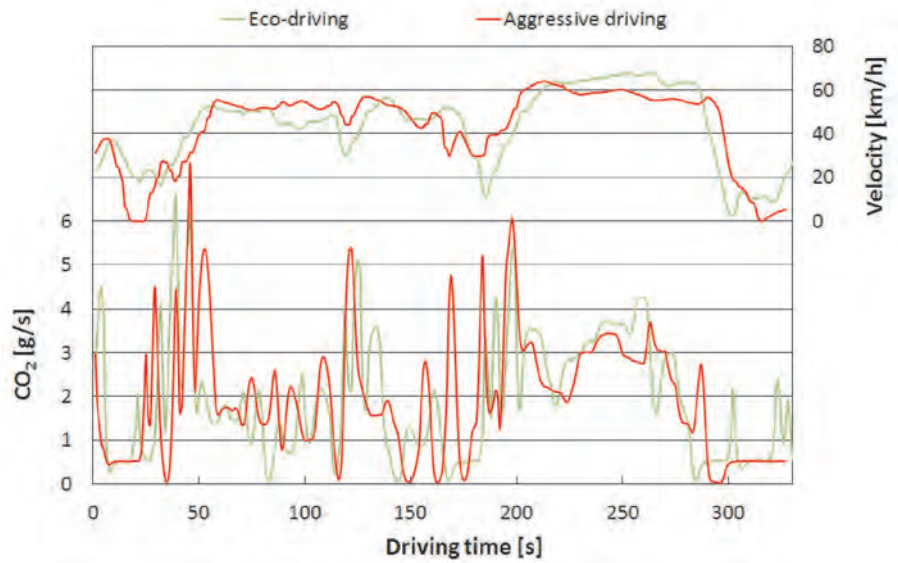


Fig. 5. Emission intensity of carbon dioxide for portion 4-5
Rys. 5. Natężenie emisji dwutlenku węgla na odcinku 4-5

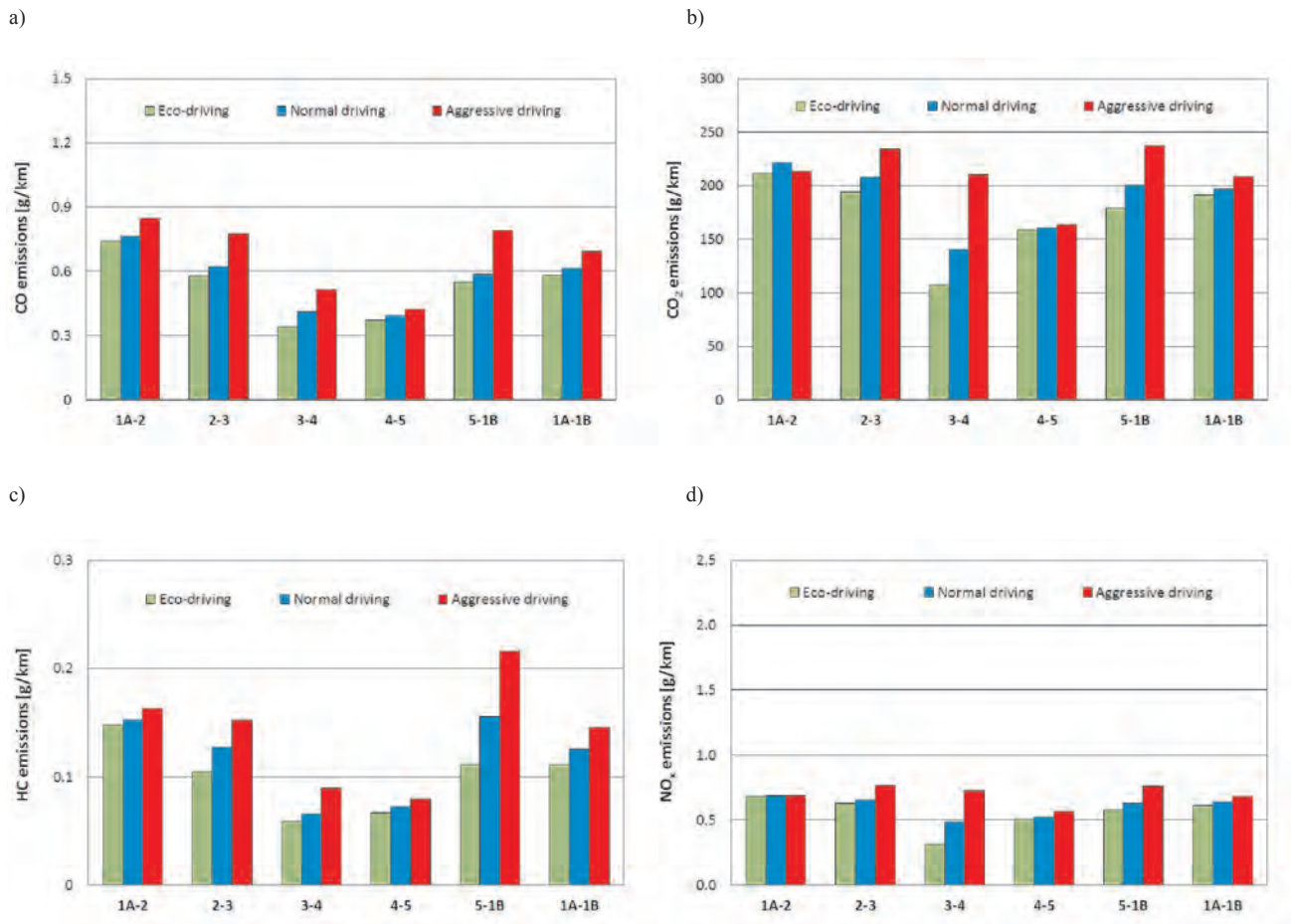


Fig. 6. Road emissions for each measurement portions: a) carbon monoxide, b) carbon dioxide, c) hydrocarbons, d) nitric oxides

Rys. 6. Wartości emisji drogowej dla poszczególnych odcinków pomiarowych: a) tlenku węgla, b) dwutlenku węgla, c) węglowodorów, d) tlenków azotu

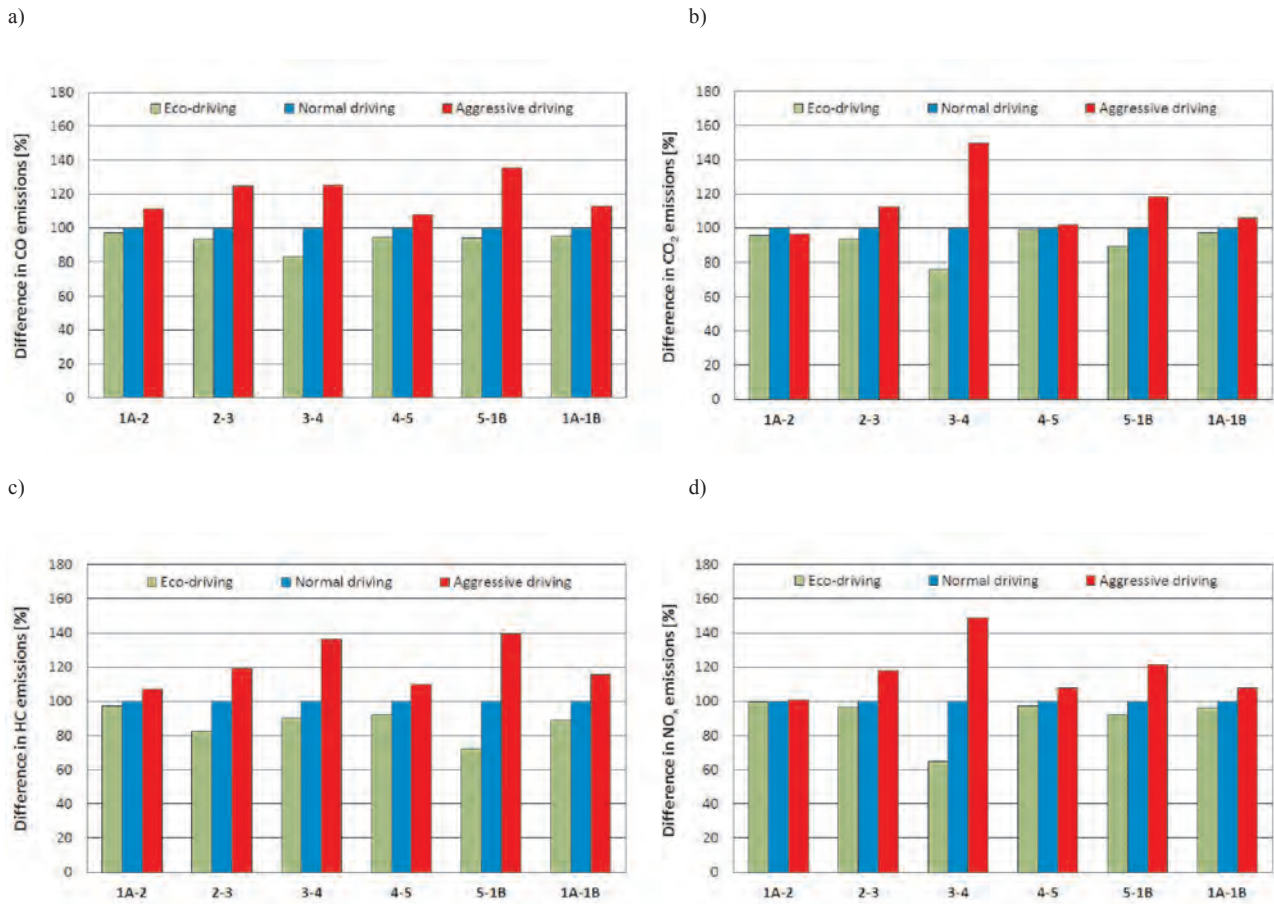


Fig. 7. Percentage difference in emissions as a result of different driving style (normal driving = 100 %): a) carbon monoxide, b) carbon dioxide, c) hydrocarbons, d) nitric oxides

Rys. 7. Procentowa różnica w emisji w wyniku zastosowania różnego stylu jazdy (jazda normalna = 100 %): a) tlenek węgla, b) dwutlenek węgla, c) węglowodory, d) tlenki azotu

As a result of the tests conducted, for driving style called eco-driving were observed the lowest, and for aggressive driving – the highest road emissions of all analysed harmful substances emitted by the exhaust system of the tested vehicle. Visible, smaller or bigger differences in the levels of

Różnice procentowe w emisji drogowej dwutlenku węgla wynoszą odpowiednio: –2,8 i 5,9 % (rys. 7b). Podobne wartości obserwuje się dla emisji tlenków azotu (rys. 7d). W odniesieniu do węglowodorów należy zwrócić szczególną uwagę na ponad 15-procentowy wzrost ich emisji w wyniku zastosowania przez kierowcę agresywnego stylu jazdy – cała trasa przejazdu (rys. 7c).

Oprócz określenia wpływu zastosowanego sposobu jazdy na emisję substancji szkodliwych w spalinach badanego pojazdu użytkowego określono również wpływ tego sposobu na wielkość zużywanego przez pojazd paliwa. Wartość przebiegowego zużycia paliwa dla całej pokonanej trasy, na tle średniego przyspieszenia, zobrazowano na rys. 8. Różnice względem jazdy normalnej wynoszą: –0,20 i 0,45 dm³/100 km. Daje to zmniejszenie zużycia paliwa o 2,6 % (eco-driving) oraz zwiększenie o 6,1 % (jazda agresywna; rys. 9). Z analizy rysunków wynika, że wartości te są dużo mniejsze od tych spotykanych

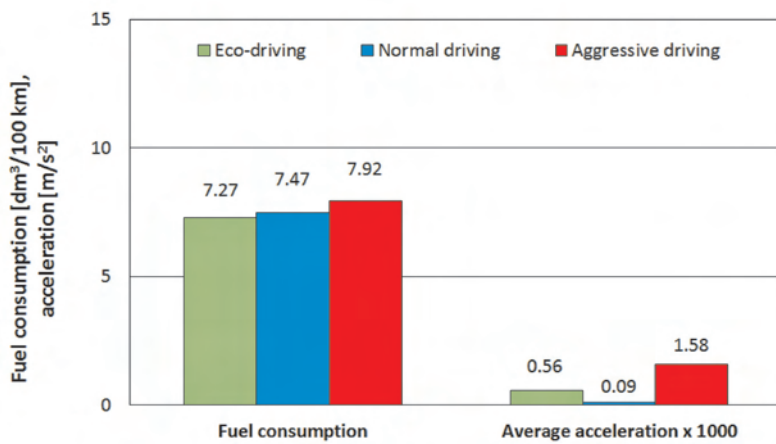


Fig. 8. Fuel consumption specified for the entire test route

Rys. 8. Przebiegowe zużycie paliwa określone dla całej trasy przejazdu

emission of components of exhaust gases, determined for the analysed measurement routes, can be influenced by slightly different road conditions during test runs, such as bigger road congestion meaning bigger share of vehicle stoppages.

In case of road emission of carbon monoxide for the entire test route, the respective values recorded for each driving style were approximately: 0.58, 0.61 and 0.69 g/km. The difference in percentage compared to normal driving is -4.7% for eco-driving and 12.9% for aggressive driving (Fig. 7a). The difference in percentage for road emission of carbon dioxide is, respectively: -2.8% and 5.9% (Fig. 7b). Similar values are observed in the case of nitrogen oxides (Fig. 7d). In case of hydrocarbons, over 15% increase of their emission should be pointed out, ensuing from aggressive driving style employed by the driver – for the entire test route (Fig. 7c).

Apart from determining the influence of the applied driving style on the emission of harmful substances in exhaust gases of the tested commercial vehicle, also its influence on the fuel consumption was checked. The mileage fuel consumption value for the entire test route, against the average acceleration, is illustrated in Fig. 8. The differences compared to normal driving are respectively: -0.20 and 0.45 dm³/100 km. It results in reduction of fuel consumption by 2.6% (for eco-driving) and increase by 6.1% (for aggressive driving; Fig. 9). As can be seen, these values are much smaller than those found in the declarations of eco-driving instructors (reduce of fuel consumption by 10% – 30%). The discrepancies may be due to the relatively difficult traffic conditions, under which the tests were performed.

4. Conclusions

The conducted road tests of delivery van in real conditions of its operation visualized significant influence of the driving style employed by a driver on the road emission of gaseous substances in exhaust gases and on the fuel consumption. A significant increase of road emissions values of those substances should be pointed out for aggressive driving style and a noticeable decrease for ecological and economical driving style – so-called eco-driving. On the road quite often can be observed a dynamic, even very aggressive way of driving. Considering the conclusions from the conducted tests it should be underlined that such driving style might not only adversely influence the efficiency of motor vehicles exploitation – fuel consumption, but also to a large extent – the natural environment, people and safety of driving.

It should be pointed out that the conducted tests were just introductory. In order to fully determine the influence of the manner of exploitation of vehicles on their ecologi-

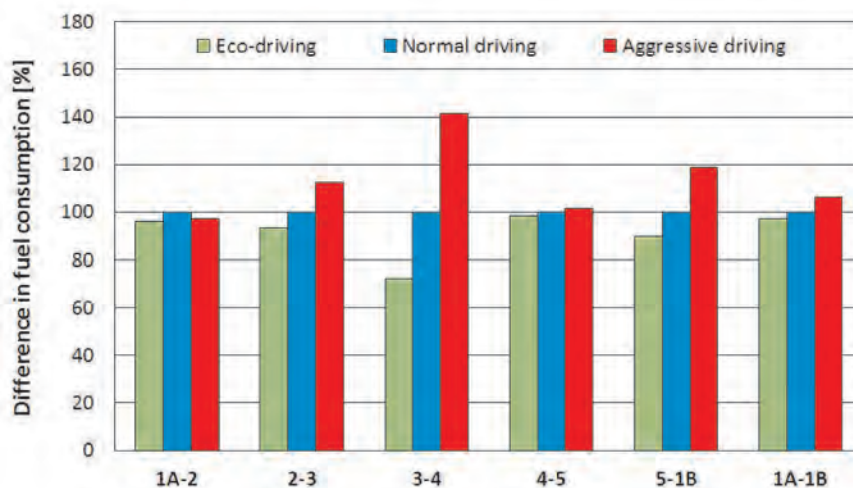


Fig. 9. Percentage difference in fuel consumption as a result of different driving style (normal driving = 100 %)

Rys. 9. Procentowa różnica w przebiegowym zużyciu paliwa w wyniku zastosowania różnego stylu jazdy (jazda normalna = 100 %)

w deklaracjach instruktorów nauki eco-drivingu (zmniejszenie zużycia paliwa w granicach 10% – 30%). Rozbieżności mogą wynikać m.in. ze stosunkowo trudnych warunków ruchu, w jakich wykonywano badania.

4. Podsumowanie

Wykonane badania drogowe samochodu dostawczego w rzeczywistych warunkach jego eksploatacji uwiaryściły znaczący wpływ stosowanego przez kierowcę stylu jazdy na emisję gazowych substancji w spalinach oraz zużycie paliwa. Należy wskazać na znaczny wzrost wartości emisji drogowej tych związków w wyniku zastosowania jazdy agresywnej oraz zauważalny spadek wartości emisji przy zastosowaniu ekologicznego i ekonomicznego stylu jazdy – eco-drivingu. Na drogach dość często można zaobserwować stosowanie przez kierowców dynamicznego, a nawet bardzo agresywnego sposobu poruszania się pojazdem. Mając na uwadze wnioski wyciągnięte z przeprowadzonych badań, warto podkreślić, że może to nie tylko wpływać negatywnie na ekonomię eksploatacji pojazdów silnikowych – wielkość zużycia paliwa, ale również – i to w dużym stopniu – na środowisko naturalne i człowieka oraz bezpieczeństwo jazdy.

Należy zasygnalizować, iż wykonane badania były jedynie badaniami wstępnymi. W celu pełniejszego określenia wpływu sposobu eksploatacji pojazdów na ich właściwości ekologiczne i energochłonność ruchu należy rozszerzyć prace badawcze o większą liczbę przejazdów oraz wykonać pomiary toksyczności spalin na trasach o innej charakterystyce, w tym w ruchu autostradowym. Kierunkiem dalszych prac będzie również przeprowadzenie badań pojazdów innych kategorii i z różnym rodzajem napędu – wyposażonych w napęd konwencjonalny (jako jednostka napędowa wyłącznie silnik ZI lub ZS) bądź alternatywny (np. hybrydowy, LPG, CNG). Ponadto przewiduje się dokonanie analizy wpływu eco-drivingu na emisję masową, w tym rozkład wymiarowy,

cal characteristics and energy consumption the test should cover bigger number of vehicles and the tests of toxicity of the exhaust gases should be conducted on routes with different characteristics, including motorway traffic. Our further research will include tests on vehicles of other categories and with different types of drive – equipped with conventional engines (as the drive unit only compression ignition or spark ignition engine) or alternative drives (e.g. hybrid drive system, LPG or CNG). We also plan to conduct the analysis of eco-driving on mass emission, including particle size distribution and particulate number (PN).

The research was funded by the National Science Centre – Poland (Narodowe Centrum Nauki) – PhD research project No. N N509 562340 (contract No. 5623/B/T02/2011/40).

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

CI	Compression Ignition/silnik o zapłonie samoczynnym (ZS)
CNG	Compressed Natural Gas/sprężony gaz ziemny
DOC	Diesel Oxidation Catalyst/utleniający reaktor katalityczny dla silników ZS
DPF	Diesel Particulate Filter/filtr cząstek stałych
ETC	European Transient Cycle/europejski test dynamiczny dla pojazdów ciężkich
FID	Flame Ionization Detector/analizator płomieniowo-jonizacyjny
GPS	Global Positioning System/system nawigacji satelitarnej
LDV	Light Duty Vehicle/lekki pojazd użytkowy
LPG	Liquefied Petroleum Gas/skroplona mieszanina propanu i butanu
NDIR	Non-Dispersive Infrared/analizator niedyspersyjny na podczerwień
NDUV	Non-Dispersive Ultraviolet/analizator niedyspersyjny na ultrafiolet
NEDC	New European Driving Cycle/europejski cykl jezdny dla pojazdów lekkich
OBD	On-Board Diagnostics/system diagnostyki pokładowej pojazdu
PEMS	Portable Emissions Measurement System/aparatúra mobilna do badań toksyczności spalin
PN	Particulate Number/liczba cząstek stałych
WHTC	World Harmonized Transient Cycle/test dynamiczny dla pojazdów ciężkich obowiązujący od normy Euro VI

Prof. Jerzy Merkisz, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Prof. Jerzy Merkisz – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl



Maciej Andrzejewski, MSc, Eng. – PhD student at the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Mgr inż. Maciej Andrzejewski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: maciej.andrzejewski@doctorate.put.poznan.pl



cząstek stałych oraz na liczbę tych cząstek (PN – *Particulate Number*).

Badania zostały sfinansowane ze środków Narodowego Centrum Nauki – projekt badawczy promotorski nr N N509 562340 (umowa nr 5623/B/T02/2011/40).

Bibliography/Literatura

- [1] Casanova J., Barrios C., Espinosa F.: Capability of on-board emission measurement systems for driver behavior assessment. International Conference on Transport and Environment: A global challenge, Technological and Policy Solutions, Milan 19–21 March 2007.
- [2] Merkisz J., Andrzejewski M.: Wpływ eco-drivingu na emisję dwutlenku węgla z samochodu dostawczego, AUTOBUSY: Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe 3, 3013, s. 193-202.
- [3] Merkisz J., Kozak M., Molik P., Nijak D., Andrzejewski M., Nowak M., Rymaniak Ł., Ziółkowski A.: The analysis of the emission level from a heavy-duty truck in city traffic, Combustion Engines, No. 3/2012 (150), p. 80-88.
- [4] Merkisz J., Pielecha J.: The on-road exhaust emissions characteristics of SUV vehicles fitted with diesel engines. Combustion Engines, No. 2/2011 (145), p. 58-72.
- [5] Merkisz J., Pielecha J., Radzimirski S.: Emisja zanieczyszczeń motoryzacyjnych w świetle nowych przepisów Unii Europejskiej. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2012.
- [6] Regulation (EC) No. 510/2011 of the European Parliament and of the Council of 11 May 2011 Setting Emission Performance Standards for New Light Commercial Vehicles as Part of the Community's Integrated Approach to Reduce CO₂ Emissions from Light-Duty Vehicles. OJ L 145/1.
- [7] Rubino L., Bonnel P., Carriero M., Krasenbrink A.: Portable emission measurement system (PEMS) for heavy duty diesel vehicle PM measurement: the European PM PEMS program. SAE Technical Paper Series 2009-24-0149.
- [8] Shahinian V.D.: SENSOR Tech-CT Update Application Software for SEMTECH Mobile Emission Analyzers. Sensors 4th Annual SUN (SEMTECH User Network) Conference, Ann Arbor 22.10.2007.
- [9] Walsh M.: Global trends in motor vehicle pollution control: a 2011 update. Part 2. Combustion Engines, No. 3/2011 (146), p. 53-58.
- [10] Worldwide Emissions Standards. Passenger Cars and Light Duty Vehicles. Delphi 2012/2013 (www.delphi.com).
- [11] Worldwide Emissions Standards. Heavy Duty and Off-Highway Vehicles. Delphi 2012/2013 (www.delphi.com).
- [12] autonews.iogloszenia.com, dostęp z dnia 27.03.2013.
- [13] www.vda.de, dostęp z dnia 26.03.2013.

Jacek Pielecha, DSc. DEng. – doctor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Jacek Pielecha – adiunkt na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: jacek.pielecha@put.poznan.pl



Piotr BIELACZYC
Joseph WOODBURN

'Powertrain Development for Low-to-Zero Emissions and Efficient Energy Usage' – the Industry Session held during the 5th PTNSS Congress on Combustion Engines

The 5th Congress on Combustion Engines, organised by The Polish Society of Combustion Engines (PTNSS), the University of Bielsko-Biala and BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd, took place from the 24th to the 26th of June, 2013. Part of the recent 5th PTNSS Congress on Combustion Engines was hosted by BOSMAL Automotive R&D Institute. The event hosted by BOSMAL on Wednesday 26th June 2013 took the format of an Industry Session, organised as an integral part of the congress, with the title 'Powertrain Development for Low-to-Zero Emissions and Efficient Energy Usage'. The Industry Session featured a total of fourteen presentations, divided into three thematic parts (emissions legislation and test method development; development of powertrains and aftertreatment systems for low-to-zero emissions; engine fuel and oil development in the context of emission reduction efforts and vehicle performance requirements). This short commentary presents the aims and context of the Industry Session, some details on the nature of the event, the attendees and the presentations delivered. Some brief overall comments and conclusions are offered. Finally, references to materials on BOSMAL's previous emissions-related events are listed and the technical program of the event is presented.

Relacja z Sesji Przemysłowej pt. „Rozwój układów napędowych pojazdów w aspekcie niskoemisyjnego i wysokosprawnego wykorzystania energii”, która odbyła się w ramach V Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych PTNSS

Piąty Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych, zorganizowany przez Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych, Akademię Techniczno-Humanistyczną w Bielsku-Białej oraz Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL odbył się w Bielsku-Białej w dniach 24-26 czerwca 2013 r. Częścią kongresu była także Sesja Przemysłowa pt. „Rozwój układów napędowych pojazdów w aspekcie niskoemisyjnego i wysokosprawnego wykorzystania energii”, która odbyła się w Instytucie Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL w ostatnim dniu kongresu. W ramach tej sesji przedstawiono 14 prezentacji, podzielonych na 3 bloki tematyczne: ustawodawstwo emisyjne i rozwój metod badań emisji, rozwój układów napędowych i układów oczyszczania spalin do pojazdów nisko- i bezemisyjnych oraz rozwój paliw i olejów silnikowych w kontekście wymaganych wysokich osiągnięć pojazdów i niskiej emisji spalin. W niniejszej relacji z Sesji Przemysłowej przedstawiono jej główne cele i założenia, wybrane informacje na temat przedstawionych prezentacji i uczestników sesji oraz jej podsumowanie. Zamieszczono także program Sesji Przemysłowej.

Introduction

The week beginning Monday 24 June 2013 marked a period of intense activity in the field of combustion engines and their emissions in Bielsko-Biala (Poland). The first two days of the PTNSS congress were well-attended and in addition to the successes of the plenary sessions (Fig. 1), a number of informal meetings, introductions and tours took place on the periphery, including a visit to BOSMAL by Professor Hans-Peter Lenz (Vienna University of Technology and Austrian Society of Automotive Engineers, Austria), founder and main host of the Vienna Motor Symposia for the last 35 years (Fig. 2). The Industry Session marked the sixth scientific meeting hosted at BOSMAL in the last four years; these events are becoming a firm favourite of many high-level players within the industry, as evidenced by their popularity and the high level of the technical presentations delivered year after year [1–9]. The Industry Session built on these previous events, creating for the first time a dedicated one-day session for representatives from the automotive and fuel industries to propound their views, share their experiences and form and maintain business relationships.

Wprowadzenie

W dniach 24-26 czerwca odbywał się w Bielsku-Białej V Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych. Pierwsze dwa dni kongresu wypełniły sesje naukowe-plenarne i specjalistyczne. Prezentowane referaty cieszyły się dużym zainteresowaniem uczestników, o czym świadczyła wypełniona sala obrad (rys. 1). Szczególnie miłym akcentem była wizyta prof. Hansa Petera Lenza (rys. 2) z Politechniki Wiedeńskiej, prezesa Austriackiego Stowarzyszenia Inżynierów Branży Motoryzacyjnej oraz organizatora odbywającego się od 35 lat Wiedeńskiego Sympozjum Motoryzacyjnego. Profesor Lenz przedstawił referat na temat przyszłości silników spalinowych i paliw płynnych. Na prośbę czytelników referat ten zamieszczono w bieżącym numerze Combustion Engines. W ostatnim dniu kongresu odbyła się Sesja Przemysłowa, której gospodarzem był Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL. Po raz pierwszy w historii Kongresów Silników Spalinowych PTNSS na sesję przemysłową przeznaczono cały dzień. Sesja ta była kontynuacją organizowanych od kilku lat przez Instytut BOSMAL sympozjów naukowo-technicznych z udziałem najważniejszych osób z przemysłu motoryzacyjnego i paliwowego [1–9].



Fig. 1. Scenes from the first two days of the 5th PTNSS Congress on Combustion Engines

Rys. 1. Obrady podczas pierwszych dwu dni V Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych PTNSS



Fig. 2. Professor Hans-Peter Lenz during his visit to BOSMAL's engine test laboratories, together with Professor Merkisz (PTNSS/Poznan University of Technology/BOSMAL) Drs Swiatek and Bielaczyc and Mr Trybus (BOSMAL)

Rys. 2. Wizyta Prof. Hansa Petera Lenza w Instytucie BOSMAL; na zdjęciach: prof. Lenz, prof. Jerzy Merkisz (PTNSS/Politechnika Poznańska/BOSMAL), dyr. Antoni Świątek, dr Piotr Bielaczyc i mgr Wojciech Trybus (BOSMAL)

Aims and format of the Industry Session

PTNSS congresses and BOSMAL's own emissions-related scientific meetings both have a proven track record of providing a forum for the exchange of knowledge and technical information and the formation and strengthening of business partnerships. In the wake of the successes of events of this type previously held by BOSMAL [1–9], and that fact that the 5th PTNSS congress was taking place in Bielsko-Biala (where BOSMAL is located), a decision was made to collocate the two events, such that the Industry Session formed the third day of the 2013 PTNSS congress. The industry session represented the first time that an event of that specific format was hosted at BOSMAL. Drawing on the experience gained from other events organised by PTNSS and BOSMAL, the aim of the Industry Session was to present a range of specially selected experts, each speaking on a subject of their choice, with sufficient time allocated for each speaker to explore their subject (together with its context, background, complexities and implications) in sufficient depth. The event was specially created to bring together a range of experts widely respected in their respective fields in a setting of high-level scientific information-sharing.

Cele oraz przebieg Sesji Przemysłowej

Organizowane od lat przez PTNSS kongresy silnikowe i przez Instytut BOSMAL motoryzacyjne sympozja emisyjne mają na celu stworzenie forum wymiany wiedzy i informacji technicznych oraz tworzenie i wzmacnianie relacji biznesowych pomiędzy naukowcami a przedsiębiorcami. W wyniku sukcesów wcześniej realizowanych tego typu spotkań [1–9], a także biorąc pod uwagę fakt, że V Kongres PTNSS odbywał się w Bielsku-Białej (gdzie siedzibę ma Instytut BOSMAL), podjęto decyzję o połączeniu obu tych wydarzeń w ten sposób, że Sesja Przemysłowa wypełniła cały trzeci dzień kongresu. Bazując na doświadczeniu zdobytym podczas poprzednich imprez naukowych organizowanych przez PTNSS i BOSMAL, zdecydowano, że głównym elementem Sesji Przemysłowej będą wystąpienia wyselekcjonowanej grupy uznanych ekspertów z branży motoryzacyjnej i paliwowej. Każdy z ekspertów mógł wybrać tematykę wystąpienia i dysponował odpowiednią ilością czasu dla pogłębionej analizy zagadnienia (w tym przedstawienia jego genezy, tła, złożoności i skutków). Wydarzenie specjalnie zaplanowano tak, aby w jednym

Taking place on the third day of the week of the PTNSS congress (26 June 2013), the Industry Session took a similar format to previous exhaust emissions events hosted by BOSMAL [1–9] – a number of specially selected speakers were invited, representing various strands of the automotive and fuel industries, from the regulatory (e.g. the European Commission's Joint Research Centre) to the practical necessities of R&D testing (e.g. Horiba, BOSMAL), passing through fuels and lubricants (which nowadays are in effect pieces of powertrain hardware, and whose testing requirements are often every bit as complex as those of engines). The session lasted a full day, with a total of fourteen presentations delivered by participants hailing from a range of European countries. The technical programme of the event is attached at the end of this paper.

The Industry Session was divided into three thematic sections, though there was some overlap between these areas and the different parts strongly complimented each other. Following a brief welcome by BOSMAL's Dr Piotr

miejsu zgromadzić grupę ekspertów powszechnie cenionych w swoich dziedzinach, co gwarantowało wysoki poziom naukowej wymiany informacji.

Odbywająca się trzeciego dnia kongresu (26 czerwca 2013 r.) Sesja Przemysłowa miała podobny charakter do organizowanych wcześniej sympozjów emisyjnych organizowanych przez BOSMAL [1–9]. Zaproszono grupę specjalnie wybranych prelegentów, którzy reprezentowali różne gałęzie przemysłu motoryzacyjnego i paliwowego: organy nadzorujące (np. JCR), firmy specjalizujące się w badaniach motoryzacyjnych (np. Horiba, BOSMAL) oraz sektor paliw i środków smarowych (np. Orlen). Całodniowa sesja obejmowała czternaście prezentacji przedstawionych przez uczestników z różnych krajów europejskich. Program sesji zamieszczono na końcu niniejszej relacji.

Sesja przemysłowa podzielona była na trzy bloki tematyczne, które się zazębiały i uzupełniały. Bloki te były zatytułowane: ustawodawstwo emisyjne i rozwój metod badań emisji (4 prezentacje), rozwój układów napędowych



Fig. 3. Scenes from the third day of the 5th PTNSS Congress on Combustion Engines – the Industry Session

Rys. 3. Przebieg Sesji Przemysłowej odbywającej się w trzecim dniu V Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych

Bielaczyc, the presentations commenced. As with previous events, discussion time was allocated following each presentation, which permitted lively technical debate to ensue. The richness of the program and the variety of subjects dealt with ensured the event was of interest to a broad audience. The titles of the three parts were as follows (number of presentations delivered): Emissions Legislation and Test Method Development (4), Development of Powertrains and Aftertreatment Systems for Low-to-Zero Emissions (4), Engine Fuel & Oil Development in the Context of Emission Reduction Efforts and Vehicle Performance Requirements (6). Each part featured presentations from industry experts on subjects which explored the subtopics of the event and its three thematic parts. In order to facilitate engaging and dynamic debate and ensure the entire event was executed professionally, the organisers secured the services of six specially selected experts to act as session chairs (two per session). (See the technical programme for details of these chairs.)

The various breaks and social aspects of the event provided excellent networking opportunities, as well as a chance to see some of BOSMAL's vehicle and engine test facilities, following in the tradition of previous events of this type hosted at BOSMAL [1–9]. Delegates were given the opportunity to see BOSMAL's climate controlled emissions testing laboratory, as well as AVL Cameo software in action, as used by BOSMAL for calibration activities in the field of powertrain development.

Brief concluding remarks on the technical message of the Industry Session

Regarding the technical message of the presentations which made up the event, a number of recurring themes emerged, which will be commented upon in further detail in forthcoming publications. In addition to the oft-noted observation that the powertrain, fuels and lubricants must be treated as a single system [1, 5] and that regulatory pressure (most notably for reductions in CO₂ emissions) is the main driving factor for light-duty vehicle and powertrain development [1, 3, 5], compressed natural gas (CNG) was mentioned a number of times as a fuel of considerable potential for the road transport sector. The advantages of CNG stem mainly from the lower CO₂ emissions compared with petrol and Diesel, but there are also sustainability and geopolitical dimensions, as well as potential air quality benefits. However, each strategy to reduce emissions and fuel consumption (downsizing, powertrain electrification, usage of CNG and other alternative fuels, etc) has inherent disadvantages and complications, as well as potential advantages. These pros, cons and implications must be quantified and carefully considered in analyses of relative benefit, cost and technical and legal viability. In this time of unprecedented change, turmoil and uncertainty in the automotive industry, an environment of hyperdemand for data on the aforementioned points is an inevitability. However, these data are now becoming increasingly hard to obtain in a cost-effective and scientifically rigorous manner – as powertrains have become more complex, so have their testing requirements [3–6].

i układów oczyszczania spalin do pojazdów niskoemisyjnych i bezemisyjnych (4 prezentacje) oraz rozwój paliw i olejów silnikowych w kontekście wymaganych wysokich osiągnięć pojazdów i niskiej emisji spalin (6 prezentacji). Sesja rozpoczęła się krótkim powitaniem uczestników przez dra inż. Piotra Bielaczycę z BOSMALu, po czym rozpoczęły się wystąpienia. Po każdej prezentacji przeznaczono czas na dyskusję, co niejednokrotnie kończyło się ożywioną debatą. Bogactwo programu i różnorodność tematów zapewniło wiele interesujących zagadnień dla szerokiego grona słuchaczy. W celu moderowania dynamicznej dyskusji i profesjonalnego przebiegu sesji organizatorzy zaprosili do współpracy sześciu specjalnie dobranych ekspertów, pełniących rolę przewodniczących obrad (po dwóch odnośnie do każdego bloku tematycznego). Nazwiska prowadzących poszczególne bloki podano w programie sesji.

Podczas przerw w obradach uczestnicy mieli okazję nawiązania nowych kontaktów i współpracy, a także okazję do zapoznania się z możliwościami badawczymi Instytutu BOSMAL. Zaprezentowano m.in. komorę klimatyczną laboratorium emisji oraz praktyczne zastosowanie oprogramowania AVL Cameo, wykorzystywanego przez BOSMAL do celów kalibracyjnych podczas prac rozwojowych nad układami napędowymi.

Główne wnioski podsumowujące treść Sesji Przemysłowej

Z uwagi na szczegółowość i wielowątkowość poruszanych zagadnień dokładna relacja z obrad wymagałaby bardzo obszernego opracowania. W skrótej relacji można jednak wskazać główne wnioski wynikające z przedstawionych na sesji prezentacji. Przede wszystkim należy stwierdzić, że w pracach badawczo-rozwojowych układ napędowy, paliwa i środki smarowe muszą być rozpatrywane razem, tj. jako składniki jednego systemu [1, 5]. Wymogi prawne, a w szczególności presja na obniżanie emisji CO₂, to obecnie główne czynniki stymulujące rozwój układów napędowych i pojazdów typu light-duty [1, 3, 5]. W kilku prezentacjach stwierdzono, że gaz ziemny (CNG) jest paliwem o znacznym potencjale w zakresie wykorzystania go jako paliwa do pojazdów drogowych. CNG zapewnia mniejszą niż benzyna i olej napędowy emisję CO₂, ale daje również inne korzyści w zakresie zrównoważonego rozwoju, czy w wymiarze geopolitycznym, a także poprawy jakości powietrza. Należy jednak zauważyć, że każde rozwiązanie zmierzające do zmniejszenia zużycia paliwa i emisji szkodliwych składników spalin (downsizing, napęd elektryczny, CNG, inne paliwa alternatywne itd.) obok zalet cechuje się także swoistymi wadami, które często komplikują jego zastosowanie. Zalety, wady, a także inne potencjalne następstwa zastosowania poszczególnych rozwiązań muszą być skwantyfikowane i dokładnie rozważone w trakcie analizy ich opłacalności oraz technicznej i prawnej wykonalności. W obecnym okresie wyjątkowych przemian, zawirowań i niepewności w rozwoju przemysłu motoryzacyjnego wzrost zapotrzebowania na obiektywne dane w wymienionym wcześniej zakresie jest nieunikniony. Jednocześnie dane te są coraz trudniejsze

It is clear that what is needed in the industry is both optimisation and refinement of existing technologies and development and deployment of promising new and upcoming technologies. Both of these approaches necessitate a massive amount of R&D work, making investments in the associated infrastructure, equipment and technical know-how unavoidable. As the field of 'powertrain development' expands somewhat to take in engineers and scientists working in fields traditionally considered to not be part of 'automotive engineering', the importance of industry meetings and international scientific conferences such as this Industry Session and the PTNSS congress becomes ever more apparent. BOSMAL is now firmly established as a facilitator of high-level events such as this year's Industry Session. Nevertheless, the events retain a relaxed atmosphere and a strong social element; the evening dinners and entertainment are of course an important part of the whole event. BOSMAL looks set to continue its recent tradition of hosting such events early in the summer, and we look forward to welcoming guests to future events of this type – both old friends and new, potential contacts, scientific collaborators and business partners.

The presentations delivered, together with brief written abstracts, make up the proceedings of the Industry Session. The proceedings have been archived on a CD-ROM: Proceedings of the "Low-to-Zero-Emissions and Efficient Energy Usage" Industry Session held during the 2013 PTNSS Congress on 26th June 2013 entitled "5th International Congress on Combustion Engines", ISBN no.: 978-83-931383-5-7.

Bibliography/Literatura

- [1] Bielaczyc P., Woodburn J.: Global trends in emissions regulation and reduction. *Combustion Engines*, 3/2010 (142), 3-27, 2010.
- [2] Bielaczyc P. (editor) and 13 co-authors: Global trends in emissions regulation and reduction from the perspective of powertrain and fuel development. *Proceedings of the 1st International Exhaust Emissions Symposium*, ISBN 978-83-931383-0-2, 2010.
- [3] Bielaczyc P., Woodburn J.: Analysis of current and future trends in automotive emissions, fuels lubricants and test methods. *Combustion Engines*, 4/2011 (147), 104-118, 2011.
- [4] Bielaczyc P. (editor) and 17 co-authors: Global trends in emissions regulation and reduction from the perspective of powertrain and fuel development. *Proceedings of the 2nd International Exhaust Emissions Symposium*, ISBN 978-83-931383-1-9, 2011.
- [5] Bielaczyc P., Woodburn J.: Current and future trends in automotive emissions, fuels, lubricants and test methods – the view from the year 2012. *Combustion Engines*, 2/2012 (149), 94-116, 2012.
- [6] Bielaczyc P. (editor) and 21 co-authors: Current and future trends in automotive emissions, fuels, lubricants and test methods – 2012. *Proceedings of the 3rd International Exhaust Emissions Symposium*, ISBN 978-83-931383-2-6, 2012.
- [7] Bielaczyc P., Czerwinski J., Woodburn, J.: Current trends in measurement and control of particle emissions from engines. *Combustion Engines*, 3/2012 (150), 89-96, 2012.
- [8] Bielaczyc P. (editor) and 18 co-authors: Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources. *Proceedings*

do uzyskania, z uwagi na coraz większe skomplikowanie pojazdów wymuszające stosowanie bardzo złożonej aparatury badawczej i podnoszące koszty prowadzonych badań.

Nie ulega wątpliwości, że obecnie w przemyśle motoryzacyjnym niezbędna jest zarówno optymalizacja, jak i doskonalenie istniejących technologii oraz rozwój i wdrażanie nowych, innowacyjnych technologii. Oba działania wymagają ogromnej ilości prac badawczo-rozwojowych oraz inwestycji w „know-how” i infrastrukturę towarzyszącą. W dziedzinie rozwoju napędów konieczna jest ścisła współpraca inżynierów i naukowców, także z dziedzin tradycyjnie postrzeganych jako odległe od motoryzacji. Rozwój takiej współpracy jest częstym tematem rozmów podczas spotkań branżowych i międzynarodowych konferencji naukowych, i temat ten w znacznym wymiarze obecny był także w czasie Sesji Przemysłowej i całego Kongresu Silników Spalinowych. Poza wysokim poziomem naukowym kongresu PTNSS bardzo ważne było zapewnienie przyjemnej atmosfery oraz klimatu sprzyjającego nawiązywaniu i rozwojowi kontaktów, co realizowane było m.in. przez organizacje spotkań koleżeńskich, uroczystych kolacji i występów artystycznych. PTNSS oraz gospodarz Sesji Przemysłowej – Instytut BOSMAL zainteresowani są kontynuacją mających już pewną tradycję corocznych, odbywających się wczesnym latem, sympozjów naukowo-technicznych w konwencji zbliżonej do zrealizowanej Sesji Przemysłowej. Zapraszamy na nie zarówno uczestników, którzy gościli u nas już w minionych latach, jak również „debiutantów”, wszystkich potencjalnych współpracowników naukowych i partnerów biznesowych.

Streszczenia referatów przedstawionych na Sesji Przemysłowej opublikowano w bieżącym numerze Combustion Engines, do którego dołączono CD-ROM z prezentacjami przedstawionymi podczas Sesji Przemysłowej (ISBN: 978-83-931383-5-7).

- of the 1st Workshop on Particulate Matter Emissions from Engine and Automobile Sources, ISBN: 978-83-931383-3-3.
- [9] Bielaczyc P., Sutkowski M. (editors) and 5 co-authors: Gaseous fuels in power generation and the automotive sector. *Proceedings of the technical seminar on gaseous fuels in power generation and the automotive sector*, ISBN 978-83-931383-4-0.

Joseph Woodburn, MSci. – 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.

e-mail: joseph.woodburn@bosmal.com.pl



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



V INTERNATIONAL CONGRESS ON COMBUSTION ENGINES

POLISH SCIENTIFIC SOCIETY
OF COMBUSTION ENGINES

24th-26th June 2013



Industry Session Programme

Part 1 – Emissions Legislation and Test Method Development

Chairs: Dr Piotr Bielaczyc (BOSMAL, Poland), Wolfgang Thiel (Technical University Munich/TRT, Germany)

Invited speakers:

– **Dr Piotr Bielaczyc, BOSMAL, Poland**

Drivers of CO₂ and pollutant emissions reduction from modern IC engines

– **Kurt Engeljehring, AVL, Austria**

Emissions trends for light-duty and heavy-duty engines

– **Dr Harald Scholz, European Commission, JRC, Institute for Energy and Transport, Italy**

The Euro 7 emissions standard and its implications for vehicles, powertrains and testing

– **Joon Kyu Lee, Horiba, Germany**

Simulation technologies in hybrid powertrain testing to optimize development work for reducing time to market

BOSMAL's emissions & engine labs – AVL CAMEO – engine calibration software presentation

Part 2 – Development of Powertrains and Aftertreatment Systems for Low-to-Zero Emissions

Chairs: Massimiliano Lavana (Fiat Industrial, Italy), Dr Piotr Bielaczyc (BOSMAL, Poland)

Invited speakers:

– **Georg Steiner, AVL, Austria**

Evaluation of vehicular powertrains for low real driving emissions

– **Dr Toni Kinnunen, Ecocat, Finland**

Lessons learned in automotive – the utilization of automotive aftertreatment development in off-road, industry and marine applications

– **Dr Andrzej Szczotka, Adam Sordyl, Dr Piotr Bielaczyc, Joseph Woodburn, BOSMAL, Poland**

Usage of CNG in automotive applications as a promising strategy for low carbon emissions

– **Dr Gerado Carelli, CARELLI CONSULTING, Italy/Germany**

Avoid Increasing Dramas using CNG for Transportation

Part 3 – Engine Fuel & Oil Development in the Context of Emission Reduction Efforts and Vehicle Performance Requirements

Chairs: Jens Krueger-Venus (Shell Global Solutions GmbH, Germany), Piotr Gizynski (Orlen, Poland)

Invited speakers:

– **Professor Roger Cracknell, Shell Global Solutions, UK**

Fuel requirements for downsized boosted engines

– **Leonardo Pellegrini, Eni, Italy**

Estimation of the emission and fuel consumption reductions from modern passenger cars using new fuel technologies

– **Dr Marc Walter, Uwe Lutz, BASF, Germany**

Effectiveness of deposit control additives in flex-fuel vehicles powered with E85

– **Dr Zdzisław Cieslikowski, Tomasz Stypulkowski, Orlen, Poland**

The future quality requirements for motor fuels – challenges and risks

– **Dr Hu Li, Energy Research Institute, University of Leeds, UK**

Evaluation of combustion and emissions performance of Straight Vegetable Oils (SVO) in diesel engines

– **Przemysław Laszczak, Jerzy Franek, Orlen Oil, Poland**

Quality confirmation of selected Orlen Oil motor oils on the background of the lubricant market development trend

Abstracts of presentations available on the attached CD-ROM*

*CD-ROM with the Proceedings of the "Powertrain Development for Low-to-Zero Emissions and Efficient Energy Usage" Industry Session held during the 2013 PTNSS Congress on 26th June 2013 entitled "5th International Congress on Combustion Engines", ISBN no.: 978-83-931383-5-7.

Streszczenia prezentacji dostępnych na załączonym CD-ROM*

*CD-ROM z pracami zaprezentowanymi podczas sesji przemysłowej „Rozwój układów napędowych pojazdów w aspekcie niskoemisyjnego i wysokosprawnego wykorzystania energii”, która odbyła się 26 czerwca 2013 r. w ramach V Międzynarodowego Kongresu Silników Spalinowych PTNSS, ISBN 978-83-931383-5-7.

PTNSS-2013-SC-208

Piotr BIELACZYC

DRIVERS OF CO₂ AND POLLUTANT EMISSIONS REDUCTION FROM MODERN IC ENGINES

Key words: IC engines, emission drivers, CO₂ emissions targets, emission reduction methods, emission test procedures

A variety of energy challenges face humanity today and notwithstanding recent progress in the environmental performance of cars, the automotive industry is under pressure to sharply reduce energy consumption and exhaust emissions of greenhouse gases. Various approaches aimed at tackling this problem have been adopted, which include increasing usage of the Diesel engine (now over 120 years old), engine down-sizing, the adoption of alternative fuels with lower life-cycle energy requirements and greenhouse gas emissions, usage of electrified powertrains, hybrid systems and even full electric vehicles. Each of these solutions has its own advantages and disadvantages, but for the time being electrical powertrain solutions have made a very limited contribution to tackling these problems. Various CO₂ emission/fuel consumption targets have been set by various bodies, most notably in the USA and the EU (where the final details of the targets remain the subject of intense negotiations). Differences in stated and observed CO₂ emissions and fuel consumption values are leading to the introduction of more stringent test procedures, with additional requirements. The future of automotive testing appears to include more representative, realistic results, particularly for fuel consumption. However, the engine and its fuel are not the end of the story – lubricants and their compatibility with the aforementioned components are also of key importance. Something these elements all have in common is that they are increasing in sophistication, thereby necessitating increasingly complex test facilities and research methodologies.

CZYNNIKI WPLYWAJĄCE NA ZMNIEJSZENIE EMISJI CO₂ I INNYCH ZANIECZYSZCZEŃ Z NOWOCZESNYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, czynniki emisyjne, przyszłe limity emisji CO₂, sposoby zmniejszania emisji, procedury badania emisji

Różnorodność wyzwań energetycznych, pomimo ostatnio dokonanego postępu w dziedzinie produkcji ekologicznych pojazdów, sprawia, że przemysł motoryzacyjny jest pod presją ciągłego redukowania zużycia energii i emisji gazów cieplarnianych. W tym celu podejmuje się różne działania, do których należy popularyzacja silników ZS, downsizing, stosowanie paliw alternatywnych charakteryzujących się mniejszą energochłonnością i mniejszą emisją gazów cieplarnianych w tzw. cyklu życia, użycie wspomaganých elektrycznie układów napędowych, systemów hybrydowych lub w pełni elektrycznych pojazdów. Każde z wymienionych rozwiązań ma zalety i wady, jednak do tej pory pojazdy z napędem elektrycznym w niewielkim stopniu przyczyniały się do rozwiązania problemów motoryzacyjnego zanieczyszczenia środowiska. Limity emisji CO₂ i zużycia paliwa ustanawiane są przez różne organizacje, głównie z USA i Unii Europejskiej (szczegółowo ustanawianych limitów stanowią temat intensywnej negocjacji). Różnice w ustalanych wartościach limitujących emisję CO₂ i zużycie paliwa prowadzą do wprowadzania bardziej rygorystycznych procedur badawczych, uwzględniających dodatkowe wymagania. Przewiduje się, że w badaniach motoryzacyjnych prowadzonych w przyszłości silny nacisk położyć trzeba będzie na większą reprezentacyjność wyników, tj. lepsze odzwierciedlenie faktycznych warunków eksploatacji pojazdów, zwłaszcza w odniesieniu do pomiarów zużycia paliwa. Mając na względzie silnik i stosowane w nim paliwo, pod uwagę należy również wziąć oleje silnikowe i ich kompatybilność z silnikiem i paliwem. Cechą wspólną przyszłych silników spalinowych jest ich złożoność wymuszająca konieczność stosowania coraz bardziej skomplikowanych, specjalistycznych metod badawczych.

PTNSS-2013-SC-209

Kurt ENGELJEHRINGER
Georg STEINER

EMISSIONS LEGISLATION TRENDS: LIGHT-DUTY AND HEAVY – DUTY ENGINES

Key words: light duty & heavy duty IC engines, emissions legislation, exhaust emission standards, test cycle

Worldwide emission legislations are a large field of legislative demands, limits and technical regulations for all the

different engine applications. Worldwide there are well over 4000 pages, which are valid currently. Worldwide emission legislation is a complex 3-dimensional matrix of engine application, emission standard and time. Each engine application, from small chain saw engines up to the largest ship engines has its own emission legislation. Worldwide there are 3 different standards, from EU, USA and Japan existing. All other countries will follow mostly the EU legislation, some also the US, but no other country follows the Japanese standard. Over time the application and/or in a region the legislation is changed, like in Europe from Euro I, II up to now VI. It would be nice to have that all harmonized. And there are ongoing efforts since decades to harmonize it. However, it will not be successful in the foreseeable future. Currently only Europe and all countries following the EU standards are implementing the harmonized regulations in its local legislations, the USA and Japan have their own approaches. For passenger cars in Europe, the main trends are upcoming emissions standards (up to Euro 6c), real driving emissions and particle number for GDI, as well as the implementation of a new test procedure (WLTP). For the USA, the LEV-III standard, EPA-CARB harmonisation, PM reductions and structural changes in the legislation are all important. For heavy duty on-road applications, the main trends are real driving emissions and off-cycle emissions. The current international focus on real driving emissions, harmonisation new test cycles, new gases to measure, additional test procedures, etc. will surely add to the existing 4000 pages of legislation on the subject.

TRENDY W PRAWODAWSTWIE EMISYJNYM: SILNIKI TYPU LIGHT-DUTY I HEAVY-DUTY

Słowa kluczowe: silniki spalinowe typu light-duty i heavy-duty, przepisy toksyczności spalin, standardy emisyjne, cykle badawcze

Światowe prawodawstwo emisyjne to zestaw wymagań prawnych, limitów i technicznych regulacji odnoszących się do różnych aplikacji silnikowych. Objętość obowiązujących na świecie przepisów regulujących emisję silników spalinych przekracza 4000 stron. Przepisy te rozpatrywać można jako trójwymiarową matrycę obejmującą: zastosowania silników, standardy emisyjne i czas. Każde zastosowanie silnika spalinowego, począwszy od silnika piły łańcuchowej, a skończywszy na ogromnych silnikach stosowanych w statkach rozpatrywane jest w przepisach indywidualnie. Na świecie wyróżnia się trzy główne standardy: europejski, amerykański i japoński. Pozostałe kraje wzorują się głównie na standardach europejskich, część na standardach amerykańskich, a w praktyce żaden kraj nie wzoruje się na standardach japońskich. Na przestrzeni lat i w zależności od regionu standardy te ewoluują, jak np. w Europie od Euro I do aktualnego Euro VI. Wskazane byłoby ich ujednoczenie w skali światowej. Takie działania prowadzone są od dziesięcioleci. Jednak obecnie nic nie wskazuje na to, że w najbliższej przyszłości to nastąpi. Aktualnie jedynie Unia Europejska i wzorujące się na jej ustawodawstwie kraje re-

alizują ujednoczone regulacje w lokalnym prawodawstwie, a USA i Japonia mają swoje własne podejście do tego zagadnienia. Dla samochodów osobowych w Europie główne trendy rozwojowe związane są z wprowadzeniem nowych limitów emisji (aż do Euro 6c), badań emisji w rzeczywistych warunkach ruchu, badań liczby emitowanych cząstek stałych dla silników GDI oraz wprowadzania nowych procedur badawczych (WLTP). W USA główne trendy rozwojowe dotyczą standardów LEV III, harmonizacji przepisów EPA-CARB, redukcji emisji PM i zmian strukturalnych w prawodawstwie. Dla samochodowych silników typu heavy duty główne trendy dotyczą badań emisji w rzeczywistych warunkach ruchu oraz w warunkach nieuwzględnionych w cyklach homologacyjnych. Ogólnoświatowy trend badań emisji w warunkach rzeczywistych, harmonizacja cykli badawczych, pomiary dodatkowych składników spalin i dodatkowe procedury badawcze z pewnością powiększą obecne ponad 4000 stron prawodawstwa emisyjnego dla silników spalinowych.

PTNSS-2013-SC-210

Harald W. SCHOLZ

Martin WEISS

Pierre BONNEL

Giorgio MARTINI

POST EURO-6: ITEMS TO BE FINALIZED & JRC'S PRENORMATIVE WORK ON HYBRIDS AND EVS, AND THEIR INTEROPERABILITY WITH SMART GRIDS

Key words: exhaust emission standards, emission test procedures, post EURO 6, hybrid, PEMS, electric vehicles

To obtain type-approval in the EU, light-duty vehicles have to comply with emission-standards during a predefined test-procedure in the laboratory. Although emission standards have become increasingly stringent in the past decades, light-duty vehicles continue contributing substantially to urban air-pollution. Therefore, in 2007 the JRC started to complement laboratory-tests with on-road emissions-tests using Portable Emissions Measurement Systems (PEMS). For the latter, four routes were designed covering a large range of real-world driving-conditions. Until 2012, the JRC tested 16 light-duty vehicles on-road. Results presented suggest that NO_x from gasoline-vehicles as well as CO and hydrocarbon emissions of both Diesel- and gasoline-vehicles remain below the respective standards. However, on road NO_x emissions of Diesel vehicles, including Euro 5 and Euro 6 vehicles, substantially exceed the respective emission-standards. Based on this finding, DG Enterprise commissioned the development of a complementary test-procedure for type-approval of light-duty vehicles. It should ensure proper control of tail-pipe emissions under a wide range of normal operating-conditions, including high engine-loads and low-temperature vehicle operation in urban environments. Out of four candidate procedures (fixed-driving-cycles, random-driving cycles, on-road emission-testing, and

emission-modelling), on-road emission-testing with PEMS was chosen for further development. The complementary on-road test procedure will be implemented gradually together with the Euro 6 emissions standards from 2014 onward. In view of CO₂-limitations by producer-specific "fleets", the JRC works not only on technologically analysing the "eco-innovation" applications for niche-producer bonuses, but has also started a major new experimental research on hybrid- and full-electric cars. Here, several threads of new standards and test-procedures are still in the process of being elaborated, finalised and harmonised for the global car-market, notably also through the UNECE-WLTP initiatives. Of strategic importance is also the research alliance of JRC with the US Argonne National Laboratory on interoperability of EVs with their charging infrastructure and the added-value services, power-battery containing vehicles can receive and perform in a future smart electric power-grid. There is vivid interest of car industry to collaborate at this pre-normative research due to the unbiased and independent position of JRC. The presentation thus explains the new, integrated e-mobility laboratories under construction at JRC Ispra. Though tests on HEVs and EVs regarding energy-efficiency, breaking recuperation, effects of hybridisation for PEMS results in Diesel-hybrids, etc. have already started, by 2014 two major new labs will boost the JRC's experimental possibilities to test EVs under from -30 °C to +50 °C, and also regarding their Electromagnetic compatibility as well as interoperability with a hardware-simulated smart-grids.

**DALSZE KROKI PO EURO 6: CELE
ORAZ DZIAŁANIA PRZEDNORMATYWNE JRC
W ZAKRESIE POJAZDÓW HYBRYDOWCH
I ELEKTRYCZNYCH ORAZ ICH WSPÓLPRACY
Z SIECIAMI INTELIGENTNYMI**

Słowa kluczowe: normy emisji szkodliwych składników spalin, procedury badawcze emisji, pojazdy hybrydowe, pojazdy elektryczne, PEMS

W celu uzyskania europejskiej homologacji pojazdy typu LDV podczas procedury badawczej przeprowadzanej w specjalnym laboratorium muszą spełnić określone standardy emisyjne. Mimo że w ostatnich dziesięcioleciach standardy emisyjne stają się coraz bardziej rygorystyczne, pojazdy typu LDV wciąż w istotny sposób przyczyniają się do zanieczyszczenia powietrza w miastach. W związku z tym w 2007 r. JRC (Joint Research Centre – Wspólnotowe Centrum Badawcze Komisji Europejskiej) rozszerzyło badania laboratoryjne o badania w rzeczywistych warunkach ruchu prowadzone przy użyciu PEMS (Portable Emissions Measurement Systems – mobilna aparatura pomiarowa). W tym celu stworzono cztery typy tras odpowiadające rzeczywistym warunkom ruchu. Do roku 2012 JRC przebadło w rzeczywistych warunkach ruchu 16 pojazdów typu LDV. Wyniki badań potwierdziły, że emisja tlenków azotu z pojazdów z silnikami ZI, a także emisja CO i HC z pojazdów z silnikami ZS oraz ZI przyjmuje wartości poniżej wymaganych limitów. Niestety, emisja tlenków

azotu w rzeczywistych warunkach ruchu pojazdów z silnikami ZS, także tych spełniających normy Euro 5 i Euro 6, znacząco przekraczała wartości określone w normach. Bazując na powyższych doświadczeniach Dyrekcja Generalna Komisji Europejskiej ds. Przedsiębiorstw i Przemysłu zaleciła rozwijanie procedur badawczych związanych z homologacją pojazdów typu light-duty. Procedury te powinny zagwarantować prawidłową kontrolę emisji w szerokim zakresie eksploatacji, uwzględniającym duże obciążenia silnika i niską temperaturę otoczenia pojazdu poruszającego się w środowisku miejskim. Z czterech proponowanych procedur (cykle jazdy stałej, cykle jazdy zróżnicowanej, badanie emisji w warunkach rzeczywistych, modelowanie emisji) do dalszego rozwijania wybrano badanie emisji w warunkach rzeczywistych z użyciem aparatury typu PEMS. Uzupełniające badanie w warunkach rzeczywistych będzie wprowadzane stopniowo od 2014 r. wraz ze standardami Euro 6. W ramach ograniczania emisji CO₂, JRC pracuje nie tylko nad premiowaniem eko-innowacyjnych technologii proponowanych przez niszowych producentów, ale również rozpoczęło specjalizację w eksperymentalnych badaniach nad pojazdami z napędami hybrydowymi i elektrycznymi. Szczególnie dzięki inicjatywom UNECE-WLTP wiele kroków dotyczących nowych standardów i procedur badawczych jest tu opracowywane, finalizowane i harmonizowane ze światowym rynkiem motoryzacyjnym. Strategiczne znaczenie ma również badawczy alians JRC z amerykańskim Argonne National Laboratory dotyczący zdolności pojazdów z napędem elektrycznym do współpracy z infrastrukturą umożliwiającą ich ładowanie. Obserwuje się zainteresowanie przemysłu motoryzacyjnego współpracą w ramach tych badań, co spowodowane jest głównie bezstronną i niezależną pozycją JRC. W prezentacji przedstawiono nowe, zintegrowane laboratorium emobilności budowane przez JRC w miejscowości Ispra we Włoszech. Badania dotyczące np. sprawności pojazdów z napędem hybrydowym i napędem elektrycznym, odzysku energii podczas hamowania, efektów hybrydyzacji w pojazdach z silnikami ZS prowadzone z wykorzystaniem PEMS już trwają, jednakże dopiero w 2014 r. dwa główne laboratoria JRC uzyskają pełne możliwości badawcze dotyczące np. testowania pojazdów z napędem elektrycznym w zakresie temperatur -30 °C do +50 °C, czy też badań związanych z elektromagnetyczną kompatybilnością i możliwością współpracy pojazdów z programowalną komputerowo inteligentną siecią energetyczną.

PTNSS-2013-SC-211

Joon Kyu LEE

**SIMULATION TECHNOLOGIES IN HYBRID
POWERTRAIN TESTING**

Key words: powertrain test bench, test simulation, hybrid powertrain testing

Dynamometer-based vehicle and engine testing are driven by strict regulations and certification requirements. However, in powertrain testing, when DUTs are transmissions, axles, differential modules, electric drive subsystems or driveline

components, customised mechatronic testing solutions are needed. Flexible dynamometer configurations, application specific support structures, and the simulation of missing vehicle sub-systems are expected to increase to meet reduced time to market demands. HORIBA's forward-thinking simulations called Virtual Battery, Virtual Engine and Virtual Wheel will be highlighted during this presentation.

TECHNOLOGIE SYMULACYJNE W BADANIU NAPĘDÓW HYBRYDOWYCH

Słowa kluczowe: stanowisko do badania układów napędowych, badania symulacyjne, badania napędów hybrydowych

Zarówno hamownie podwoziowe, jak i hamownie silnikowe podlegają szczegółowym przepisom i wymaganiom certyfikacyjnym. W przypadku układów napędowych, gdzie testowanymi elementami są skrzynie biegów, półosie napędowe, mechanizmy różnicowe, elektryczne układy napędowe, lub inne elementy transmisji napędu, konieczne jest użycie metod opartych na rozwiązaniach mechatronicznych. W celu zminimalizowania czasu testów, co podyktowane jest wymaganiami rynku, oczekuje się elastyczności w konfigurowaniu hamowni, możliwości dodawania określonych struktur wspomagających oraz możliwości symulowania braku wybranych podsystemów pojazdu. W prezentacji przedstawiono zaawansowane systemy symulacyjne firmy Horiba: Virtual Battery, Virtual Engine oraz Virtual Wheel.

PTNSS-2013-SC-212

Georg STEINER

EVALUATION OF POWERTRAIN CONCEPTS FOR LOW REAL DRIVING EMISSIONS

Key words: alternative powertrain concepts, real driving emissions, simulation software, emissions optimisation

The automotive industry has traditionally been at the forefront of technology, development and production processes. Over the last 20 years, it has successfully dealt with the increasing technology demands from emission legislations, increasing quality demands, model & platform diversification and the strong increase of vehicle electronics complexity. This presentation is looking at a method to optimize and objectively compare different powertrain variants for a given performance and emission target under real driving conditions. The method uses a combination of different tools.

The powertrain simulation software AVL CRUISE is used to model the different powertrain layouts and calculate performance, energy consumption and emissions. It also includes the ability to run standard tests which makes it ideal for quickly executing a DOE plan to generate data for modelling and optimisation of the powertrain parameters. AVL CAMEO is a solution for test design with DOE methodology, automated test execution, data analysis, system modelling and optimisation. In the context of this project, CAMEO is linked with CRUISE to automatically run simulations of the

powertrain on a certain drive cycle with all the parameter variations of the DOE plan. This data is then used for modelling the influence of the design parameters on the powertrain and optimizing them with trade-off analysis to assure optimal performance in regard to the specified target characteristics. The vehicle measurement system AVL M.O.V.E is a mobile solution to measure gaseous and particulate emissions, fuel consumption, general powertrain values, combustion pressure, vehicle and track information in real driving situations. It is designed to fulfil the European "Read Driving Emission" testing requirements as well as requirements for R&D applications in real driving situations. The vehicle simulation software IPG CarMaker / AVL InMotion has 3 core strengths. Firstly, the simulation of the complete vehicle in complex driving scenarios with influence from road and environment, secondly an open structure which allows the integration of different component models (e.g. powertrain, tires, control units, etc.), and thirdly the integration of the vehicle and manoeuvre simulation in SIL and HIL environments. It also supports the import of measurements from AVL M.O.V.E to connect real driving measurements with simulation, and natively supports CRUISE for simulating the vehicle's powertrain. These 4 tools can be used in different combinations, and in the presentation we are looking at a specific example, in which CRUISE, CAMEO and CarMaker were used to optimize a battery electric powertrain concept.

OCENA KONCEPCJI UKŁADÓW NAPĘDOWYCH ZAPEWNIĄCYCH MAŁĄ EMISJĘ W RZECZYWI-STYCH WARUNKACH RUCHU

Słowa kluczowe: alternatywne koncepcje układu napędowego, emisja w warunkach rzeczywistych, programy symulacyjne, optymalizacja emisji

Przemysł motoryzacyjny przoduje w wykorzystaniu najnowszych technologii w budowie pojazdów oraz w procesach produkcyjnych. Przez ostatnie 20 lat z sukcesem uporał się z rosnącymi wymaganiami technicznymi wpływającymi z przepisów emisyjnych, rosnących wymagań jakościowych, dywersyfikacji modeli i platform oraz znacznej złożoności elektroniki montowanej w pojazdach. Niniejsza praca skupia się na metodzie pozwalającej na zmniejszanie emisji w rzeczywistych warunkach ruchu pojazdów, na drodze optymalizacji i porównania w sposób obiektywny różnych wariantów układów napędowych. W metodzie zastosowano kombinację różnych narzędzi.

Oprogramowanie AVL CRUISE pozwalające na symulowanie układów napędowych zastosowano do modelowania i obliczania m.in. osiągnięć, zużycia energii i emisji układów napędowych. Dzięki oprogramowaniu możliwe jest również prowadzenie standardowych testów, co czyni je idealnym do szybkiego wykonania planowanego eksperymentu, w celu wygenerowania danych do modelowania i optymalizacji parametrów układu napędowego. AVL CAMEO jest rozwiązaniem umożliwiającym modelowanie badań za pomocą metodologii planowania eksperymentu (ang. *Design of Experiment* – DOE), automatyczne przeprowadzanie testu,

analizę wyników, modelowanie i optymalizację systemu. W zakresie projektowania zaletą oprogramowania CAMEO jest ponadto jego kompatybilność z systemem CRUISE, co pozwala na automatyczne prowadzenie symulacji układów napędowych dla ustalonych cykli jezdnych przy uwzględnieniu zmiany parametrów. Pozyskane dane podlegają następnie modelowaniu w celu określenia wpływu parametrów konstrukcyjnych na układ napędowy, co gwarantuje uzyskanie optymalnej wydajności ze względu na określone w charakterystyce cele. System pomiarowy AVL M.O.V.E jest mobilnym rozwiązaniem pozwalającym na pomiar w rzeczywistych warunkach ruchu emisji związków szkodliwych, zużycia paliwa, podstawowych wielkości związanych z układem napędowym, ciśnienia spalania oraz uzyskanie informacji o pojeździe i przebytej przez niego drodze. System stworzono w celu spełnienia europejskich wymagań badawczych zawartych w dokumencie „Emisja w warunkach rzeczywistych”. Innym oprogramowaniem umożliwiającym prowadzenie symulacji jest posiadające trzy istotne zalety oprogramowanie IPG CarMaker/AVL InMotion. Po pierwsze pozwala ono na symulację pojazdu w różnych sytuacjach drogowych z uwzględnieniem wpływu drogi i otoczenia, po drugie ma otwartą strukturę pozwalającą na scalanie ze sobą różnych modeli układów (np. układu napędowego, opon, jednostek sterujących itp.), po trzecie umożliwia w środowisku SIL i HIL scalenie pojazdu i symulowanego ruchu. Możliwe jest również importowanie danych z systemu AVL M.O.V.E w celu powiązania pomiarów wykonanych w rzeczywistym ruchu z symulacją oraz wykorzystanie danych z systemu CRUISE do symulowania układów napędowych. Przedstawione cztery narzędzia mogą być użyte w różnych zestawieniach; w pracy przedstawiono przykład, w którym systemy CRUISE, CAMEO i CarMaker użyto do optymalizowania koncepcji elektrycznego układu napędowego.

PTNSS-2013-SC-213

Toni KINNUNEN

**LESSONS LEARNED IN AUTOMOTIVE
– THE UTILISATION OF AUTOMOTIVE
AFTERTREATMENT DEVELOPMENT IN OFF-
ROAD, INDUSTRY AND MARINE APPLICATIONS**

Key words: off-road engines, marine engines, exhaust gas after-treatment, POC/DPF, SCR

Ecocat has almost two decades' experience in providing catalytic products to suit the aftertreatment needs for various industry sectors which rely on internal combustion engines, including light- and heavy-duty vehicles, industrial applications and off-road (including marine). Ecocat considers these to be synergistic areas of business, rather than totally separate fields. The state of regulation of exhaust gases and the aftertreatment systems those legal limits entail differ somewhat for each area of application, although there are also striking similarities and areas of qualitative overlap. Regarding NO_x , comparing the emissions limits per kWh

of power output, stationary and marine limits are still far more lax than on-road heavy-duty limits. Since Diesel and CNG are used as fuel in all the aforementioned areas of application, these two fuel types and their associated after-treatment requirements are a particular focus for Ecocat. Offering a wide range of products, Ecocat is able to provide a “complete” Diesel aftertreatment system, based on DOC, POC/DPF and SCR technologies, together with an ammonia slip cat. For CNG applications, a special approach is required to deal with methane emissions. The chemistry, architecture and even size and shape of the product must be carefully chosen for the specific application in mind, in order to maximise pollutant elimination efficiency and minimise fuel consumption penalties and power loss resulting from backpressure in the system. System integration and durability are other key criteria, and various design features make some of Ecocat's products deployable in certain unconventional locations (e.g. “pre turbocharger”) to realise a variety of highly beneficial effects on exhaust emissions.

**WYKORZYSTANIE SAMOCHODOWYCH
UKŁADÓW OCZYSZCZANIA SPALIN
DO ZASTOSOWAŃ POZADROGOWYCH,
PRZEMYSŁOWYCH I MORSKICH**

Słowa kluczowe: silniki do zastosowań pozadrogowych, silniki okrętowe, oczyszczanie spalin, POC/DPF, SCR

Firma Ecocat ma już niemal 20 lat doświadczenia w dostarczaniu produktów pozwalających na oczyszczanie spalin w różnych sektorach zastosowań silników spalinowych, w tym takich jak: lekkie i ciężkie pojazdy, zastosowania przemysłowe i pozadrogowe oraz statki morskie. Różne zastosowania silników nie są rozpatrywane przez firmę jako zupełnie odrębne obszary, a raczej jako dziedziny współgrające ze sobą. Przepisy odnoszące się do związków szkodliwych i systemów oczyszczania spalin są różne dla każdej z tych dziedzin, jednak można zauważyć w nich również pewne podobieństwa. W odniesieniu np. do NO_x porównanie limitów emisyjnych w kWh pozwala stwierdzić, że limity dla statków morskich są wciąż bardziej liberalne niż limity dla pojazdów ciężarowych. Głównym obszarem zainteresowań firmy Ecocat jest oczyszczanie spalin silników zasilanych olejem napędowym i gazem ziemnym (CNG), ponieważ silniki zasilane tymi paliwami znajdują zastosowanie we wszystkich wymienionych wcześniej obszarach. Firma Ecocat, oferując szeroką gamę produktów ma możliwość dostarczania kompletnych układów oczyszczania spalin do silników ZS, które bazują na technologiach DOC, POC/DPF i SCR. W przypadku CNG ze względu na zawarty w nim metan wymagane jest szczególne podejście. Skład chemiczny, architektura, czy też rozmiar i kształt produktu musi być dobierany z uwagą, tak by maksymalizować sprawność eliminowania zanieczyszczeń oraz minimalizować zużycie paliwa i straty mocy wynikające z przeciwcisnienia w układzie wylotowym. Istotną cechą produktów stworzonych przez Ecocat, umożliwiającą zrealizowanie celów

związanych z emisją, jest ich wytrzymałość oraz odpowiednia konstrukcja pozwalająca na umieszczanie systemów w nietypowych miejscach (np. przed turbosprężarką).

PTNSS-2013-SC-214

Piotr BIELACZYC
Adam SORDYL
Andrzej SZCZOTKA
Joseph WOODBURN

USAGE OF CNG IN AUTOMOTIVE APPLICATIONS AS A PROMISING STRATEGY FOR LOW CARBON EMISSIONS

Key words: low-carbon fuel, automotive CNG applications, CO₂ emissions reduction

Natural gas has a long history of usage in automotive engines and certain properties make it very attractive as a fuel for reducing emissions (mainly CO₂) as well as reducing dependence on imported oil and possibly making use of renewable fuel in the form of biomethane. Vehicles must be specially produced (or adapted) to run on CNG, and the size of the global CNG fleet is, for the time being, relatively small (around 15 million). Furthermore, these vehicles are very unevenly distributed – the top three countries (Iran, Pakistan, Argentina) are home to over 50 % of the global fleet. Research and development work continues of CNG powered vehicles and associated technologies. Such research has been carried out by BOSMAL in three main ways: emissions testing on a chassis dynamometer, engine testing on engine dynamometers, and road testing. The emissions performance of vehicles running on CNG compared to petrol is quite variable for vehicle to vehicle, with the exception of CO₂, which is consistently around 25 % lower, due to the carbon to hydrogen ratio of the fuel and its enthalpy of combustion. Research performed by BOSMAL has confirmed the CO₂ emissions advantage inherent to CNG and revealed a number of other interesting tendencies regarding regulated and unregulated emissions. Of particular interest and relevance are results from a compression ignition engine running on Diesel and CNG simultaneously, with combustion of CNG providing up to 70 % of the torque output of the engine. Accrued expertise and recently completed extensive CNG fuelling infrastructure at BOSMAL means the firm is well-placed to continue its work in this area, which has already given rise to nine publications over the last ten years.

ZASTOSOWANIE GAZU ZIEMNEGO W MOTORYZACJI JAKO PERSPEKTYWICZNY SPOSÓB OBNIŻENIA EMISJI ZWIĄZKÓW WĘGLA

Słowa kluczowe: paliwa z małą zawartością węgla, zastosowanie CNG w motoryzacji, redukcja emisji CO₂

Gaz ziemny (CNG) ma długą historię w zastosowaniach motoryzacyjnych – jego określone cechy pozwalają na redukcję emisji związków szkodliwych (głównie CO₂) oraz

uniezależnienie się od importu ropy naftowej, a w przypadku biometanu na traktowanie go jako paliwa odnawialnego. Użycie CNG możliwe jest w specjalnie do tego celu produkowanych (lub adaptowanych) pojazdach, co skutkuje tym, że całkowita liczba pojazdów nim napędzanych na całym świecie jest aktualnie relatywnie mała (około 15 milionów). Ponadto pojazdy te nie są dystrybuowane równomiernie – 50 % ich globalnej liczby zlokalizowane jest w trzech krajach (Iran, Pakistan, Argentyna). Prowadzone w obszarze CNG badania przyczyniają się do rozwoju tego rozwiązania. Prace realizowane przez BOSMAL skupiają się na trzech aspektach: badaniach emisji na hamowni podwoziowej, badaniach silników na hamowni silnikowej oraz badaniach drogowych. Wyniki emisji pojazdów zasilanych CNG w stosunku do paliwa konwencjonalnego są zróżnicowane w zależności od pojazdu – wyjątek stanowi emisja CO₂, która z uwagi na stosunek węgla do wodoru oraz entalpii spalania jest dla CNG o około 25 % mniejsza. Badania zrealizowane przez BOSMAL potwierdzają korzyści płynące z użycia CNG, wskazując jednocześnie wiele innych tendencji związanych z emisją. Interesujące wyniki osiągnięto w silniku ZS zasilanym jednocześnie olejem napędowym i CNG, gdzie spalanie CNG pozwalało na zapewnienie do 70 % momentu obrotowego silnika. Stworzona w ostatnim czasie kompletna infrastruktura badawcza CNG sprawia, że firma BOSMAL jest dobrze przygotowana do prowadzenia w tym obszarze dalszych badań, co potwierdza powstanie w ostatnim dziesięcioleciu 9 publikacji z zakresu tego zagadnienia.

PTNSS-2013-SC-215

Gerardo CARELLI

AVOID INCREASING DRAMAS USING CNG FOR TRANSPORTATION

Key words: global warming, climate change, IC engines, emission problems

“Drama” and “Panic” are words that are not allowed in technical presentations. In fact, companies have to show that they offer solutions for all problems and that they are better than competitors, often seen as enemies. But on the other hand, analyzing these two words in a positive way, we can find a direction to follow in the complex world where many subjects contribute to improve the quality of our life. Panic is not a bad reaction if you have to escape emergencies, provided it is technically guided. The goal of the presentation was to generate in skilled professionals a certain level of panic regarding global warming, in order to change traditional enemies and cooperate for a fast solution of the CO₂ problem in transportation.

CNG is one of the tools and the use of biomethane can also enhance the effects, but it is no longer time for any single solutions but rather all solutions must be immediately used at the same time, not waiting for the long negotiations of legislative commissions to conclude. Admiral Locklear’s most dangerous enemy is climate change.

UŻYCIE CNG W TRANSPORCIE JAKO SPOSÓB NA UNIKNIĘCIE NARASTAJĄCEGO „DRAMATU”

Słowa kluczowe: globalne ocieplenie, zmiana klimatu, silniki spalinowe, problemy emisyjne

„Dramat i panika” nie są raczej słowami dopuszczalnymi w prezentacjach technicznych. Firmy powinny pokazywać, że oferują rozwiązania różnych problemów, będąc jednocześnie lepszymi niż konkurencja często postrzegana jako wróg. Analizując te dwa słowa w pozytywnym znaczeniu, można znaleźć kierunek poruszania się w złożonym świecie, gdzie wiele zagadnień przyczynia się do poprawy jakości życia. Technicznie prowadzona panika nie jest złą reakcją, jeśli musi się nagle uciec. Prezentacja ma w zamiarze stworzenie u doświadczonych specjalistów określonego poziomu paniki, odnoszącego się do globalnego ocieplenia, po to, by w celu szybkiego rozwiązania problemu CO₂ w motoryzacji zmienić tradycyjne współzawodnictwo na współpracę. Jednym z narzędzi rozwiązujących ten problem jest zastosowanie CNG, jednak lepszym podejściem jest użycie wszystkich rozwiązań jednocześnie, bez czekania na wyniki długich negocjacji komisji ustawodawczych. Najbardziej niebezpiecznym wrogiem admirała Lockleara jest obecnie zmiana klimatu.

PTNSS-2013-SC-216

Roger CRACKNELL

FUEL REQUIREMENTS FOR DOWNSIZED BOOSTED SI ENGINES

Key words: gasoline engines, downsizing, boosting, fuel requirements, octane index (OI), OI estimation methods.

The octane appetite of a SI engine can be expressed in terms of an Octane Index: $OI = (1 - K) \times RON + K \times MON$ where K is a constant for a given operating condition and depends only on the pressure and temperature variation in the engine (it is not a property of the fuel). K is frequently found to be less than zero for downsized boosted engines, operating at full load.

The octane appetite of engines can be related to the chemical kinetic reaction pathways that prevail at the specific temperatures and pressures in the engine. This has enabled us to develop a method for predicting the octane appetite of engines based on crank angle resolved pressure measurements and engine geometric data. Good agreement between simulation and experimental results suggests the method is reliable and can be applied to a wide range of engines.

WYMAGANIA W ZAKRESIE PALIW DLA DOŁADOWANYCH SILNIKÓW ZI Poddanych Downsizingowi

Słowa kluczowe: silniki benzynowe, downsizing, doładowanie, wymagania paliwowe, indeks oktanowy (OI), metody szacowania OI

Wymagania w zakresie odporności na spalanie stukowe paliw do silników ZI można wyrażać za pomocą indeksu oktanowego: $OI = (1 - K) \times RON + K \times MON$, gdzie K jest

stałą dla określonych warunków eksploatacyjnych zależną od ciśnienia i temperatury w silniku (nie jest to właściwość paliwa). Dla doładowanych silników ZI poddanych downsizingowi i pracujących z pełnym obciążeniem współczynnik K wynosi często mniej niż 0.

Wymagania oktanowe silnika związane są z kinetyką reakcji chemicznych zależnych od temperatury i ciśnienia w silniku. Podstawy te pozwoliły na stworzenie metody przewidywania zapotrzebowania oktanowego silnika, biorąc pod uwagę pomiar ciśnienia sprężania i analizę geometrii silnika. Powiązanie symulacji i wyników eksperymentalnych sprawia, że metoda ta jest niezawodna i można ją stosować w szerokiej gamie silników spalinowych.

PTNSS-2013-SC-217

Leonardo PELLEGRINI

ESTIMATION OF THE EMISSION AND FUEL CONSUMPTION REDUCTIONS FROM MODERN PASSENGER CARS USING NEW FUEL TECHNOLOGIES

Key words: exhaust emissions, renewable fuels, biofuels, fuel consumption reduction, GreenDiesel fuel, experimental Diesel fuel formulas

Concerns about energy security, oil resources, oil price, climate change and traffic related health effects and financial incentives and regulatory mandates have been promoting the research, development and commercialisation of renewable fuels in the last decades. Moreover, quite a number of new vehicle and fuel technologies have entered the market engine since the last big coordinated effort to determine the relationships between fuel quality, vehicle technology and emissions in the European Union, i.e., the European Program on Emissions, Fuels and Engine technologies (EPEFE), back in the second half of the 1990s. So, it seemed interesting to compare the emission behaviour of these new technologies with those considered in the EPEFE, and see if the EPEFE results still hold some validity. This presentation will focus on two estimation methods. The first one is based on the 2012 benchmarking quality survey at Eni's pumps, the available GreenDiesel properties of samples, the blending model of Diesel fuel from its blending stocks and the use of the EPEFE (European Program on Emissions, Fuels and Engine Technologies) regression equations to calculate the regulated emissions over the NEDC testing cycle from the key Diesel fuel properties. As a second method, both emissions and fuel consumption were calculated by extrapolation of the results obtained at BOSMAL using a set of experimental Diesel fuel formulations of high GreenDiesel content, supplied by Eni, in a state-of-the-art Euro 5b VW Golf 1.6 TDI car to the same lower GreenDiesel content considered by the previous EPEFE-based estimation method. Being the EPEFE equations based on Euro 2 production cars and just a few Euro 3 prototype cars, the estimated absolute values of the emissions predicted by the two methods was obviously quite different, but, encouragingly, the percent variations relative to the base

fuel without HVO resulted in some acceptable agreement. These results indicate that even the simple splash blending of GreenDiesel into the current Diesel fuel has a potential to significantly reduce the CO, HC, PM and CO₂ emissions and the energetic fuel consumption of Diesel engines. The regulated emissions of different fuels exhibit the same relative behaviour with the new technologies as those studied in EPEFE. GreenDiesel appears to be the most promising biofuel in order to bring the quality of Diesel fuel to the least environmental impact. Future experimental work is aimed at validating these preliminary estimations as well as at the fine tuning of Diesel fuel formulations containing GreenDiesel HVO.

REDUKCJA EMISJI I ZUŻYCIA PALIWA SAMOCHODOWYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH Z WYKORZYSTANIEM NOWOCZESNYCH TECHNOLOGII PALIWOWYCH

Słowa kluczowe: emisja szkodliwych składników spalin, paliwa odnawialne, biopaliwa, redukcja zużycia paliwa, paliwo GreenDiesel

Obawy związane z bezpieczeństwem energetycznym, zasobami i cenami ropy naftowej, zmianami klimatu i wpływem transportu na zdrowie człowieka, stosowanie subwencji państwowych i regulacje ustawowe sprawiły, że w ostatnich dziesięcioleciach zauważalny jest znaczny postęp w komercjalizacji paliw odnawialnych. Duża liczba nowych pojazdów i technologii paliwowych wymusza na rynku Unii Europejskiej konieczność łączenia aspektów związanych z jakością paliwa, technologią samochodową i emisją, czego dowodem jest np. Europejski Program Emisji, Paliw i Technologii Silnikowych (*European Program on Emissions, Fuels and Engine Technologies* (EPEFE)), realizowany w drugiej połowie lat dziewięćdziesiątych XX w. Wydaje się interesujące porównanie zmian emisji osiągniętych przy użyciu obecnych technologii paliwowych z tymi rozpatrywanymi w ramach programu EPEFE, a także ocena, czy wyniki EPEFE mają dziś jeszcze jakąś wartość. Prezentacja ta skupia się na dwóch metodach szacunkowych. W pierwszej wykorzystano dane o średnich parametrach jakościowych współczesnych (2012) olejów napędowych, dane o parametrach jakościowych paliwa GreenDiesel, model mieszania oleju napędowego i paliwa GreenDiesel oraz równania regresji do obliczania emisji na podstawie parametrów paliwa uzyskane w ramach EPEFE. W drugiej metodzie emisja i zużycie paliwa wyznaczone zostały na drodze ekstrapolacji wyników uzyskanych w Instytucie BOSMAL podczas badań, w których stosowano mieszaniny paliwowe o różnej zawartości oleju napędowego i paliwa GreenDiesel do zasilania współczesnego samochodu osobowego VW Golf 1,6 TDI (Euro 5b). Wzory wypracowane w ramach EPEFE wyznaczone były na podstawie badań głównie samochodów o klasie emisyjnej Euro 2 i niewielkiej liczby samochodów Euro 3. Prognozowane wartości emisji uzyskane z użyciem obu metod były inne, ale w przypadku zastosowania paliw niezawierających komponentów z procesów HVO zgod-

ność prognoz była zadowalająca. Wyniki analiz wskazują, że nawet nieznaczne dodatki paliwa GreenDiesel do oleju napędowego powodują istotne obniżenie emisji CO, HC, PM i CO₂, jak również obniżenie zużycia energii przez silniki ZS. Wpływ zmian właściwości paliwa na emisje głównych składników spalin jest podobny zarówno dla współczesnych silników, jaki i tych analizowanych w ramach EPEFE. Paliwo GreenDiesel wydaje się najbardziej obiecującym biopaliwem pod względem właściwości ekologicznych. Prowadzone w przyszłości prace badawcze skupiać się będą na walidacji wstępnych obliczeń, a także optymalizacji składu paliw do silników ZS komponowanych z wykorzystaniem frakcji GreenDiesel otrzymywanej w procesach HVO.

PTNSS-2013-SC-218

Marc WALTER

Uwe LUTZ

EFFECTIVENESS OF DEPOSIT CONTROL ADDITIVES IN FLEX-FUEL VEHICLES POWERED WITH E85

Key words: alternative fuels, E85, flex-fuel vehicles, fuel additives, deposit formation

E85 is viewed as a potential alternative fuel to decrease fossil CO₂ emissions and dependence on crude oil. As for their conventional counterparts, engines powering flex-fuel vehicles deliver optimal performance when the sensitive areas in the intake system are kept clean and free of deposits. Since no standard tests aiming at evaluating the tendency of fuels to form intake valve deposits in FFV engines powered with E85 are available, interested parties such as fuel marketers or additive suppliers have to run in-house tests. This work focused on experiments performed in a bench engine and vehicles operated on the road. It could be confirmed that state-of-the-art PIBA and PEA are very effective additives to control intake valve deposit formation in flex-fuel engines run with E85. No perceived drivability issues could be reported from a 20,000 km durability test on the road with flex-fuel vehicles run with E85. A substantial clean-up of dirty intake valves could be achieved with only one tank of E85 additivised with a high dose of a PEA-based DCA package.

SKUTECZNOŚĆ DODATKÓW ZAPOBIEGAJĄCYCH TWORZENIU OSADÓW W SILNIKACH POJAZDÓW FLEX-FUEL ZASILANYCH E85

Słowa kluczowe: paliwa alternatywne, E85, pojazdy flex-fuel, dodatki paliwowe, tworzenie się osadów

E85 jest paliwem alternatywnym mogącym zmniejszyć emisję CO₂ pochodzącą z paliw kopalnych, przy jednoczesnym uniezależnieniu się od ropy naftowej. Silniki pojazdów typu flex-fuel zapewniają optymalne osiągi, gdy newralgiczne obszary układu dolotowego utrzymane są

w czystości i nie zawierają osadów. Ponieważ brak jest standardów badawczych pozwalających na ocenę skłonności paliw do formowania osadów na zaworach dolotowych silników pojazdów flex-fuel zasilanych paliwem E85, zainteresowani – czyli producenci paliw i dodatków paliwowych – muszą opierać się na procedurach badawczych opracowanych we własnym zakresie. Praca ta skupia się na badaniach wykonanych przy użyciu silnikowego stanowiska badawczego oraz pojazdu eksploatowanego w warunkach drogowych. Potwierdzono, że zarówno PIBA, jak i PEA są bardzo efektywnymi dodatkami zapobiegającymi tworzeniu osadów na zaworach dolotowych silników zasilanych E85. Po 20 000 km przebytych przez pojazd zasilany E85 nie stwierdzono żadnych nieprawidłowości w odniesieniu do jego pracy. Znacząca poprawa czystości pokrytych osadami zaworów dolotowych może być osiągnięta po jednym tankowaniu paliwa E85 zawierającego dużą dawkę dodatku myjącego PEA.

PTNSS-2013-SC-219

Tomasz STYPUŁKOWSKI

NEW QUALITY REQUIREMENTS FOR MOTOR FUELS - CHALLENGES AND RISKS

Key words: motor fuels, gasoline, Diesel, ethanol blends, FAME content

Fuels requirements are being constantly changed in order to make them more environmental friendly and to improve combustion performance. As a result of those changes, fuel production is becoming more and more challenging. Some issues that stem from normative requirements can be regarded by refineries as risks that could have negative influence on production economy. Additional factor influencing fuels production is the market demand which strongly depends on geographical location.

For gasoline, the most important changes are connected with increased ethanol content. The latest revision of EN 228 standard issued in 2012 contains new specification for gasoline with 10 %v/v of ethanol and maximum oxygen content 3.7 %v/v. As the introduction of E10 gasoline has an impact on refinery blending process, an update of distillation characteristics has been considered and a new updated volatility classes (E70, E100, VLI) can be applied. But application of those new volatility limits cannot solve all the problems associated with presence of ethanol. Increase of ethanol content in gasoline blend can result in the some problems mentioned in the presentations.

It should be emphasised that E10 gasoline is not only challenging for refineries and retail network but also for car producers (e.g. gaskets material should be properly selected). The most important risks and challenges for Diesel fuel are connected with FAME content. FAME addition is not allowed for the highest category of Diesel fuel acc. to the present Fuel Charter and the 5th edition draft. FAME limit on the level of 5 %v/v will be introduced for the category 4 in the updated Fuel Charter. This limit is lower than FAME

content in Diesel fuel produced in PKN ORLEN. To meet the National Biofuel Target and present Polish law regulation PKN ORLEN needs to keep FAME level up to 7 %v/v. The main problems result from FAME content are following: higher risk of creating deposits and loss of oxidation stability throughout the logistic process.

Problems listed above can be solved by: proper selection of additives package or improving FAME quality. In conclusion, it could be stated that changes in fuel requirements are dynamic and undoubtedly make production more challenging. However, the role of refineries should not be limited only to adjust their production and keep up those changes. Fuel producers should also make an effort to create requirements and set the pace.

NOWE WYMAGANIA DOTYCZĄCE JAKOŚCI PALIW SILNIKOWYCH – WYZWANIA I ZAGROŻENIA

Słowa kluczowe: paliwa silnikowe, benzyna, olej napędowy, mieszanki etanolowe, zawartość FAME

Wymagania jakościowe stawiane paliwom ulegają ciągłym zmianom w odniesieniu do zmniejszenia ich szkodliwości dla środowiska, przy jednoczesnym polepszeniu procesu spalania. W związku z tym produkcja paliw staje się dużym wyzwaniem. Niektóre zagadnienia wynikające z wymagań normatywnych mogą być postrzegane przez rafinerie jako potencjalne ryzyko mające negatywny wpływ na ekonomię produkcji. Dodatkowym czynnikiem wpływającym na produkcję paliw jest popyt na danym rynku, bardzo uzależniony od lokalizacji geograficznej.

Dla benzyny najważniejsze zmiany związane są ze zwiększaniem zawartości etanolu. Ostatnia nowelizacja normy EN 228 w 2012 r. zawiera nową specyfikację dla benzyny z dodatkiem 10 % v/v etanolu i maksymalną zawartością tlenu 3,7 % m/m. Ponieważ wprowadzenie benzyny E10 miało wpływ na rafinerijne procesy produkcyjne, rozważono aktualizację krzywych destylacji benzyn. Nowe klasy klas lotności (E70, E100, VLI) mogą być obecnie stosowane. Nowe limity lotności benzyn nie rozwiązują jednak wszystkich problemów związanych z użyciem etanolu. Zwiększanie zawartości etanolu w mieszaninie z benzyną skutkować może występowaniem pewnych problemów, które omówiono w prezentacji.

Należy podkreślić, że paliwo E10 stanowi wyzwanie nie tylko dla rafinerii i sieci detalicznej, ale również dla producentów pojazdów (np. konieczność odpowiedniego doboru materiałów uszczelniających). Dla oleju napędowego największym wyzwaniem, ale również zagrożeniem jest użycie dodatku w postaci estrów metylowych kwasów tłuszczowych (FAME). Według Światowej Karty Paliw, zarówno jej aktualnej wersji, jak i projektu edycji piątej, olej napędowy najwyższej kategorii w ogóle nie powinien zawierać FAME. W nowej edycji Światowej Karty Paliw dla kategorii 4 oleju napędowego zawartość FAME nie będzie mogła przekraczać 5 % v/v. Wartość ta jest niższa od

aktualnie stosowanego przez PKN Orlen dodatku FAME do olejów napędowych. By spełnić zarówno założone krajowe cele dotyczące wykorzystania biopaliw, jak i polskie regulacje prawne, PKN Orlen powinien utrzymać wykorzystanie dodatków estrowych na poziomie do 7 % v/v. Główne problemy przy zastosowaniu FAME to wysokie ryzyko tworzenia osadów w silniku i spadek stabilności oksydacyjnej paliwa podczas jego przechowywania.

Wymienione problemy mogą być rozwiązane dzięki prawidłowemu dobraniu pakietu dodatków uszlachetniających lub przez podniesienie jakości stosowanego FAME. W podsumowaniu stwierdzić należy, że zmiany w wymaganiach stawianych paliwom są dynamiczne, co stanowi duże wyzwanie w ich produkcji. Jednak rolą rafinerii nie powinno być jedynie regulowanie produkcji i dopasowanie się do tych zmian. Producenci paliw powinni również brać udział w tworzeniu wymagań dotyczących paliw, przy jednoczesnym narzucaniu odpowiedniego tempa tym działaniom.

PTNSS-2013-SC-220

Hu LI

EVALUATION OF COMBUSTION AND EMISSIONS PERFORMANCE OF STRAIGHT VEGETABLE OILS (SVO) IN DIESEL ENGINES

Key words: biofuels, Straight Vegetable Oils, fuel additives, emissions, engine performance

Biofuels, as a means of CO₂ reduction and energy supply security, have attracted extensive attentions worldwide. In Europe, biodiesel is the most dominant biofuel used in road transport. Biodiesel (Fatty Acid Methyl Ester) is produced from vegetable oils/animal fats by transesterification process. The Life Cycle Assessment (LCA) of biodiesel showed that the transesterification process is one of the major stages for energy consumption and GHG emissions, which compromised the biodiesel's potential in GHG reductions. The direct use of Straight Vegetable Oil (SVO) in Diesel engines is therefore studied by Leeds University researchers. The aim is to explore the possible methods to enable direct use of SVO in Diesel engines without causing detrimental effects to engine components, performance and emissions.

The challenges for the direct use of SVOs in Diesel engines are their high viscosity and low volatility, leading to poor atomisation and thus high particulate emissions as well as other problems such as handling problems and engine deposits and injector coking. To overcome these problems, several approaches have been explored at Leeds: Additives, Fuel preheating, Oxygen enrichment and Blending with Diesel. The fuel preheating showed some limited improvements in all emissions. The oxygen enrichment in the inlet air showed significant particulate emission reduction with large increases in NO_x emissions as expected. Adding Diesel fuel additives to SVO is a very effective way to control fuel injector deposits, improve combustion stability and prevent the deterioration of exhaust emissions and is presented in details. Blending with Diesel is a method currently under

research at Leeds, which is a UK TSB sponsored collaborative project with United Biscuits and Biomotive Fuels Ltd under the theme of Low Carbon Truck Demo. The project started in December 2012 and will last 28 months. The project will investigate the impact of direct use of UCO derived fuels on drivability, fuel consumption and emissions in ten 44-ton HDVs.

ANALIZA SPALANIA I WŁAŚCIWOŚCI EMISYJNYCH NIEPRZETWORZONYCH OLEJÓW ROŚLINNYCH W SILNIKACH O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Słowa kluczowe: biopaliwa, nieprzetworzone oleje roślinne, dodatki paliwowe, emisja, osiągi silnika

Ze względu na możliwość obniżenia emisji CO₂ oraz zapewnienie bezpieczeństwa energetycznego, biopaliwa skupiają na sobie uwagę na całym świecie. W Europie najbardziej powszechnym biopaliwem w transporcie drogowym jest biodiesel (estry metylowe kwasów tłuszczowych). Jest on produkowany z roślin oleistych i tłuszczu zwierzęcych przy wykorzystaniu procesu transestryfikacji. Ocena cyklu życia (LCA) biodiesla pokazuje, że proces transestryfikacji jest etapem energochłonnym, któremu towarzyszy emisja gazów cieplarnianych, co znacznie obniża potencjał biodiesla w redukcji tych gazów. W związku z tym na Uniwersytecie w Leeds podjęto badania nad użyciem nieprzetworzonych olejów roślinnych w silnikach o zapłonie samoczynnym. Celem tych działań jest stworzenie metody pozwalającej na bezpośrednie użycie nieprzetworzonych olejów roślinnych w silnikach ZS, bez szkodliwego wpływu na elementy silnika, jego osiągi i emisję.

W przypadku nieprzetworzonych olejów roślinnych wyzwaniem stanowi ich duża lepkość i mała lotność, skutkująca słabym rozpyleniem powodującym dużą emisję cząstek stałych, jak również inne problemy eksploatacyjne – tworzenie osadów węglowych i zakokowanie wtryskiwaczy. W celu rozwiązania powyższych problemów analizowano różne rozwiązania: stosowanie dodatków, podgrzewanie paliwa, wzbogacanie tlenem powietrza dolotowego, czy też mieszanie paliwa z olejem napędowym. Podgrzewanie olejów nieprzetworzonych umożliwiło jedynie w ograniczonym stopniu poprawienie emisji. Lepsze efekty w redukcji emisji cząstek stałych, przy niestety jednoczesnym wzroście emisji NO_x, dało wzbogacanie tlenem powietrza dolotowego. Bardzo efektywnym sposobem stabilizującym proces spalania w silniku, niewpływającym negatywnie na emisję i pozwalającym kontrolować tworzenie się osadów na wtryskiwaczach, jest stosowanie oleju napędowego jako dodatku do nieprzetworzonych olejów roślinnych. Stosowanie mieszanin olejów roślinnych i oleju napędowego jest obecnie rozwijane w Leeds w ramach projektu 'Low Carbon Truck Demo' prowadzonego wspólnie z firmą United Biscuits and Biomotive Fuels Ltd. Projekt rozpoczął się w grudniu 2012 r. i potrwa 28 miesięcy. W projekcie na próbie dziesięciu 44-tonowych pojazdów ciężarowych

sprawdzany będzie wpływ użycia paliw z olejów nieprzetworzonych na właściwości jezdne pojazdów, zużycie paliwa i emisję związków szkodliwych.

PTNSS-2013-SC-221

Przemysław LASZCZAK

QUALITY CONFIRMATION OF SELECTED ORLEN OIL MOTOR OILS ON THE BACKGROUND OF THE LUBRICANT MARKET DEVELOPMENT TREND

Key words: engine oil, lubricants, lubricant characteristic trends, engine durability, fuel consumption

This presentation summarises Orlen Oil's approach to automotive lubricants market trends. Currently the key drivers in the automotive industry are exhaust emissions, fuel economy, and vehicle component durability. This study presents the impact of these trends on development of engine oil and Orlen Oil's activity in this area. The article references engine tests which were carried out jointly with BOSMAL Automotive Research and Development Institute Ltd. Author describe fuel economy properties of engine oils evaluated during frictional losses tests, which compare oils of both different and identical viscosity grades. These tests confirmed the energy-conserving properties of low viscosity oils, and high performance of Orlen Oil's product in terms of fuel economy in comparison to competitors' products.

Cooperation with BOSMAL also confirmed the competitive quality level of Orlen Oil products in a few engine durability tests (e.g. those according to FGA 9.55535 S1 specification). All products tested from the Platinum brand showed a high level of engine and turbocharger protection. Finally, future challenges for oil producers considering new ACEA requirements are described. The new issue of ACEA sequences (2012) introduces new tests e.g. a low-temperature pumpability test, and a biodiesel dilution test. The complexity of all these changes will be a great challenge for all engine oil producers.

JAKOŚĆ WYBRANYCH OLEJÓW SILNIKOWYCH ORLEN W ŚWIETLE ŚWIATOWYCH TRENDÓW ROZWOJU OLEJÓW SILNIKOWYCH

Słowa kluczowe: olej silnikowy, substancje smarowe, trendy rozwoju olejów silnikowych, trwałość silnika, zużycie paliwa

Prezentacja podsumowuje stanowisko grupy Orlen Oil w odniesieniu do rynkowych trendów w obszarze substancji smarnych stosowanych w motoryzacji. Aktualne prace w przemyśle motoryzacyjnym skupiają się na emisji związków szkodliwych, kosztach paliw i trwałości podzespołów samochodowych. W pracy zaprezentowano wpływ tych trendów na rozwój samochodowych olejów silnikowych oraz działania Orlen Oil w tym obszarze. Artykuł odnosi się do badań silnikowych wykonanych we współpracy z Instytutem Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o. W bada-

niach brano pod uwagę zużycie paliwa przy zastosowaniu różnych olejów silnikowych, oceniane podczas testów strat tarcia przy zastosowaniu olejów o takich samych i różnych stopniach lepkości. Badania potwierdziły energooszczędność wynikającą z użycia niskolepkościowych olejów, a także korzystny wpływ olejów marki Orlen odnośnie do zużycia paliwa na tle konkurencyjnych produktów.

W testach trwałościowych przeprowadzonych we współpracy z BOSMAL potwierdzono ponadto konkurencyjny poziom jakości olejów Orlen (np. w odniesieniu do specyfikacji FGA 9.55535 S1). Wszystkie produkty z grupy Platinum poddane badaniom charakteryzują się wysokim poziomem ochrony silnika i turbosprężarki. W pracy opisano również przyszłościowe wyzwania stawiane producentom olejów przez ACEA. W nowej wersji (2012) stawianych przez ACEA wymagań znajdują się m.in. badania dotyczące tłoczności olejów w niskiej temperaturze oraz badania rozcieńczenia olejów biopaliwami. Złożoność wszystkich wprowadzanych zmian stanowić będzie spore wyzwanie dla producentów olejów silnikowych.

PTNSS-2013-SC-202

Piotr BIELACZYK

Andrzej SZCZOTKA

Joseph WOODBURN

AN OVERVIEW OF EXHAUST EMISSIONS FROM MODERN LIGHT DUTY VEHICLES

Paper presented during the 1st plenary session on 24.06.2013

Key words: exhaust emissions, emission limits, test cycles and procedures, cold start emissions, PM emissions, unregulated compounds

The automotive industry is under unprecedented pressure regarding requirements to reduce regulated emissions, CO₂ emissions and fuel consumption. Additionally, testing requirements are becoming ever more demanding, due in part to concerns that laboratory testing represents a "best case" emissions profile and real-world emissions may be significantly worse. Updates of standards in various parts of the world (e.g. the widely expected so-called Euro 7 standard in Europe), together with harmonisation efforts (e.g. the WLTP) exert further pressure and create a dynamic work environment. All in all, advanced R&D work has never been as vital for the industry. A wide range of factors are driving development of powertrains, and along with this general trend, fuels (including gaseous fuels and biofuels) and lubricants are also changing. Despite considerable progress in reducing regulated emissions, a range of emissions remain problematic in terms of air quality and impact on human health. The most problematic emissions vary with engine type and technology level, as well as fuel quality and some other factors. A common problem affecting multiple engine types is the tendency for excess exhaust emissions during and following cold start, particularly at low ambient temperatures. Such situations also cause noticeable excesses in fuel consumption. Under other conditions, unregulated emis-

sions, including reactive nitrogen compounds, are a problem yet to be fully addressed. Research on the aforementioned three topics remains a priority, for a multitude of reasons and vehicle and engine test facilities such as those at BOSMAL Automotive Research and Development Institute are vital tools for the industry regarding its efforts in response to the aforementioned challenges.

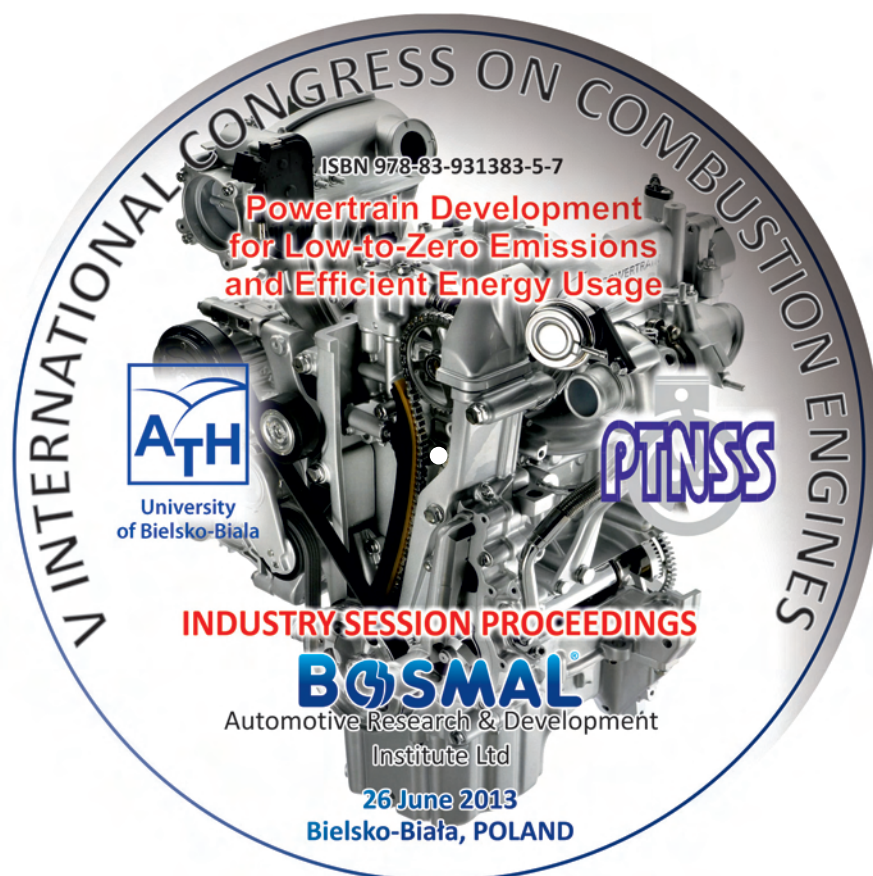
EMISJA SZKODLIWYCH SKŁADNIKÓW SPALIN Z NOWOCZESNYCH POJAZDÓW TYPU LIGHT-DUTY

Artykuł zaprezentowany podczas pierwszej sesji plenarnej w dniu 24.06.2013

Słowa kluczowe: emisja związków szkodliwych, limity emisyjne, cykle i procedury badawcze, emisja przy zimnym rozruchu, emisja PM, emisja związków nieujętych w przepisach homologacyjnych

Przemysł motoryzacyjny jest pod bezprecedensową presją dotyczącą redukcji emisji związków szkodliwych, w tym CO₂ oraz obniżenia zużycia paliwa. Wymagania badawcze stają się ponadto bardziej restrykcyjne, gdy uwzględnia się, że w testach laboratoryjnych odzwierciedla się najmniejszą emisję, podczas gdy w warunkach rzeczywistych emisja jest znacznie większa. Dodatkowy nacisk skutkujący koniecznością pracy w dynamicznie zmieniającym się środowisku

wynika z zaostrzenia przepisów emisyjnych w różnych częściach świata (np. oczekiwane tzw. Euro 7 w Europie) oraz starań zmierzających do ich ujednoczenia (np. WLTP). Wszystko to powoduje, że zaawansowane prace badawczo-rozwojowe, jak nigdy dotąd, są obecnie bardzo istotne dla przemysłu. Czynniki te wpływają na rozwój układów napędowych, co bezpośrednio wiąże się z wprowadzaniem nowych paliw (paliwa gazowe i biopaliwa) oraz olejów stosowanych w motoryzacji. Mimo widocznego postępu w obniżaniu emisji, jest ona wciąż ważnym problemem i nadal ma znaczny wpływ na jakość powietrza i zdrowie człowieka. Problem stanowi zmienność emisji w zależności od typu silnika i jego zaawansowania technologicznego, jak również jakości paliwa i innych czynników. Powszechnym problemem dotyczącym wielu typów silników jest wzrost emisji podczas zimnego rozruchu, co zauważa się zwłaszcza przy niskich temperaturach. Podczas rozruchu i nagrzewania silnika występuje również zauważalny wzrost zużycia paliwa. Innym nierozwiązanym problemem jest emisja nienormowanych składników spalin, w tym reaktywnych związków azotu. Pod wieloma względami badania nad wyżej wymienionymi zagadnieniami stanowią priorytet, a aparatura do badań pojazdów i silników jaką dysponuje Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL stanowi istotne narzędzie dla przemysłu, biorąc pod uwagę jego starania w odpowiedzi na wymienione wyzwania.



Instytut Pojazdów Szynowych „TABOR” w Poznaniu projektuje pojazdy szynowe, ich układy i zespoły.

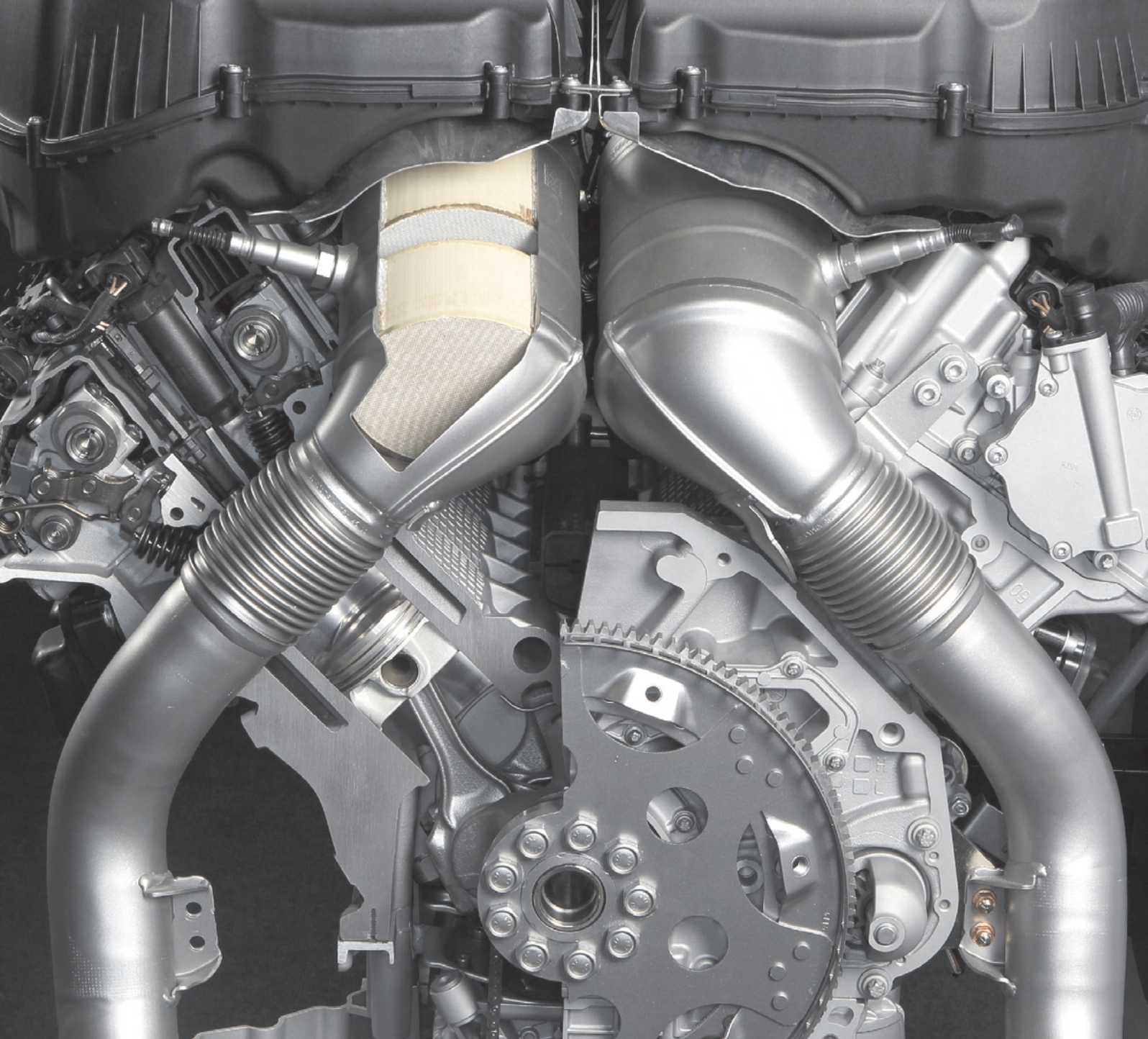
Specjalizuje się w opracowaniach i dokumentacji:

- > lokomotyw elektrycznych i spalinowych
- > elektrycznych i spalinowych zespołów trakcyjnych
- > pojazdów szynowych dla komunikacji miejskiej
- > wagonów osobowych i typu osobowego
- > wagonów towarowych uniwersalnych i specjalnych
- > pojazdów szynowo-drogowych

Instytut posiada nowoczesną aparaturę pomiarową i bogate wyposażenie badawcze oraz doświadczoną kadrę. Umożliwia to prowadzenie badań zgodnie z wymaganiami organizacji międzynarodowych – Międzynarodowego Związku Kolei (UIC), Stowarzyszenia Kolei Amerykańskich (AAR), Organizacji Współpracy Kolei (OSZhD) i Międzynarodowej Komisji Elektrycznej (IEC).

www.tabor.com.pl





Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 2300-9896



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

Zebrań Zarządu
Zebrań Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt

Prenumerata

Skład-osobowy

Koncepcja wyd.

Współpraca

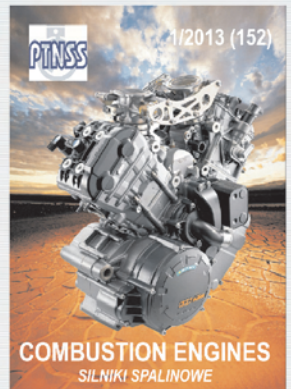
Zgłoszenia

Zapowiedź

Bieżący numer

Archiwum

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl