



SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe

Scientific Magazine

Nr 2/2006 (125)

Czerwiec 2006

Rok XLVI

PL ISSN 0138-0346

Wydawca/Editor:

**Polskie Towarzystwo Naukowe
Silników Spalinowych**

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

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

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Rada Programowa/Scientific Board:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszcański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen
 prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek
 prof. dr hab. inż. Karol Cupiał
 prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda
 prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz
 prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski
 prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas
 prof. dr hab. inż. Marek Orkisz
 prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny
 prof. dr inż. Stefan Pischinger
 prof. dr hab. inż. Piotr Wolański
 prof. dr hab. inż. Mirosław Wyszyński

Redakcja/Editorial Office:

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

Zespół redakcyjny/Editorial Staff:

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

Współpraca/Cooperation:

mgr inż. Maciej Bajerlein, mgr inż. Jakub Czajka,
 dr inż. Adam Dużyński, dr inż. Piotr Lijewski,
 dr inż. Marek Waligórski, mgr Tomasz Pawlak

Od Redakcji

W dniach 5-9 czerwca br. Instytut Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej organizuje VII Międzynarodową Konferencję Naukową SILNIKI GAZOWE 2006 – konstrukcja – badania – eksploatacja – paliwa odnawialne. Konferencja jest poświęcona rozwojowi konstrukcji, badaniom, technologii wytwarzania i eksploatacji tłokowych silników spalinowych zasilanych różnymi paliwami gazowymi. Ta jedyna w Polsce konferencja poświęcona silnikom z zasilaniem gazowym jest organizowana cyklicznie od 20 lat przez wspomniany instytut, i – w zgodnej opinii uczestników – wnosi znaczący wkład w rozwój takich silników i rozwiązywanie problemów wykorzystania gazu do ich zasilania. Poprzednie konferencje odbyły się w latach 1986, 1989, 1994, 1997, 2000 i 2003. Uczestniczyło w nich wielu przedstawicieli nauki, przemysłu i użytkowników silników gazowych z kraju i z zagranicy. W tych konferencjach od lat biorą także udział przedstawiciele największych światowych producentów silników gazowych: Deutz AG, Jenbacher AG, MAN Nutzfahrzeuge, Wartsilä, B&W Holeby, Motortech GmbH, Altronic Europe B.V. i innych.

Czasopismo Silniki Spalinowe publikowało materiały z poprzednich konferencji w latach 1989 i 1994; prace przedstawiane na III Konferencji opublikowano w numerze 114 w maju 1994 roku. Po przerwie spowodowanej trudnościami z wydawaniem pisma redakcja z radością wraca do współpracy z Organizatorami i publikuje wybrane prace przygotowane na konferencję. Niestety, ograniczone łamy nie pozwalają przedstawić większej liczby artykułów; można je będzie znaleźć w Zeszytach Naukowych Politechniki Częstochowskiej 162, seria Mechanika 26.

W związku z dwudziestolecie organizacji pierwszej konferencji SILNIKI GAZOWE redakcja czasopisma Silniki Spalinowe składa Organizatorom serdeczne gratulacje i wyrazy podziwu za konsekwencję i wieloletni wysiłek organizacyjny, a także za osiągnięty poziom naukowy i organizacyjny. Życzymy dalszego rozwoju Konferencji i ugruntowania jej światowego uznania.

Uczestnikom VII Międzynarodowej Konferencji SILNIKI GAZOWE redakcja kwartalnika Silniki Spalinowe, wspólnie z jej Organizatorami, życzy udanych obrad, nawiązania interesujących kontaktów naukowych i zawodowych oraz przyjemnego pobytu na Konferencji.

Redakcja

Kwartalnika Silniki Spalinowe

Spis treści / Contents:

Od Redakcji	1
Konstrukcja/Design	
<i>G. Droste: Wymagania dla technicznego wyposażenia silników do spalania gazów kopalnianych, w szczególności przy niskim stężeniu metanu / Technical requirements regarding the equipment of reciprocating engines in mine gas utilisation, especially for gases with low contents of methane</i>	3
<i>S. Jędra, A. Smyk: Wykorzystanie silnika gazowego średniej mocy w układzie trójgeneracyjnym / Trigeneration system based on medium power gas engine</i>	10
<i>J. Dutczak: Silnik ZI zasilany za pomocą wtrysku ciekłego propanu lub ciekłego butanu do kolektora dolotowego / SI engine fuelled by injection of pure propane or pure butane into the intake manifold</i>	20
<i>Z. Kovar, C. Scholz, S. Beroun, M. Nydrle, H. Drozda, J. Blazek, M. Svoboda: Silniki tłokowe zasilane paliwem wodorowym: badania i rozwój, doświadczenia / Hydrogen piston engines: R&D, experiences</i>	28
Badania/Research	
<i>K. Cupiał, M. Gruca, J. Grzelka: Korelacja fluktuacji pracy indykowanej z fluktuacjami prędkości obrotowej wału korbowego i natężenia prądu generowanego w zespole prądowórczym / The correlation between the fluctuation of the indicated work and the fluctuation of the crankshaft speed and the electric current from a generating set ..</i>	37
Paliwa/Fuels	
<i>J. Merkisz, S. Radzimirski: Czy gaz propan-butan jest paliwem ekologicznym? / Is LPG an ecological fuel?</i>	45
Ekologia/Ecology	
<i>A.S. Khatchiyani, V.E. Kuznetsov, I.G. Shishlov: Analiza sposobów zapewnienia małej emisji (w tym metanu) z silników spalinowych zasilanych gazem ziemnym / The analysis of ways to ensure low emission (methane inclusive) from natural gas fuelled engines</i>	58
Eksploatacja/Operation	
<i>K. M. Romaniszyn: Dynamika rozpędzania samochodu zasilanego benzyną i gazem CNG / The dynamics of the acceleration of a car fuelled with petrol and CNG</i>	67
<i>D. Deterre: Organiczna technologia płynów chłodzących dla silników gazowych. Jaka korzyść? / Organic technology coolant for gas engines. What benefits?</i>	73
<i>K. Cupiał, A. Dużyński, J. Grzelka: Uszkodzenie chłodnicy mieszanki palnej w doładowanym silniku biogazowym / Damage of the air-fuel cooler in the biogas supercharged engine</i>	78
Sterowanie/Control	
<i>T. Elsenbruch: Technologia silnika gazowego GE ENERGY Jenbacher – obsługa profilaktyczna z wykorzystaniem zaawansowanych systemów kontroli / GE ENERGY Jenbacher gas engine technology – preventive maintenance by means of highly sophisticated control systems</i>	82
Historia/History	
Prof. Bolesław Orgelbrand	87
Nowe konstrukcje/New constructions	
<i>M. Brzeżański: Gaz ziemny – paliwo nowoczesnych pojazdów</i>	88
Aktualności/News	
Aktualności silnikowe	92
Bibliografia/Bibliography	
Książki, monografie, rozprawy/Books, monographies, studies	95
Habilitacje, doktoraty/Qualifying as ass. prof., doctorates	95

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

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

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

© Copyright by

Polish Scientific Society of Combustion Engines

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

All rights reserved.

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

Prenumerata / Subscriptions

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

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

Nakład: 600 egz.

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek
prof. dr hab. inż. Karol Cupiał
prof. dr hab. inż. Kazimierz Golec
prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda
dr hab. inż. Sławomir Luft, prof. PRAD.
prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski
dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki

Wydanie publikacji dofinansowane
przez Ministerstwo Edukacji i Nauki

Okladka

I: Silnik gazowy ZI V16 TCG 2032 firmy Deutz
(fot. Deutz Power Systems GmbH&Co.KG);
laminarny płomień gazowy
(fot. wykonana metodą smugową, T. Dobski)
IV: Wtrysk i mieszanie wodoru w silniku spalinowym
(fot. BMW Press)

Guido DROSTE*

Wymagania dla technicznego wyposażenia silników do spalania gazów kopalnianych, w szczególności przy niskim stężeniu metanu

W artykule przedstawiono podstawowe cechy konstrukcyjne silnika przeznaczonego do agregatów prądotwórczych produkcji firmy DEUTZ Power Systems zasilanego mieszkanką metanu pochodzenia kopalnianego. Określono sposób przygotowania mieszanki powietrzno-gazowej, jej skład i granice palności. Omówiono także niektóre właściwości użytkowe generatorów wyposażonych w silniki Deutz TCG 2032.

Słowa kluczowe: silnik gazowy, agregat prądotwórczy, metan kopalniany

Technical requirements regarding the equipment of reciprocating engines in mine gas utilisation, especially for gases with low contents of methane

Some basic constructional features of generating sets produced by DEUTZ Power Systems equipped with gas engines fueled with air – Coal Mine Methane mixture have been presented in the paper. The way of preparing of air-gas mixture, gas set up and ignition ability have been described here. Some operation features of gensets with Deutz TCG 2032 have been discussed.

Key words: gas engine, generating set, Coal Mine Methane

1. Krótka historia firmy DEUTZ Power Systems

W 1864 roku Nikolaus August Otto wraz z Eugenem Langen (rys. 1) założyli pierwszą na świecie fabrykę silników N.A. Otto & Cie. tworząc podwaliny pod dzisiejszą firmę DEUTZ AG.

Przed rozpoczęciem produkcji, Otto skonstruował pierwszy w świecie działający silnik czterosurowy z obiegiem Otto. Fabryka silników Otto usytuowana była na wschodnim brzegu Renu w Kolonii, gdzie obecnie, poza innymi lokalizacjami w Niemczech i innych krajach, firma DEUTZ AG ma swoją siedzibę.

W 1869 roku Karl Benz, który pracował jako główny inżynier w fabryce Otto w Kolonii, otworzył własny zakład w Monachium, w pobliżu swego miasta rodzinnego. Zakłady Mechanische Werkstätte Mannheim zmieniły później nazwę na Rheinische Gasmotoren-fabrik Benz & Cie., a kiedy Benz i Gottlieb Daimler, również były pracownik firmy DEUTZ, skoncentrowali się na produkcji samochodów, firma w Monachium zmieniła nazwę na Motorenwerke Mannheim–MWM.

W 1985 roku koło historii się zamknęło, kiedy to firma DEUTZ AG nabyła MWM, która stała się jednostką specjalizującą się w średnich i dużych silnikach tłokowych zasilanych olejem napędowym i gazem. W 2004 roku jednostka ta przekształcona została w niezależną firmę DEUTZ Power Systems GmbH & Co. KG, w 100 procentach zależną od DEUTZ AG. Koncentruje się ona na zastosowaniach gazu ze szczególnym uwzględnieniem technologii i projektów przyjaznych dla środowiska. Obecnie na całym świecie w firmie DEUTZ Power Systems pracuje około 700 pracowników.

1. Brief History of DEUTZ Power Systems

In 1864 Nikolaus August Otto together with Eugen Langen (Fig. 1) founded the world's first engine factory "N.A. Otto & Cie.", forming the nucleus of what is today known as DEUTZ AG. The years before he started his own production, Otto had constructed the world's first running four stroke gas engine, having the "Otto Cycle" named after him. Otto's engine factory was situated on the eastern bank of the Rhine, in the Cologne borough of Deutz, where DEUTZ AG amongst other locations in Germany and overseas still resides today.

Starting in 1869, Karl Benz, who had previously worked as Chief Engineer in Otto's Cologne based company, set up his own workshop in Mannheim, near his ancestral hometown. The "Mechanische Werkstätte Mannheim" was later transformed into "Rheinische Gasmotorenfabrik Benz & Cie." and, when Benz and Gottlieb Daimler, also a former DEUTZ-employee, focussed on their joint automobile pro-



N.A. Otto

E. Langen

K. Benz

Rys. 1. Twórcy początków firmy Deutz
Fig. 1. Early creators of Deutz company

2. DEUTZ Power Systems na rynku CMM / CBM

Wykorzystanie metanu pochodzącego z kopalni (CMM) i z pokładów węgla (CBM) jest jednym z najważniejszych zadań firmy DEUTZ Power Systems. Z uwagi na bliskie geograficzne sąsiedztwo z Zagłębiem Ruhry, centrum niemieckiego przemysłu z wieloma hutami stali i kopalniami węgla, DEUTZ ma silne związki z przemysłem węglowym i stalowym dostarczając silniki do sprzętu górniczego i pojazdów transportowych od ponad 140 lat. Zwłaszcza w ostatnich dekadach stacjonarna produkcja energii z paliwa gazowego takiego jak CMM, CBM i gaz koksowniczy staje się coraz ważniejsza.

Kiedy w późnych latach 90-tych XX w. niemiecki rząd zachęcał do wykorzystania CMM jako substytutu gazu ziemnego i przyznał mu status odnawialnego źródła energii, przemysł natychmiast rozpoczął instalowanie agregatów prądotwórczych na dużą skalę. Obecnie ponad 120 MW_{el} jest wytwarzane w samych kopalniach w Niemczech. Większość z tych kopalni już nie funkcjonuje lecz ciągle odzyskuje się w nich gaz o relatywnie dużym natężeniu przepływu i wartości opałowej. Również dla ciągle działających kopalni odzyskujących gaz o niskiej zawartości metanu, DEUTZ Power Systems przygotował odpowiednie technologie silnikowe.

Obecnie DEUTZ Power Systems dominuje na Niemieckim rynku CMM/CBM z ponad 75-procentowym udziałem. W całej Europie w miejscach występowania metanu pochodzącego z kopalni węgla znajdują się zespoły DEUTZ generujące energię elektryczną, ciepło i chłodzenie.

3. Projekt instalacji

Na rysunku 2 przedstawiono typową instalację DEUTZ Power Systems przeznaczoną do wykorzystania CMM. W kopalni Pniówek w Polsce dwa zespoły prądotwórcze DEUTZ z silnikami serii TCG 2032 generują 6,6 MW_{el} mocy elektrycznej i około 5 MW mocy chłodzenia z CMM.

W Niemczech silniki serii TCG 2020 o mocy elektrycznej 1–2 MW_{el} w postaci modułów kontenerowych dominują na rynku, jednak w Polsce i Wielkiej Brytanii sytuacja wygląda inaczej. W związku z większym uzyskiem gazu z jed-

uction, the Mannheim based company lived on as “Motorerwerke Mannheim–MWM”.

In 1985 the circle was closed again, with DEUTZ AG acquiring MWM, which then became its business unit specialising in medium and large recip engines for diesel and gas applications. Only in 2004 this unit has been transferred into an independent company again: DEUTZ Power Systems GmbH & Co.KG, a 100% subsidiary of DEUTZ AG. The new focus is clearly on gas, specialising on non-natural gas and environmentally friendly technology and projects. Currently about 700 employees are working for DEUTZ Power Systems throughout the world.

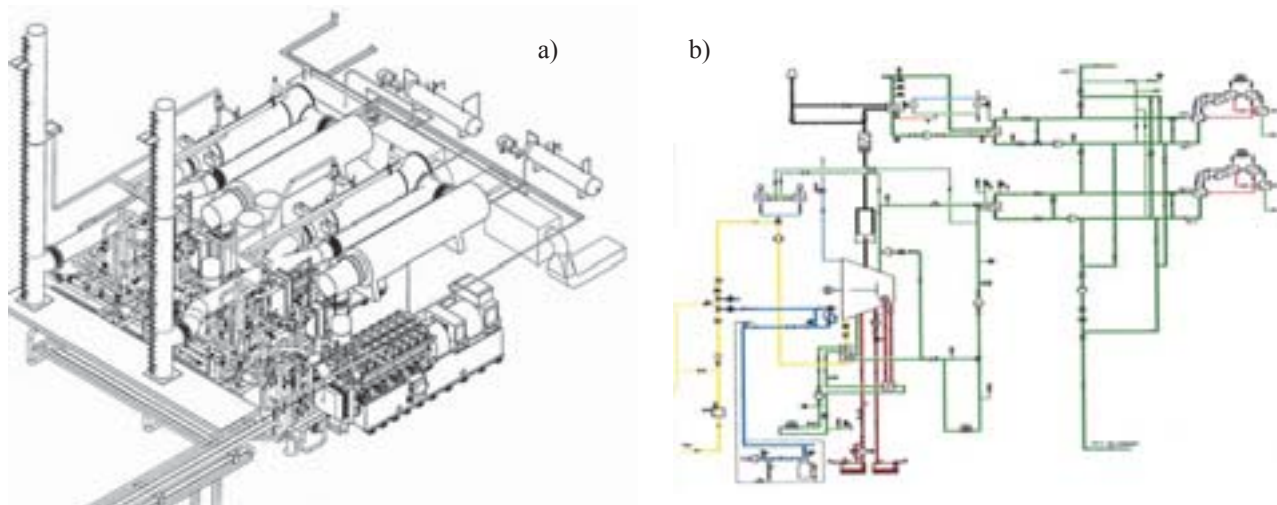
2. DEUTZ Power Systems in the CMM/CBM Market

The utilisation of Coal Mine and Coal Bed Methane is one of the most important non-natural gas segments for DEUTZ Power Systems. With the close geographical link to the Ruhr Valley, Germany’s industrial heartland with its numerous steel factories and coal mines, DEUTZ traditionally had a strong relation to the coal and steel industry, providing engines for deep mining equipment and transport vehicles for now more than 140 years.

Over the last decades especially stationary energy generation from gaseous fuels like CMM, CBM and Coke gas gained more and more importance.

When in the late 1990’s the German government chose to encourage the utilisation of CMM as a substitute for natural gas and gave it the status as a sustainable energy source, the industry immediately started to install generating capacity at a considerably large scale. Today more than 120 MW_{el} have been successfully installed on German mines alone. Most of these mines are not operative any longer, but still yielding gas at a relatively high volume flow and calorific value. Also for the still operating mines with their typically low content of methane in the gas, DEUTZ Power Systems provided the fitting engine technology.

Today DEUTZ Power Systems clearly dominates the German CMM/CBM market with a market share of more



Rys. 2. Kopalnia Pniówek: a) widok instalacji, b) schemat instalacji

Fig. 2. Perspective view of the Pniówek plant (a), P&ID drawing of the Pniówek plant (b)

nego odwiertu oczywista staje się konieczność zastosowania większych silników. W takich zastosowaniach bardziej odpowiednim rozwiązaniem jest seria TCG 2032 o mocy elektrycznej 3–4 MW_{el}. DEUTZ zapewnia rozwiązania energetyczne począwszy od zespołów prądowców aż po instalacje „pod klucz”.

4. Technologia silnika, chemia i termodynamika

Wszystkie silniki DEUTZ Power Systems wyposażone są w nowoczesne czterozaworowe głowice, otwarte komory spalania; są to silniki turbodoładowane pracujące na mieszankach ubogich ($\lambda > 1,3$) i są chłodzone wodą. Oznacza to mniejsze przekrycie zaworów, które zmniejsza straty mieszanki, zapewnia niską emisyjność oraz długą żywotność świec zapłonowych i głowic cylindrów. Turbosprężarka doładowująca spręża nie tylko powietrze, ale również mieszankę gazowo-powietrzną, co sprawia, że silnik staje się mniej podatny na zmiany zawartości metanu. Elektroniczny system zarządzania (TEM) reaguje natychmiast na zmiany składu gazu, mierząc temperaturę spalania w każdym cylindrze jako decydujący parametr termodynamiczny i oddziałując bezpośrednio na współczynnik nadmiaru powietrza λ . Przy małej kaloryczności paliwa i dużych ilościach powietrza zawartego w CMM lub CBM strumień powietrza jest automatycznie regulowany w mieszalniku DEUTZ Vario-Mixer. W tym unikalnym systemie nie ma znaczenia czy powietrze jest zasysane przez filtry powietrza, czy trafia do silnika razem z gazem. Innymi słowy: uzyskiwany jest stały współczynnik nadmiaru powietrza bez względu na to, czy gaz kopalniany jest rozcieńczony powietrzem czy zawiera inną mieszankę gazów.

Granice palności określane są na podstawie analizy chemicznej i termodynamicznej.

Trzy przekątne linie na rysunku 3 rozpoczynają się w punkcie 0% zawartości metanu. Linie te reprezentują możliwe stosunki metanu i dwutlenku węgla. Właściwy stosunek reprezentowany przez każdą z linii jest określany przez linię kropkowaną, biegnącą równoległe do linii bazowej stę-

than 75% and a proven technological response to the requirements of several of the most demanding hard coal deposits in the world.

Around Europe, where there is coal mine methane, there are DEUTZ engines generating electricity, heat and cooling energy from it.

3. Plant Design

In the Fig. 2, a typical design of a DEUTZ Power Systems CMM utilisation plant is shown. In Pniówek, Poland, two generating sets of the DEUTZ engine series TCG 2032 generate 6.6 MW_{el} and appr. 5 MW of cooling energy from CMM.

Whereas in Germany the TCG 2020 engine series with a rating of 1–2 MW_{el} in containerised packages dominates the market, the situation in Poland and the United Kingdom is different. Because of the comparatively higher gas yields of single wells, the demand for larger engines is typical. Here the TCG 2032 series, rating from 3 to 4 MW_{el} is the more suitable option. DEUTZ provides energy solutions from generating sets to turn-key power plants.

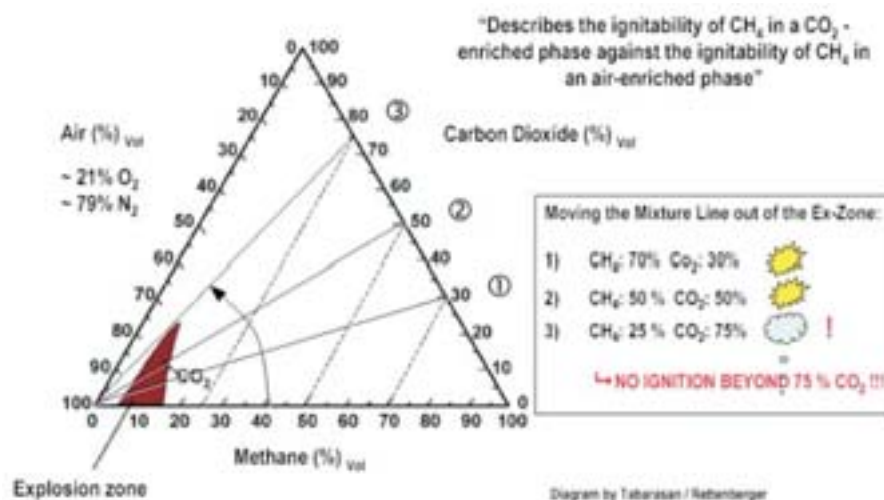
4. Engine Technology, Chemistry and Thermodynamics

All DEUTZ Power Systems gas engines come with modern four-valve heads, open combustion chamber, are turbo charged, offer lean-burn technology ($\lambda > 1.3$) and water cooling. That means less valve-opening overlap, i.e. minimised loss of gas-air mixture, low emissions, long standing spark plugs and cylinder heads. The fact, that the turbo chargers compress not only combustion air, but gas-air mixture, makes the engines less vulnerable to changes in methane content. The Total Electronic Management system (TEM) reacts immediately to changing gas compositions, measuring the combustion temperature of each cylinder as one decisive thermodynamic parameter and acting directly on the engine's main set value, the gas-air ratio λ . With low contents of calorific input and high portions of air coming in with the CMM

or CBM, the air flow into the DEUTZ Vario-Mixer is automatically adjusted. With this uniquely designed system, it does not matter whether the combustion air is aspirated through the air filters, or if it comes along with the gas. In other words: A constant gas-air ratio will be established no matter if the mine gas is diluted with air or if it represents any other blend of gases.

The combustion margins are exclusively set by chemistry and thermodynamics.

The three diagonal lines in Fig. 3 start at the 0% methane pivotal point. These lines represent possible ratios of methane and



Rys. 3. Wykres palności CH₄ w mieszance CO₂/powietrze

Fig. 3. Three-Component-Diagramm – Ignitability of CH₄ in a CO₂/Air Mixture

zenia powietrza i łączącej punkt przecięcia linii reprezentującej mieszankę z linią bazową stężenia CO₂ i z przeciwną linią bazową stężenia CH₄. Jeśli ukośne linie opuszczają strefę palności oczywisty jest fakt, że taka mieszanka nie jest w stanie się zapalić będąc w fazie gazowej.

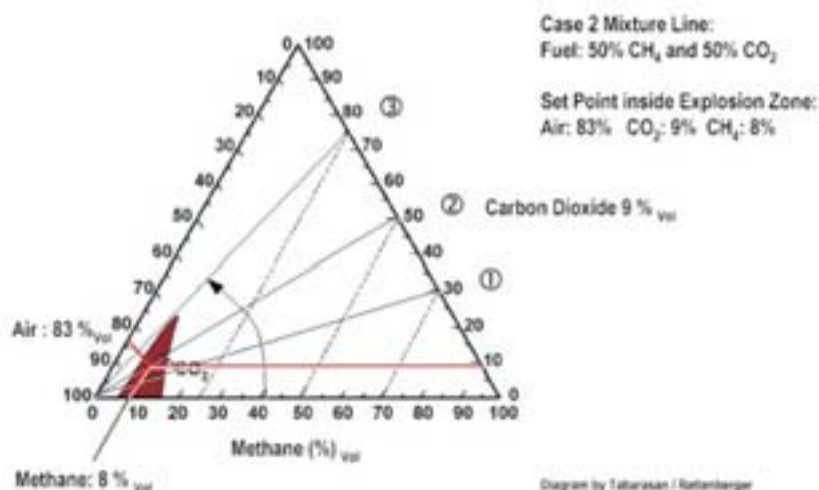
Silniki DEUTZ Power Systems są eksploatowane w miejscach, gdzie stężenie CH₄ spada do 25%, nawet jeśli gaz kopalniany nie zawiera tlenu, tworząc mieszaninę CH₄, N₂ i CO₂. Uwzględniając zawartość N₂ strefa palności gazu kopalnianego byłaby nieco szersza.

Z mieszanki składającej się z CO₂ i CH₄ (reprezentowanej na wykresie przez linie –), będącej gazem kopalnianym, należy utworzyć mieszankę palną z powietrzem, przedstawioną na wykresie punktem. Aby

była to mieszanka palna, punkt ten musi znajdować się wewnątrz strefy palności i jednocześnie musi spełniać wymagania dotyczące wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ, zawierającej się zazwyczaj w zakresie od 0,8 do 2,0. Na przedstawionym wykresie punkt ten określony został dla λ ~ 1,0 i gazu kopalnianego będącego mieszaniną 50% metanu i 50% dwutlenku węgla. Można by oczekiwać, że z uwagi na równe stężenia CO₂ i CH₄ w gazie kopalnianym, proporcja ta powinna być zachowana w mieszance gazowo-powietrznej. Jednakże tak nie jest, częściowo z powodu niedokładności odczytu i błędów zaokrąglenia. Zazwyczaj punkt pracy jest ustalany przy λ ~ 1,8, ponieważ skład mieszanki paliwowo-powietrznej wpływa zarówno na emisję NO_x, jak i na moc wyjściową.

Wykres na rysunku 5 przedstawia typowe wartości stężenia CO₂, N₂ i O₂ w funkcji CH₄ w CMM/CBM.

W silnikach ze sprężaniem samego powietrza i jednoczesnym wtryskiem paliwa bezpośrednio do cylindra niemożliwa jest elastyczna reakcja na zmiany składu mieszanki. Silniki z komorą wstępną – pomimo dobrego zachowania w wypadku zasilania gazem ziemnym – cechują się bardzo niską żywotnością świec zapłonowych w przypadku zasilania CMM/CBM i dlatego wymagają ciągłego zasilania ga-



Rys. 4. Tworzenie mieszanki: dodanie powietrza jako trzeciego składnika do CO₂ i CH₄

Fig. 4. Mixture formatting: Adding air as a third component to CO₂ and CH₄

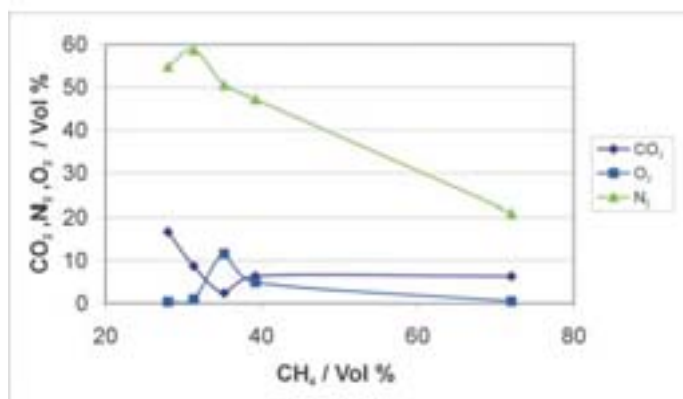
carbon dioxide. The actual ratio represented by each line is established by the dotted line, running parallel with the 0–100% air concentration base line and hence connecting the intersection point of the mixture line with the 0–100% base-line of CO₂ concentration with its opposing CH₄ concentration on the 0–100% CH₄ base-line. As the diagonal lines leave the explosion zone, it is clear that such mixtures would not be able to ignite in an air-phase anymore.

Accordingly DEUTZ Power Systems engines are still running on sites where the CH₄ content is down to 25%, even if the mine gas is oxygen-free, basically forming a mixture of CH₄, N₂ and CO₂ (with N₂ in the mine gas the ex-zone would be slightly wider).

Coming from a two-component mixture of CO₂ and CH₄, representing the mine gas (and being therefore a line in the diagram), a combustible mixture with air has to be established, hence being a point in the diagram. For its ignitability this point has to be somewhere inside the ex-zone, additionally it must at the same time fulfil a stipulated λ, usually ranging between 0.8 and 2.0. The established point here in this diagram is at λ ~ 1.0, the mine gas being a mixture of 50% methane and 50% carbon dioxide. Although coming from a fifty-fifty mine gas one should expect that in the gas-air-mixture the share of the two components should be equal too. However, it is actually not, partly due to an inaccuracy in the reading and the induced rounding-error. Since the chosen air-fuel-ratio effects both the power and NO_x output of the engine, the usual set point would be at λ ~ 1.8.

The diagram (Fig. 5) shows the typical CMM/CBM behaviour concerning the ratio of CO₂, N₂ and O₂ versus CH₄.

For engines with only air compression in their turbochargers and parallel fuel insertion directly into the cylinder a flexible response is virtually impossible. Pre-chamber engines despite to their good behaviour with natural gas come with extremely low lifetime of spark plugs on CMM/CBM, additionally needing a constant



Rys. 5. Metan kopalniany CMM z różnych kopalni: CO₂ i N₂ w funkcji CH₄

Fig. 5. CMM from different mines: CO₂ and N₂ as functions of CH₄

zem ziemnym jako paliwem pilotującym. Podczas wymiany świec zapłonowych w silnikach z komorą wstępną zazwyczaj konieczny jest demontaż wielu elementów i wielogodzinne oczekiwanie na wychłodzenie silnika. W technologii z otwartą komorą spalania żywotność świec zapłonowych sięga 5000 godzin, a ich wymiana trwa kilka minut.

Podstawowe dane techniczne silnika serii TCG 2032: Silnik czterosuwowy ZI, otwarta komora spalania, mieszanka uboga, mieszalnik gazów.

Średnica / skok tłoka:	260 mm / 360 mm
Układ cylindrów:	V, 45°
Liczba cylindrów:	12; 16
Prędkość obrotowa:	900 (60 Hz) / 1000 (50 Hz), kierunek obrotów przeciwny do ruchu wskazówek zegara
Prędkość tłoka:	9,6 m/s / 10,7 m/s

Pracujące w oparciu o obieg Otto silniki serii TCG 2032 (rys. 6 i 7) i TCG 2020 cechują się rozrządem zaworowym opartym o cykl Millera. Zasadniczo system doładowania metodą Millera charakteryzuje się rozprężaniem mieszanki gazowo-powietrznej w komorze spalania przed wystąpieniem zapłonu. W konsekwencji mieszanka wychładza się, a bilans cieplny znacząco się poprawia, podobnie jak sprawność mechaniczna i elektryczna.

Jednakże cykl rozrządu Millera zmniejsza ciepło dostarczane do cylindra o około 25% przez krótsze otwarcie zaworu dolotowego. Jako środek zaradczy stosuje się zwiększony stopień sprężenia mieszanki w turbosprężarce, co kompensuje te straty. Staje się to trudniejsze w aspekcie małej zawartości metanu CBM i CMM z uwagi na relatywnie dużą wartość objętościowego natężenia przepływu czynnika, który ma zostać poddany sprężeniu. Problem stanowią również zmiany obciążenia, gdyż napędzana gazami wylotowymi turbina musi zapewnić większą moc sprężarki, kiedy obciążenie rośnie, lub sprężarka przekracza granicę pompowania, gdy obciążenie spada. Rozwiązaniem tego problemu jest sterowanie upustem i oczywiście specjalna konstrukcja sprężarki dla dużych wartości przepływu objętościowego po stronie sprężania.

Sprężarki w silnikach DEUTZ odpowiadają potrzebom zmieniających się właściwości CBM i CMM. Zastosowanie takiej technologii powoduje uzyskanie sprawności elektrycznej η_{el} na poziomie większym niż 40%. W celu osiągnięcia takiej sprawności należy wziąć pod uwagę wiele sprzecznych czynników. Są to na przykład warunki otoczenia: temperatura i wysokość instalacji nad poziomem morza, czy cykle konserwacji silnika.

Seria silników TCG 2032 przewidziana jest na 64 000 godzin pracy od początku eksploatacji do generalnego remontu.

supply of natural gas as pilot fuel. For changing the spark plugs with pre-chamber engines it is typically necessary to remove numerous parts of the cylinder structure, after it has cooled down for several hours. With the open chamber technology, spark plugs can last for up to 5000 hours, changing them requires only minutes.

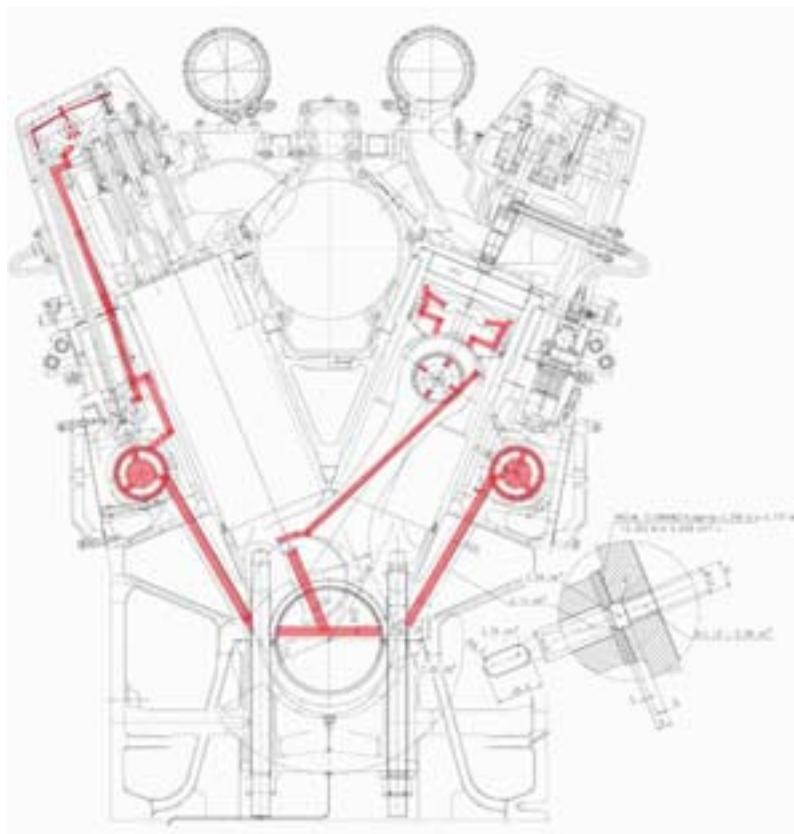
General Technical Data of the TCG 2032 series:

Four Stroke, Otto-Cycle, Open Combustion Chamber, Lean – Burn, Multi Gas Mixer.

Bore / Stroke:	260 mm / 360 mm
Cylinder Arrangement:	V, 45°
Number of Cylinders:	12, 16
rpm:	900 (60 Hz) / 1000 (50 Hz), anti-clockwise
Piston Speed:	9.6 m/s / 10.7 m/s

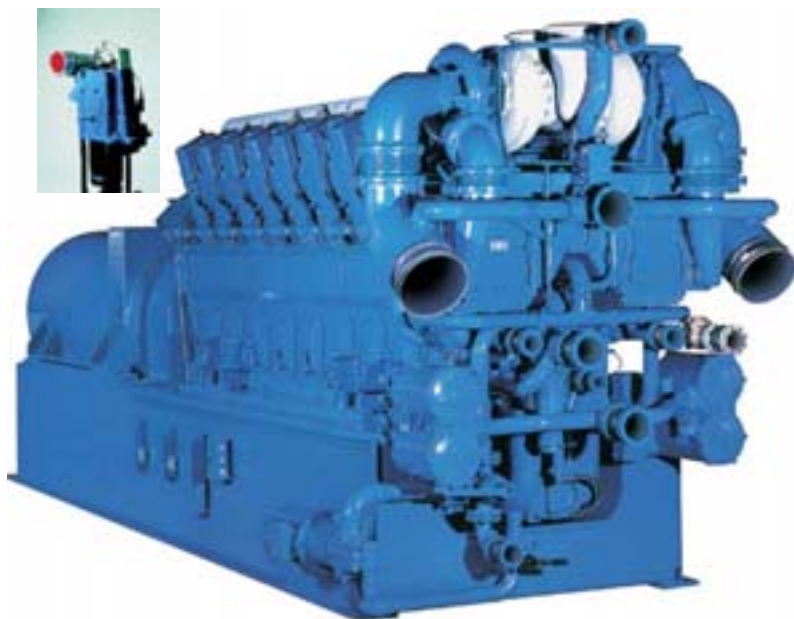
Generally working to the Otto-Cycle, the TCG 2032 (Fig. 6, 7) and TCG 2020 series engines feature Miller-Cycle valve timing. Basically the Miller-Cycle timing effects an expansion of the gas-air mixture in the combustion chamber before the spark ignition. As a consequence the mixture cools down and consequently the heat balance is considerably improved and so is the mechanical and electrical efficiency.

Miller-Cycle timing, however, normally reduces the calorific input to the cylinders by appr. 25% because of its shorter valve timing. As a counter measure the compression of the mixture in the turbo charger has to be increased to compensate those losses. This becomes increasingly difficult with lean CBM and CMM because of the relatively high volume



Rys. 6. Budowa silnika serii DEUTZ TCG 2032

Fig. 6. Engine design of the DEUTZ TCG 2032 series



Rys. 7. Głowica i zespół prądotwórczy DEUTZ TCG 2032 V12

Fig. 7. Cylinder head unit and generating set DEUTZ TCG 2032 V12

Zwiększenie tej wartości do 80 000 godzin jest możliwe, jednakże istotne jest utrzymanie odpowiednich proporcji pomiędzy mocą wyjściową, sprawnością i żywotnością silnika. Zarówno wydajność silnika, jak i jego obsługa, określają wartość ekonomiczną całej instalacji CBM/CMM. Dlatego konieczne jest dla każdego projektu indywidualne określenie poziomu optymalnej wydajności przy minimalnych nakładach serwisowych. Z tego względu, że gazy CBM/CMM nie są paliwami standaryzowanymi, warunki eksploatacji różnią się między poszczególnymi realizacjami. Podobnie różnią się wymagania dotyczące emisyjności i warunków sieci energetycznej.

Zwykle silniki wykorzystujące obieg Millera pracują z siecią energetyczną w trybie równoległym, dlatego krótkie zaniki napięcia sieciowego trwające milisekundy nie stanowią problemu. Również całkowity zanik zasilania sieciowego nie jest niebezpieczny dla silnika, ponieważ w systemie TEM zastosowany został proces odłączenia obciążenia. Ponowne uruchomienie silnika nie jest skomplikowane, gdyż po wystąpieniu odłączenia obciążenia parametry są automatycznie przywracane do ich stanów początkowych.

Z doświadczeń firmy DEUTZ Power Systems dotyczących zastosowania metanu kopalnianego CMM/CBM wynika, że silniki utrzymują się w zaplanowanych tolerancjach dotyczących gwarantowanej wydajności i planowanych działań serwisowych, jeśli warunki pracy systemu zostały dokładnie przeanalizowane, i na ich podstawie dobrany został silnik i jego parametry. Doświadczenie pokazuje, że w niektórych przypadkach wydajność systemu jest nawet większa niż ostrożnie zaplanowana przez naszych inżynierów.

Na przykład, gaz koksowniczy jako bardzo trudne paliwo z uwagi na dużą zawartość H_2 i dużej ilości zanieczyszczeń, wymógł powstanie w firmie DEUTZ Power Systems zmodyfikowanej wersji silnika TCG 2032 o większej wydajności niż silnik zasilany gazem ziemnym i serwisowany

flow that has to be compressed. Also load changes become more difficult, since the exhaust driven turbine of the turbocharger (TC) has to provide more power to the compressor if the load rises, or falls into pumping if load is taken away. The solution to this are governed bypasses of the TC and of course a specially designed TC for high volume flows on the compressor side.

The TC's of DEUTZ engines specially respond to those needs of changing CBM and CMM properties. These combined measures regularly result in an electrical efficiency η_{el} of better than 40%. To achieve this better than 40% target, many conflicting requirements have to be taken into account. Such are for example ambient conditions as temperature, installation height above sea level and last not least the maintenance cycle of the engine.

The TCG 2032 engine series is scheduled for a total of 64,000 operation hours from start of operation to general overhaul. A further

improvement to 80,000 hours is at hand, however, a sensitively adjusted balance between power output, efficiency and life cycle of the engines is mandatory to meet the requirements of the operator and generator.

Both the engine efficiency and the excellent maintenance performance of a continuously operating engine determine the economical value of the whole CBM/CMM plant.

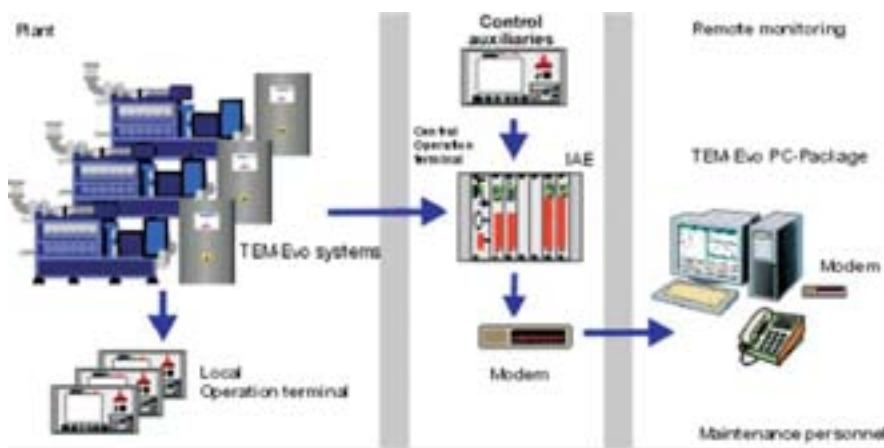
Therefore it is essential to determine individually on a project related base, where the technical break-even between optimum efficiency and minimum maintenance takes place.

Since CBM/CMM gases are not coming as standardised fuels, conditions do vary from project to project. Also emission requirements may vary and so do grid conditions.

Generally Miller-Cycle engines preferably operate in a parallel-to-grid mode. Short lapses of the grid of several milliseconds are no problem. Also complete loss of mains is not problematic for the engines because of the load rejection process implemented in the TEM system. Re-starting the engine becomes fairly easy, since in the case of load rejection the parameters are automatically set back to starting position.

According to DEUTZ Power Systems' experience in our CMM / CBM projects the engines stay within the scheduled tolerance of warranted efficiency and scheduled maintenance steps, once the project conditions have been thoroughly investigated and thereby determined the engine's design and performance data. Experience has it that in some cases the performance turns out to be even better than scheduled, due to the conservative approach of our engineers.

For example coke gas as an extremely difficult fuel, because of its high H_2 content and massive impurities, has led DEUTZ Power System to a specially adapted version of TCG 2032, with a better efficiency than on natural gas and maintenance steps taking place only semi-annually, including the changing of spark plugs.



Rys. 8. Zespół prądowórczy, system TEM, zdalne monitorowanie
 Fig. 8. Generating set, TEM system, remote monitoring

5. Operation, Service and Maintenance

DEUTZ Power System energy generating sets can be totally controlled and operated from remote. Modern modem technology combined with the DEUTZ TEM system enable the operator to both monitor and influence all parameters of the running genset. About 70% of all trouble shooting can be regularly carried out by remote control.

DEUTZ Power System provides thorough training for on-site staff for day-to-day supervision and scheduled maintenance. Of course also the

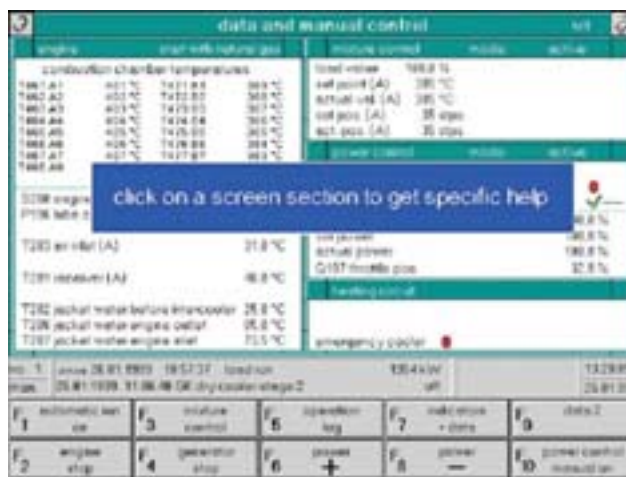
w okresach półrocznych, wliczając w to wymianę świec zapłonowych.

5. Eksploatacja, serwis i użytkowanie

Zespoły prądowórcze DEUTZ Power Systems mogą być całkowicie sterowane na odległość. Nowoczesne techniki modemowe w połączeniu z systemem DEUTZ TEM pozwalają obsłudze monitorować wszystkie parametry pracującego zespołu. Około 70% wszystkich działań dotyczących wykrywania usterek może być regularnie prowadzone zdalnie.

Firma DEUTZ Power Systems zapewnia gruntowne szkolenie dla personelu w zakresie eksploatacji i zaplanowanych konserwacji urządzenia. Oczywiście, cała obsługa może być zlecona DEUTZ Power Systems ponieważ firma zapewnia programy obsługowe dla klientów z całego świata.

Pełna dokumentacja systemu TEM EVO jest dostępna na dyskach CD i może być zamówiona pod adresami firmowymi, bądź bezpośrednio u naszych przedstawicieli. Są oni gotowi również udzielić szczegółowych informacji dotyczących produktów DEUTZ Power Systems Service & Products, eksploatacji systemu i innych.



Rys. 9. Widok ekranu TEM
 Fig. 9. Design of the TEM Display

whole operation can be contracted from DEUTZ Power System, as we provide tailored service contracts for customers throughout the world.

A full documentation of the TEM EVO system is available on CD and can be ordered using the contact addresses given at the end of this section, or directly from our colleagues attending the seminar. Also for detailed material on DEUTZ Power Systems Service & Products, such as maintenance plans etc. please approach our colleagues at the seminar or order by mail.

Skróty i oznaczenia

- CMM metan pochodzenia kopalnianego / Coal Mine Methane
- CBM metan pochodzący z pokładów węgla / Coal Bed Methane
- TEM elektroniczny system zarządzania / Total Electronic Management
- λ współczynnik nadmiaru powietrza / air-fuel ratio

Artykuł recenzowany

Literatura

[1] Zacharias F.: Gasmotoren. Vogel Buchverlag, 2001.
 [2] Stellwagen K., Vormstein H., Henn R.: Ökologischer und ökonomischer Einsatz von industriellen und biologischen Sondergasen in Gasmotoren. 4th Dessau Gas Engine Conference, 2-3 Juni 2005.
 [3] Lechner Ch., Seume J.: Stationäre Gasturbinen. Springer Verlag, 2002.

Dypl. inż. Guido Droste – DEUTZ POWER SYSTEMS GmbH & Co. KG, Zarządzanie produktami / Badanie rynku, Mannheim, Niemcy.
 Mr Guido Droste, Dipl.-Ing. – DEUTZ POWER SYSTEMS GmbH & Co., MM-P Product Management / Market Research, Mannheim, Germany.

Sylwester JĘDRA*
Adam SMYK

Wykorzystanie silnika gazowego średniej mocy w układzie trójgeneracyjnym

Jednym ze sposobów zwiększenia efektywności energetycznej i ekonomicznej małej elektrociepłowni jest praca w układzie trójgeneracyjnym, w którym tradycyjny układ skojarzonego wytwarzania ciepła i energii elektrycznej rozszerzony jest o instalację wytwarzania chłodu. W artykule przedstawiono opis techniczny i charakterystykę agregatu/zespołu SG + AAC (silnik gazowy + agregat absorpcyjny) oraz jego schemat technologiczny. Podano osiągi i ograniczenia silnika gazowego (SG). Określono zapotrzebowanie na ciepło, chłód oraz energię elektryczną przykładowego odbiorcy. Oszacowano nakłady inwestycyjne i koszty eksploatacyjne oraz określono warunki techniczne i ekonomiczne, w których uzyskuje się dodatnią efektywność ekonomiczną układu trójgeneracyjnego (NPV, koszt chłodu).

Słowa kluczowe: silnik gazowy, agregat prądotwórczy, system trójgeneracyjny, koszty eksploatacyjne

Trigeneration system based on medium power gas engine

One of the possibilities of increase of energy and economic efficiency of a small combined heat and power plant is its operation in trigeneration system, in which the conventional system of cogeneration heat and electric power production is widened by a cooling production system. Technical description and characteristics of the set of gas engine plus absorption unit as well as its technological diagram is presented. Performances and limitations of the gas engine are given. Needs for heat, cooling and electric power of a user are described. Total capital and operating costs are estimated and technical and economic conditions for the positive economic efficiency of the trigeneration system are evaluated.

Key words: gas engine, power plant, trigeneration system, operating costs

1. Wprowadzenie

Wykorzystanie gazowych silników tłokowych w skojarzonych źródłach ciepła i energii elektrycznej stanowi w naszym kraju niewielki procent w stosunku do łącznej mocy źródeł skojarzonych. Przy obecnych relacjach cen gazu, ciepła i energii elektrycznej uzyskanie dodatniego NPV, czyli zysku jest bardzo trudne. W szczególności wynika to z wysokiej ceny gazu ziemnego oraz z względnie niskiej ceny energii elektrycznej, jaką można uzyskać sprzedając energię do krajowego systemu elektroenergetycznego.

Jednym ze sposobów na podwyższenie rentowności źródła skojarzonego jest wykorzystanie przynajmniej części wyprodukowanej energii na pokrycie zapotrzebowania własnych odbiorców, jak również sprzedaż do bezpośredniego odbiorcy, który jest gotowy zaoferować wyższą cenę niż operator systemowy. Optymalnym przypadkiem jest wykorzystanie w całości wyprodukowanej energii elektrycznej na pokrycie zapotrzebowania własnych (lub lokalnych) odbiorców, które w ten sposób mogą zrezygnować z zakupu drogiej energii elektrycznej ze źródła zewnętrznego.

Innym sposobem jest pełniejsze wykorzystanie produkowanego w silnikach ciepła, tak by przez cały rok pracowały z obciążeniem cieplnym i elektrycznym bliskim nominalnemu. Taki tryb pracy zapewnia wysoką sprawność, niższe jednostkowe koszty eksploatacyjne jak również pozwala uzyskać maksymalny przychód ze sprzedaży obu produktów. Ze względu na sezonową zmienność obciążenia na potrzeby ogrzewania i ciepłej wody użytkowej, możliwości dociążenia silników pracujących w układzie skojarzonym przez cały rok, w szczególności w okresie letnim są ograni-

1. Introduction

Application of gas piston engines in cogeneration sources of heat and electric energy in Poland is a small percentage comparing to the total power of cogeneration sources. For current price ratios of gas, heat and electric energy it is very difficult to obtain positive NPV (profit). It is due to the high price of natural gas and the relatively low price of domestic electric energy.

One of the ways for increasing profitability of cogeneration source is usage at least the part of generated energy for covering own needs and also some percent of electric energy produced by the system should be sold with the price higher than that offered by the operator of the electro-energy system. Usage of whole generated energy for covering own or local users is the optimal solution because in this case the users can stop to purchase expensive electric energy from an external source.

The other way is the better utilization of heat from engines in such a way that the engines should operate all the year under thermal and electric load near to the nominal. Such the operation mode provides high efficiency, lower unit operating costs and also allows to reach the maximum income from sale of both products. For the sake of seasonal load variation causing by the central heating and warming up water, the engine operation in cogeneration system under the fully load all the year is limited, especially in the summer season. The trigeneration system in which electric energy, heat and cooling are generated simultaneously gives additional possibilities for full load of power units. Cooling, needed mainly in the summer season, is generated using heat

czone. Dodatkowe możliwości dociążenia bloków stwarza ich praca w układzie trójgeneracyjnych tj. równocześnie generującym energię elektryczną, ciepło i chłód. Chłód, na który największe zapotrzebowanie występuje w okresie letnim, generowany jest z użyciem ciepła odpadowego zasilającego np. agregaty absorpcyjne AAC.

Ponieważ zapotrzebowanie na chłód zwiększa się wraz ze wzrostem temperatury zewnętrznej tj. wówczas, gdy spada zapotrzebowanie na ciepło, następuje wyrównanie obciążenia cieplowniczego układu w przekroju rocznym. Pozwala, zatem uzyskać efekt, o którym wspomniano wyżej.

W pracy układu trójgeneracyjnego energia elektryczna–ciepło–chłód występują pewne ograniczenia, które wiążą się z wymaganiami i ograniczeniami materiałowo-konstrukcyjnymi silnika. Zwykle wyrażają się one w uzyskiwaniu stosunkowo niskiej temperatury nośnika ciepła odzyskanego od silnika. Niska temperatura nośnika ciepła skutkuje wzrostem nakładów na agregaty chłodnicze. Istnieją jednak konstrukcje silników gazowych, które z założenia są przystosowane do pracy przy wyższej średniej temperaturze czynnika chłodzącego korpus silnika. W rezultacie pozwala to na uzyskanie wyższej temperatury czynnika grzejnego bezpośrednio zasilającego agregat chłodniczy. Z punktu widzenia optymalizacji dobru i warunków pracy AAC wartości tej temperatury, dla jednostopniowych bromowolitowych agregatów chłodniczych, są rzędu 110–120°C

W dalszej części referatu omówiono niektóre zagadnienia dotyczące możliwości wykorzystania silników gazowych w małych, lokalnych układach trójgeneracyjnych. Szczególną uwagę zwrócono na optymalizację układu cieplnego oraz wyznaczenie maksymalnej temperatury wody, stanowiącej nośnik ciepła odzyskiwanego od silnika a wykorzystywanego dla celów grzewczych i chłodniczych. Określono również, dla jakich cen energii elektrycznej zapewniona jest opłacalność budowy i eksploatacji silnika.

2. Charakterystyka zespołu SG + AAC (silnik gazowy + agregat absorpcyjny)

Analizowany układ trójgeneracyjny, pracujący na potrzeby przykładowego lokalnego odbiorcy w postaci dużego budynku biurowego, składa się z następujących głównych elementów (rys. 1):

- tłokowego silnika gazowego firmy Cummins typu QSK 60G, o mocy na kole zamachowym równej 1207 kW, który w połączeniu z prądnicą synchroniczną tworzy gazowy zespół prądotwórczy o mocy 1160 kW_{el}. Sprawność elektryczna zespołu przy obciążeniu nominalnym wyniesie 39–40%;
- systemu wymienników ciepła służących do odzysku ciepła od silnika, (z chłodzenia korpusu silnika oraz odzysku ciepła od spalin wylotowych). W połączeniu z ww. silnikiem oraz po uwzględnieniu strat ciepła do otoczenia, moc cieplownicza układu wyniesie 1384 kWt. Sprawność cieplownicza bloku kogeneracyjnego wyniesie 47,03%;
- bromowo-litowego absorpcyjnego agregatu chłodniczego, łącznie z układem jego chłodzenia;
- szczytowego sprężarkowego agregatu chłodniczego spełniającego również funkcję rezerwowego źródła chłodu;

rejected from a system of supply, for example, absorption units.

Needs for cooling increase as the outside temperature increases and thereby needs for heat decreases. It leads to the yearly balance of the heat load of the system. Thus it is possible to achieve the effect mentioned above.

There are some limitations for operation of the tri-generation system connected with material-constructional requirements and limits of the engine. Usually it is to low temperature of heating medium recovered from the engine. Low temperature of the heating medium causes increase of operating costs of refrigerating units. However there are gas engines which are originally adapted to operate at the higher temperature of engine coolant. In this case it is possible to reach higher temperature of the heating medium of the refrigeration unit. Its optimum value for the single-stage bromine-lithium refrigerating units is in the range of 110–120°C.

Some problems dealing with possibility of usage of gas engines in small, local trigeneration systems are discussed in the next part of the paper. Special attention is focused on optimization of the heating system and determining the maximum temperature of water being the heating medium recovered from the engine and also used for heating and cooling purposes. Conditions for assuring profitability of construction and operation of the engine are also described.

2. Characteristics of the system consisting of gas engine and absorption unit

Analyzed trigeneration system operating for a big office building as the local user consists of the following compounds (Fig. 1):

- QSK 60G Cummins piston gas engine, power output of 1207 kW, which in connection with a synchronous generator gives electric power of 1160 kW. The electric efficiency of the unit will be equal to 39.4% at the nominal load;
- Heat exchanger system being used for heat recovery from the engine (from the engine coolant and exhaust gases). Thermal power of the unit will be equal to 1384 kW. The thermal efficiency of cogeneration unit will be 47.03%;
- Absorption bromine-lithium refrigerating unit including its cooling system;
- Compression refrigerating unit of peak load also as a reserve cooling source;
- Gas boiler for heat supplying during the peak thermal load.

2.1. Requirements and thermodynamic limitations of gas engine

The basic thermodynamic parameter characterizing the engine is its theoretical efficiency (η_t). The efficiency of the theoretical Otto cycle is defined in eq. (1),

where: $\varepsilon = V/V_0$ – compression ratio defined as the ratio of cylinder volume at the beginning of compression V to the volume at the end of compression V_0 , $k = c_p/c_v$ – adiabatic

– kotła gazowego, dostarczającego ciepło w okresach szczytowych obciążeń cieplnych.

Podstawowym parametrem termodynamicznym charakteryzującym silnik jest jego *sprawność teoretyczna* (η_t). Dla teoretycznego obiegu Otto *sprawność* definiowana jest następująco:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (1)$$

gdzie: $\varepsilon = V/V_0$ – stopień sprężania, czyli stosunek całkowitej objętości cylindra na początku sprężania V do objętości w końcu sprężania V_0 , $k = c_p/c_v$ – wykładnik adiabaty, czyli stosunek ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu c_p czynnika roboczego, do ciepła właściwego przy stałej objętości c_v tegoż czynnika.

Wnioski praktyczne są takie, iż w silnikach z zapłonem iskrowym, dla których obiegiem porównawczym jest obieg z doprowadzaniem ciepła przy stałej objętości (silnik gazowy), należy dążyć do stosowania jak największych stopni sprężania. W praktyce jednak warunki właściwego spalania ograniczają wzrost ε ponad pewną dopuszczalną wartość, uzależnioną od konstrukcji i warunków użytkowania silnika.

Rzeczywiste wartości stopnia sprężania wahają się od 8 do 13, natomiast sprawności mechaniczne silników gazowych zawierają się w przedziale: od 34% dla silników małych lub silników specjalnych z niskim stopniem sprężania do nawet 45% dla silników o mocach rzędu kilku megawatów.

Sprawność całkowita układu skojarzonego η_{usk} wyraża się wzorem:

$$\eta_{usk} = \frac{P + Q_c}{Q_f}, \quad (2)$$

gdzie: P – moc elektryczna netto zespołu prądowłóczego, Q_c – moc cieplna efektywnie wykorzystana (w układzie kogeneracyjnym na potrzeby ciepłownicze, w układzie trójgeneracyjnym na potrzeby ciepłownicze i chłodnicze), Q_f – strumień energii chemicznej w paliwie.

Maksymalną sprawność całkowitą uzyskujemy przy najwyższym możliwym stopniu wykorzystania ciepła generowanego przez silnik w warunkach pełnego obciążenia silnika. Oba te warunki są zwykle trudne do spełnienia w układzie kogeneracyjnym, a znacznie łatwiejsze w układzie trójgeneracyjnym.

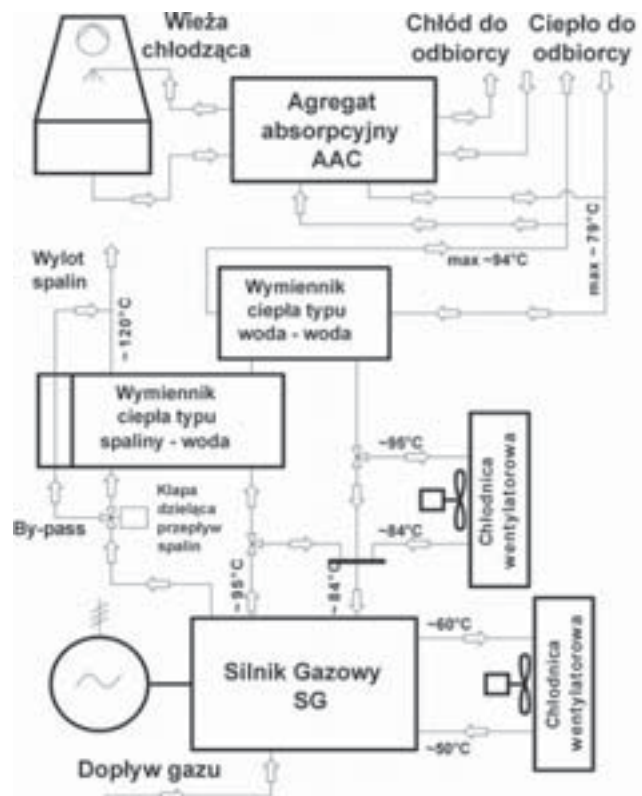
3. Parametry czynnika grzejnego możliwe do uzyskania z silnika gazowego

3.1. Przykład analizy dla silnika o mocy około 1 MW

Dane do analizy (bilans energii oraz dane eksploatacyjne zaczerpnięte z karty katalogowej producenta silnika gazowego typu Cummins QSK 60G, pracującego przy obciążeniu nominalnym) podane są w tabeli 1.

Jeśli maksymalna temperatura płynu chłodzącego na wylocie z silnika wynosi T_{b_wylot} to korzystając ze wzoru:

$$Q_k = \dot{m}_b \cdot c_{pb} \cdot (T_{b_wylot} - T_{b_wlot}), \quad (3)$$



Rys. 1. Schemat technologiczny / cieplny układu trójgeneracyjnego bez urządzeń szczytowych

Fig. 1. Technological diagram of trigeneration system without peak devices

exponent defined as the ratio of specific heat at constant pressure c_p to specific heat at constant volume c_v of working medium.

From the relation given above follows that for the gas engine which is the spark ignition engine with addition of heat at constant volume the compression ratios should be as high as possible. In practice, conditions for combustion make impossible to increase ε above some maximum value depending on the engine construction and operation.

Actual values of the compression ratio are in the range of 8÷13 and overall efficiencies of gas engines are in the range from 34% for small or special low compression ratio engines up to even 45% for engines of power output in the order of few megawatts.

The total efficiency of the cogeneration system η_{usk} is defined in eq. (2),

where: P – electrical power (net) of generating set; Q_c – useful thermal power (for heating purposes in the cogeneration system, for heating and cooling purposes in trigeneration system); Q_f – chemical energy flux of fuel.

The maximum total efficiency is obtained at the possible highest degree of utilization of heat generated by the engine at full load. It is difficult to meet these both conditions for cogeneration system but it is much easier in the case of trigeneration system.

gdzie: \dot{m}_b – przepływ masowy płynu chłodzącego, T_{b_wlot} – maksymalna temperatura płynu chłodzącego na wlocie do silnika, oraz przekształcając go otrzymamy wzór, z którego można obliczyć maksymalną temperaturę płynu chłodzącego na wlocie do silnika:

$$T_{b_wlot} = T_{b_wylot} - \frac{Q_k}{\dot{m}_b \cdot c_{p_b}} \quad (4)$$

Po podstawianiu danych dla rozpatrywanego silnika otrzymujemy:

$$T_{b_wlot} = 95 - \frac{718}{18,94 \cdot 3,51} = 84,2^\circ\text{C}.$$

Dobieramy wymiennik ciepła (odzysku ciepła od korpusu silnika) w taki sposób, aby minimalna różnica pomiędzy temperaturą płynu chłodzącego silnik na wylocie z wymiennika (po schłodzeniu się) a temperaturą wody na wlocie do wymiennika, wynosiła około 5°C . Tym samym określamy maksymalną temperaturę wody na wylocie z agregatu absorpcyjnego.

A zatem, dla tego konkretnego silnika temperatura ta wynosi:

$$T_{w_wlot} = 84,2 - 5 \approx 79,2^\circ\text{C}.$$

i nie może być wyższa, z uwagi na to, że wówczas silnik byłby przegrzewany.

Osiągalne schłodzenie wody w agregacie absorpcyjnym, dobranym w optymalny sposób z punktu widzenia jego kosztu, dla temperatury czynnika grzejącego rzędu 100°C wyniesie około 15°C . Zatem po uwzględnieniu maksymalnej wartości temperatury wody kierowanej do wymiennika ciepła (gdzie schładza się płyn chłodzący korpus silnika), otrzymujemy wartość maksymalną temperatury wody na wylocie z systemu odzysku ciepła (a na wlocie do agregatu absorpcyjnego).

Temperatura maksymalna wody (jako medium grzejącego) kierowanej do agregatu absorpcyjnego (dla rozpatrywanego silnika) wynieść może maksymalnie $94,2^\circ\text{C}$.

Uzyskaną powyższą temperaturę należy zweryfikować z punktu widzenia bilansu energii, z uwzględnieniem dopuszczalnych temperatur w punktach pośrednich obiegu oraz strat ciepła do otoczenia.

3. Parameters of the heating medium possible to get from the gas engine

3.1. Example of analysis for the engine of power output about 1 MW

Data for the analysis (energy balance and operation data taken from the catalogue of producer of Cummins QSK 60 G gas engine, operating at nominal load) are given in Table 1.

Thermal power transferred to the coolant Q_k is described by equation (3),

where: \dot{m}_b – coolant flow rate; T_{b_wlot} – maximum temperature of the coolant at the engine inlet.

Thus the maximum temperature of the coolant at the engine inlet can be calculated using the formula (4).

For given engine one gets:

$$T_{b_wlot} = 95 - \frac{718}{18,94 \cdot 3,51} = 84,2^\circ\text{C}.$$

The heat exchanger (heat recovered from engine walls) is selected to keep the difference between the coolant temperatures at exchanger exit and inlet at the level of about 5°C .

According to this assumption the maximum temperature of the water at exit of the absorption unit for chosen engine is:

$$T_{w_wlot} = 84,2 - 5 \approx 79,2^\circ\text{C}.$$

and it can not be higher for the safety reasons (engine overheating).

The water reduces its temperature by about 15°C in the absorption unit selected with viewpoint of its cost when the heating medium temperature is equal to about 100°C . Thus the maximum temperature of the water (as the heating medium) at inlet of the absorption unit for chosen engine can not be higher than $94,2^\circ\text{C}$. This value should be verified with point of view energy balance taking into account temperature limits at intermediate points of the cycle and heat losses to the environment.

Tabela 1. Dane silnika Cummins QSK 60G

Table 1. Data for Cummins QSK 60G gas engine

Lp. / No.	Wyszczególnienie / Specification	Oznaczenie / Symbol	Jednostka / Unit	Wartość / Value
1	Moc cieplna oddawana do płynu chłodzącego korpus, olej i mieszankę doładowaną na pierwszym stopniu jej chłodzenia / Thermal power transferred to the coolant	Q_k	kW	718
2	Moc cieplna możliwa do odzyskania przy schłodzeniu spalin do temperatury 120°C / Thermal power possible to be recovered during the cooling of exhaust gases to 120°C	Q_s	kW	724
3	Maksymalna temperatura płynu chłodzącego korpus i olej na wylocie z silnika / Maximum temperature of the coolant at the engine exit	T_{b_wylot}	C	95
4	Ciepło właściwe płynu chłodzącego / Specific heat of coolant	c_{p_b}	kJ/kg·K	3,51
5	Gęstość płynu chłodzącego / Coolant density	r_{p_b}	kg/m ³	974
6	Przepływ masowy płynu chłodzącego / Coolant flow rate	\dot{m}_b	kg/s	18,94

Producent silnika określa w swojej karcie katalogowej, strumienie energii, jakie występują w silniku pracującym z obciążeniem nominalnym. Określony jest m.in. strumień ciepła, jaki należy odprowadzić od połączonego obiegu chłodzenia korpusu silnika, chłodnicy oleju oraz pierwszego stopnia chłodzenia mieszanki gazowo powietrznej po sprężeniu. Producent określa również strumień ciepła, jaki teoretycznie można odzyskać schładzając spaliny do 120°C.

Jako, że z reguły nie ma urządzeń o 100% sprawności, tak i w przypadku układu odzysku ciepła należy uwzględnić straty ciepła do otoczenia. Straty te, zależą od grubości i jakości izolacji termicznej, od wielkości powierzchni gorących pozbawionych izolacji, ale również od poziomu temperaturowego nośników ciepła. Dla potrzeb analizy zakładamy, iż:

- około 3% ciepła jakie teoretycznie odzyskiwane jest od korpusu silnika ulegnie dysypacji do otoczenia (temperatura nośników ciepła – rzędu 100°C),
- około 5% ciepła jakie teoretycznie można odzyskać od spalin ulegnie dysypacji do otoczenia (temperatura spalin na wylocie z kolektora wydechowego silnika – rzędu 400 do 500°C).

Zatem suma strumieni ciepła, które można realnie odzyskać (dla rozpatrywanego silnika) wynosi:

$$Q_{\text{calkowite}} = (1 - 0.03) \cdot Q_k + (1 - 0.05) \cdot Q_s = 0.97 \cdot 718 + 0.95 \cdot 724 \approx 1384 \text{ kW.}$$

Biorąc pod uwagę strukturę przepływów masy i energii jak na rys. 1, wartości temperatury płynu chłodzącego silnik, po przepłynięciu przez wymiennik spalinowy i odebraniu ciepła od spalin (T_{p_wym}), powinna być wyższa od maksymalnej temperatury wody wypływającej z systemu odzysku ciepła, wynoszącej w tym przypadku 94,2°C, o co najmniej 5°C. Wartość tej temperatury w rozważanym przypadku wyniesie:

$$T_{p_wym} = T_{b_wylot} + \frac{(1 - 0,05) \cdot Q_s}{\dot{m}_b \cdot c_{p_b}}, \quad (5)$$

$$T_{p_wym} = 95 + (0,95 \cdot 724) / (18,94 \cdot 3,51) \approx 105^\circ\text{C.}$$

Zatem temperatura płynu chłodzącego silnik po odebraniu ciepła od spalin wynosi około 105°C. Wynik ten potwierdza słuszność wcześniej poczynionych założeń, gdyż temperatura wody na wylocie z wymiennika woda-woda ma wynosić nie więcej niż 94°C, a różnica około 11°C zapewnia właściwą wymianę ciepła.

Istnieją na rynku konstrukcje silników gazowych, które są fabrycznie przystosowane do pracy przy wyższych temperaturach korpusu silnika. Przykładem może być seria silników gazowych QSV firmy Cummins, przystosowana do wyższych temperatur. Średnia temperatura korpusu dla tych silników (w wersji wysokotemperaturowej) sięga 105°C.

Powodem, który sprawił, iż producent ten zdecydował się na skonstruowanie (wysokotemperaturowej) serii silników gazowych, nie jest bynajmniej wykorzystanie ich w układach trójgeneracyjnych, a jest ich wykorzystanie do pracy na gazie „surowym”, czerpanym bezpośrednio z otworu

The engine producer gives energy fluxes for the engine operating at nominal load, among them the heat flux which should be carried away from combined cooling cycles such as cooling of engine walls, oil cooler and the first stage of cooling of the compressed gas-air mixture. The engine producer determines also the heat flux, theoretically possible to recover by cooling combustion products to 120°C.

In presented analysis heat losses to environment have to be taken into account. They depend on thickness and quality of thermal insulation, size of hot surfaces without insulation and also on the temperature level of heat carriers. For analysis purposes it was assumed that:

- about 3% of heat, theoretically recovered from engine walls, undergoes dissipation to the environment (temperature of heat carriers about 100°C);
- about 5% of heat, theoretically possible to recover from combustion products, undergoes dissipation to the environment (temperature of combustion products at the exhaust manifold exit is the order of 400÷500°C).

Thus, for the analyzed engine, the sum of heat fluxes really possible to recover is:

$$Q_{\text{calkowite}} = (1 - 0.03) \cdot Q_k + (1 - 0.05) \cdot Q_s = 0.97 \cdot 718 + 0.95 \cdot 724 \approx 1384 \text{ kW.}$$

Taking into account the structure of mass and energy flows (Fig. 1) the temperature of coolant after its flowing through the exchanger and transferring the heat from the combustion products (T_{p_wym}) should be at least 5°C higher than the maximum temperature of water flowing out from the heat recovering system (94.2°C in this case). For the chosen engine heat from the combustion products is given by eq. (5).

Obtained results confirm correctness of earlier given assumptions since the water temperature at the exit of water-water exchanger is to be not more than 94°C and temperature difference about 11°C provides the proper heat exchange.

There are gas engines which are originally adapted to operate at higher temperature of the engine block. Series of Cummins QSV engines adapted to operate in higher temperatures can be an example. Average block temperature of these engines (high temperature versions) reaches 105°C. These engines were first constructed to operate using crude gas with high sulfur content. Increase of the average engine block temperature protects the engine against corrosion because access of sulfur compounds to the liquid water is much difficult at the elevated temperature.

For the trigeneration system it is better if the engine operates at higher temperature of engine block since it leads to reduce costs of refrigerating units, thereby to reduce the total cost of the system too.

Using the method describing above attainable temperatures of heating medium for other engines can be determined. For example, for Cummins QSV 81G of 1556 kW power output the following temperature can be achieved:

- temperature of heating water at the exit of absorption unit (at the inlet of the heat recovering system): 92°C;

wydobywczego. Gaz surowy niejednokrotnie jest wysoce zasiarczony. Podwyższenie średniej temperatury korpusu silnika skutkuje wyższym stopniem ochrony silnika przed złym wpływem związków siarki zawartych w gazie, które to związki przy średniej temperaturze korpusu silnika powyżej 100°C, mają utrudniony dostęp do wody w fazie ciekłej. W silnikach gazowych praktycznie nie jest możliwe uniknięcie śladowych zawartości wody rozpuszczonej w oleju smarnym.

Z punktu widzenia utworzenia układu trójgeneracyjnego im silnik pracuje przy wyższej temperaturze korpusu tym lepiej, gdyż obniża to koszt agregatów chłodniczych a zatem i całkowite nakłady na układ.

Korzystając z metody opisanej wyżej można wyznaczyć osiągalne temperatury medium grzejnego dla innych silników. Przykładowo dla silnika QSV 81G firmy Cummins, o mocy elektrycznej 1556 kWe można osiągnąć następującą temperaturę:

- temperatura wody grzejnej na wylocie z urządzenia absorpcyjnego / wlocie do systemu odzysku ciepła: maks. 92°C,
- temperatura wody grzejnej na wlocie do urządzenia absorpcyjnego / wylocie z systemu odzysku ciepła: max 107°C.

3.2. Wpływ mocy (wielkości) silnika gazowego na wysokość T_g

Na podstawie analizy podobnej do zaprezentowanej powyżej dla silnika QSK 60G uzyskano maksymalne wartości temperatury czynnika wykorzystywanego do zasilania agregatów chłodniczych. Analizie poddano różne typy silników gazowych, o rosnącej mocy w zakresie od 0,4 do 4 MW. Przykładowe wartości podane są w tabeli 2. Dla dużych silników (powyżej 2 MW) wartości temperatury uzyskano z pominięciem ciepła niskotemperaturowego, przyjmując, iż ciepło to będzie wykorzystywane jedynie do celów grzewczych. Z przedstawionych danych wynika, iż w miarę wzrostu mocy silnika, rośnie również uzyskiwana temperatura nośnika ciepła.

W tabeli 3 podano udział ciepła uzyskiwanego ze spalin w całkowitej mocy cieplnej dla wybranych typów silników. Udział ten wpływa zarówno na proporcję ciepła, jaką moż-

– temperatura of heating water at the inlet of absorption unit (at the exit of the heat recovering system): 107°C.

3.2. Influence of power output (size) of the gas engine on the temperature T_g level

On the bases of analysis, similar to that presented above for QSK 60G, the maximum values of medium temperatures T_g using for supplying refrigerating units were obtained. Different gas engines of power output in the range of 0.4–4 MW were analyzed. Exemplary values are given in Table 2. For big engines (more than 2 MW) a low-temperature heat was neglected assuming that it be utilized for heating purposes only. From presented data it follows that obtained temperature of the heat carrier increases as the power output increases.

The share of heat from exhaust gases in the total thermal power for chosen engines is given in Table 3. It influenced on proportion of heat using for heating and cooling purposes as well as on the maximum temperature of the heating water. From presented results it follows that heat amount in exhaust gases in relation to the total heat increases as engine power output increases.

4. Yearly user needs for heat, cooling and electric energy

Thermal load and cooling load of user is shown in Fig. 3 and Fig. 4, respectively. Thermal load of trigeneration system is presented in Fig. 5 and electric power BSC for heat load including heating and cooling in Fig. 6.

Assumptions concerned thermal load significantly affected the economical efficiency of trigeneration system. Figure 5 shows that application of trigeneration system leads to the significant increase of utilization factor of heat generated by the engine.

5. Capital and operating costs

The complete analysis of capital costs was carried out for power unit of 1 MW. For other powers the following approximate formula was used:

$$J = j_0 \cdot \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\alpha-1} \cdot P_1 \cdot n \cdot [0.78 + 0.22 \cdot n^{\alpha-1}],$$

Tabela 2. Wybrane parametry silników oraz maksymalna temperatura wody

Table 2. Engines parameters and maximum water temperature

Producent // typ silnika / Producer// engine	Moc elektryczna / Electric power [kW]	Moc cieplna (wykorzystana do produkcji chłodu) / Thermal Power (using for cooling production) [kW]	Sprawność elektryczna / Electric efficiency [%]	Sprawność cieplna (na chłód) / Thermal efficiency (cooling production) [%]	Możliwa do uzyskania temperatura medium grzejnego / Temperature of heating medium possible to obtain T_g [°C]
MAN E 2842 LE 312	380	453	37,0	44,0	91
Perkins 4016-E61TRS	1000	1185	38,0	46,0	98
CUMMINS QSV81G	1556	1700	38,6	42,2	107
Mitsubishi 12MACH-30G	3800	1763	44,2	21,2	120

na wykorzystać do celów grzewczych i chłodniczych jak i na wartość maksymalnej temperatury wody grzejnej. Z przeprowadzonej analizy wynika, iż ilość ciepła zawartego w spalinach w stosunku do ciepła całkowitego rośnie wraz ze wzrostem mocy silnika.

4. Zapotrzebowanie na ciepło, chłód oraz energię elektryczną przykładowego odbiorcy w ciągu roku

Obciążenie ciepłownicze przykładowego odbiorcy obrazuje wykres na rys. 3, a obciążenie chłodnicze wykres na rys. 4. Obciążenie ciepłownicze bloku pracującego w układzie trójgeneracji przedstawia wykres na rys. 5. Moc elektryczna BSC dla obciążenia ciepłowniczego (łącznie grzejącego i chłodniczego) jest podana na rys. 6.

Powyższe założenia dotyczące obciążenia ciepłowniczego mają istotny wpływ na efektywność ekonomiczną układu trójgeneracyjnego. Z rysunku 5 wynika, iż układ trójgeneracyjny w istotny sposób zwiększa stopień wykorzystania ciepła generowanego w silniku.

5. Nakłady inwestycyjne i koszty eksploatacyjne

Pełna analiza nakładów inwestycyjnych przeprowadzona została dla bloku o mocy ok. 1 MWe. Dla wyznaczania nakładów inwestycyjnych w przypadku innych mocy skorzystano z przybliżonego wzoru:

$$J = j_0 \cdot \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\alpha-1} \cdot P_1 \cdot n \cdot [0,78 + 0,22 \cdot n^{\alpha-1}],$$

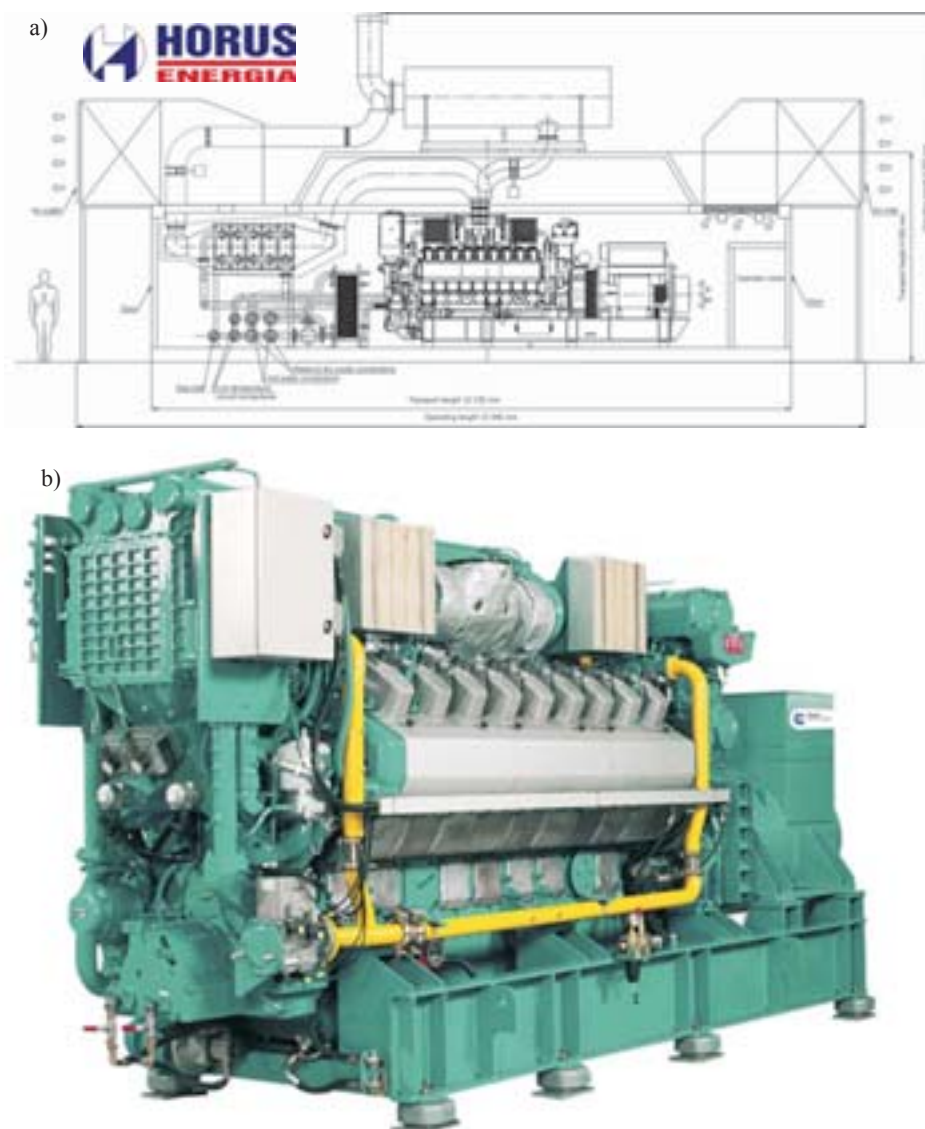
gdzie: J – całkowite nakłady inwestycyjne poniesione na siłownię BSC, j_0 – jednostkowe nakłady inwestycyjne dla mocy P_0 , α – wykładnik, dla instalacji energetycznych, $\alpha = 0,75 - 0,80$, n – liczba jednostek, P_0 , P_1 – moc odniesienia, dla któ-

Tabela. 3. Udział ciepła ze spalin w całkowitej mocy cieplnej uzyskiwanej z silników

Table 3. Share of heat recovered from exhaust gases in total heat recovered from engines of various types

Producent // typ silnika / Producer// engine	Moc elektryczna / Electric power [kW]	Całkowita moc cieplna, możliwa do odzyskania od silnika ^{*)} / Total thermal power possible to recover from engine ^{*)} Q_c [kW]	Całkowita ilość ciepła możliwa do odzyskania od spalin wylotowych / Total heat possible to recover from exhaust gases Q_s [kW]	Iloraz Q_s/Q_c
MAN E 2842 LE 312	380	448	225	0,502
Perkins 4016-E61TRS	1000	1171	640	0,546
CUMMINS QSV81G	1556	1684	950	0,564
Mitsubishi 12MACH-30G	3800	2769	1727	0,624

^{*)} nominalnie obciążonego, z uwzględnieniem strat ciepła do otoczenia / nominal load, heat losses taken into consideration



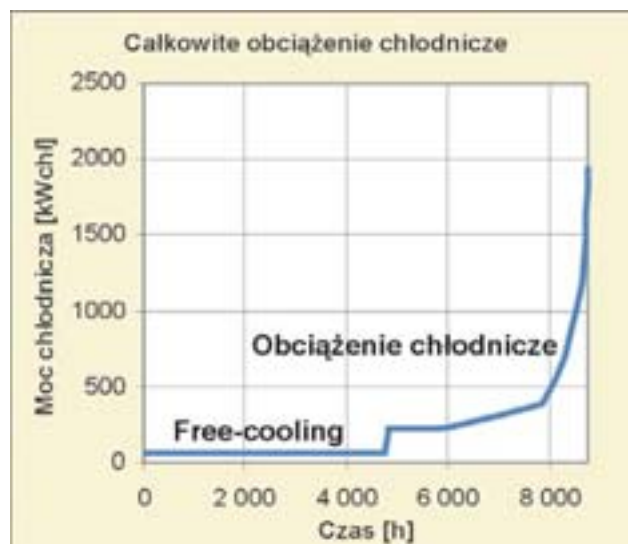
Rys. 2. Kontenerowy układ skojarzony o mocy 1,75/1,96 MWe/MWq; a) schemat kompletnego układu, b) agregat prądowórczy

Fig. 2. Containerized cogeneration system – 1.75/1.96 MWe/MWq; a) drawing of complete system, b) generating set



Rys. 3. Wykres uporządkowany obciążeń cieplownicznych przykładowego odbiorcy

Fig. 3. Diagram of heat loads for user



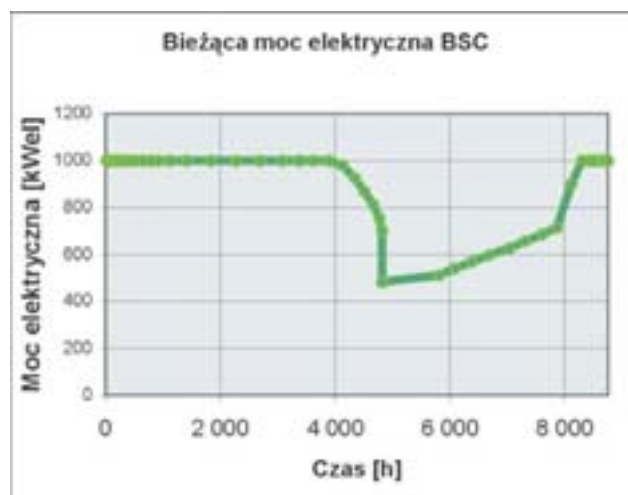
Rys. 4. Wykres uporządkowany obciążeń chłodniczych przykładowego odbiorcy

Fig. 4. Diagram of cooling loads for user



Rys. 5. Wykres obciążeń cieplownicznych w układzie trójgeneracyjnym z podziałem na BSC i źródło szczytowe

Fig. 5. Diagram of heat loads of cogeneration unit and peak source in trigeneration system



Rys. 6. Moc elektryczna BSC regulowanego wg zapotrzebowania na ciepło

Fig. 6. Diagram of electrical loads of cogeneration system regulated according to heat needs

rej nakłady jednostkowe są znane, równe j_0 i moc rozpatrywanego BSC.

5.1. Nakłady inwestycyjne na kompletny blok trójgeneracyjny o mocy 1 MWe

Nakłady inwestycyjne na układ trójgeneracyjny o mocy elektrycznej P_0 równej 1 MW podano w tabeli 4. Dla układów o innych mocach nakłady określano z przybliżonego wzoru podanego powyżej.

5.2. Koszty eksploatacyjne

Koszty eksploatacyjne bloku trójgeneracyjnego można podzielić na następujące główne składniki:

where: J – total capital costs; j_0 – capital costs per kW for unit of power P_0 ; α – exponent, for electric system $\alpha = 0.75$ – -0.80 ; n – number of units; P_0, P_1 – reference power for which the unit capital costs j_0 are known, and power of considered BSC, respectively.

5.1. Capital costs for complete trigeneration block of 1 MW electric power

Capital costs for trigeneration system of 1 MW electric power are given in Table 4. For systems of other powers the costs were determined using approximate formula given above.

- koszty paliwa – do analizy przyjęto, iż średnia cena gazu wynosi 0,744 zł/Nm³, łącznie z opłatą stałą za moc zamówioną jak również z opłatami zmienną i stałą za usługę przesyłową;
- koszty przeglądów, remontów, materiałów eksploatacyjnych i bieżącej obsługi BSC – na podstawie danych firmy specjalizującej się w budowaniu oraz serwisowaniu układów kogeneracyjnych, wyznaczono wskaźnikowy koszt przeglądów bieżących i remontów planowanych układu skojarzonego; wynosi on około: 28 zł/MWh;
- koszty serwisu i materiałów eksploatacyjnych kotła szczytowego – koszty eksploatacyjne gazowego kotła szczytowego, przyjęto na poziomie 2,5 zł/GJ wyprodukowanego ciepła;
- koszty serwisu i materiałów eksploatacyjnych agregatu absorpcyjnego oraz jego systemów – przy uwzględnieniu kosztu energii elektrycznej zużywanej przez agregat oraz wentylatory wieży chłodzącej, w przeliczeniu na 1 kWh wyprodukowanego chłodu, przyjęto na poziomie 0,04 zł/kWh;
- koszty serwisu i materiałów eksploatacyjnych szczytowego agregatu sprężarkowego oraz jego systemów – przy uwzględnieniu kosztu energii elektrycznej zużywanej przez agregat oraz wentylatory wieży chłodzącej, w przeliczeniu na 1 kWh wyprodukowanego chłodu, przyjęto na poziomie 0,2 zł/kWh.

6. Wyniki ekonomiczne

Na podstawie przyjętych założeń oraz danych dotyczących produkcji energii elektrycznej, ciepła i chłodu i zużycia paliwa obliczono wartość NPV oraz jednostkowy koszt chłodu dla układu trójgeneracyjnego. Wartości NPV przedstawiono na rysunku 7 w funkcji udziału energii elektrycznej, zużywanej na pokrycie własnych odbiorów elektrycznych. Pozostała część energii sprzedawana jest do systemu elektroenergetycznego. Przyjęto cenę energii odpowiednio 270 i 140 zł/MWh. Koszt chłodu w funkcji współczynnika skojarzenia alfa dla różnych udziałów zużycia prądu przez własne odbiory przedstawia rysunek 8.

Z rysunku 7 wynika, iż dodatni efekt można uzyskać, przy wykorzystaniu przynajmniej 30% wyprodukowanej energii elektrycznej na własne potrzeby liczonej po 270 zł/MWh. Jeżeli cała energia sprzedawana jest do systemu po 140 zł/MWh, inwestycja jest nieopłacalna.

Na rysunku 8 jednostkowy koszt chłodu określony w funkcji współczynnika skojarzenia układu dla różnych udziałów

Tabela 4. Podział całkowitych nakładów inwestycyjnych na poszczególne elementy układu trójgeneracyjnego

Table 4. Total capital cost spent on particular components of trigeneration system

Lp. / No.	Element systemu / System component	Moc / Power P/Q [kW]	Cena / Price [zł]	Nakłady jednostkowe / Unit costs [zł/kW]
1	Gazowy zespół kogeneracyjny, w obudowie dźwięko-izolacyjnej z przyłączem gazowym / Cogeneration gas unit in sound insulation casing with gas attachment	1160/ 1384	2050 000	1767
2	Absorpcyjny agregat chłodniczy z układem chłodzenia / Absorption refrigeration unit with cooling system	850	940 000	1106
3	Szczytowy, sprężarkowy agregat chłodniczy z układem chłodzenia / Peak compressing refrigeration unit with cooling system	1200	1200 000	1000
4	Kotły szczytowe wraz z węzłem ciepłowniczym / Peak boilers with thermal centre	3000	600 000	200
5	Teren, budynek oraz koszt projektu i uzgodnień administracyjno-prawnych / Ground, building, project and law-administration costs	-	250 000	250
6	Razem / Total		5040	4323

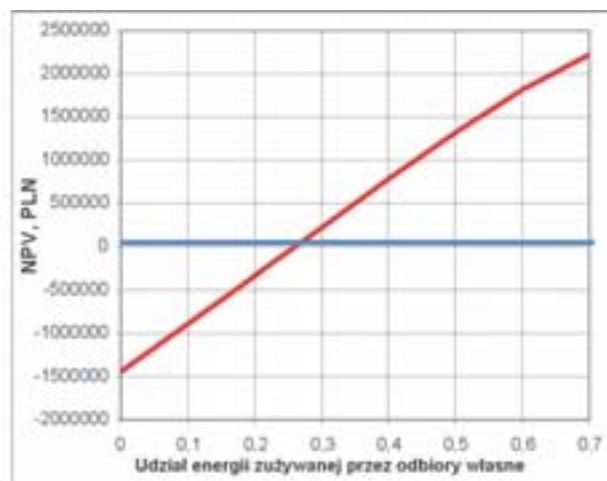
5.2. Operating costs

The main components of operating costs of trigeneration power unit are as follows:

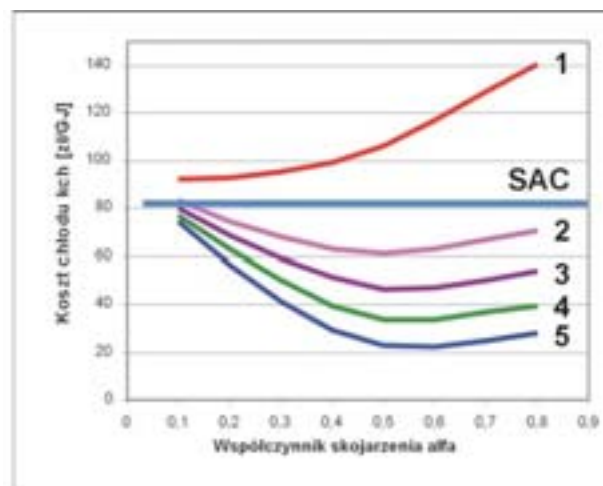
- Fuel cost; it was assumed that average gas price is equal to 0.744 zł/Nm³, including fixed fee for the ordered power as well as changing payments and fixed cost of delivery.
- Cost of inspections, repairs, materials and routine maintenance of BSC; the unit cost of running inspection and planned repairs for cogeneration system was evaluated on the basis of literature data and it is equal to about 28 zł/MWh.
- Costs of service and materials of peak boiler; operating costs of peak gas boiler were assumed to be 2.5 zł/(GJ of generated heat).
- Costs of service and materials of absorption unit and its systems; They were estimated as 0.04 zł/(kWh of generated cooling).
- Costs of service and materials of peak compressing unit and its systems; They were estimated as 0.2 zł/(kWh of generated cooling).

6. Economic results

On basis of given assumptions and data concerning production of electric energy, cooling and fuel consumption the NPV and unit cost of cooling of trigeneration system were calculated. NPV as a function of electric energy share consumed by own users is presented in Fig. 7. Rest of the electric energy is sold to the electro-energetic system. The energy price was assumed as follows: 270 and 140 zł/MWh, respectively. From Fig. 7 it can be seen that the positive effect is possible to achieve if at least 30% of generated energy is consumed by own users, otherwise the investment is unprofitable.



Rys. 7. NPV w funkcji udziału zużycia produkowanej energii elektrycznej przez własne odbiory użytkownika układu trójgeneracyjnego
Fig. 7. Dependence of NPV on electric energy consumed by own users of trigeneration system



Rys. 8. Jednostkowy koszt chłodu w funkcji współczynnika skojarzenia alfa dla różnych udziałów zużycia prądu (u) przez własne odbiory; 1 – $u = 0$, 2 – $u = 0,3$, 3 – $u = 0,4$, 4 – $u = 0,5$, 5 – $u = 0,6$
Fig. 8. Unit cost of cooling as a function of cogeneration factor alpha for various shares of electric energy consumed by own users. 1 – $u = 0,2$, 2 – $u = 0,3$, 3 – $u = 0,4$, 4 – $u = 0,5$, 5 – $u = 0,6$

łów energii zużywanej przez własne odbiory inwestora (lub sprzedawanej innym odbiorcom po 270 zł/MWh).

Z przedstawionej analizy wynika, iż dla uzyskania dodatniego efektu ekonomicznego przynajmniej część energii elektrycznej powinna być sprzedana po wyższej cenie niż tej, którą oferuje dysponent systemu elektroenergetycznego. Uzyskanie wskaźnika powyżej 0,3–0,4 pozwala – w przyjętych warunkach ekonomicznych – uzyskać opłacalność budowy układu trójgeneracyjnego.

Artykuł recenzowany

Cooling unit cost as a function of cogeneration factor alpha for different energy fraction consumed by own users or sold to other users at higher (270 zł/MWh) price is shown in Fig. 8.

From presented analysis one can conclude that some part of generated electric energy have to be sold at the price higher than that offered by the operator of the electro-energetic system. The alpha factor of order 0.3÷0.4 makes it possible to get profitability of trigeneration system.

Skróty i oznaczenia / Abbreviations and Nomenclature

AAC	agregat absorpcyjny / absorption unit
BSC	blok siłowniano-ciepłowniczy / cogeneration system
NPV	zysk / Net Profit Value
SG	silnik gazowy / gas engine

Literatura/Bibliography

- [1] Badyda K., Krzechowicz S.: Możliwości równoczesnej generacji energii elektrycznej, ciepła i chłodu w elektrociepłowniach z silnikami tłokowymi. Ciepłownictwo w Polsce i na świecie, R. X, z. 5–6, 2003.
- [2] Jędra S.: Analiza techniczno-ekonomiczna, celowości wykorzystania elektrociepłowni małej mocy, opartej na gazowym silniku tłokowym do wytwarzania chłodu w układzie trójgeneracyjnym. Praca dyplomowa, Politechnika Warszawska, 2004.
- [3] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1963.
- [4] Skorek J.: Ocena efektywności energetycznej i ekonomicznej gazowych układów kogeneracyjnych małej mocy. Wyd. Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [5] Smyk A., Pietrzyk Z., Sikora S.: Trigeneracja z wykorzystaniem ciepła sieciowego. Ciepłownictwo w Polsce i na świecie, R. IX, z. 7–8, 2002.
- [6] Dane techniczno-ekonomiczne firmy Horus-Energia.

Mgr inż. Sylwester Jędra – Manager Gas Gen-Set and CHP Department, P.P.U.H. Horus-Energia Sp. z o.o., Warszawa.

Mr Sylwester Jędra, MSc – Manager Gas Gen-Set and CHP Department, P.P.U.H. Horus-Energia Sp. z o.o., Warszawa.



Dr inż. Adam Smyk – Instytut Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej, Warszawa.

Mr Adam Smyk, PhD – Assistant Professor, Institute of Heat Engineering, Warsaw University of Technology.



Jerzy DUTCZAK*

Silnik ZI zasilany za pomocą wtrysku ciekłego propanu lub ciekłego butanu do kolektora dolotowego

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych i hamownianych silnika ZI zasilanego wtryskowo cieklą mieszaniną propanu i butanu oraz czystym propanem i czystym butanem. Porównanie wybranych wskaźników roboczych silnika dla poszczególnych przypadków zasilania potwierdziło możliwość wykorzystania ciepła parowania paliwa do poprawy napełnienia cylindra, a w wyniku tego procesu – poprawy wskaźników efektywnych. Zastosowanie zasilania wtryskowego skroplonym gazem w fazie ciekłej pozwoliło na uzyskanie korzystniejszych wskaźników roboczych silnika niż przy zasilaniu benzyną. W badaniach zastosowano zmodyfikowany, fabryczny układ jednopunktowego wtrysku benzyny oraz własny sterownik umożliwiający zarządzanie układem zasilania silnika.

Słowa kluczowe: silnik ZI, zasilanie silnika, wtrysk gazu, ciekły gaz, propan, butan

SI engine fuelled by injection of pure propane or pure butane into the intake manifold

The results of the simulation and the test stand investigations of the 170.A1 engine fed by the injection of a liquid phase of propane-butane or pure propane and pure butane have been reported in the article. A modified serial single point gasoline injection system and an engine controller of own design engine have been used and discussed. The Comparison of selected engine parameters for given cases of fuelling confirmed the possibility of the use of the evaporating heat of fuel to improve the cylinder filling. The effective parameters of an engine fuelled with pure propane or pure butane were more beneficial than for gasoline fuelling.

Key words: SI engine, engine fuelling, gas injection, liquid gas, propane, butane

1. Wstęp

Silnik zasilany propanem-butanem w postaci gazowej charakteryzuje się mniejszymi wartościami momentu obrotowego i mocy niż silnik zasilany benzyną. W przypadku silników zasilanych paliwem gazowym albo benzyną spadek mocy jest negatywnie odbierany przez użytkowników pojazdów. Zastosowanie układów zasilania paliwem gazowym IV generacji, a więc systemów wielopunktowego, sekwencyjnego wtrysku (wdmuchu) gazu do kolektora dolotowego nie zmienia tej sytuacji. Paliwo gazowe zajmuje w mieszance znaczną objętość, zmniejszając tym samym ilość powietrza doprowadzaną do cylindra, co ma istotny wpływ na ilość ciepła wydzieloną w procesie roboczym. Zastosowanie wtrysku skroplonego gazu w fazie ciekłej pozwala wykorzystać ciepło parowania do obniżenia temperatury ładunku, zwiększenia jego gęstości i w efekcie zwiększenia masy ładunku doprowadzanego do cylindra.

2. Badania symulacyjne

W Zakładzie Silników z Zapłonem Iskrowym Politechniki Krakowskiej został opracowany program symulacyjny procesów roboczych silnika spalinowego, wykorzystywany do obliczeń dotyczących m.in. zasilania silnika paliwem gazowym. Istnieje możliwość rozszerzania podstawowego modułu programu o nowe procedury dotyczące np. parametrów konstrukcyjnych konkretnego silnika lub wyliczania niestandardowych wielkości charakteryzujących obieg pracy [8]. Program symulacyjny wzbogacono o część obejmującą tworzenie mieszanki opartą na matematyczno-fizycznym modelu tego procesu.

1. Introduction

The engines fuelled with the gaseous phase of propane-butane have lower torque and power values than the engines fuelled with gasoline. In the case of engines fed with LPG, the noticeable power decrease in comparison to gasoline feeding is negatively perceived by car users. The use of generation IV LPG supply systems i.e. multipoint sequential LPG injection into the inlet manifold, does not change the situation. LPG fuel takes a significant volume in the mixture, reducing the amount of air supplied into the engine cylinders, which essentially affects the heat release degree. The injection of liquid phase propane-butane enables the utilization of the evaporating heat of fuel to decrease the charge temperature and, hence, to increase its density and mass of the cylinder charge.

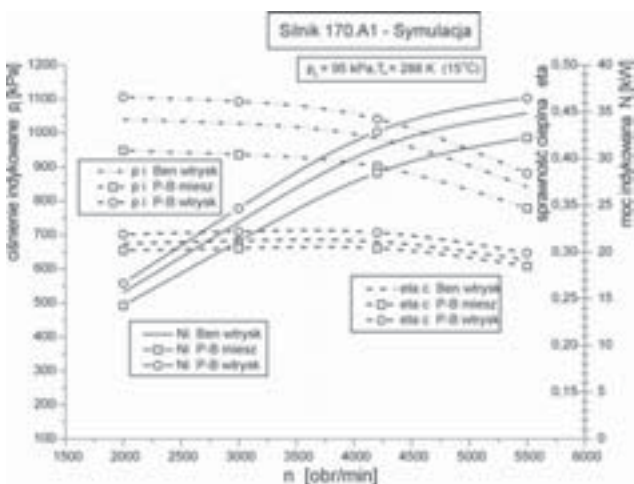
The subject of the investigation presented in this article is to determine the influence of type of liquid phase gaseous fuel injected into the inlet manifold, on selected work parameters of combustion engines.

2. Simulation works

In the Spark Ignition Engines Department of Cracow University of Technology a simulation program of work processes of combustion engines has been developed, later applied to the calculations among the others concerned LPG fuelling of an engine. There is a possibility of extension of the basic program module with new procedures related to the design parameters of a given engine or enumerating non standard values describing the engine work cycle. The simulation program has been extended with the unit containing

Model tworzenia mieszanki obejmuje zjawisko parowania (wrzenia) wtryskiwanego gazu oraz wymianę ciepła między tworzoną ładunkiem a ścianami kanału dolotowego. Założono różne udziały masowe propanu i butanu w mieszaniu a także zasilanie tylko propanem albo butanem.

W oparciu o tak zmodyfikowany program wykonano badania teoretyczne, zweryfikowane pozytywnie przez badania hamowniane [1, 2, 3, 5]. Przykładowe wyniki obliczeń dotyczących przypadku zasilania silnika 170.A1 przez wtrysk ciekłej mieszaniny propanu i butanu do kolektora dolotowego przedstawiono na rysunku 1 [6]. Wskaźniki robocze silnika zasilanego wtryskowo propanem-butanem wykazywały znaczną poprawę w porównaniu ze wskaźnikami uzyskanymi przy zasilaniu mieszalnikowym tym paliwem, prezentując również korzystniejsze wartości niż przy wtryskowym zasilaniu benzyną.



Rys. 1. Symulowana charakterystyka prędkościowa silnika 170.A1, ciśnienie w przewodzie dolotowym $p_s = 95 \text{ kPa}$, temperatura otoczenia $T_o = 288 \text{ K} (15^\circ\text{C})$, zasilanie mieszalnikowe propanem-butanem, wtryskowe benzyną lub propanem-butanem, skład mieszaniny propanu i butanu 50/50

Fig. 1. Simulated engine speed characteristic of the 170.A1 engine, intake pipe pressure $p_s = 95 \text{ kPa}$, ambient air temperature $T_o = 288 \text{ K} (15^\circ\text{C})$, propane-butane mixer feeding, injection feeding with gasoline or propane-butane, percentage share of propane and butane 50/50

W przypadku zasilania silnika mieszaniną propanu i butanu, doświadczalna weryfikacja badań symulacyjnych jest utrudniona przez duży rozrzut parametrów paliwa LPG dostępnego w wolnej sprzedaży w stacjach tankowania. Biorąc pod uwagę zdecydowano się zasilac silnik czystym propanem lub czystym butanem, co umożliwi założenie jednoznacznych parametrów paliwa do badań symulacyjnych i powinno ułatwić doświadczalną weryfikację wyników. Wybór czystych, głównych składników LPG daje również możliwość określenia własności silnika zasilanego każdym ze składników mieszaniny i pozwala na ustalenie istotności udziału składników na proces zasilania silnika.

W celu sprawdzenia wpływu składu mieszanki na parametry robocze silnika zasilanego gazem, badania symulacyjne przeprowadzono dla ustalonych wartości λ w przedziale od 0,8 do 1,6. Obciążenie silnika reprezentowane było przez ciśnienie w przewodzie dolotowym p_s . Obliczenia

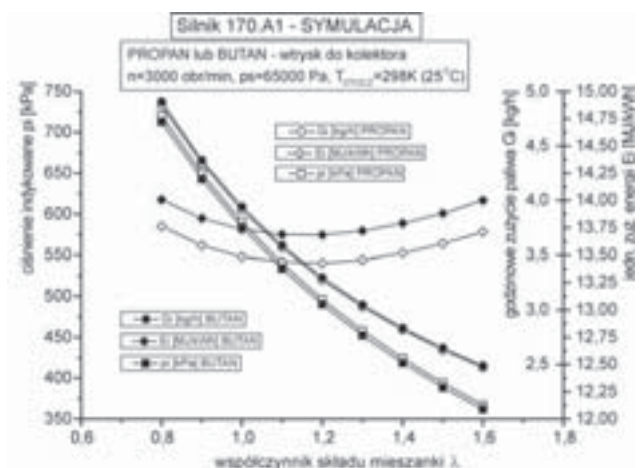
mixture formation, based on mathematical-physical model of that process.

The mixture formation model includes the phenomenon of vaporization (boiling) of injected liquid gas and heat exchange between the formed charge and the intake duct walls. An equal percentage share of propane and butane (50/50) was assumed in the fuel mixture as well as the feeding with pure propane and butane separately.

Based on such a modified program a number of theoretical investigations was performed, later positively verified by the engine tests [1, 2, 3, 5]. Exemplary results of the calculations for the case of the 170.A1 engine fuelled by intake manifold single point injection of liquid propane-butane are shown on Fig. 1 [6]. The work parameters of the engine fed by the injection of propane-butane proved a significant improvement in comparison to the parameters obtained at mixer feeding with the same fuel. The values of the above mentioned parameters were also better than for the case of engine feeding by gasoline injection.

Interesting, from the research point of view, is the checking of the effect of mixture composition on the work parameters of LPG fuelled engine. The experimental verification of the simulation works is made difficult by the big variance of the parameters of LPG available at the gas stations. The results of the test stand investigations conducted with use of the specially formulated fuel should affect the directives related to the commercial propane-butane mixture.

Taking the above into consideration, the engine was fuelled with pure propane or pure butane, which enabled unique assumptions of fuel composition for the simulation program and should make the verification of the results easier. The choice of pure main components of LPG enables the determining of the properties of an engine fuelled with each of the mixture components and enables the determining of the significance of the influence of the share of each component on the feeding process.



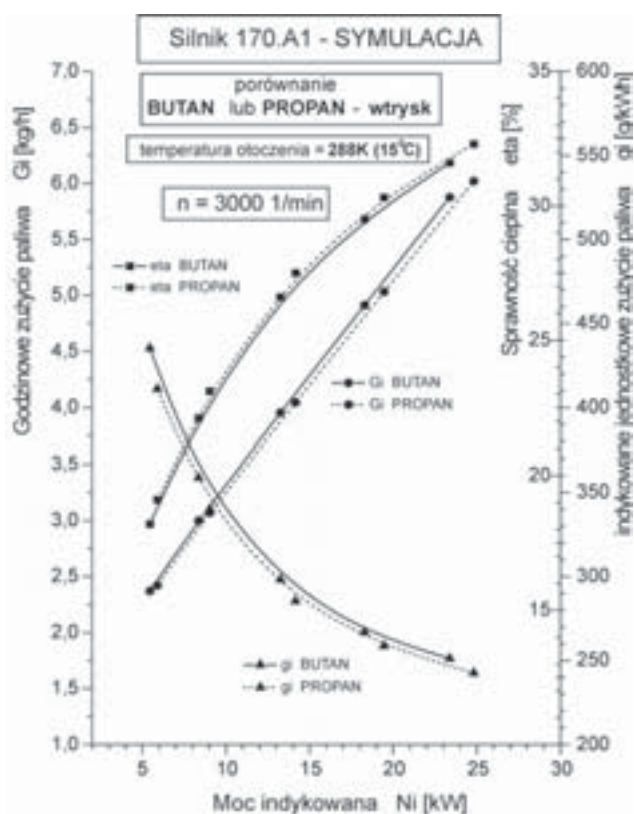
Rys. 2. Symulowana charakterystyka regulacyjna składu mieszanki λ silnika 170.A1, zasilanie propanem lub butanem, prędkość obrotowa 3000 obr/min, ciśnienie w przewodzie dolotowym 65 kPa

Fig. 2. Simulated regulation characteristic of the 170.A1 engine, injection fuelling with pure propane or pure butane, ambient air temperature 298K (25°C), engine speed 3000 1/min, inlet duct pressure 65 kPa

wykonano dla temperatury otoczenia 288 K (25°C). Obniżenie temperatury ładunku w wyniku parowania paliwa, przy zasilaniu propanem wynosiło 26,3°C, a przy zasilaniu butanem 24,1°C.

Przykładową charakterystykę porównawczą składu mieszanki λ silnika 170.A1 zasilanego wtryskowo czystym propanem lub czystym butanem dla średniego obciążenia silnika $p_s = 65$ kPa przedstawiono na rysunku 2 [7].

Na rysunku 3 przedstawiono charakterystykę obciążeniową sporządzoną na podstawie danych uzyskanych z symulacji [6]. Wybrana temperatura otoczenia, w której prowadzono obliczenia zapewniała całkowite odparowanie dawki, zarówno propanu jak i butanu.



Rys. 3. Symulowana charakterystyka obciążeniowa silnika 170.A1, zasilanie wtryskowe czystym propanem lub czystym butanem, temperatura otoczenia 288 K (15°C), współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1$, prędkość obrotowa wału korbowego silnika $n = 3000$ obr/min

Fig. 3. Simulated load characteristic of the 170.A1 engine fuelled with pure propane or pure butane injection into the inlet duct, ambient air temperature 288K (15°C), air excess coefficient $\lambda = 1$, engine speed $n=3000$ 1/min

Temperatura wrzenia butanu wynosi około 273 K (0°C). Jeżeli proces zasilania silnika butanem będzie przebiegał przy temperaturze otoczenia niższej od 298 K (+25°C), należy się spodziewać, że nie cała dawka butanu odparuje w przewodzie dolotowym, a zatem obniżenie temperatury ładunku osiągnie wartość mniejszą niż w przedstawionych wyżej wynikach. Obliczone wartości temperatury ładunku silnika 170.A1 zasilanego czystym propanem lub czystym butanem w zależności od temperatury otoczenia przedstawiono na rysunku 4 [6].

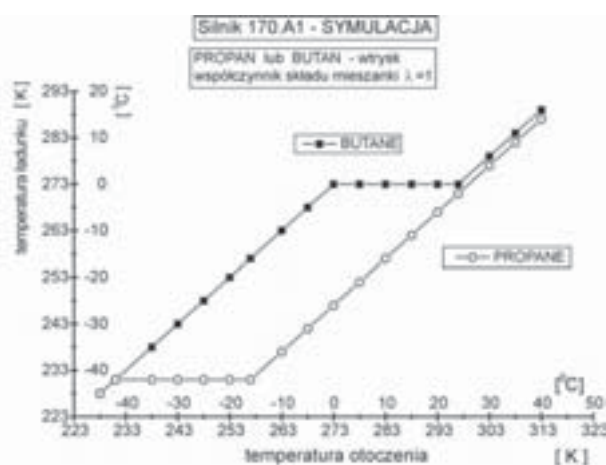
The simulation investigations have been conducted for the values of air excess coefficient λ in the range from 0.8 to 1.6.

The engine load was represented by the intake manifold duct pressure p_s . The calculations have been done for the ambient air temperature 298 K (25°C). The charge temperature decreased as an effect of fuel vaporization and reached for the case of propane feeding 26.3 K and for the case of butane feeding 24.1 K.

The simulated exemplary comparative characteristic of the air excess coefficient λ realized for the 170.A1 engine fuelled with pure propane or pure butane injection has been presented on Fig. 2.

Fig. 3 shows the load characteristic drawn up based on the simulation data. The chosen ambient air temperature for which the calculations were made enabled the total vaporization of both propane and butane. Vaporization temperature of butane equals approximately 273 K (0°C). If the feeding process runs at the ambient temperature lower than 298 K (+25°C), one should expect that not all the butane dose will evaporate in the intake duct and, hence, the charge temperature drop will reach the value lower than in shown results.

The calculated values of charge temperature of the 170.A1 engine fed with pure propane or pure butane versus ambient air temperature are presented in Fig. 4 [6].



Rys. 4. Oczekiwane wartości temperatury ładunku silnika 170.A1 zasilanego czystym propanem lub czystym butanem, współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda = 1$

Fig. 4. Expected values of charge temperature of the 170.A1 engine fuelled with pure propane or pure butane, air excess coefficient $\lambda = 1$

3. Conclusions from the simulation works

Work parameters of the engine fed by the injection of propane-butane proved the advantageous values in comparison to the parameters proved for mixer feeding with that fuel as well as for gasoline injection feeding.

Feeding of an engine by means of the liquid propane injection into the inlet duct doesn't essentially affect the differences in values of the mean indicated pressure P_i and the indicated power N_i in comparison to the case of butane feed-

3. Wnioski z badań symulacyjnych

Wskaźniki robocze silnika zasilanego wtryskowo propanem-butanem wykazywały korzystniejsze wartości w porównaniu ze wskaźnikami uzyskanymi przy zasilaniu mieszalnikowym tym paliwem, jak również przy wtryskowym zasilaniu benzyną.

Zasilanie silnika przez wtrysk ciekłego propanu do przewodu dolotowego nie powoduje zasadniczych różnic w wartości średniego ciśnienia indykowanego P_i oraz mocy indykowanej N_i w porównaniu z przypadkiem zasilania butanem. Różnica na korzyść propanu wynosi jedynie około 1,2%. Jednostkowe zużycie energii dla propanu ma wartość mniejszą (średnio o ok. 1,86%) w porównaniu do jednostkowego zużycia energii dla butanu. Należy podkreślić, że obliczenia prowadzono przy założeniu jednakowych wartości parametrów regulacyjnych silnika takich, jak kąt wyprzedzenia zapłonu i czas spalania mieszanki dla obu paliw. Na tym etapie prac nie dysponowano jeszcze danymi eksperymentalnymi.

Mimo większej wartości ciepła parowania propanu niż butanu, zasilanie wtryskowe propanem nie powodowało obniżenia temperatury ładunku w stopniu wpływającym znacząco na zwiększenie napełnienia cylindra w porównaniu z zasilaniem butanem. Temperatura ładunku doprowadzanego do silnika zasilanego propanem była niższa jedynie o 2,2°C w porównaniu z przypadkiem zasilania butanem.

4. Badania hamowniane

Obiektem badań był silnik 170.A1, którego dane konstrukcyjne i regulacyjne wykorzystano do symulacji. Silnik zamontowano na stanowisku pomiarowym i wyposażono w standardową fabryczną instalację wtryskowego zasilania benzyną, a następnie w opracowany we własnym zakresie wtryskowy układ zasilania ciekłym paliwem gazowym, tj. propanem-butanem, czystym propanem albo czystym butanem. Silnik był konstrukcyjnie przeznaczony do zasilania za pomocą jednopunktowego wtrysku paliwa i zachowano ten system w całym badaniach. Widok ogólny stanowiska pomiarowego przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Stanowisko pomiarowe z silnikiem 170.A1
Fig. 5. Test stand with the 170.A1 engine

ing. The advantageous difference for propane is only about 1.2%. The specific energy consumption for propane has a lower value (on average about 1.86%) in comparison to the specific energy consumption for butane. One should note that the calculations were done at assumption of equal values of engine regulation parameters i.e. the ignition advance angle and the time of combustion for both fuels. On this stage there were no experimental data enabling precise assumptions.

Despite a higher value of vaporization heat of propane as opposed to butane, the injection feeding with propane did not significantly affect the decrease of charge temperature for the improvement of cylinder filling in comparison to the injection feeding of butane. The temperature of charge entering a cylinder of an engine fed with propane was lower only about 2.2 K than in the case of butane.

4. Test stand investigations

The object of investigations was the 170.A1 engine, whose design and regulation data have been used for the simulation. The engine was mounted on a test stand and equipped with a standard, factory-made gasoline injection system. Then the engine was fitted with a liquid gas injection system of own design provided for the feeding with the propane-butane mixture, pure propane or pure butane. A single point injection feeding was constructively provided for this engine and such a system has been used for the whole investigation.

The general view of the test stand is presented in Fig. 5.

In order to eliminate the vaporization of liquid gas in the injector supplying ducts, a pump that increases the fuel pressure to about 0.9 MPa and a waste-way system with adjustable pressure valve were applied. The propane-butane mixture (LPG) came from the general accessible gas station and the chemical composition of that fuel was not determined. Pure propane and pure butane had the purity degree of a reference gas. The engine investigations for gasoline feeding have been conducted for the purpose of comparison.



Rys. 6. Elementy układu zasilania silnika ciekłym gazem
Fig. 6. Elements of the liquid gas feeding system

W celu wyeliminowania zjawiska parowania skroplonego gazu w przewodach zasilających wtryskiwacz zastosowano pompę zasilającą podnoszącą ciśnienie paliwa do ok. 0,9 MPa oraz układ przelewowy w obwodzie wtryskiwacza z zaworem regulującym ciśnienie.

Mieszanka propanu i butanu (LPG) pochodziła z ogólnej dostępnej stacji tankowania i nie określano jej szczegółowego składu chemicznego. Czysty propan i czysty butan posiadał stopień czystości odpowiadający gazowi wzorcowemu. Badania przy zasilaniu benzyną zostały wykonane dla celów porównawczych.

Podczas wszystkich badań mierzono stężenie składników spalin za pomocą analizatora Horiba MEXA 1500GH, do którego prowadzono próbki spalin pobierane przed lub za reaktorem katalitycznym.

5. Metodyka badań hamownianych

Jako reprezentatywne dla zakresu pracy silnika wybrano trzy wartości prędkości obrotowej wału korbowego, tj.: 2500, 3500 oraz 4500 obr/min.

Pomiary przeprowadzono przy pełnym otwarciu przepustnicy dla wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ od 0,9 do 1,2 a więc z przedziału zapewniającego poprawną pracę silnika.

Żądana zmiana parametrów regulacyjnych układu zasilania silnika odbywała się przy wykorzystaniu sterownika, którym zastąpiono fabryczny moduł sterujący. Układ sterownika został zbudowany w oparciu o laboratoryjny, komputerowy system przetwarzający sygnały elektryczne firmy National Instruments. System ten był wyposażony dodatkowo w karty pomiarowe typu zegar/licznik oraz wielofunkcyjną kartę pomiarową DAQ. Program obsługi sterownika został napisany w oparciu o środowisko LabVIEW. Interfejs użytkownika tego sterownika przedstawiono na rysunku 7.

W czasie badań hamownianych wykonano pomiary umożliwiające sporządzenie charakterystyk regulacyjnych kąta wyprzedzenia zapłonu dla różnych rodzajów paliwa. W oparciu o charakterystyki regulacyjne kąta wyprzedzenia zapłonu wykonano zestaw charakterystyk regulacyjnych składu mieszanki obejmujących typowe wskaźniki robocze silnika odpowiadające optymalnej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu.

Sporządzono również charakterystyki regulacyjne przedstawiające przebiegi zmian stężenia składników spalin.

Wybrane przykłady charakterystyk regulacyjnych składu mieszanki λ silnika 170.A1 dla prędkości obrotowej wału korbowego silnika $n = 3500$ obr/min przedstawiono na rys. 8–11.

Podczas wszystkich badań rejestrowano temperaturę powietrza zasysanego do układu dolotowego oraz temperaturę ładunku bezpośrednio za wtryskiwaczem (pod przepustnicą) i temperaturę ładunku w obu gałęziach kolektora dolotowego. Na tej podstawie sporządzono charakterystyki zawierające przebiegi zmian temperatury w przewodach dolotowych i odpowiadających im zmian współczynnika napełnienia cylindra jako funkcje składu mieszanki. Przykładowe charakterystyki przedstawiono na rysunkach 12 i 13.

During all the investigations the concentration of exhaust gas components by Horiba MEXA 1500GH analyser were measured. The exhaust gas specimens were collected before and after the catalytic converter.

5. Methodology of the test stand investigations

As the representative for the work range of the engine three values of crank speed, i.e.: 2500 1/min, 3500 1/min and 4500 1/min were selected.

Measurements were done at full throttle opening for values of air excess coefficient from the range of 0.9 to 1.2, i.e. from the range of correct engine work.

The desired change of the regulation parameters of the engine feeding system was realized by use of own controller, which replaced a factory-made control unit. The controller system has been built on the base of a laboratory computer system by the National Instruments Company. The mentioned system was additionally equipped with measuring boards of clock/counter type and multifunctional measuring board DAQ. The program of the controller was written based on the LabVIEW environment. The user interface of that controller is presented in Fig. 7.

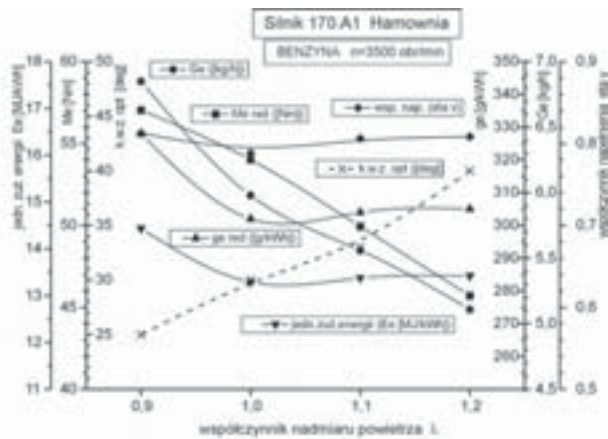


Rys. 7. Interfejs użytkownika programu sterującego pracą wtryskiwacza
Fig. 7. User interface of the injector steering program

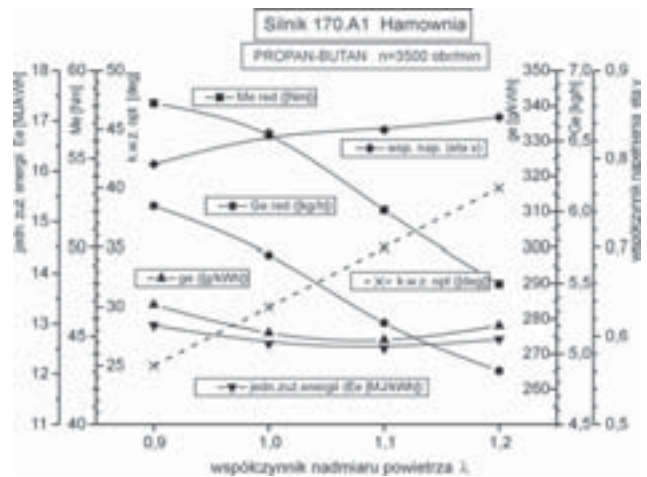
During the test bed investigations measurements were done that enabled the preparation of the set of regulation characteristics of the ignition advance angle for different kinds of fuel. Based on the regulation characteristics of the ignition advance angle the set of regulation characteristics of excess air coefficient has been prepared which contained typical work parameters of an engine corresponding to the optimal value of the ignition advance angle. The regulation characteristics presenting the courses of changes of the concentration of exhaust gas components were prepared as well.

Selected examples of the regulation characteristics of excess air coefficient λ of the 170.A1 engine for engine speed $n = 3500$ 1/min have been presented in Fig. 8–11.

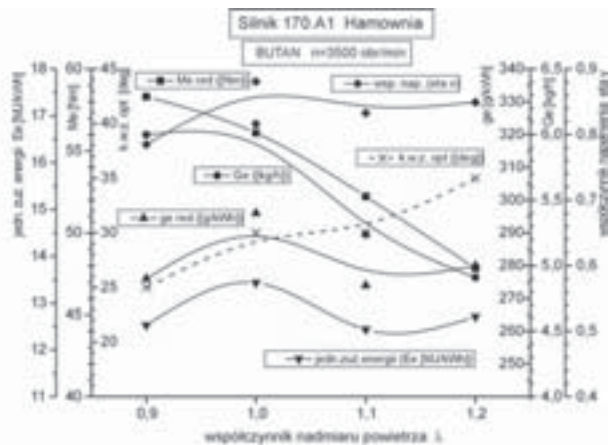
During all the investigations the temperature of air taken in the inlet duct, the temperature of charge close to the injector (under throttle) and the charge temperature in both branch-



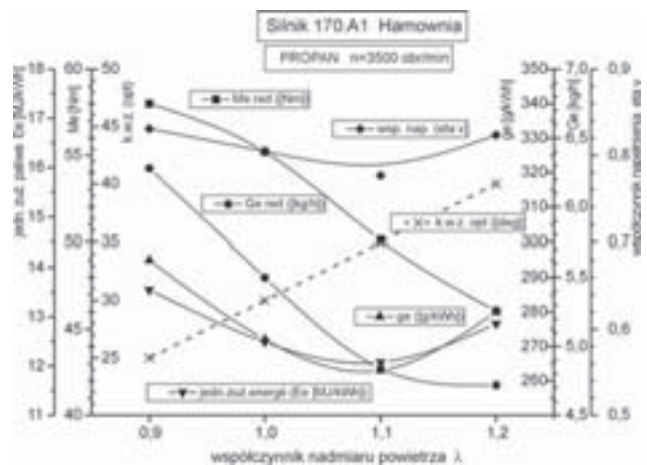
Rys. 8. Charakterystyka regulacyjna składu mieszanki λ silnika 170.A1, prędkość obrotowa wału korbowego silnika $n = 3500$ obr/min, pełne otwarcie przepustnicy, zasilanie wtryskowe benzyną
 Fig. 8. Regulation characteristic of the 170.A1 engine, engine speed $n = 3500$ 1/min, full load, gasoline feeding



Rys. 9. Charakterystyka regulacyjna składu mieszanki λ silnika 170.A1, prędkość obrotowa wału korbowego silnika $n = 3500$ obr/min, pełne otwarcie przepustnicy, zasilanie wtryskowe propanem-butanem
 Fig. 9. Regulation characteristic of the 170.A1 engine, engine speed $n = 3500$ 1/min, full load, propane-butane feeding



Rys. 10. Charakterystyka regulacyjna składu mieszanki λ silnika 170.A1, prędkość obrotowa wału korbowego silnika $n = 3500$ obr/min, pełne otwarcie przepustnicy, zasilanie wtryskowe butanem
 Fig. 10. Regulation characteristic of the 170.A1 engine, engine speed $n = 3500$ 1/min, full load, butane feeding



Rys. 11. Charakterystyka regulacyjna składu mieszanki λ silnika 170.A1, prędkość obrotowa wału korbowego silnika $n = 3500$ obr/min, pełne otwarcie przepustnicy, zasilanie wtryskowe propanem
 Fig. 11. Regulation characteristic of the 170.A1 engine, engine speed $n = 3500$ 1/min, full load, propane feeding

6. Wnioski

Stosując wtryskowe zasilanie silnika ZI ciekłym paliwem gazowym uzyskano korzystniejsze wskaźniki robocze w porównaniu z wtryskowym zasilaniem silnika benzyną.

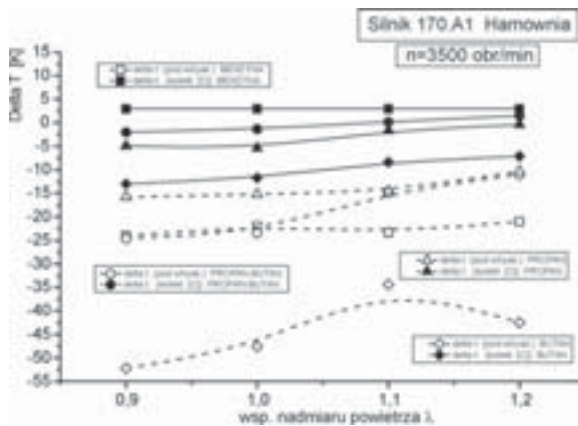
– Zasilanie silnika 170.A1 ciekłym propanem-butanem, czystym butanem lub czystym propanem za pomocą jednopunktowego układu wtrysku do kolektora dolotowego spowodowało generalnie poprawę wskaźników roboczych w porównaniu do wartości uzyskanych przy zasilaniu benzyną w całym zakresie badanych wartości współczynnika składu mieszanki, tj. $\lambda = 0,9-1,2$. Poprawa wskaźników roboczych spowodowana była przez obniżenie temperatury ładunku na skutek gwałtownego parowania (wrzenia) wtryskiwanego gazu, który pobierał ciepło od napływającego powietrza. Przyrost wartości momentu użytecznego (M_e) wynosił średnio ok. 3-4% dla wszystkich rodzajów paliw, osiągając maksymalną wartość ok. 12% dla przypad-

es of the intake manifold have been recorded. Based on the above, the characteristics including the courses of changes of the temperature in the inlet ducts and the corresponding changes of the coefficient of cylinder filling h_v as a function of air excess coefficient have been prepared. Exemplary characteristics have been shown in Fig. 12 and Fig. 13.

Conclusions

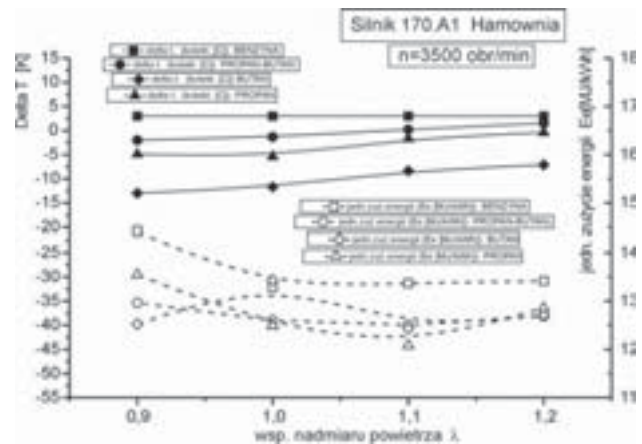
The application of liquid gas injection feeding in the SI engines resulted in advantageous work parameters in comparison to gasoline injection feeding.

– Feeding of the 170.A1 engine with liquid propane-butane, pure butane or pure propane by means of single point injection into the intake manifold resulted in a general improvement of work parameters in comparison to the val-



Rys. 12. Zmiana temperatury ładunku ΔT , zmierzona dla różnych rodzajów paliwa, jako różnica między temperaturą ładunku pod wtryskiwaczem lub w kanale dolotowym, a temperaturą otoczenia; prędkość obrotowa wału korbowego silnika $n = 3500$ obr/min, pełne otwarcie przepustnicy

Fig. 12. Change of the charge temperature ΔT , measured for different kinds of fuel as the difference between the charge temperature below the injector or in the inlet duct and the ambient air temperature, engine speed $n = 3500$ 1/min, full load



Rys. 13. Zmiana temperatury ładunku ΔT , zmierzona dla różnych rodzajów paliwa, jako różnica między temperaturą ładunku w kanale dolotowym a temperaturą otoczenia i odpowiadające jej jednostkowe zużycie energii E_e ; prędkość obrotowa wału korbowego silnika $n = 3500$ obr/min, pełne otwarcie przepustnicy

Fig. 13. Change of the charge temperature ΔT , measured for different kinds of fuel as the difference between the charge temperature in the inlet duct and the ambient air temperature, and the corresponding specific energy consumption E_e ; engine speed $n = 3500$ 1/min, full load

ku zasilania silnika czystym propanem przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1,1$.

Przyrost wartości współczynnika napełnienia cylindra (η_v) wyniósł 3÷6%.

Przyrost sprawności ogólnej wyrażonej jednostkowym zużyciem energii (E_e) wyniósł 5÷7%.

- Dla badanych paliw gazowych maksymalne zmierzone obniżenie temperatury ładunku między kanałem dolotowym a temperaturą zasysanego do układu dolotowego powietrza wynosiło 16 K ($\Delta T = -16$ K) i miało miejsce dla przypadku zasilania silnika czystym butanem przy prędkości obrotowej wału korbowego silnika $n = 4500$ obr/min.
- W przypadku zasilania silnika benzyną we wszystkich przypadkach następowało ogrzewanie ładunku w kanałach dolotowych o ok. 2,5÷5 K ($\Delta T = 2,5\div 5$ K). Należy wnioskować, że ciepło parowania benzyny nie wystarczało do uzyskania ujemnej wartości ΔT .
- Zjawisko okresowego tworzenia się lodu w obszarze przepustnicy przy zasilaniu butanem powodowało zmniejszenie współczynnika napełnienia cylindra (η_v) na skutek dławienia przepływu ładunku. Podniesienie temperatury zasysanego do układu dolotowego powietrza do ok. 67°C pozwoliło na przeprowadzenie pomiarów, nie eliminując całkowicie zjawiska. Ustalenie tak wysokiej temperatury tworzenia ładunku wpłynęło jednak na współczynnik napełnienia, niwelując częściowo zysk w postaci wzrostu gęstości na skutek procesu parowania gazu.
- Uzyskano częściową zgodność wyników badań symulacyjnych i hamownianych. Rozbieżności spowodowane były między innymi przez wyżej wspomniane zjawiska towarzyszące zasilaniu silnika butanem oraz niewystarczającą ilość danych eksperymentalnych dla programu symulacyjnego.

ues obtained at the gasoline feeding in the whole range of investigated air excess coefficient i.e. $\lambda = 0.9\div 1.2$. The improvement of work parameters was caused by the charge temperature drop as the effect of abrupt vaporization (boiling) of the injected gas, due to heat from the inducted air. The increment of the value of effective torque M_e numbered on average about 3÷4% for all kinds of fuel, reached the maximum value of about 12% for the case of engine feeding by pure propane at the air excess coefficient $\lambda = 1.1$. The increment of value of the cylinder filling coefficient η_v numbered about 3÷6%. The increment of the value of engine efficiency expressed by specific energy consumption E_e numbered about 5÷7%.

- For the investigated gaseous fuels, maximum measured decrease in the charge temperature between the inlet duct and the temperature of air inducted into the inlet system amounted to 16K ($\Delta T = -16$ K). This process occurred for the case of the engine feeding with pure butane at the engine speed of $n = 4500$ 1/min.
- In all the cases of engine feeding with gasoline a warming up of the charge inside the inlet ducts occurred that amounted to about 2.5÷5 K ($\Delta T = 2.5\div 5$ K). One should deduce that the vaporization heat of gasoline was insufficient to obtain a negative value of ΔT .
- The phenomenon of periodic ice formation in the throttle zone at the case of butane feeding caused a decrease in the cylinder filling coefficient η_v as an effect of the charge flow choking. Enhancing the temperature of air flowing into the inlet duct to about 340 K (67°C) enabled the measurements to be made, not entirely eliminating the phenomenon. The assumption of such a high temperature of charge formation, however, resulted in the filling coefficient decrease, partially levelling of the advantage of mass density increase due to the gas fuel vaporization process.

- W przypadku zasilania silnika czystym propanem – nie obserwowano zakłóceń w pracy silnika. Kształt i charakter przebiegu krzywych na charakterystykach dotyczących propanu jest zbliżony do krzywych uzyskanych przy zasilaniu benzyną. Zastosowanie układu jednopunktowego wtrysku czystego propanu do kolektora dolotowego wiąże się jednak z opanowaniem procesu parowania gazu w przewodach zasilających wtryskiwacz. Aby zapobiec temu zjawisku należy zwiększyć ciśnienie w magistrali wtryskowej.
- Na podstawie przeprowadzonych badań należy sądzić, że zastosowanie układu wielopunktowego wtrysku ciekłego paliwa gazowego pozwoli na wyeliminowanie zjawiska tworzenia lodu w kanale dolotowym – szczególnie w przypadku zasilania silnika czystym butanem. Obszar parowania wtryskiwanego gazu zostanie tym sposobem przesunięty w strefę o wysokiej temperaturze. W takim przypadku będzie możliwe pełne wykorzystanie tego procesu do obniżenia temperatury ładunku i poprawy napełnienia cylindra.
- Partial compliance of the results of the simulation and the test bed investigation was obtained. The differences were caused, among others, by the above mentioned phenomena associated to the engine feeding with pure butane and insufficient experimental data for the simulation program.
- In the case of fuelling of the engine with pure propane, no disturbances in the engine work were observed. The shape and character of the course of the curves on the characteristics accomplished for propane feeding is similar to the case of gasoline feeding. The application of the system of single point injection of pure propane into the engine inlet manifold is still connected with solving the problem of liquid gas vaporization inside the supplying ducts of an injector. To prevent this phenomenon it is necessary to increase the fuel pressure inside the injection line.
- On the base of performed investigations we may suppose, that the application of multipoint liquid gas injection system will enable the elimination of the phenomenon of ice formation inside the inlet duct – particularly in the case of pure butane feeding. The area of vaporization of the injected liquid gas will then be moved to the high temperature zone. In that case it will be possible to fully use the process for the purpose of temperature decrease and cylinder filling improvement.

Podziękowania / Acknowledgments

The researches were partly supported by Polish Committee of Scientific Researches in frames of Project no 5 T12D 020 24 entitled: „Wykorzystanie ciepła parowania paliwa w celu poprawy wskaźników roboczych silnika ZI”.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Dutczak J.: Wstępne badania silnika ZI zasilanego wtryskowo propanem-butanem. Międzynarodowa Konferencja „Silniki Gazowe”, Częstochowa–Wyśne Ruzbawy 2000.
- [2] Dutczak J., Golec K.: Spark Ignition Engine Fuelled by Means of Liquid Propane-Butane Injection, SAE Spring Fuels & Lubricants Meeting, 6-8 May 2002, Reno USA.
- [3] Dutczak J., Golec K., Papuga T.: Investigations of SI Engine Fuelled by Means of Liquid Propane-Butane Injection. XII International Scientific Meeting MVM “Motor Vehicles and Engines MVM 2002”, Kragujevac 7-9.10.2002.
- [4] Dutczak J., Golec K., Papuga T.: Niektóre problemy związane z wtryskowym zasilaniem silników ciekłym propanem-butanem. VI Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Silniki Gazowe”, Szczyrk 2003.
- [5] Dutczak J., Golec K., Papuga T.: Wtryskowe zasilanie silnika spalinowego ciekłym propanem-butanem. VI Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Silniki Gazowe”, Szczyrk 2003.
- [6] Dutczak J., Golec K.: Simulation of Effect of Liquid Gas Injection Feeding Conditions on Work Parameters of Spark Ignition Engine. Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Motor Vehicles and Engines MVM 2004”, Kragujevac 4-6.10.2004.
- [7] Dutczak J.: Obliczenia wartości wybranych parametrów roboczych silnika ZI zasilanego wtryskowo propanem lub butanem, KONMOT AUTOPROGRES 2004, Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej z. 6-M/2004 – Silniki Spalinowe, t. 1.
- [8] Sim H., Lee K., Chung N., Sunwoo M.: A study on the injection characteristics of a liquid-phase liquefied petroleum gas injector for air-fuel ratio control. Journal of Automobile Engineering, vol. 219, no. D8, August 2005.
- [9] Brzeżański M., Dutczak J., Golec K., Papuga T.: Zero-Dimensional Model of Combustion Engine Work Processes in Works of Spark Ignition Engines Department of Cracow University of Technology. International Congress on Combustion Engines, Szczyrk 2005.
- [10] Sprawozdanie z realizacji Projektu badawczego nr 5 T12D 020 24 pt. Wykorzystanie ciepła parowania paliwa w celu poprawy wskaźników roboczych silnika ZI, Kraków 2005.

Dr inż. Jerzy Dutczak – Adiunkt w Zakładzie Silników z Zapłonem Iskrowym Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej.
Mr Jerzy Dutczak, PhD, MEng – Tutor in the Spark Ignition Engines Department of Institute of Vehicles and Internal Combustion Engines at Cracow University of Technology.



Zdenek KOVAR*
Celestyn SCHOLZ
Stanislav BEROUN
Milan NYDRLE
Hynek DROZDA
Josef BLAZEK
Miroslav SVOBODA

Silniki tłokowe zasilane paliwem wodorowym: badania i rozwój, doświadczenia

W artykule przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych silników zasilanych wodorem obejmujące: tworzenie mieszanki palnej, spalanie mieszanki powietrza i wodoru dla różnego jej składu, tworzenie tlenków azotu, parametry pracy silnika. Prace badawczo-rozwojowe przeprowadzono na jednocylindrowym silniku doświadczalnym (wolnossącym i doładowanym) oraz na turbodoładowanym sześciocylindrowym silniku doświadczalnym.

Słowa kluczowe: silnik, wodór, mieszanka

Hydrogen piston engines: R&D, experiences

Results of experimental works on hydrogen testing engines are presented in the paper: mixture forming, burning of air-hydrogen mixtures with different air/fuel ratio, NOx production, power parameters. The R&D works were realized on a single cylinder test engine (both natural aspirated and supercharged) and on a turbocharged six cylinder test engine as well.

Key words: engine, hydrogen, mixture

1. Wprowadzenie

Niewątpliwie wodór stanowi najbardziej prawdopodobną alternatywę na przyszłość dla paliw opartych na cząstce węgla, tj. paliwo wodorowe będzie bez wątpienia jedynym odpowiednim środkiem służącym do przekazywania energii w erze wtórnych paliw kopalnych. W tym kontekście sądzimy, że silniki spalinowe zasilane paliwem wodorowym stanowią (równolegle do ogniw paliwowych) jedno z możliwych rozwiązań osiągnięcia długookresowej ciągłej użyteczności, zwłaszcza w zakresie transportu.

Katedra Maszyn Drogowych Politechniki w Libercu od ponad 20 lat specjalizuje się w paliwach alternatywnych (CNG, LPG). Nasze badania w obecnej chwili są prowadzone także nad zastosowaniem wodoru jako paliwa do silników spalinowych o zapłonie iskrowym z bezpośrednim wtryskiem paliwa.

Pierwsze próby badań były zorientowane na rozwój sekwencyjnych układów wtrysku paliwa i dotyczyły studiów nad wtryskiwaczem elektromagnetycznym dla paliwa gazowego [1]. Badanym obiektem był jednocylindrowy silnik przekształcony z silnika stosowanego do laboratoryjnych badań liczby oktanowej (OKC-Octane, czeska wersja dobrze znanej maszyny CFR-Waukesha stosowanej do badania paliw). W badanym silniku jednocylindrowym dokonywano oceny warunków spalania skrajnie ubogiej mieszanki wodoru i powietrza, włącznie z symulacją doładowania silnika za pomocą urządzenia doładowującego własnej konstrukcji.

W drugiej serii badań zorientowanych na optymalizację parametrów roboczych silnika zastosowano sześciocylindrowy silnik typu LIAZ ML637ENEh wraz z komutatorowym

1. Introduction

It is indubitable that hydrogen is the most probable alternative to carbon-based fuels for the future, i.e. hydrogen will be undoubtedly the only applicable energy-transfer medium for the post fossil-fuel era. In this context we feel, that hydrogen-fuelled internal combustion engines are (in parallel with fuel cells) one of the positive possibilities to achieve a long-term sustainable mobility, especially in surface transportation.

The Department of Transport Machines of Liberec Technical University is specialized in alternative fuels (CNG, LPG) for the past 20 years or so. Our research is now being conducted on the use of hydrogen as well; hydrogen as a fuel for spark internal combustion engines with direct injection.

The first series of experiments has been oriented in the development of timed injection systems and a study of special electromagnetic gas injector [1]. The testing engine has been a single-cylinder engine based on a converted OKC-octane laboratory measuring engine (which is a Czech production of the well known CFR-Waukesha fuel-testing machine). In the testing single-cylinder engine, there have been tested regimes of combustion of extremely lean mixtures of hydrogen & air, including the simulation of supercharging the engine by means of a filling unit of our own design.

In the second series of experiments, oriented on the optimisation of operating engine-parameters, a six-cylinder LIAZ ML637ENEh with a commutator electric dynamometer has been used [2]. The engine is a CNG-fuelled and hydrogen-fuelled respectively, spark ignited one, based on a laboratory version of a series-produced supercharged Diesel engine.

hamulcem elektrycznym [2]. Badany silnik o zapłonie iskrowym jest zasilany paliwem CNG i paliwem wodorowym, i jest oparty na wersji laboratoryjnej produkowanego seryjnie silnika o zapłonie samoczynnym z doładowaniem.

Zastosowany w obu przypadkach system wewnętrznego tworzenia mieszanki palnej umożliwia sterowanie dostarczeniem paliwa niezależnie od regulacji czasu ruchu zaworu dolotowego silnika; taka koncepcja zmniejsza ryzyko wystąpienia przedwczesnego zapłonu mieszanki na odcinku jej dolotu do cylindra silnika.

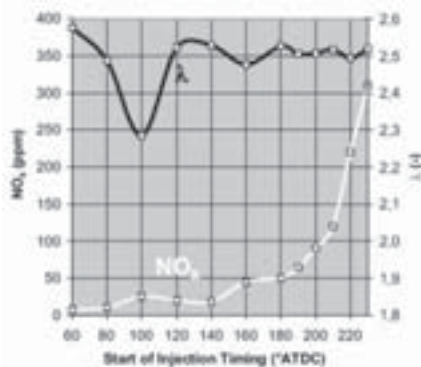
2. Badania silnika jednocylindrowego

Badania przeprowadzone na jednocylindrowym silniku badawczym zmierzały przede wszystkim do opanowania procesu tworzenia mieszanki wodoru i powietrza, i jej spa-

Tabela 1. Dane silnika
Table 1. Engine parameters

Objętość skokowa silnika / Engine displacement	0,61 dm ³
Stopień sprężania / Compression ratio	8
Kąt wyprzedzenia zapłonu / Ignition advance	15° przed GMP / 15 CA before TDC
Kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa / Start of injection	260° przed GMP / 260 CA before TDC

lania z uwzględnieniem wymagania tworzenia minimalnej ilości składników szkodliwych spalin. W rzeczywistości jedynymi szkodliwymi substancjami powstającymi w procesie spalania wodoru i powietrza są tlenki azotu. Nasze studia przeprowadzone do tej pory wskazują, że najlepszym sposobem uzyskania małej emisji składników szkodliwych w silniku na paliwo wodorowe jest wykorzystanie koncepcji spalania mieszanek skrajnie ubogich. Istotą jest uzyskanie niskiego poziomu pierwotnej koncentracji NO_x w spalinach bez potrzeby stosowania reaktora katalitycznego w układzie wylotowym silnika. Szczegółowe



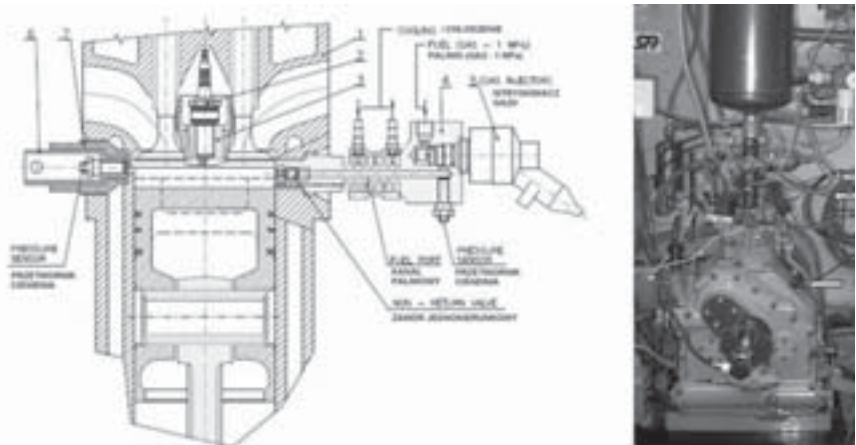
Rys. 2. Wpływ chwili rozpoczęcia dostarczenia gazu do cylindra na wybrane parametry

Fig. 2. Effect of the start of the blowing-in upon selected parameters

In both cases the employed system of the in-cylinder formation of the mixture allows to control the delivery of the fuel independently upon the timing of the movement of suction valve; this concept reduces the risk of a premature ignition of the mixture in the suction section of the engine.

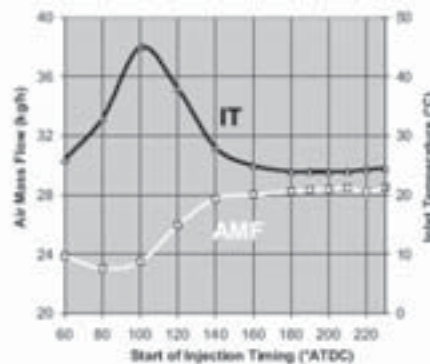
2. Testing single-cylinder combustion engine

The experimental research work, effected on a testing single-cylinder engine, has been directed mainly upon mastering the process of formation of hydrogen & air mixture and its combustion, with the requirement of a minimum production of exhaust pollutants. In fact the only harmful substances produced in the case of combustion of hydrogen are NO_x-gases. Our studies realized up to now indicate that the best way to get a low-emission hydrogen engine must be based upon the concept of combustion of extremely lean mixtures. The point is to have a primary low level of NO_x concentration in exhaust gases without the need of a secondary catalytic device in the exhaust system of the engine. A detailed measuring effected on the single cylinder engine OKC-Octane, realized with a massive support of emission measuring and a detailed high pressure indication (with a thermodynamic analysis of indicated course of pressures), has provided very precious information on the course of the combustion process and the factors by means of which the required characteristics of a working cycle of the engine can be influenced.



Rys. 1. Przekrój poprzeczny silnika OKC-Octane i jego widok na stanowisku badawczym

Fig.1. Diagram of the arrangement of the engine OKC-Octane and its installation at the testing workplace



Unimportant changes in the NO_x (in concentrations below 50 ppm) in the suction stroke are probably due to the change in the coefficient of the excess of air in the fuel mixture. In the compression stroke, there appears a steep increase of the concentration of NO_x at the change of the start of injecting, with the values of the co-efficient of excess of air unchanged practically, that comply also with

pomiary przeprowadzone na jednocylindrowym silniku OKC-Octane obejmujące pomiary emisji składników szkodliwych spalin i szybkozmiennego ciśnienia w cylindrze (wraz z oceną termodynamiczną zarejestrowanych przebiegów ciśnień) dostarczyły dokładnych informacji na temat przebiegu procesu spalania i czynników wpływających na wymagane charakterystyki cyklu roboczego silnika.

Nieistotne zmiany koncentracji NO_x (poniżej 50 ppm) w suwie napełniania są prawdopodobnie spowodowane zmianą współczynnika nadmiaru powietrza. W suwie sprężania następuje gwałtowny wzrost stężenia NO_x przy zmianie początku wtrysku paliwa, bez zmiany współczynnika nadmiaru powietrza, co odpowiada stałemu strumieniowi masy powietrza i jego temperatury.

Jest oczywiste, że zmiany w suwie napełniania wpływają głównie na koniec spalania, natomiast podczas suwu sprężania – na jego początek. Zwiększona prędkość przebiegu procesu spalania częściowo tłumaczy tworzenie większej ilości NO_x w suwie sprężania. Dalsze wytłumaczenie może dotyczyć prawdopodobnie niewystarczającego czasu na wymieszanie powietrza i paliwa zanim nastąpi zapłon mieszanki.

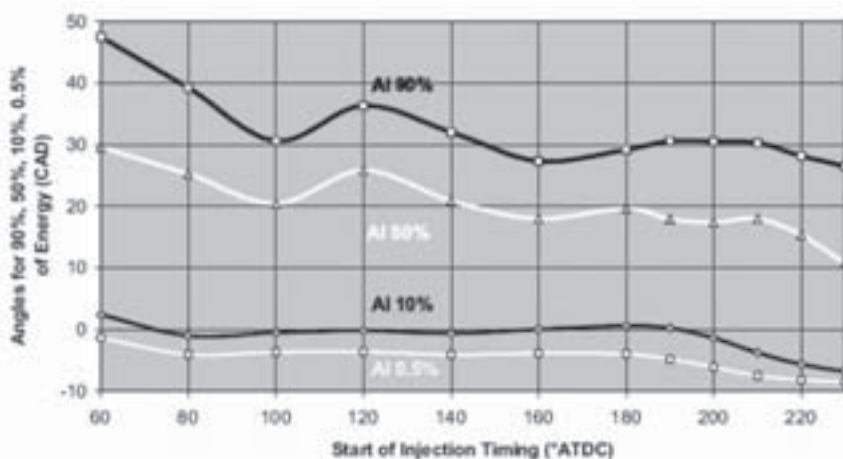
3. Badania sześciocylindrowego silnika zasilanego wodorem

Naturalnej wielkości silnik LIAZ ML637ENE jest silnikiem doładowanym o zapłonie iskrowym, sześciocylindrowym, dwurzędowym, o przeciwnym układzie cylindrów,

Tabela 2. Dane silnika

Table 2. Parameters of the engine

Średnica cylindra / Bore		130 mm
Skok tłoka / Stroke		150 mm
Objętość skokowa silnika / Engine displacement		11,946 dm ³
Stopień sprężania / Compression ratio		12
Znamionowa moc użyteczna / Engine rating		160 kW
Prędkość obrotowa znamionowej mocy użytecznej / Nominal rpm		2000 obr/min / 2000 rpm
Fazy rozrządu / Valve timing	Otwarcie zaworu dolotowego / Inlet valve opening	3° przed GMP / 3 CA before TDC
	Zamknięcie zaworu dolotowego / Inlet valve closing	44° po DMP / 44 CA after BDC
	Otwarcie zaworu wylotowego / Exhaust valve opening	53° przed DMP / 53 CA before BDC
	Zamknięcie zaworu wylotowego / Exhaust valve closing	7° po GMP / 7 CA after TDC
Sprężarka doładowująca / Turbocharger		3467 MOA/17.21
Świece zapłonowe / Spark plugs		Brisk DR12YS



Rys. 3. Wyniki analizy procesu spalania, dotyczące prędkości spalania w jego kolejnych fazach, zdeterminowanej odległością w °OWK od rozpoczęcia spalania aż do chwili, do której została spalona określona % ilość dostarczonego paliwa (AI 0,5%, AI 10%, AI 50%, AI 90%)

Fig. 3. The results of an analysis of the combustion concerning the burning speed in its individual phases, determined by the length in °ATDC since the start of burning till the point where a certain percentage of the supplied fuel has been combusted (AI 0.5%, AI 10%, AI 50%, AI 90%)

an unchanging course of the amount of air AMF and its temperature IT.

It is evident that in the suction stroke the changes affect the end of the combustion mainly, meanwhile in the compression stroke, its beginning. The increased burning velocity partly explains a higher production of NO_x emissions in the compression stroke. A further explanation can consist in the probably insufficient time for mixing up the mixture of air and fuel before the ignition itself.

3. Testing of the hydrogen fueled six-cylinder engine

The full-size ENE engine is a supercharged spark ignition flat six cylinder engine employing gas fuels, with the gas being blown into the cylinder directly. The engine is provided with a supercharger controlled by a by-pass of the combustion products outside of the turbine (waste-gate) and a cooler of the compressed air.

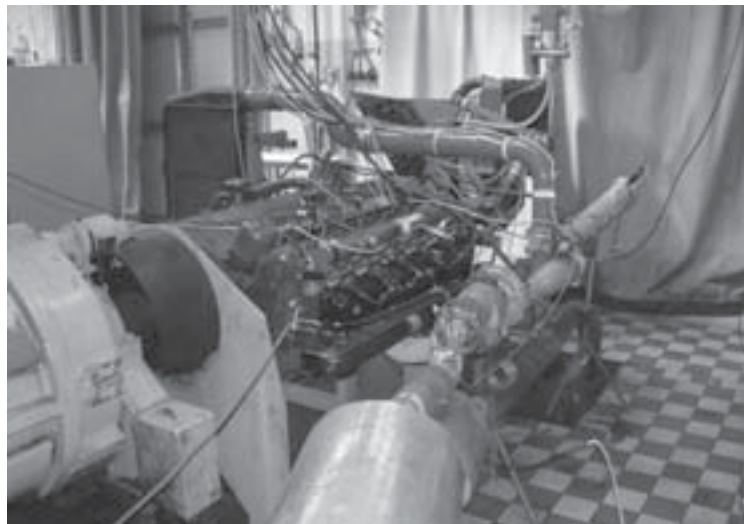
The employed system of in-cylinder formation of the fuel-air mixture allows to control the start of delivery of the fuel independently upon the timing of the movement of suction valve; this concept reduces the risk of a premature ignition of the mixture in the suction section of the engine and gives especially the possibility to study the influences of mixing mechanism.

Thanks to the possibility of accurate measuring of instantaneous flow rates, the design of the distribution of gases to the ENE-engine allows for mutual mixing of the natural gas and the hydrogen. The concept of adding hydrogen to natural gas is studied widely at present, with the aim to improve the characteristics of the cheaper natural gas in comparison with hydrogen which is relatively expensive now. The expression “improvement of characteristics” stands mainly for the re-

zasilanym paliwami gazowymi, w którym gaz jest dostarczany do cylindra w sposób bezpośredni. Silnik jest wyposażony w sprężarkę doładowującą, której sterowanie jest realizowane przez upust spalin przed turbiną (zawór upustowy spalin), i w chłodnicę powietrza doładowanego.

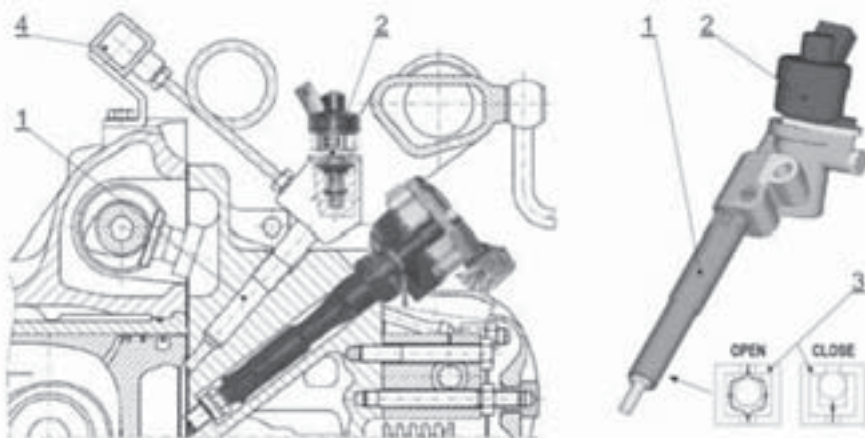
Zastosowany system tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej wewnątrz cylindra umożliwia sterowanie początkiem dostarczania paliwa niezależnie od regulacji czasu ruchu zaworu dolotowego; taka koncepcja zmniejsza ryzyko przedwczesnego zapłonu mieszanki na odcinku jej dołotu do cylindra silnika i umożliwia wyznaczenie czynników wpływających na mechanizm mieszania.

Dzięki możliwości dokładnego pomiaru chwilowych wartości natężenia przepływu, projekt rozprządzenia gazów w silniku ENE uwzględnia wzajemne mieszanie gazu ziemnego i wodoru. Pojęcie dodawania wodoru do gazu ziemnego



Rys. 4. Widok silnika LIAZ ENE na stanowisku badawczym

Fig. 4. Installation of the LIAZ ENE engine on the test-bed



Rys. 5. Układ zasilania paliwem silnika

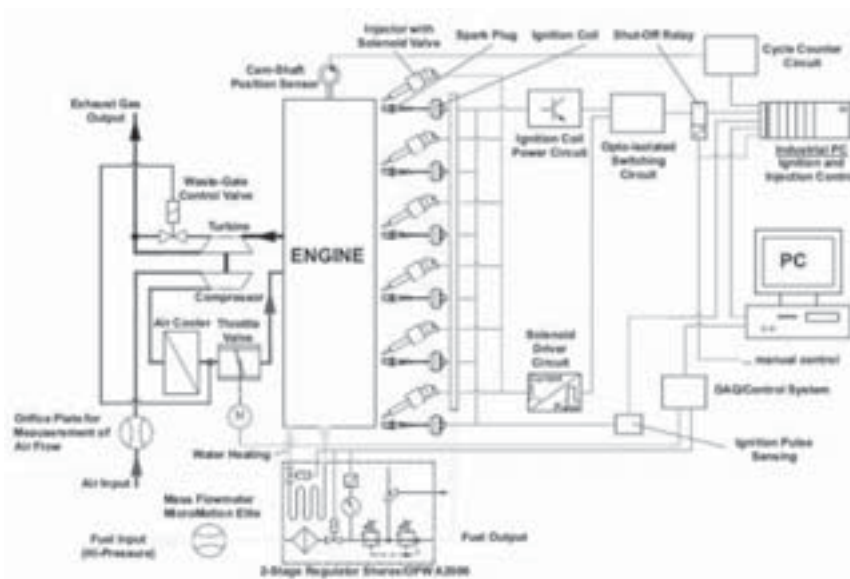
Fig. 5. The fuel-delivery system

duction of harmful emissions, resulting evidently from the simple reduction of the mass contents of carbon in the mixture of gases. Other effects include the lowering of the ignition temperature in the aim to reduce NO_x emissions and an increase of the calorific value, maintaining the necessary detonation resistance of the fuel at the same time.

The fuel system of our own design (see Fig. 5) consists of six independent blow-in units (1) with the dosing of the gas fuel by the electromagnetic valve BKM Servojet SP-010 (2). An important part of the blow-in unit is a non-return relief valve (3), which protects the electro-

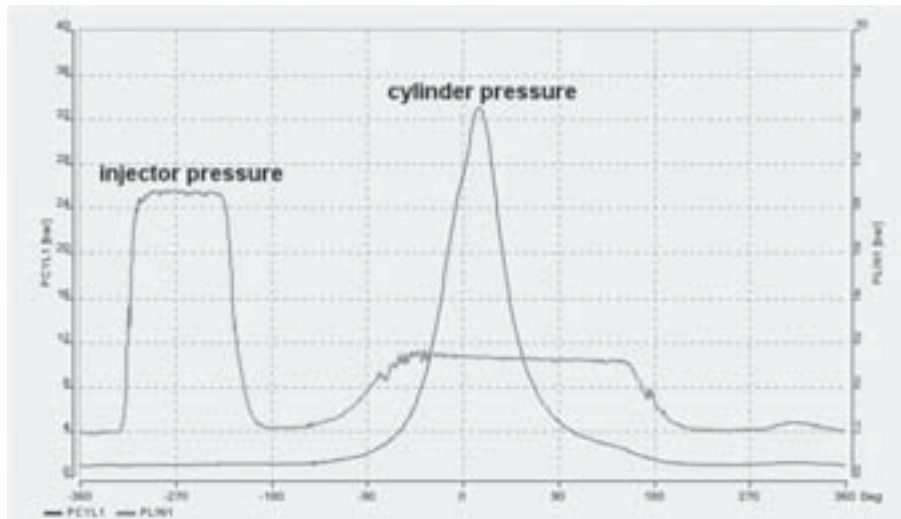
obecnie szeroko się bada pod względem uzyskania poprawy właściwości gazu ziemnego tańszego w porównaniu do relatywnie drogiego wodoru. Wyrażenie „poprawa właściwości” oznacza głównie zmniejszenie emisji szkodliwych składników spalin, które wynika z prostego zmniejszenia masowej zawartości węgla w mieszaninie gazów. Kolejne efekty dotyczą obniżenia temperatury zapłonu w celu zmniejszenia emisji NO_x i wzrost wartości opałowej, przy jednoczesnym zachowaniu koniecznej odporności paliwa na spalanie stukowe.

Zaprojektowany przez nas układ zasilania paliwem silnika (rys. 5) zawiera sześć niezależnych wtryskiwaczy gazu, w których dawkowanie paliwa gazowego jest realizowane za



Rys. 6. Elektroniczny układ sterowania zasilaniem

Fig. 6. The electronic control system of engine fuelling



Rys. 7. Przebieg ciśnienia w cylindrze i ciśnienia paliwa we wtryskiwaczu podczas spalania wodoru dla 30% obciążenia

Fig. 7. Course of the two-channel indication of the combustion pressure and the pressure of fuel in the injector when combusting hydrogen and under 30% load

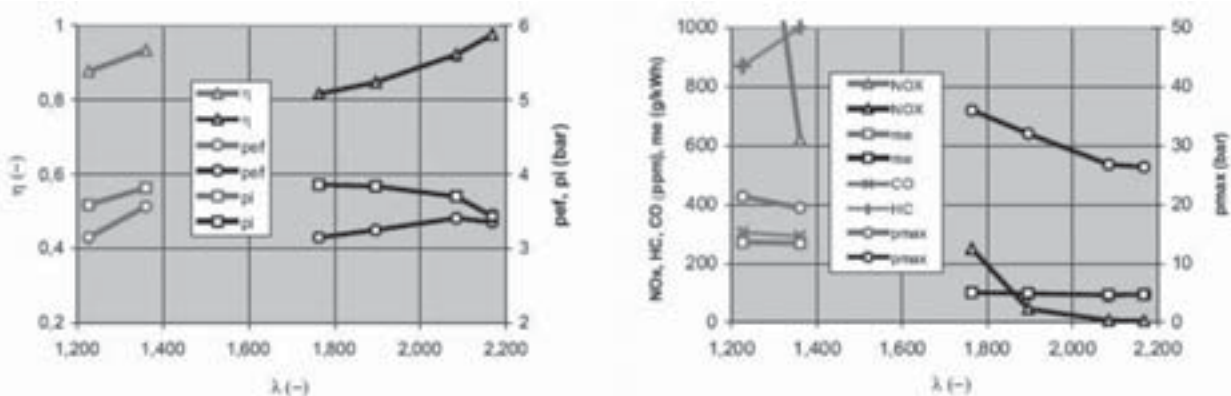
pomocą zaworu elektromagnetycznego typu BKM Servojet SP-010 (2). Ważną częścią zespołu wdmuchującego gaz do cylindra jest jednokierunkowy zawór nadmiarowy (3), który zabezpiecza zawór elektromagnetyczny przed dużymi mechanicznymi i cieplnymi obciążeniami w chwili gwałtownego wzrostu ciśnienia w komorze spalania. Zawór jest umieszczony bezpośrednio za rozpylaczem wtryskiwacza gazu, w pobliżu komory spalania silnika. Gaz jest dostarczany do wtryskiwacza za pomocą przewodu doprowadzającego (4).

Ważną częścią dodatkowego wyposażenia badanego silnika jest elektroniczny układ sterowania. Ścisłe określone wymagania w odniesieniu do elektronicznego sterowania silnika zasilanego paliwem wodorowym, w którym tworzenie mieszanki palnej następuje wewnątrz cylindra, w szczególności dotyczyły precyzyjnej i szybkiej reakcji oraz niezawodności działania tego układu. Jednostka sterująca dostarczaniem gazu do cylindra została wyposażona w obwód zarządzający pracą zaworów elektromagnetycznych, tak zwaną wzbudnicę elektromagnesu własnej konstrukcji, któ-

unit controlling the blowing-in of gas has been completed with a control circuit governing the electromagnetic valves, the so-called solenoid driver unit of our own design, which converts the voltage pulse at the output of the control unit into the current course of a convenient shape. The ignition system is of a modular type. Each cylinder is provided with a separate ignition coil Bosch with integrated high voltage lines.

In the first test the engine has run without any problem; there have been detected problems with the electronic control of the engine only in higher load regimes. The power circuits of the valves of the blow-in units have not been dimensioned sufficiently; this fault has been suppressed by employing control circuits of our own design with a controlled course of the electric circuit.

Further complications have been caused by an intense electromagnetic interference, coming from the ignition system mainly. The reason was faults in the timing of the fuel injecting, and has complicated the employment of a sensitive measuring apparatus for the indication of the combus-



Rys. 8. Pierwsze wyniki pracy silnika zasilanego wodorem i metanem dla tych samych warunków pracy i parametrów regulacyjnych

Fig. 8. First results of the operation with hydrogen and methane under similar conditions and adjustments

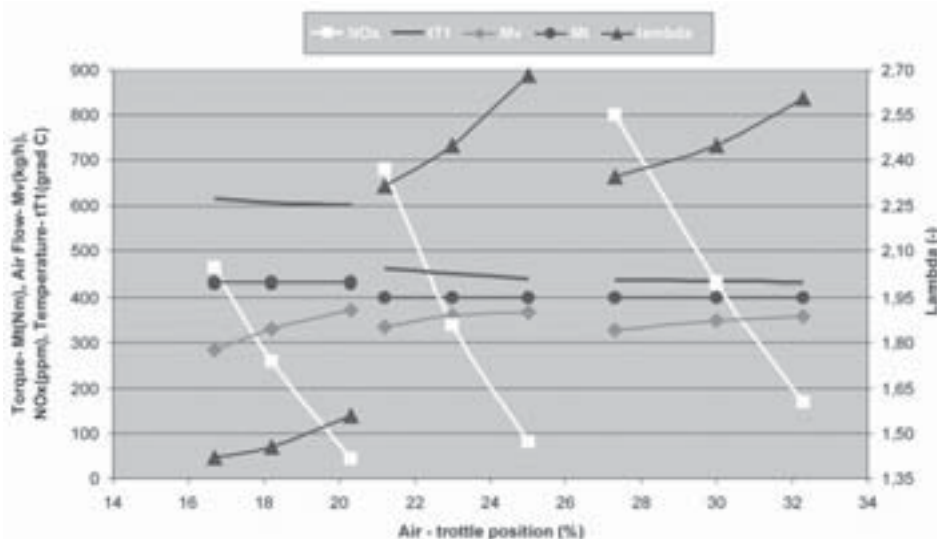
ra zamienia impuls napięciowy na wyjściu z jednostki sterującej w przebieg prądowy o korzystnym kształcie zmian sygnału. Układ zapłonowy jest typu modułowego. Każdy cylinder posiada osobną cewkę zapłonową firmy Bosch wraz z zintegrowanymi przewodami wysokonapięciowymi.

Podczas pierwszego testu silnik pracował bez zakłóceń; stwierdzono zakłócenia związane z elektronicznym sterowaniem silnika jedynie podczas pracy w zakresie dużych obciążeń. Obwody elektroenergetyczne zaworów wtryskiwaczy nie były poprawnie zaprojektowane pod względem ich wymiarów; wada ta została usunięta przez zastosowanie obwodów sterowania własnej konstrukcji wraz z regulowanym obiegiem obwodu elektrycznego.

Dalsze komplikacje były spowodowane dużą interferencją elektromagnetyczną pochodzącą głównie od układu zapłonowego silnika. W jej wyniku odnotowano błędy w regulacji wtrysku paliwa i spowodowała ona trudności w zastosowaniu dokładnej aparatury pomiarowej do indykowania silnika. Zmniejszenie interferencji osiągnięto przez adaptację źródła energii do jednostek sterujących, pasywną ochronę mierzonych wielkości itd.

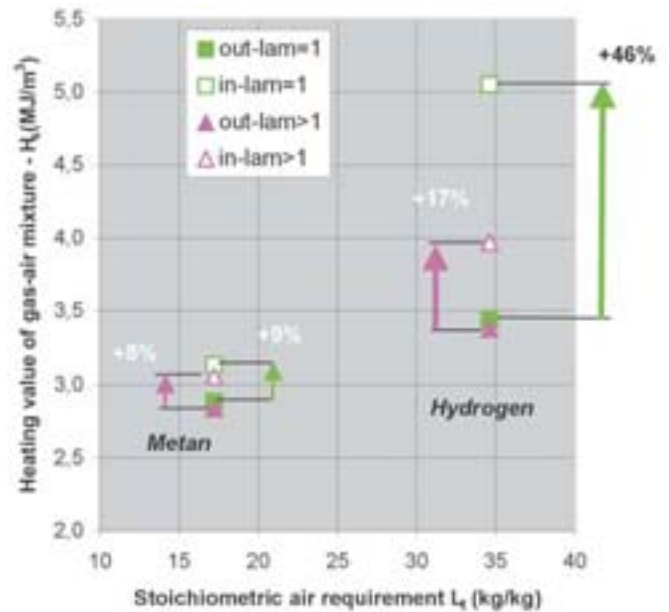
Podczas uruchamiania programu, przebiegi ważnych funkcji sterujących były rejestrowane z dużą częstotliwością próbkowania za pomocą dwukanałowego oscyloskopu firmy Hewlett Packard. Przebiegi te były zapisywane za pomocą urządzenia typu AVL Indimeter wraz z sygnałami ciśnienia w cylindrze silnika i ciśnienia paliwa za zaworem elektromagnetycznym w zależności od położenia kąтового wału korbowego silnika; uzyskane pomiary potwierdziły w sposób wiarygodny prawidłowe ustawienie zapłonu i wtryskiwania gazu do cylindra.

Zarówno ze względu na bezpieczeństwo, jak i z powodów ekonomicznych, pierwsze próby na silniku przeprowa-



Rys. 10. Wpływ rodzaju turbosprężarki i paliwa na parametry pracy silnika M1636 ENE dla: $n = 1200$ obr/min, 40% obciążenia, kąta wyprzedzenia zapłonu -17° przed GMP, początku wtrysku paliwa -50° po GMP w swie napelniania, kąta wtrysku paliwa $60-63^\circ$

Fig. 10. Influence of the turbochargers and of the fuel upon the data of the engine M1636 ENE. Engine speed 1200 rpm, load 40%, spark advance 17° BTDC, start of fuel injection 50° from the beginning of the suction stroke, and the last of the injection maintained in an interval of $60-63^\circ$



Rys. 9. Wartości opalowe mieszanki dwóch paliw dla zewnętrznego i wewnętrznego tworzenia mieszanki dla $\lambda = 1$ i $\lambda > 1$

Fig. 9. Calorific values of a mixture of two fuels at the outside and inside formation of the mixture, and at the coefficient of the air ratio excess $\lambda = 1$ and $\lambda > 1$

tion pressures. The suppression or, better said, the attenuation of the interference has been achieved by adapting the power supply to the control units, passive shielding of the sensed quantities etc.

During debugging, the courses of important control functions have been followed with a two-channel oscilloscope Hewlett Packard with a high sampling frequency. The courses also have been recorded together with the pressure in the engine cylinder and the pressure behind the electromagnetic

valve for the fuel by means of the indicating apparatus AVL Indimeter in dependence upon the turning of the crank shaft: the effected measuring has confirmed reliably the proper timing of both the ignition and the blow-in of the gas.

Both from safety and economic reasons, the first tests of the engine have been effected by combusting natural gas. At present, our experiments concentrate upon the optimization of the control parameters of the engine, especially in the case of combustion of hydrogen.

It can be seen that in comparison with natural gas, the same mean effective pressure (p_{ef}) approximately has been reached with hydrogen at higher coefficients of the excess of

dzono spalając gaz ziemny. Obecnie nasze badania koncentrują się wokół optymalizacji parametrów pracy silnika, zwłaszcza w przypadku spalania wodoru.

Można zauważyć, iż w porównaniu z gazem ziemnym, wartość średniego ciśnienia użytecznego wzrosła przy zasilaniu wodorem dla większych wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ i przy znacznie mniejszym stężeniu tlenków azotu (NO_x).

Wskazane jest osiągnięcie maksymalnej wartości opałowej mieszanki przy tej samej ilości powietrza. Dostrzec można, że silnik spalinowy zasilany wodorem, z wewnętrznym tworzeniem mieszanki palnej, ma największy potencjał w tym zakresie. W przypadku użycia metanu (CNG), który ma dużą gęstość, korzyść jest znacznie mniejsza. Jedyną uwagę: w całym bilansie nie wolno zapomnieć, że potencjał silników o wewnętrznym tworzeniu mieszanki zależy też od sprawności indukowanej.

Widoczne jest, że w przypadku bardzo ubogich mieszanek, dla tego samego otwarcia przepustnicy, bardziej odpowiednio dla uzyskiwania większej mocy silnika jest zastosowanie mniejszej turbosprężarki (typ K28). Zatem niezbędną ilość powietrza dla określonego obciążenia uzyskuje się w wyniku mniejszego otwarcia przepustnicy.

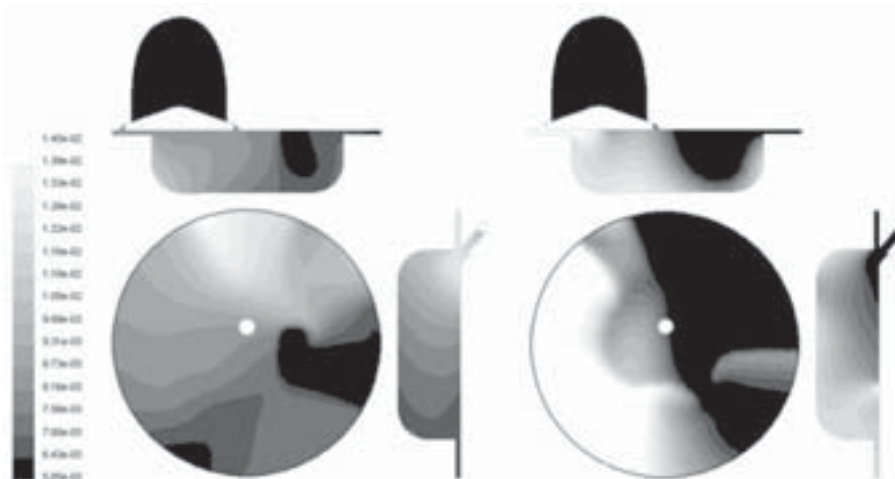
4. Modelowanie wtrysku wodoru

W celu uproszczenia geometrii i wymagań podczas procesu obliczeń, nie modelowano całego czterosuwowego cyklu pracy silnika, a jedynie suwy napełnienia i sprężania wraz z ruchem zaworu dolotowego. Zaworu i przewodu wylotowego nie brano pod uwagę. W ten sposób nie uwzględniono pędu czynnika w cylindrze na początku suwu napełniania, który jest zależny od poprzedniego cyklu roboczego. Modelowanie przeprowadzono dla dwóch przypadków wtrysku paliwa:

- wtrysk paliwa w suwie napełniania,
 - wtrysk paliwa w suwie sprężania,
- dla warunków pracy silnika odpowiadających prędkości obrotowej $n = 1200$ obr/min.

Uproszczoną geometrię przewodu dolotowego, zaworu dolotowego i komory spalania zamodelowano w programie ProEngineer. Tworzenie siatki obliczeniowej realizowano w środowisku programu Gambit, natomiast matematyczne rozwiązanie w programie Fluent. Do obliczeń przepływów niestacjonarnych zastosowano oddzielne narzędzie w programie Fluent oraz standardowy, dwurównaniowy model k-epsilon. Właściwości wymieszanych gazów (wodoru i powietrza) ustalono w oparciu o domyślne ustawienia zawarte w programie.

Na rysunku 12 przedstawiono wyniki symulacji wtrysku dla obu rozważanych paliw alternatywnych, dla położe-



Rys. 11. Warstwy rozkładu masy wodoru. Widok po lewej stronie: początek wtrysku paliwa 330° przed GMP, widok po prawej stronie: początek wtrysku paliwa 180° przed GMP

Fig. 11. Contours of mass fraction distribution of hydrogen. Left: start of injection 330° before TDC, right: start of injection 180° before TDC

air λ and with substantially lower concentrations of nitrogen oxides (NO_x).

It is desirable to achieve the maximum possible calorific value of the fuel mixture at the same quantity of the air. As it can be seen, a hydrogen engine with inside mixture formation has the best potential. However, in the case of employing methane (CNG), which has a high density, the benefit is much less. Only as a remark: In the overall balance, it must not be forgotten that the output potential of engines with inside mixture formation depends also on the indicated efficiency.

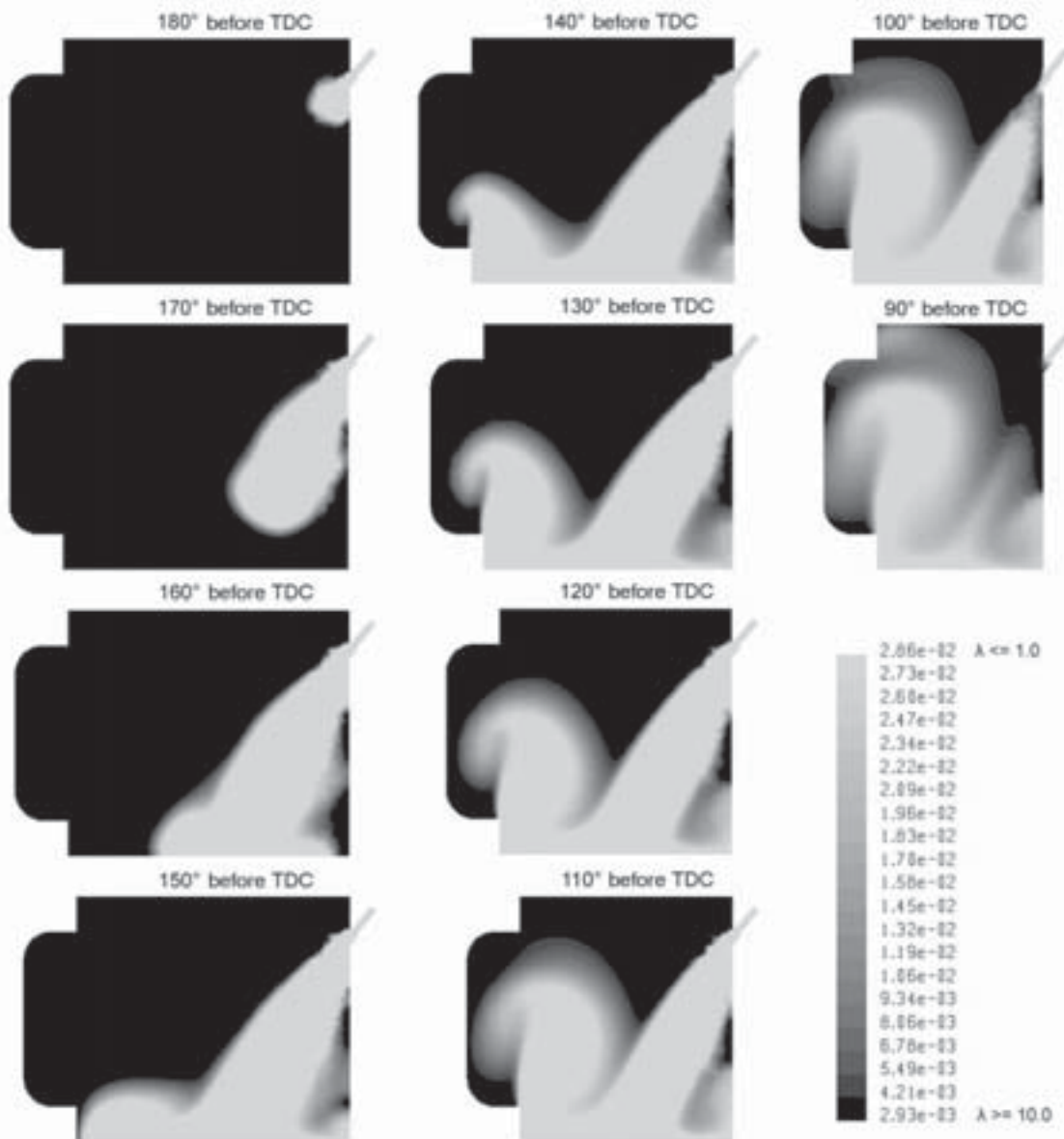
As it can be seen with very lean mixtures, a smaller turbocharger (type K28) is more suitable for a higher output potential, at the same opening position of the throttle valve. Therefore, the necessary amount of air for a determined load is reached with the throttle valve less opened.

4. Simulate of hydrogen injection

In order to simplify the geometry and the demands on the calculation, there has not been simulated the whole four-stroke cycle of the engine, but the intake and compression strokes of the piston only, completed with the movement of the intake valve. The exhaust valve and the exhaust piping have been disregarded. In this way, there has been disregarded the momentum of the medium in the cylinder at the beginning of the intake stroke, which in fact is influenced by the preceding operating cycle. There have been simulated two alternatives of injection-timing of fuel at the engine speed of 1200 rpm:

- injection during the intake stroke,
- injection during the compression stroke.

A simplified geometry of a part of the suction tract, the valve and the combustion chamber has been created in the program ProEngineer. The creation of the calculating mesh has taken place in the environment of the program Gambit, and the numerical solution in the Fluent. For the non-stationary calculation of the flow, a segregated solver has been employed in the Fluent, and a standard two-equation k-epsilon



Rys. 12. Warstwy rozkładu masy wodoru podczas procesu wtrysku dla: $n = 1200$ obr/min, kąta początku wtrysku paliwa -180° przed GMP, kąta trwania wtrysku paliwa 70°

Fig. 12. Contours of mass fraction distribution of hydrogen during injection: engine speed 1200 rpm, start of injection 180° before TDC, injection duration 70°

nia tłoka odpowiadającego 10° przed GMP, to jest dla przypuszczalnej chwili wystąpienia zapłonu. Dostrzec można, że mieszanka wodoru i powietrza utworzona w procesie wtrysku paliwa w suwie napełniania charakteryzuje się bardziej jednorodnym rozkładem stężenia wodoru; mieszanka jest bardziej jednorodna. Mieszanka utworzona w suwie sprężania jest bardziej niejednorodna.

5. Podsumowanie

Silnik spalinowy zasilany paliwem wodorowym stanowi przyszłościowe rozwiązanie dla poszukiwań następcy dzisiejszego, względnie ekologicznego, chroniącego środowisko naturalne gazowego silnika zasilanego tradycyjnymi paliwami węglowodorowymi.

Podsumowując, powyższe wyniki i ich omówienie mogą być streszczone w następujący sposób:

lon model. The material characteristics of the mixed gases (hydrogen-air) have been maintained according to the implicit setting.

The figure 12 shows the results of the simulation of the injection of both the considered alternatives in the position of the piston 10° before its upper dead centre, i.e. in the supposed moment of ignition. It can be seen that the hydrogen & air mixture formed by the injection during the intake stroke is characterised by a more uniform distribution of the hydrogen concentration the mixture is more homogeneous. On the contrary, a mixture formed during the compression stroke is more heterogeneous.

5. Conclusion

The internal combustion hydrogen-fuelled engine is a prospective solution in the search for a successor to the ac-

- podstawowe problemy techniczne w rozwoju silnika zasilanego wodorem dotyczą uzyskiwanej zmniejszonej wartości mocy użytecznej z powodu mniejszej wolumetrycznej gęstości energii mieszanki wodoru i powietrza oraz problemów związanych z procesem spalania, takich jak zapłon wsteczny (w kanale dolotowym) i przedwczesny zapłon,
- koncepcja silnika, taka jak wyposażenie go w turbosprężarkę, chłodnicę powietrza doładowującego, układ wewnętrznego mieszania z równoważnym współczynnikiem paliwo/powietrze $\Phi < 0,5$ może wpłynąć na wzrost mocy użytecznej przy jednocześnie skrajnie niskim poziomie emisji tlenków azotu (NO_x),
- w systemie tworzenia mieszanki palnej wewnątrz cylindra, w którym do powietrza dostarczonego do cylindra jest wtryskiwany wodór, z uwagi na bezpieczeństwo najkorzystniejsze jest zastosowanie systemu sterowania dopływem wodoru. Podczas naszych badań laboratoryjnych (obejmowały one przypadki, w których wodór wtryskiwano przed zamknięciem zaworu dolotowego w zakresie niewielkiego ciśnienia wynoszącego około 1 MPa) nie odnotowano żadnych przypadków zapłonu wstecznego do kanału dolotowego.

6. Podziękowania

Prace naukowe były prowadzone w ramach projektu realizowanego dla Czeskiego Urzędu ds. Dotacji Naukowych (projekt badawczy nr: GACR 101/01/1114).

tual relatively ecological, environment protecting gas-driven engine combusting traditional hydrocarbon fuels.

In conclusion, the above results and their discussion can be summarized as follows:

- The primary technical problems in hydrogen engine development are (i) reduced power output, due to lower volumetric energy density of a hydrogen/air mixture and (ii) combustion related problems such as backfire and premature ignition.
- The engine concepts such as adding turbocharger, intercooler, internal mixing system with fuel/air equivalence ratio $\Phi < 0.5$ can increase the power output even at extremely low levels of exhaust-emission of nitrogen oxides (NO_x).
- With the in-cylinder fuel mixing system in which air only is taken in first and then hydrogen is injected directly into the cylinder is the safest hydrogen-operated engine-system. Never any backfire were detected during our laboratory experiments (included cases, when hydrogen was injected before closing of the intake valve at a low pressure of around 1 MPa).

6. Acknowledgements

The study has been elaborated in the frame of a Czech Grant Agency Project (research project No. GACR 101/01/1114).

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Kovar Z., Beroun S., Scholz C., Blazek J., Drozda H., Zalhav Z.: Study on the Combustion of Hydrogen Lean Mixture in Experimental Direct Injection SI Engine. FISITA 2002 World Automotive Congress, Helsinki 2002.
- [2] Scholz C., Kovar Z., Beroun S., Drozda H., Blazek J.: Piston Engine for Combustion of Hydrogen. 6th International Conference and Exhibition: Traffic and Technologies for Sustainable Development. Karlove Vary 2003.

Skróty i oznaczenia / Abbreviations and Nomenclature

AMF strumień masy powietrza / *Air Mass Flow*
IT temperatura na wlocie / *Inlet Temperature*

Inż. Milan Nydrle – Katedra Maszyn Drogowych, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Politechnika w Libercu, Republika Czeska.

Mr Milan Nydrle, Eng – Department of Transport Machines, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Liberec, Czech Republic.



Inż. Hynek Drozda – Katedra Maszyn Drogowych, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Politechnika w Libercu, Republika Czeska.

Mr Hynek Drozda, Eng – Department of Transport Machines, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Liberec, Czech Republic.



Inż. Josef Blazek – Katedra Maszyn Drogowych, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Politechnika w Libercu, Republika Czeska.

Mr Josef Blazek, Eng – Department of Transport Machines, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Liberec, Czech Republic.



Doc. inż. Miroslav Svoboda – Katedra Maszyn Drogowych, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Politechnika w Libercu, Republika Czeska.

Mr Miroslav Svoboda, Doc, Eng – Department of Transport Machines, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Liberec, Czech Republic.



Prof. inż. Zdenek Kovar – Katedra Maszyn Drogowych, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Politechnika w Libercu, Republika Czeska.

Prof. Zdenek Kovar, Eng, CSc. – Department of Transport Machines, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Liberec, Czech Republic.



Doc. dr inż. Celestyn Scholz – Katedra Maszyn Drogowych, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Politechnika w Libercu, Republika Czeska.

Mr Celestyn Scholz, PhD, Eng – Department of Transport Machines, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Liberec, Czech Republic.



Prof. inż. Stanislav Beroun – Katedra Maszyn Drogowych, Wydział Inżynierii Mechanicznej, Politechnika w Libercu, Republika Czeska.

Prof. Stanislav Beroun, Eng – Department of Transport Machines, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Liberec, Czech Republic.



Karol CUPIAŁ*
Michał GRUCA
Janusz GRZELKA

Korelacja fluktuacji pracy indykowanej z fluktuacjami prędkości obrotowej wału korbowego i natężenia prądu generowanego w zespole prądowym

W pracy przedstawiono wyniki wstępnych badań korelacji fluktuacji pracy indykowanej z fluktuacjami prędkości obrotowej wału korbowego i natężenia prądu generowanego w zespole prądowym. W przypadku jednocylindrowego agregatu prądowego stwierdzono bardzo wyraźny związek między pracą indykowaną silnika spalinowego a energią elektryczną obliczoną w przedziale czasowym odpowiednio przesuniętym kątowno względem początku cyklu silnika. Praca indykowana kolejnych cykli również dobrze koreluje z przyspieszeniem kątowym wału korbowego w określonej fazie cyklu. Nieco gorsza jest korelacja między amplitudą prądu elektrycznego i pracą indykowaną. Stwierdzono również korelację energii elektrycznej mierzonej w 90 stopniowym oknie kątowym i pracą indykowaną.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, zespół prądowy, indykowanie, praca indykowana, energia elektryczna

The correlation between the fluctuation of the indicated work and the fluctuation of the crankshaft speed and the electric current from a generating set

The paper presents the results of the introductory investigations of the correlation between the fluctuation of the indicated work and the fluctuation of the crankshaft speed and the electric current from a generating set. A clear relationship between the engine indicated work and the electric energy calculated in the time interval angularly shifted regarding the beginning of the engine cycle was stated in the case of the single-cylinder generating set. The indicated work of the consecutive cycles also well correlates with the crankshaft angular acceleration in the determined cycle phase point. A little worse is the correlation between amplitude of electric current and indicated work. The correlation between electric energy calculated in 90 degree angle interval and indicated work was also stated.

Key words: combustion engine, electric generating set, indicating, indicating work, electric energy

1. Wstęp

Celem pracy jest analiza związku niepowtarzalności pracy indykowanej silnika z fluktuacją prędkości obrotowej wału korbowego i z fluktuacją natężenia prądu wytwarzanego w zespole prądowym oraz ocena możliwości wykorzystania pomiaru fluktuacji natężenia prądu wytwarzanego w generatorze elektrycznym do diagnostyki poszczególnych cylindrów silnika i ich sterowania.

W celu znalezienia opisanego związku konieczny jest jednoczesny pomiar przebiegów ciśnień w poszczególnych cylindrach silnika napędzającego generator i pomiar prędkości obrotowej silnika oraz fluktuacji natężenia prądu wytwarzanego w generatorze elektrycznym. Badania te mają za zadanie znalezienie narzędzia do określania najlepszej korelacji między fluktuacjami prądu i prędkości obrotowej a przebiegami ciśnień w poszczególnych cylindrach silnika. Wykorzystanie zmian prędkości obrotowej wału korbowego do oceny jakości pracy silników spalinowych jest przedmiotem licznych badań [1, 5, 10, 12], natomiast brak badań nad zastosowaniem do tego celu natężenia prądu wytwarzanego we współpracującym generatorze elektrycznym. Przebieg chwilowej wartości prędkości obrotowej koła zamachowego silnika i natężenia prądu wytwarzanego w generatorze elektrycznym wykorzystywany będzie do oceny współczynnika niepowtarzalności pracy indykowanej (IMEP COV) [3, 4, 6, 9] dla całego silnika i dla poszczegól-

1. Introduction

The aim of the research is the analysis of the correlation between the engine indicated work and the fluctuation of crankshaft speed and the electric current from a generating set. The research also concerns the usability estimation of the electric current from the measurement of fluctuations of the generating set used for diagnostics and control purposes of particular cylinders of an engine.

The simultaneous measurement of the courses of pressure in individual cylinders of an engine driving the generator and the engine speed as well as the electric current from the generator fluctuations is necessary in order to find the described relationship. The research is performed to find the tool dedicated to estimation of the best correlation between the current and the speed fluctuations and courses of pressure in individual cylinders. The use of crankshaft speed variations for the estimation of engine work quality is the subject of many research works [1, 5, 10, 12]. Unfortunately, there are no research works concerning the use of the electric current from the co-working generator for such analysis. The course of the instantaneous engine flywheel speed and the electric current from the generator will be used to estimate the non-repeatability of the indicated work factor (IMEP COV) [3, 4, 6, 9] for the whole engine and for individual cylinders. Such a measurement system gives significantly more information concerning the pressure and the

nych cylindrów. Taki system pomiarowy dostarczy znacząco więcej informacji o przebiegu ciśnienia i pracy indykowanej w poszczególnych cylindrach w porównaniu z aktualnie stosowanymi elektronicznymi systemami diagnostycznymi, które nie dają żadnych informacji o przebiegu ciśnienia w poszczególnych cylindrach i nie pozwalają zidentyfikować, który z cylindrów jest przyczyną zmian prędkości obrotowej wału korbowego silnika spalinowego.

Utrzymywanie współczynnika IMEP COV poniżej wartości dopuszczalnych jest szczególnie istotne dla stacjonarnych silników gazowych z zapłonem iskrowym zasilanych mieszkami ubogimi, ponieważ nawet nieznaczna zmiana chemicznego składu paliwa i przekroczenie wartości granicznych współczynnika nadmiaru powietrza lub okresowe wypadanie zapłonów spowodowane usterką instalacji zapłonowej powoduje widoczny wzrost współczynnika IMEP COV. Praca silnika gazowego z nadmierną wartością IMEP COV jest bardzo niekorzystna, ponieważ powoduje ona szybkozmiennie wahania momentu obrotowego i w konsekwencji powiększa obciążenia mechaniczne układu korbowego i niejednostajność prędkości obrotowej odbiornika mocy napędzanego przez silnik, co jest szczególnie istotne w przypadku silnika napędzającego generator elektryczny w równoległej pracy z innymi generatorami w zrównoważonych systemach energetycznych. Niejednostajność prędkości obrotowej powoduje dość duże wahania natężenia prądu generatora i może inicjować niekontrolowane zadziałanie ograniczeń prądowych. Szacowanie współczynnika IMEP COV na bieżąco (*on-line*) na podstawie przebiegu natężenia prądu będzie dodatkowym wartościowym sygnałem diagnostycznym, który w warunkach eksploatacyjnych pozwoli na bieżąco monitorować i korygować parametry eksploatacyjne gazowego silnika spalinowego oraz zwiększy jego niezawodność.

2. Przedmiot badań

Ze względu na znaczną złożoność zagadnienia zarówno jeśli chodzi o budowę systemu pomiarowego, jak i wzajemny wpływ pracy poszczególnych cylindrów na zmienność prędkości obrotowej silnika oraz wytwarzanego w generatorze prądu, przed przystąpieniem do właściwych badań przeprowadzono badania wstępne na jednocyndrowym agregacie prądotwórczym. Badania te umożliwiły przetestowanie specjalnie przygotowanego systemu pomiarowego, jak również dostarczyły danych pozwalających na dokonanie wstępnej selekcji metod analizy korelacji między zmiennością pracy indykowanej silnika spalinowego a zmiennością parametrów generowanego prądu elektrycznego. Omawiane badania przeprowadzono na stanowisku opisanym w pracy [7]. Ten jednocyndrowy, wolnossący silnik badawczy z zapłonem wielopunktowym, zasilany paliwem gazowym, połączony przekładnią pasową z generatorem elektrycznym asynchronicznym, tworzy dwumasowy układ drgający o częstotliwości skłonnych drgań własnych równej 4,2 Hz. W ramach badań przeprowadzono rejestrację następujących przebiegów:

- ciśnienia w cylindrze silnika,
- trzech napięć fazowych generatora,

indicated work courses in individual cylinders in comparison to the currently applied electronic diagnostics systems, which does not give any information about the pressure in individual cylinders and does not identify the cylinder, that causes the engine crankshaft speed variations.

Keeping the IMEP COV factor below the acceptable values is significantly important in the case of spark ignition stationary gas engines powered with lean mixtures as even slight variation in the fuel chemical composition and the excess of the boundary values of excess air coefficient or temporary misfiring caused by ignition system failure results in a significant increase in IMEP COV value. Gaseous engine work with high IMEP COV value is very unfavourable as it causes fast changes in torque variations and, as a consequence, it increases the mechanical load of the connecting-rod and an unstable speed of the power receiver, which is significantly important in the case of engine driving the electric generator working parallel with other generators in balanced power grid because it results in big fluctuations of the electric current and can trigger the safety devices. On-line estimation of IMEP COV factor on the basis of the current curve will be an additional and valuable diagnostic signal, which will give the possibility to monitor and control the combustion engine work parameters and will improve its reliability during operation.

2. The research object

Before the beginning of the research, preliminary tests were performed on a single-cylinder generating set because of the considerable complexity of both the measurement system design and the mutual influence of individual cylinders work on the engine rotational speed variation not to mention the generated current. This investigation allowed the testing of the designed measurement system and delivered data that enabled the pre-selection of the method of analysis of the correlation between the combustion engine indicated work variation and the parameters of the generated current. The above mentioned tests were conducted on a test stand described in [7]. This single-cylinder, multipoint injection system gas test engine connected with an asynchronous electric generator by a belt transmission forms a two-mass vibration system of free torsional vibration frequency equal to 4.2 Hz. Within the confines of the test a recording of the following curves was performed:

- in-cylinder pressure,
- 3 phase voltage of the generator,
- 3 phase current of the generator,
- crankshaft instantaneous speed,
- generator instantaneous speed.

3. The correlation between the indicated work and the electric current

The preliminary tests of the synchronous registered courses of pressure, crankshaft speed as well as a 3 phase voltage and current were meant to determine the level of correlation between the indicated work of individual cycles and different parameters of the generated current.

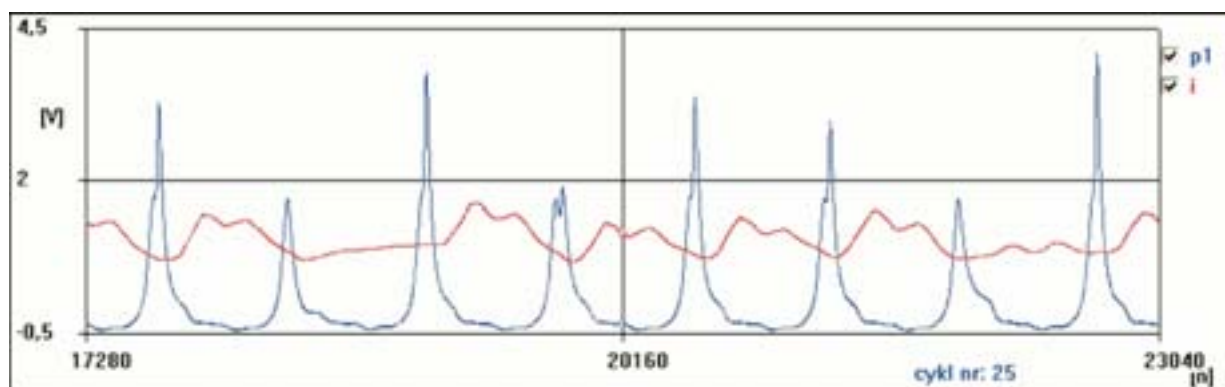
- trzech prądów fazowych generatora,
- chwilowej prędkości obrotowej wału silnika,
- chwilowej prędkości obrotowej generatora elektrycznego.

3. Korelacja pracy indykowanej z natężeniem prądu elektrycznego

Wstępne badania synchronicznie zarejestrowanych przebiegów ciśnienia, prędkości obrotowej wału oraz napięć i natężeń trójfazowego prądu wytwarzanego w generatorze elektrycznym miały na celu określenie stopnia korelacji między pracą indykowaną poszczególnych cykli a różnymi parametrami wytwarzanego prądu.

Pomiary wykonano dla 4 różnych obciążeń silnika spalinowego (p_i równe: 0,33; 0,45; 0,51 i 0,58 MPa), rejestru-

The measurements were performed for four different engine loads (IMEP equal: 0.33; 0.45; 0.51 and 0.58 MPa), recording the above mentioned quantities for 500 cycles in each series. One of the spark plugs, which is located the farthest from the combustion chamber axis was used to ignite the mixture and the ignition was delayed in order to obtain a high level of non-repeatability of the engine work in the following cycles. Fig. 1 shows the exemplary cylinder pressure course and the generated electric current in 8 cycles, registered at the minimum engine load. The high level of diversification of pressure courses and its maximum values are revealed, which is confirmed by the gained IMEP COV value of 36%. The diversification of the current calculated at the point of highest fluctuation level (266°CA after



Rys. 1. Przebieg ciśnienia w cylindrze silnika (p_1) i obwiednia natężenia prądu (i) zarejestrowane w warunkach dużej niepoważności kolejnych cykli

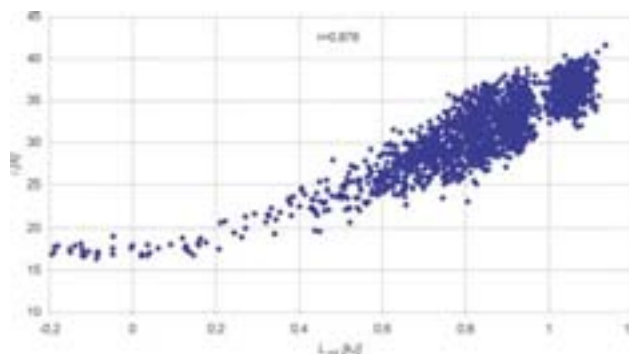
Fig. 1. The cylinder pressure course (p_1) and the envelope of the current (i) registered in the conditions of great non-repeatability of cycles

jąc w każdej serii wyżej wymienione wielkości dla 500 kolejnych cykli. W celu uzyskania znacznej niepoważności pracy silnika w kolejnych cyklach do zapłonu wykorzystano jedną z najbardziej oddalonych od osi komory spalania świec oraz dodatkowo opóźniono zapłon. Rysunek 1 ilustruje przykładowy przebieg ciśnienia w cylindrze oraz przebieg natężenia generowanego prądu w ciągu 8 cykli zarejestrowany przy najmniejszym obciążeniu silnika. Widoczne jest znaczne zróżnicowanie przebiegów i wartości maksymalnych ciśnienia, czego potwierdzeniem jest osiągnięta wartość współczynnika IMEP COV na poziomie 36%. Natomiast zmienność natężenia prądu obliczona w punkcie jej największych fluktuacji (266°OWK po GMP) wynosi około 15%. Chwilowe natężenie prądu elektrycznego zostało wyznaczone jako obwiednia modułów natężeń prądów we wszystkich fazach. Mimo dużych zmian natężenia i faz prądów, nie stwierdzono zmian amplitudy i fazy napięć, które miałyby związek ze zmiennością pracy silnika spalinowego.

Dla większych obciążeń silnika obserwowano znacznie mniejszą niepoważność pracy silnika (współczynnik IMEP COV na poziomie od 3 do 5%), ale za to większe zmiany natężenia prądu, bo na poziomie od 5 do 9%. Na zmienność natężenia prądu miała wpływ nie tylko zmienna praca indykowana silnika spalinowego, ale niestety również prądy bierne i wynikające z mocy biernej zakłócenia elektryczne w sieci energetycznej. Wykonana analiza stopnia

TDC) reached the value of 15%. The instantaneous electric current was calculated as the envelope of the current in all the phases. The changes in the voltage amplitude and phase, which could be related to the variation of the engine work was not stated despite a high variation of voltage and the current phases.

Lower engine work non-repeatability (IMEP COV in the range of 3 to 5%) but greater electric current variations in the range of 5 to 9% were observed at higher engine loads. The electric current variations were influenced not only by the variations of engine indicated work but also by the reac-



Rys. 2. Korelacja między wartością pracy indykowanej (L_{ind}) i natężeniem prądu (i) występującym 266°OWK po GMP

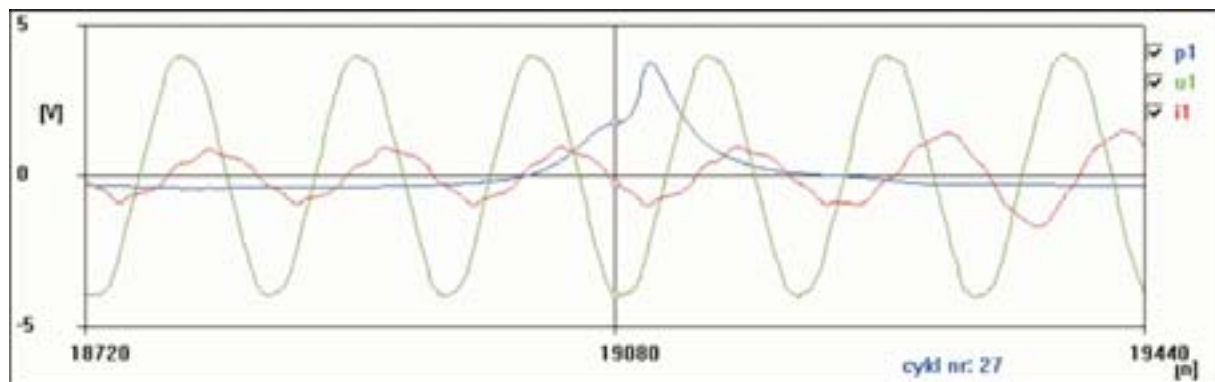
Fig. 2. Correlation between the indicated work and the electric current at 266°CA after TDC

korelacji między pracą indykowaną wykonaną w poszczególnych cyklach silnikowych a natężeniem prądu wykazała, że istnieje między nimi wyraźny związek (rys. 2). Najwyższy stopień korelacji ($r = 0,878$) występuje między pracą indykowaną i natężeniem prądu w punkcie największych fluktuacji natężenia (266°OWK po GMP).

Mimo dużej wartości współczynnika korelacji, związek między badanymi parametrami nie jest zadowalający, na co wpływ mają nie tylko wspomniane zakłócenia w sieci energetycznej, ale również fakt, że moc elektryczna czynna generatora zależy nie tylko od natężenia prądu, ale również od kąta przesunięcia fazowego między napięciem i natężeniem prądu. W czasie badań stwierdzono, że kąt przesunięcia fazowego zmienia się w ciągu cyklu silnikowego nawet o 60°

tytu current and the interference in the power grid resulting from the reactive power. The performed analysis of the level of correlation between the indicated work in individual engine cycles and the electric current revealed that there is a distinct relationship between them (Fig. 2). The highest correlation level ($r = 0.878$) occurs between the indicated work and the electric current at the point of highest current fluctuations (266°CA after TDC).

Despite the high value of the correlation factor the relationship between the examined quantities is not satisfactory as it is influenced not only by the above mentioned interference in the power grid but also by the fact that the active electric power of the generator is dependent on both the electric current and the phase angle between the voltage and the



Rys. 3. Przykład zmian natężenia prądu elektrycznego i jego przesunięcia fazowego względem napięcia

Fig. 3. The example of the current variation and the current phase shift relative to voltage

(rys. 3), co ma istotny wpływ na wartość mocy elektrycznej czynnej, a co z tego wynika, również na ilość wytworzonej energii elektrycznej.

4. Korelacja pracy indykowanej z wytwarzaną energią elektryczną

Ze względu na nieliniowy związek między natężeniem prądu (wyznaczonym jako obwiednia modułów natężeń prądów z trzech faz) i mocą czynną prądnicy przeprowadzono kolejne badania, które miały na celu określenie stopnia korelacji między pracą indykowaną poszczególnych cykli a energią elektryczną wytwarzaną przez prądnicę. Z uwagi na znaczne zniekształcenia przebiegu prądów oraz zmienność ich amplitudy i fazy, do obliczenia mocy czynnej nie można wykorzystać znanych z energetyki zależności między napięciem skutecznym, prądem skutecznym i $\cos\varphi$. Dlatego przebieg mocy chwilowej prądu trójfazowego p obliczono na podstawie przebiegów chwilowych napięć i prądów fazowych $u_1, u_2, u_3, i_1, i_2, i_3$:

$$p = u_1 \cdot i_1 + u_2 \cdot i_2 + u_3 \cdot i_3, \quad (1)$$

Pozwoliło to na wyznaczenie ilości energii elektrycznej wytwarzanej przez prądnicę w zadanym zakresie obrotu wału korbowego silnika:

$$L_{el2} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p \, dt = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p \frac{1}{\omega} \, d\varphi, \quad (2)$$

current. The phase angle changes during an engine cycle even in the range of 60° (Fig. 3), which has a great impact on the value of the active electric power and the resultant amount of generated electric energy.

4. The correlation between the indicated work and the generated electric energy

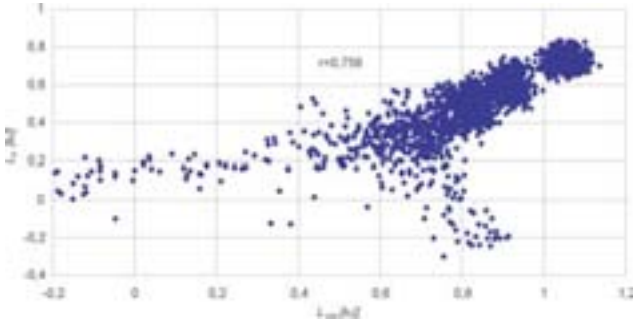
Subsequent tests were performed in order to determine the level of correlation between the indicated work of individual cycles and the electric energy produced by the generator because of the non-linear relationship between the electric current (determined as the envelope of the 3 phase current modules) and the generator active power. Well known energy equations connecting the rms voltage, the rms current and $\cos\varphi$ couldn't be used in the calculations of active power because of the high level of current disturbance and variation in its amplitude and phase. That is why the instantaneous power course of the 3 phase current p was calculated on the basis of instantaneous voltages and phase currents $u_1, u_2, u_3, i_1, i_2, i_3$ as shown in eq. (1).

It allowed the amount of electric energy produced by the generator to be set in the assumed range of crankshaft angle, as in eq. (2), where: $\omega = d\varphi/dt$ indicates crankshaft instantaneous speed.

Fig. 4 illustrates the relation between the indicated work and the electric energy in one cycle for 2000 cycles registered for four different engine loads. As it can be noticed,

gdzie: $\omega = d\varphi/dt$ oznacza chwilową prędkość obrotową wału korbowego.

Rysunek 4 ilustruje zależność między pracą indykowaną a energią elektryczną w jednym cyklu dla 2000 cykli zarejestrowanych przy czterech różnych obciążeniach silnika. Jak widać, korelacja między nimi (współczynnik korelacji $r = 0,756$) nie jest najlepsza. Spowodowane to jest przesunię-



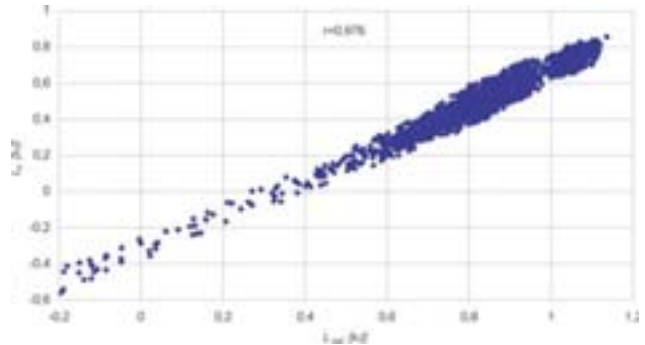
Rys. 4. Korelacja między pracą indykowaną cyklu (L_{ind}) i energią elektryczną (L_e) wytworzoną w tym samym czasie

Fig. 4. The correlation between the indicated work and the electric energy generated at the same time

ciem fazowym między pracą silnika spalinowego a energią wytwarzaną w prądnicie. Przesuwając początek przedziału obliczania energii elektrycznej w stosunku do początku cyklu silnika znaleziono wartość optymalną przesunięcia fazowego ($\Delta\varphi = 500^\circ\text{OWK}$), przy której korelacja między pracą indykowaną cyklu a energią elektryczną jest największa i osiąga wartość $r = 0,976$ (rys. 5). Przesunięcie to jest skutkiem mechanicznych zjawisk dynamicznych występujących w dwumasowym układzie: silnik – generator, zawierającym element sprężysty o dużej podatności (paski klinowe), oraz dynamicznych procesów elektrycznych występujących w generatorze.

Należy jednak zauważyć, że w silniku ośmiocylindrowym (który ma być właściwym przedmiotem badań) cykle pracy poszczególnych cylindrów przesunięte są o 90°OWK względem siebie i ich indywidualny wpływ na wielkość momentu obrotowego silnika i prędkość chwilową może być zauważalny tylko w 90 stopniowych przedziałach kątowych obrotu wału silnika, kiedy ciśnienia w tych cylindrach są największe. Dlatego przeprowadzono badania zależności między pracą indykowaną i energią elektryczną wytworzoną w przedziale 90°OWK każdego cyklu przesuwającym kąto-wo. Stwierdzono, że najlepsza korelacja między pracą indykowaną a energią elektryczną obliczoną w takim 90° oknie (dla 2000 cykli zarejestrowanych dla czterech różnych obciążeń silnika) występuje, jeśli pracę indykowaną oblicza się z przedziału od 378 do 468° , a energię elektryczną w przedziale przesuniętym o 399°OWK . Rysunek 6 ilustruje zależność pracy i energii dla tego przypadku, która mierzona współczynnikiem korelacji wyniosła $r = 0,916$. Jeżeli natomiast porówna się pracę indykowaną całego cyklu z energią elektryczną obliczoną w 90° oknie (rys. 7), to korelacja między nimi jest nieco większa i równa $r = 0,923$. W tym

the correlation between them (correlation factor $r = 0.756$) could be better. It is caused by the phase shift between the combustion engine work and the electric energy produced in the generator. The optimal value of the phase shift ($\Delta\varphi = 500^\circ\text{CA}$), at which the correlation between the indicated work and the electric energy is the highest and reaches the value of $r = 0.976$ (Fig. 5) was found by shifting the beginning of the electric energy computational range with respect



Rys. 5. Korelacja między pracą indykowaną cyklu (L_{ind}) i energią elektryczną (L_e) wytworzoną w przedziale od 500° do 1220°OWK

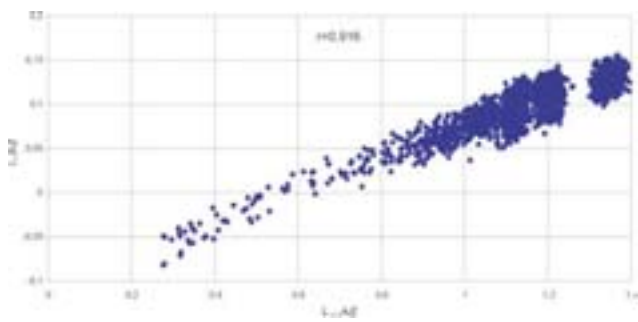
Fig. 5. The correlation between the indicated work and the electric energy generated in the range of 500° to 1220°CA

to the beginning of the engine cycle. This shift is the result of the mechanical dynamic phenomenon occurring in a two-mass system of the engine and the generator joined by an elastic element of great flexibility (V-belts) and the dynamic electric processes in generator.

It must be noted that in the case of eight cylinder engine (which is meant to be the research object) the work cycles of specific cylinders are shifted by 90°CA with respect to each other and their individual influence on the engine torque value as well as instantaneous speed can be noticed only in 90 -degree ranges of crankshaft angle when the pressure in these cylinders gains the highest value. That is why the tests concerning the relationship between the indicated work and the electric energy generated in the angularly shifted range of 90°CA were performed. It has been stated that the best correlation between the indicated work and the electric energy calculated in such a 90° window (for 2000 cycles registered at four different engine loads) occurs if the indicated work is calculated in the range of 378° to 468° and the electric energy in the range shifted by 399° .

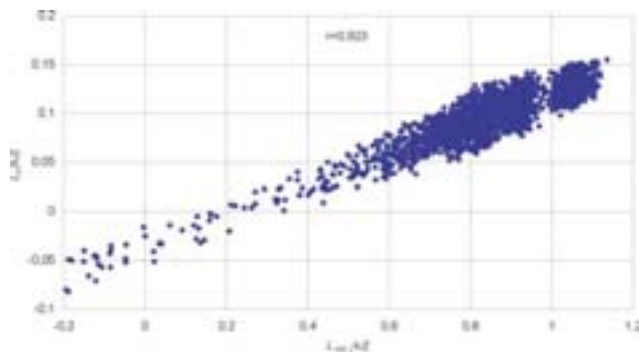
Fig. 6 illustrates the dependency of power and energy in the case in which the dependency reached the value of $r = 0.916$ measured by the correlation factor. The correlation between the indicated work of the whole cycle and the electric energy calculated in a 90° window (Fig. 7) is slightly higher and reaches the value of $r = 0.923$. In this case the 90 degree angular range (for which the electric energy was calculated) was shifted by 780°CA regarding the beginning of the engine cycle.

The value of the indicated work for an individual cycle is best described by the electric energy generated in the range, which is delayed 400 to 500°CA regarding the engine cycle



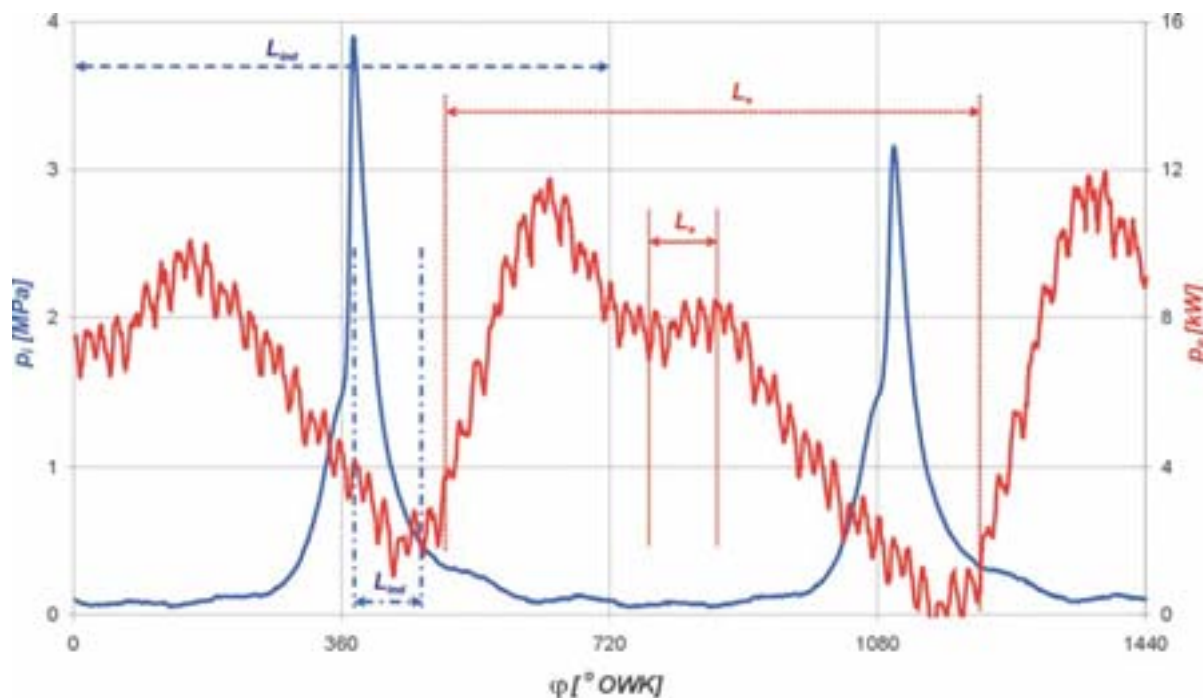
Rys. 6. Korelacja między pracą indykowaną (L_{ind}) obliczoną w przedziale od 378 do 468°OWK i energią elektryczną (L_e) wytworzoną w przedziale od 777 do 867°OWK

Fig. 6. The correlation between the indicated work calculated in the range of 378 to 468°CA and the electric energy generated in the range of 777 to 867°CA



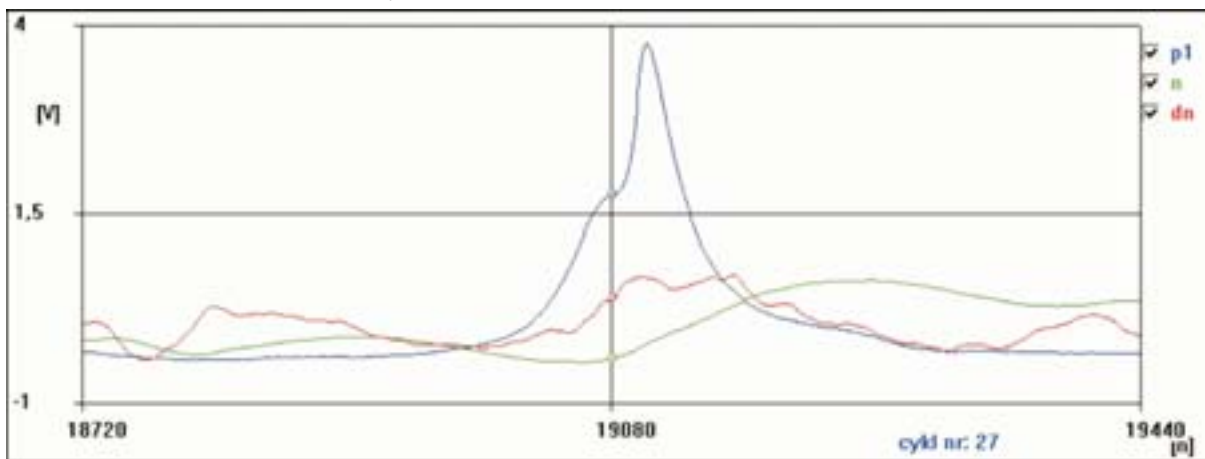
Rys. 7. Korelacja między pracą indykowaną cyklu (L_{ind}) i energią elektryczną (L_e) wytworzoną w przedziale od 780 do 870°OWK

Fig. 7. The correlation between the indicated work and the electric energy generated in the range of 780 to 870°CA



Rys. 8. Przebiegi ciśnienia w cylindrze (p_c) i mocy chwilowej (P_e) oraz przedziały kątowe obliczania pracy indykowanej L_{ind} i energii elektrycznej L_e , dla których korelacja między nimi ma największą wartość

Fig. 8. The cylinder pressure and the electric power courses with the angle intervals of the indicated work L_{ind} and the electric energy L_e the calculation with the maximum mutual correlation



Rys. 9. Przebiegi ciśnienia w cylindrze (p) oraz prędkości chwilowej (n) i przyspieszenia kątownego wału silnika (dn)

Fig. 9. Cylinder pressure (p), rotational speed (n) and crankshaft angular acceleration (dn) courses

przypadku 90 stopniowy zakres kątów, dla których obliczono energię elektryczną był przesunięty o 780°OWK względem początku cyklu silnikowego.

Jeśli porównamy ze sobą na wspólnym wykresie przedziały katowe odpowiadające największym wartościom korelacji między pracą indykowaną i energią elektryczną (rys. 8), to zauważymy, że w przypadku badanego silnika jednocylindrowego wartość pracy indykowanej dla pojedynczego cyklu najlepiej charakteryzuje wartość energii elektrycznej wytworzonej w przedziale katowym, który jest opóźniony w fazie od 400° do 500°OWK w stosunku do cyklu silnika.

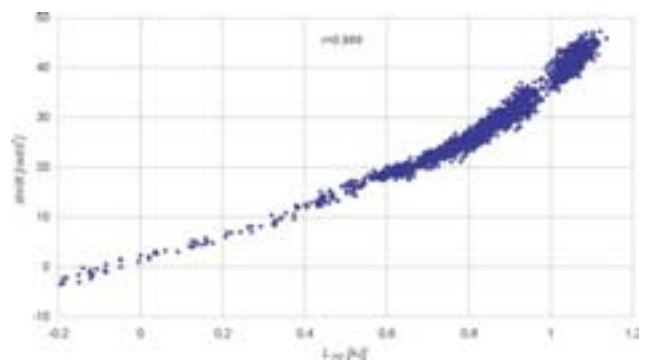
5. Korelacja pracy indykowanej z przyspieszeniem katowym wału korbowego

Przyspieszenie katowe wału silnika spalinowego było kolejną wielkością, której został zbadany stopień korelacji z pracą indykowaną poszczególnych cykli. Zastosowanie bezpośredniego różniczkowania numerycznego zarejestrowanej prędkości chwilowej powoduje znaczne oscylacje przebiegu obliczonego przyspieszenia. Dlatego przed różniczkowaniem zastosowano cyfrowe wygładzenie wielomianowe (*DISPO Digital Smoothing Polynomial* [13]) przebiegu prędkości obrotowej. Rysunek 9 ilustruje przykładowe przebiegi ciśnienia w cylindrze oraz prędkości chwilowej i przyspieszenia katowego wału silnika. Przeprowadzone poszukiwania chwilowego przyspieszenia katowego wału silnika, które najlepiej koreluje z pracą indykowaną cyklu wykazały, że jest to wartość przyspieszenia jaką wał osiąga w okolicach 415°OWK każdego cyklu. Jednak z uwagi na zmienność położenia lokalnego maksimum przyspieszenia w okolicach tego punktu, osiągnięty stopień zgodności nie jest największy. Poprawę korelacji aż do poziomu $r = 0,989$

w przypadku badanego silnika jednocylindrowego w przypadku porównania, na jednym wykresie, zakresy odpowiadające najwyższym wartościom korelacji między pracą indykowaną a energią elektryczną (rys. 8).

5. The correlation between the indicated work and the crankshaft angular acceleration

The next quantity, whose correlation with the individual indicated work cycles was examined was the combustion engine crankshaft angular acceleration. The numerical direct differentiation of the registered instantaneous speed causes significant oscillations of the calculated acceleration course. That is why the Digital Smoothing Polynomial (*DISPO*) was applied before the rotational speed differentiation [13]. Fig. 9 illustrates the exemplary cylinder pressure, crank-



Rys. 10. Korelacja między pracą indykowaną cyklu (L_{ind}) i średnim przyspieszeniem katowym wału korbowego (dn/dt) w przedziale od 407 do 422°OWK

Fig. 10. Correlation between indicated work (L_{ind}) and crankshaft mean angular acceleration (dn/dt) in interval at 407 to 422°CA

Tabela 1. Poziomy korelacji między badanymi wielkościami

Table 1. Levels of correlation between examined quantities

Nr rys. / Fig. No.	Korelowane wielkości / Examined quantities	Współczynnik korelacji / Correlation factor	Prawdopodobieństwo istnienia korelacji / Correlation probability [11]
2	praca indykowana cyklu - natężenie prądu 266° po GMP / indicated work - electric current 266 CA after TDC	0,878	> 99,9%
4	praca indykowana cyklu - energia elektryczna cyklu / indicated work - electric energy	0,756	> 99,9%
5	praca indykowana cyklu - energia elektryczna cyklu opóźniona o 500° / indicated work - electric energy shifted 500°	0,976	> 99,9%
6	praca indykowana w oknie 90° - energia elektryczna w oknie 90° opóźnionym o 399° / indicated work in 90° window - electric energy in 90° window shifted 399°	0,916	> 99,9%
7	praca indykowana cyklu - energia elektryczna w oknie 90° opóźnionym o 780° / indicated work in 90° window - electric energy in 90° window shifted 780°	0,923	> 99,9%
10	praca indykowana cyklu - średnie przyspieszenie katowe wału korbowego w przedziale od 407° do 422°OWK / indicated work in 90° window - crankshaft mean angular acceleration in the range of 407 to 422 CA	0,989	> 99,9%

osiągnięto zastępując przyspieszenie chwilowe przyspieszeniem średnim z zakresu 15°OWK. Wyniki te ilustruje rysunek 10.

6. Wnioski

Z przeprowadzonych wstępnych badań wynika, że w przypadku zespołu prądotwórczego napędzanego jednocylindrowym silnikiem istnieją bardzo wyraźne związki korelacyjne między zmiennością pracy indykowanej silnika spalinyowego a zmiennością parametrów generowanego prądu elektrycznego oraz zmiennością chwilowej prędkości obrotowej wału korbowego. Wykonane badania pozwoliły na wstępny wybór najlepszej metody osiągnięcia wysokiej korelacji między pracą indykowaną silnika spalinyowego a prądem i chwilową prędkością obrotową wału korbowego.

Publikacja została wykonana w ramach pracy badawczej Nr 4 T12D 031 28 finansowanej przez Komitet Badań Naukowych w Polsce / *This work was sponsored by the Polish State Committee for Scientific Research (Grant No. 4 T12D 031 28).*

Artykuł recenzowany

Skróty i oznaczenia / Abbreviations and Nomenclature

IMEP COV współczynnik kowariancji wartości średniego ciśnienia indykowanego / *value of the covariance factor of indicated work mean value*

p_i / IMEP średnie ciśnienie indykowane / *Indicated Mean Effective Pressure*

Literatura/Bibliography

- [1] Azzoni P.M., Minelli G., Moro D., Flora R., Serra G.: Indicated and load torque estimation using crankshaft angular velocity measurement. Society of Automotive Engineers, SAE Technical Report 1999-01-0543, 1999.
- [2] Cupiał K., Dużyński A., Gruca M., Grzelka J.: Some Errors of Gas Engine Indication. Journal of KONES Internal Combustion Engines, Vol. 8 nr 1-2, 2001.
- [3] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: The Effect of Spark Discharge Variations on Gas Engine Cycle Parameters. Journal of KONES Internal Combustion Engines, vol. 8, nr 1-2, 2001.
- [4] Cupiał K., Katolik G.: An anomaly of combustion process in the biogas internal combustion engine with automatic control of discharge energy. Journal of KONES Internal Combustion Engines, 2001.
- [5] Geveci M., Osburn A. W., Franchek M. A.: An investigation of crankshaft oscillations for cylinder health diagnostics. Mechanical Systems and Signal Processing 19 (2005) 1107–1134.
- [6] Katolik G.: Zerowymiarowe, stochastyczne modele procesu spalania w silnikach z zapłonem iskrowym. Rozprawa doktorska, Wyd. Politechniki Częstochowskiej, 2004.
- [7] Kociszewski A., Tutak W., Katolik G., Pyrc M.: Stanowisko badawcze do analizy związku pomiędzy fluktuacjami pracy indykowanej i prądu elektrycznego biogazowego zespołu prą-

dotwórczego. VII Międzynarodowa Konferencja Naukowa SILNIKI GAZOWE, Politechnika Częstochowska 2006.

- [8] Li Y., Gu F., Harris G., Ball A., Bennett N., Travis K.: The measurement of instantaneous angular speed. Mechanical Systems and Signal Processing 19 (2005) 786–805.
- [9] Matekunas, F.: Modes and Measures of Cyclic Combustion Variability. SAE Paper 830337.
- [10] Rizzoni G.: Diagnosis of individual cylinder misfires by signature analysis of crankshaft speed fluctuations. Society of Automotive Engineers, SAE Technical Report 890884.
- [11] Volk W.: Statystyka dla inżynierów. WNT, Warszawa 1973.
- [12] Yang J., Wang L. Pu, Z., Yan Y.Z.X.: Fault detection in a diesel engine by analysing the instantaneous angular speed. Mechanical Systems and Signal Processing 15 (2001) 549–564.
- [13] Ziegler H.: Applied Spectroscopy. Vol. 35, 88–92, 1981.

dotwórczego. VII Międzynarodowa Konferencja Naukowa SILNIKI GAZOWE, Politechnika Częstochowska 2006.

- [8] Li Y., Gu F., Harris G., Ball A., Bennett N., Travis K.: The measurement of instantaneous angular speed. Mechanical Systems and Signal Processing 19 (2005) 786–805.
- [9] Matekunas, F.: Modes and Measures of Cyclic Combustion Variability. SAE Paper 830337.
- [10] Rizzoni G.: Diagnosis of individual cylinder misfires by signature analysis of crankshaft speed fluctuations. Society of Automotive Engineers, SAE Technical Report 890884.
- [11] Volk W.: Statystyka dla inżynierów. WNT, Warszawa 1973.
- [12] Yang J., Wang L. Pu, Z., Yan Y.Z.X.: Fault detection in a diesel engine by analysing the instantaneous angular speed. Mechanical Systems and Signal Processing 15 (2001) 549–564.
- [13] Ziegler H.: Applied Spectroscopy. Vol. 35, 88–92, 1981.

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

Prof. Karol Cupiał, DSc, MEng – professor at the Faculty of Mechanical Engineering and Information Technology of the Częstochowa University of Technology.



Dr inż. Michał Gruca – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.

Mr Michał Gruca, PhD, MEng – Doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science Częstochowa University of Technology.



Dr inż. Janusz Grzelka – adiunkt, kierownik Zakładu Pomiarów i Sterowania w Instytucie Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej.

Mr Janusz Grzelka, PhD, MEng – Head of Division of Machines Measurements and Control at the Częstochowa University of Technology.



Jerzy MERKISZ*
Stanisław RADZIMIRSKI

Czy gaz propan-butan jest paliwem ekologicznym?

W artykule przedstawiono analizę porównawczą silników zasilanych LPG i benzyną pod kątem emisji związków toksycznych. Omówiono pojazdy przystosowane do zasilania gazem płynnym oraz ustalono kryteria oceny ich właściwości ekologicznych. Porównano właściwości ekologiczne obu rodzajów zasilania i dokonano oceny poszczególnych generacji układów LPG.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, zasilanie gazowe, gaz propan-butan, emisja związków toksycznych

Is LPG an ecological fuel?

The article presents a comparative study of LPG and gasoline fuelled vehicles in terms of their emission level. Vehicles adapted for the LPG fuelling have been scrutinized and the assessment criteria of their ecological properties have been ascertained. Ecological properties of both fuelling systems have been compared and an assessment of the subsequent LPG system generations has been performed.

Key words: combustion engine, gaseous fuelling, LPG, toxic emission

1. Wprowadzenie

Płynny gaz propan-butan, zwany w skrócie LPG, jest powszechnie uznawany za paliwo ekologiczne do napędu pojazdów samochodowych. W związku z tym wiele krajów, w tym Polska, wprowadziło zachęty do jego stosowania. Zachęty te mają różną formę, przy czym najczęstszą z nich jest niski podatek akcyzowy, znacznie niższy niż nakładany na paliwa konwencjonalne: benzynę i olej napędowy, co prowadzi do niższej ceny detalicznej LPG i w efekcie do wzrostu popytu na pojazdy przystosowane do zasilania tym paliwem. W naszym kraju podatek akcyzowy przeliczony na jednostkę wartości opałowej paliwa jest w przypadku benzyny 3 razy większy niż nakładany na gaz płynny (odpowiednio około 0,048 zł/MJ i 0,016 zł/MJ).

W zamian za niski podatek akcyzowy oczekuje się, aby pojazdy zasilane gazem propan-butan cechowały się znacznie lepszymi właściwościami ekologicznymi niż zasilane benzyną. Celem niniejszego opracowania jest obiektywna analiza, w jakim stopniu oczekiwania te są obecnie w naszym kraju spełnione, i czy udzielanie zachęt do stosowania tego paliwa jest uzasadnione ze względów ekologicznych. Artykuł jest opracowany na podstawie badań dotyczących paliw alternatywnych prowadzonych w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie oraz literatury fachowej. Należy podkreślić, że w literaturze informacje dotyczące niektórych aspektów stosowania LPG do zasilania pojazdów, w tym właściwości ekologicznych, są często niedostateczne. Wynika to między innymi z braku zainteresowania pojazdami zasilanymi tym paliwem ze strony wielu ośrodków badawczych i większości producentów, uważających je za produkt niszowy, nie mający większych perspektyw rozwojowych.

1. Introduction

Liquefied petroleum gas also known as LPG is commonly understood to be an ecological fuel. Hence, many countries, including Poland, have introduced incentives to make it more popular. These incentives come in a variety of forms, but the most frequent is a reduced excise duty rate in comparison to conventional fuels: gasoline and diesel oil, which directly Pbs to a lower retail price of LPG, thus to a growth in the demand of LPG fuelled vehicles. In Poland, the excise duty calculated against the calorific value of a fuel is 3 times higher in the case of gasoline than LPG (respectively pln 0,048/MJ and pln 0,016/MJ).

In return for the lower excise duty, better ecological properties are expected from the LPG fuelled vehicles. The purpose of this study is an objective analysis of to what extent the expectations have been realized so far in Poland and whether any incentives as regards the use of LPG are ecologically substantiated. The article has been prepared based on the research on alternative fuels, done in Motor Transport Institute in Warsaw, and relevant literature. It should be noted that the coverage in the relevant professional literature as regards some aspects of LPG application, including its ecological properties, are very often insufficient. It is partly due to the limited interest in this type of fuel of research centers and manufacturers who see it as a niche product with limited prospects.

2. Vehicles fuelled by LPG

Since the beginning of 1990s, a rapid growth in the number of LPG fuelled vehicles has been continuing. A growth in the use of this fuel follows inevitably. In figure 1 relevant data for the period 1995–2004 have been presented.

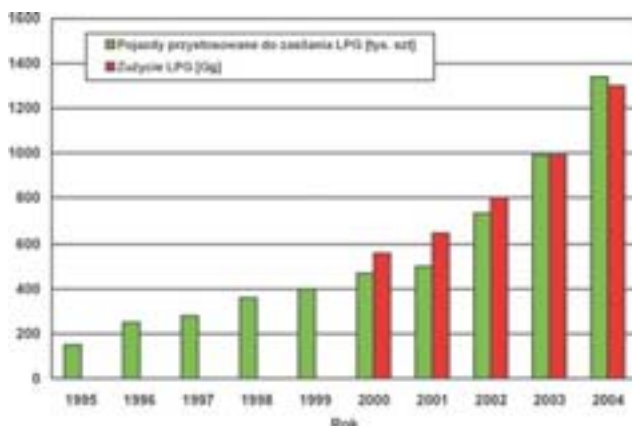
The vehicles adapted for the use of LPG nearly always fall into two type-approval categories:

2. Park pojazdów przystosowanych do zasilania gazem płynnym propan-butan

Od początku lat dziewięćdziesiątych ubiegłego stulecia następuje w naszym kraju bardzo szybki wzrost liczby pojazdów przystosowanych do zasilania LPG. Towarzyszy temu równie szybki wzrost zużycia tego paliwa. Na rysunku 1 zestawiono odpowiednie dane dla okresu 1995–2004 r.

Pojazdy przystosowane do zasilania gazem płynnym należą prawie wyłącznie do dwóch kategorii homologacyjnych:

- M1 (samochody osobowe o liczbie miejsc, łącznie z miejscem kierowcy, nie większej niż 9),
- N1 (lekkie samochody ciężarowe o masie maksymalnej nie większej niż 3500 kg).



Rys. 1. Liczba pojazdów przystosowanych do zasilania LPG i zużycie LPG w latach 1995–2004 (dane szacunkowe)

Fig. 1. The number of LPG adapted vehicles and LPG consumption in the years 1995–2004 (estimate)

W celu porównania właściwości ekologicznych pojazdy zasilane gazem i benzyną należy podzielić na dwie podstawowe grupy:

- pojazdy konwencjonalne, wyposażone w przeważającą część w gaźnikowy układ zasilania benzyną,
- pojazdy niskoemisyjne Euro 1, Euro 2, Euro 3 i Euro 4, wyposażone we wtryskowy układ zasilania benzyną sterowany sondą lambda i w reaktor katalityczny potrójnego działania.

Eksplloatowane pojazdy są wyposażone w instalacje LPG o różnym stopniu zaawansowania technicznego, od tzw. I generacji – tj. prymitywnych układów, które można porównać do gaźników stosowanych do zasilania benzyną około sześćdziesiąt lat temu – do IV generacji, które odpowiadają układom wtrysku benzyny pojazdów niskoemisyjnych. Pojazdy konwencjonalne są wyposażone wyłącznie w instalacje I generacji. Dla pojazdów niskoemisyjnych szacunkowe udziały poszczególnych generacji instalacji w 2004 r. w naszym kraju podano w tabeli 1.

Pojazdy są przystosowywane do zasilania LPG:

- przez producenta (pojazdy fabrycznie nowe),
- w wyniku adaptacji prowadzonej na zamówienie użytkownika.

Pojazdy nowe podlegają homologacji typu. Między wymaganiami homologacyjnymi dla pojazdów zasilanych LPG i benzyną występują dwie podstawowe różnice:

- M1 (passenger vehicles carrying not more than 9 people including the driver),
- N1 (light duty vehicles of GVW not exceeding 3500 kg).

In order to compare the ecological properties of the vehicles fuelled by LPG and gasoline we need to divide them into two basic groups:

- Conventional vehicles, mostly fitted with carburetor system,
- Low emission vehicles Euro 1, Euro 2, Euro 3 and Euro 4 fitted with injection fuel systems controlled by an oxygen sensor and equipped with a three way catalytic converter.

The vehicles in operation are fitted with LPG systems of different level of technological advancement, from generation I – primitive systems comparable to carburetors used in gasoline engines approximately 60 years ago – to generation IV that can briefly be compared to fuel injection systems of low emission vehicles. Conventional vehicles are fitted merely with LPG systems of generation I. For low emission vehicles, the estimates as regards the share of different generations in 2004 in Poland have been given in Table 1.

Vehicles are adapted for the LPG fuelling:

- by the manufacturer (brand new vehicles),
- on the driver's accord.

New vehicles are subject to the type approval procedure.

There are two basic differences between LPG fuelled vehicles and gasoline fuelled ones:

- LPG fuelled vehicles must meet the requirements of part II of the regulation 67, series 01 amendments, regarding the fitting of the LPG system; one of such requirements is that the LPG systems must be type approved according to part I thereof; the regulations do not provide for such requirements as regards gasoline fuelled vehicles,
- The type approval for exhaust emissions may be issued for the whole family of vehicles fuelled by LPG, not just a single type.

Within the type approval procedure, the assessment for compliance of the following is performed:

- pollutant emissions in a type I test as per the directive 70/220/EEC or regulation 83,
- engine power as per the directive 80/1269/EEC or regulation 85,
- fuel consumption and CO₂ emission as per the directive 93/116/EEC or regulation 101.

For type-approval tests of LPG fuelled vehicles two reference fuels are used:

- composition A – 30 ±2% vol. propane, max. 2% vol. other, butane,
- composition B – 85 ±2% vol. propane, max. 2% vol. other, butane.

The emission requirements must be met when fuelled by both LPG and gasoline.

Since 2000 in Poland any workshop preoccupied with the fitting of the LPG system is required to obtain a type-approval certificate regarding the method of the said fitting. Within this homologation procedure compliance of vehicles for emission standards is ensured. For the tests two low emission vehicles must be submitted. The tests are performed as per the directive 70/220/EEC or regulation 83 binding

- pojazdy zasilane LPG muszą spełniać wymagania części II regulaminu 67, seria 01 poprawek, dotyczące zabudowy instalacji gazu; jednym z takich wymagań jest to, że zespoły instalacji LPG muszą być homologowane zgodnie z częścią I tego regulaminu; w przepisach homologacyjnych nie ma takich wymagań dla układu zasilania benzyną,
- homologacja cząstkowa w zakresie emisji zanieczyszczeń może być udzielona dla rodziny pojazdów zasilanych LPG obejmującej więcej niż jeden typ.

W ramach homologacji typu pojazdu przeprowadza się m.in. ocenę zgodności z wymaganiami w zakresie:

- emisji zanieczyszczeń w teście typu I według dyrektywy 70/220/EWG lub regulaminu 83,
- mocy silnika według dyrektywy 80/1269/EWG lub regulaminu 85,
- zużycia paliwa i emisji CO₂ według dyrektywy 93/116/EWG lub regulaminu 101.

Do badań homologacyjnych pojazdów zasilanych LPG stosuje się dwa paliwa wzorcowe:

- skład A – 30 ±2% objętości stanowi propan, maksymalnie 2% objętości zajmują inne składniki, resztę stanowi butan,
- skład B – 85 ±2% objętości stanowi propan, maksymalnie 2% objętości zajmują inne składniki, resztę stanowi butan.

Wymagania w zakresie emisji zanieczyszczeń muszą być spełnione przy zasilaniu oboma paliwami.

W Polsce od 2000 r. podmiot gospodarczy zajmujący się montażem instalacji przystosowującej pojazd do zasilania gazem ma obowiązek uzyskania świadectwa homologacji na sposób jej montażu. W ramach tej homologacji sprawdzana jest między innymi zgodność pojazdów z wymaganiami w zakresie emisji zanieczyszczeń. Do badań należy przedstawić dwa pojazdy niskoemisyjne. Badania te prowadzi się według dyrektywy 70/220/EWG lub regulaminu 83 obowiązujących w czasie, gdy dany pojazd był wprowadzony po raz pierwszy do eksploatacji. Stosuje się w nich wymienione paliwa wzorcowe A i B.

3. Kryteria oceny właściwości ekologicznych

Na właściwości ekologiczne pojazdów decydujący wpływ ma emisja zanieczyszczeń. W celu porównania LPG i benzyny należy uwzględnić:

- emisję dwutlenku siarki i ołowiu,
- emisję tzw. zanieczyszczeń kontrolowanych:
 - tlenku węgla,
 - węglowodorów,
 - tlenków azotu z układu wylotowego pojazdu,
- emisję zanieczyszczeń niekontrolowanych, np. aldehydów, benzenu, ciężkich węglowodorów aromatycznych,
- kontrolowaną emisję węglowodorów (par paliwa) z układu zasilania,
- emisję gazów cieplarnianych (decydujące znaczenie ma w tym przypadku dwutlenek węgla).

Jako kryterium oceny przyjęto w niniejszym opracowaniu emisję roczną zanieczyszczeń. Jest ona równa iloczynowi dwóch wielkości:

Tabela 1. Udziały poszczególnych generacji instalacji przystosowującej pojazdy niskoemisyjne do zasilania LPG (dane szacunkowe)

Table 1. Estimated share of particular generations of LPG systems for low emission vehicle group

Instalacja / LPG system	Udział w całym parku pojazdów przystosowanych / Share in all adapted vehicles [%]	Udział w pojazdach przystosowanych w 2004 r. / Share in vehicles adapted in 2004 [%]
I generacja / I generation	49	17
II generacja / II generation	40	62
III generacja / III generation	3	3
IV generacja / IV generation	8	18

as at the time when the vehicle was introduced into operation for the first time. The already mentioned reference fuels A and B are used.

3. Ecological Properties Evaluation Criteria

The emission of pollutants from a vehicle has a direct effect on its ecological properties. In order to compare LPG and gasoline the following have to be considered:

- SO₂ and Pb exhaust emission,
- exhaust emission of controlled pollutants:
 - CO,
 - HC,
 - NO_x,
- non-controlled pollutants–aldehydes, benzene, polycyclic aromatic hydrocarbons (PAH),
- controlled hydrocarbon emission (fuel vapor) from the fuelling system,
- greenhouse gases emission (carbon dioxide is decisive in this case).

The annual emission has been presumed to be an evaluation criterion in this study. It equals the mathematical product of two quantities:

- specific road emission determining the emission mass per distance (g/km) and annual mileage

or

- emission factor determining the emission mass as a result of 1 kg fuel combustion (g/kg) and annual fuel consumption.

In regular operation as well as in the type I test as per the directive 70/220/EEC or regulation 83, the cold start and warm up cycles of an engine are performed on gasoline. Subsequently, the system switches to LPG. Thus, the vehicle operates in two phases: fuelled by gasoline and fuelled by LPG.

In order to define the operation of the fuelling system this study uses two terms „in the fuelling mode” and „fuelling phase”.

The term „in the LPG fuelling mode” denotes that the driver selected LPG as the main fuel. If the engine is cold during the start and warm up phases gasoline may be used for the combustion process. The switch to LPG will be ef-

– jednostkowej emisji drogowej, określającej masę zanieczyszczenia wydalaną na jednostkę przebiegu (g/km) i przebiegu rocznego

lub

– wskaźnika emisji określającego masę zanieczyszczenia wydalaną w wyniku spalania jednostki masy paliwa (g/kg) i rocznego zużycia paliwa.

W eksploatacji, a także w teście typu I według dyrektywy 70/220/EWG lub regulaminu 83, rozruch silnika i początek nagrzewania samochodu następują zazwyczaj przy zasilaniu benzyną, a następnie następuje przełączenie na zasilanie LPG. Pojazd pracuje więc w dwóch fazach: przy zasilaniu benzyną i LPG.

W niniejszym opracowaniu w celu zdefiniowania pracy układu zasilania stosowane są dwa określenia „w trybie zasilania” i „przy zasilaniu”.

Określenie „w trybie zasilania LPG” oznacza, że kierowca wybrał jazdę przy zasilaniu LPG. W przypadku nienagrzanego samochodu rozruch oraz nagrzewanie może następować przy pracy na benzynie. Przełączenie na zasilanie gazem następuje automatycznie lub jest dokonywane ręcznie przez kierowcę. W przypadku benzyny oznacza ono, że pojazd pracuje w identycznych warunkach jak „w trybie zasilania LPG”. Natomiast określenie „przy zasilaniu LPG” oznacza pracę w fazie zasilania gazem trybu zasilania gazem. W przypadku benzyny oznacza ono, że pojazd pracuje w identycznych warunkach jak w wyżej wymienionej w fazie zasilania LPG.

Różnica między obu określeniami jest przedstawiona niżej na przykładzie pojazdu pracującego w europejskim cyklu jezdnym (rys. 2), w którym przełączenie z zasilania benzyną na zasilanie gazem następuje w końcu pierwszego elementarnego cyklu miejskiego. W takim przypadku:

- „emisja w trybie zasilania LPG” (symbol A, rys. 2) oznacza masę zanieczyszczenia wydalonego w całym cyklu jezdnym, tzn. w czterech elementarnych cyklach miejskich i cyklu zamiejskim; jest ona równa masie zanieczyszczenia wydalonego w pierwszym elementarnym cyklu miejskim podczas pracy na benzynie oraz w drugim, trzecim i czwartym cyklu miejskim oraz w cyklu zamiejskim podczas pracy przy zasilaniu LPG,
- „emisja w trybie zasilania benzyną” (symbol B) oznacza masę zanieczyszczenia wydalonego w takich warunkach pracy, jakie wystąpiły „w trybie zasilania LPG”, a więc w całym cyklu jezdnym, tzn. w czterech elementarnych cyklach miejskich i cyklu zamiejskim przy pracy na benzynie,
- „emisja przy zasilaniu LPG” (symbol C) oznacza masę zanieczyszczenia wydalonego w drugim, trzecim i czwartym cyklu miejskim oraz w cyklu zamiejskim podczas pracy przy zasilaniu LPG,
- „emisja przy zasilaniu benzyną” (symbol D) oznacza masę zanieczyszczenia wydalonego w takich warunkach pracy, jakie wystąpiły „przy

zasilaniu benzyną” (symbol B) oznacza masę zanieczyszczenia wydalonego w takich warunkach pracy, jakie wystąpiły „w trybie zasilania LPG”, a więc w całym cyklu jezdnym, tzn. w czterech elementarnych cyklach miejskich i cyklu zamiejskim przy pracy na benzynie,

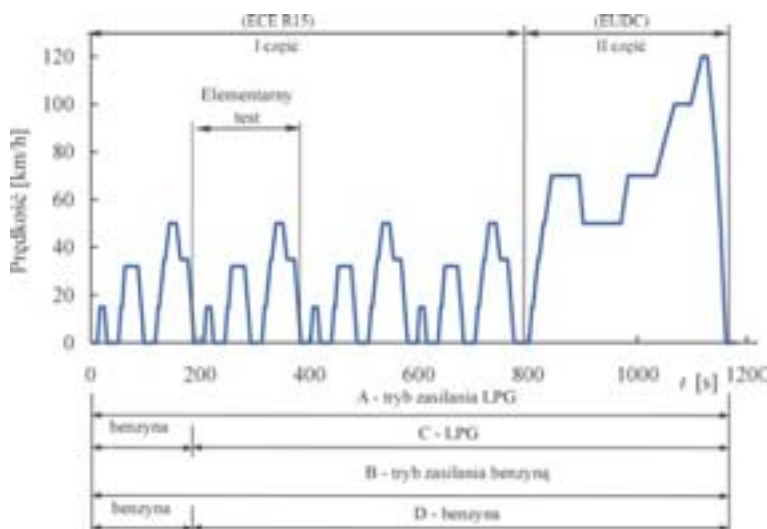
– „emisja w trybie zasilania LPG” (symbol A, Fig. 2) denotes the mass of the emission released in the whole driving cycle i.e. four elementary urban cycles and an extra urban cycle; it equals the emission mass released in the first elementary urban cycle in the gasoline fuelling phase and in the second, third and fourth urban cycle and extra urban cycle in the LPG fuelling phase,

– „emisja w trybie zasilania benzyną” (symbol B) denotes the mass of the emission released in such operating conditions that occurred in the LPG fuelling mode, hence, in the whole driving cycle i.e. in the four elementary driving cycles and an extra urban cycle in the gasoline fuelling phase,

– „emisja przy zasilaniu LPG” (symbol C) denotes the mass of the emission released in the second, third and fourth urban cycle and in the extra urban cycle in the LPG fuelling phase,

– „emisja przy zasilaniu benzyną” (symbol D) denotes the mass of the emission released in such operating conditions that occurred in the LPG fuelling phase i.e. in the second, third and fourth urban cycle and in the extra urban cycles in the gasoline fuelling phase.

The operation in the gasoline fuelling phase in the LPG fuelling mode makes it difficult to compare the emissions for the two fuels. In order to compare the emissions we need



Rys. 2. Schemat wyjaśniający zasady oceny emisji

Fig. 2. A graph representing the principles of the evaluation of emissions

zasilaniu LPG”, a więc w drugim, trzecim i czwartym cyklu miejskim oraz w cyklu zamiejskim podczas pracy przy zasilaniu benzyną.

Praca na benzynie w trybie zasilania gazem utrudnia porównanie emisji zanieczyszczeń dla obu paliw. Do porównania należy w tym przypadku przyjąć hipotetyczne wartości jednostkowej emisji drogowej lub wskaźnika emisji, które byłyby uzyskane, gdyby pojazd w fazie zasilania gazem pracował przy zasilaniu benzyną. To samo dotyczy przebiegów (punkt 4).

4. Przebiegi pojazdów

Roczne przebiegi pojazdów zasilanych LPG są średnio znacznie większe niż zasilanych benzyną. Wskazuje na to między innymi roczne zużycie tych paliw przez jeden pojazd, które np. dla konwencjonalnych samochodów osobowych przy zasilaniu gazem wynosiło w 2004 r. około 550 kg/rok, a przy zasilaniu benzyną – około 160 kg/rok. Odpowiednie wartości dla niskoemisyjnych samochodów osobowych były następujące: około 1300 kg/rok i około 650 kg/rok. Z tych danych wynika, że przy zasilaniu gazem średni przebieg samochodów konwencjonalnych był w przybliżeniu 3,5, a niskoemisyjnych – 2 razy większy. Wartości tych nie można jednak użyć do analizy będącej przedmiotem niniejszego opracowania, gdyż dotyczą one różnych samochodów eksploatowanych przez różnych użytkowników. Duże różnice w rocznym zużyciu paliwa wynikają między innymi z tego, że przystosowaniu do zasilania LPG podlegają przede wszystkim pojazdy większe (o większej masie własnej i mocy silnika) i o dużych przebiegach rocznych. Dla potrzeb takiej analizy niezbędne jest oszacowanie hipotetycznych przebiegów, które miałyby pojazdy przystosowane obecnie do zasilania LPG, gdyby nie zostały przystosowane i pracowały przy zasilaniu benzyną, lub też gdyby LPG nie był dostępny.

Przeprowadzone szacunki wykazały, że ze względu na mniejsze koszty paliwa średnie przebiegi roczne pojazdów zasilanych LPG są większe o co najmniej 20%, niż gdyby pracowały one przy zasilaniu benzyną.

5. Emisja dwutlenku siarki i ołowiu

Emisja dwutlenku siarki i ołowiu z pojazdów zależy prawie wyłącznie od zawartości siarki i ołowiu w paliwie. W przeszłości istotnymi zaletami LPG w porównaniu z benzyną była mała zawartość siarki (jej całkowita dopuszczalna zawartość po wprowadzeniu substancji zapachowych wynosi 50 mg/kg) i zerowa zawartość ołowiu. Obecnie w związku ze znaczną poprawą jakości benzyn (tab. 2), zalety te utraciły swoje znaczenie.

6. Emisja kontrolowanych zanieczyszczeń z układu wylotowego

Emisja tlenu węgla, węglowodorów i tlenków azotu z układu wylotowego stanowi najważniejsze kryterium oceny właściwości ekologicznych pojazdów przy zasilaniu gazem płynnym i benzyną.

Liczne prace badawcze prowadzone od wielu lat wykazują, że ten sam silnik zasilany gazem płynnym cechuje się,

to assume hypothetical values of specific road emissions or the emission factors that would result if the vehicle operated in the gasoline fuelling phase in the LPG fuelling mode. The same goes with the mileage (4 below).

4. Vehicle mileage

Annual mileage of LPG fuelled vehicles is, on average, higher than that of the gasoline fuelled ones. This is shown by the annual consumption of these fuels by a single vehicle which in 2004 amounted to: 550 kg/year for conventional passenger vehicles in the LPG fuelling phase and 160 kg/year in the gasoline fuelling phase. For low emission passenger vehicles the values were as follows: approx. 1300 kg/year and approx. 650 kg/year respectively. The available data hint that in the LPG fuelling phase the average conventional vehicle mileage was, c.a. 3.5 times higher and the low emission passenger vehicle mileage was 2 times higher. However, these values cannot be used for the analysis here presented as the values represent different vehicles operated by different users. Such large differences in the annual fuel consumption are due to the fact that it is mostly larger vehicles (higher curb weight and engine power) with higher annual mileage that are adapted for the LPG fuelling. For the purpose of such an analysis it is necessary to estimate hypothetical mileage of vehicles adapted for the LPG fuelling if they were not adapted for the LPG fuelling and worked in the gasoline fuelling phase only or if LPG was not available.

The performed estimates disclose that due to lower fuel costs the average annual LPG fuelled vehicle mileage is higher by at least 20% as compared to the mileage of a gasoline fuelled one.

5. SO₂ and Pb emission

SO₂ and Pb vehicle emission is almost exclusively dependent on the sulphur and lead content in the fuel. In the past, the advantage of LPG over gasoline was low sulphur content (its maximum content was 50 mg/kg after the addition of aromatic substances) and zero lead content. Currently, owing to a much better gasoline quality (Tab. 2) these advantages have lost their significance.

Tabela 2. Średnie wskaźniki emisji dwutlenku siarki i ołowiu [g/kg] pojazdów zasilanych benzyną i LPG (wartości szacunkowe)

Table 2. Estimated average emission of SO₂ and Pb [g/kg] in gasoline and LPG fuelled vehicles (estimates)

Rok / Year	Zasilanie benzyną / The gasoline fuelling		Zasilanie LPG / LPG fuelling	
	SO ₂	Pb	SO ₂	Pb
1995	1,3	0,086	0,07	0
1998	1,3	0,045	0,07	0
2000	1,0	0,008	0,07	0
2004	0,3	0,005	0,07	0
2005	0,1	0,005	0,07	0

przy takim samym składzie mieszanki paliwowo-powietrznej, mniejszą emisją jednostkową tlenku węgla i węglowodorów niż przy zasilaniu benzyną. Różnice są na ogół zawarte w granicach 10–30%.

W przypadku tlenków azotu wyniki porównań nie są jednoznaczne. Część badań wykazuje, że emisja jednostkowa tego zanieczyszczenia jest mniejsza przy zasilaniu LPG, natomiast inne badania wykazują jej wzrost.

Teoretycznie, pojazdy zasilane gazem płynnym powinny charakteryzować się przeciętnie lepszymi właściwościami pod względem emisji kontrolowanych zanieczyszczeń niż zasilane benzyną. W praktyce jednak trudność polega na doborze takiej charakterystyki dawkowania paliwa dla całego pola pracy silnika oraz regulacji innych parametrów wpływających na parametry pracy silnika i emisję zanieczyszczeń, by potencjalne możliwości tego paliwa były w pełni wykorzystane.

W instalacjach I generacji stosowanych w pojazdach konwencjonalnych możliwości kształtowania charakterystyki dawkowania w całym zakresie pracy silnika, zarówno w warunkach ustalonych, jak i nieustalonych, są na ogół mniejsze niż w przypadku gaźnika lub układu wtryskowego, między innymi z tego względu, że nie mają one oszczędzacza. W rezultacie charakterystyka ta przy zasilaniu LPG zazwyczaj odbiega od charakterystyki wymaganej dla danego typu silnika. Dokładniejsze jej odwzorowanie wymagałoby komplikacji konstrukcyjnej, a zatem wzrostu ceny instalacji. Właściwości gazu płynnego kompensują jednak w pewnym stopniu odchylenia od charakterystyki wymaganej.

Przy zasilaniu gazem następuje przesunięcie górnej granicy palności w kierunku ubogich mieszanek. Powoduje to znaczne zwiększenie zakresu mieszanek ubogich ($\lambda > 1$) w porównaniu z zasilaniem benzyną, przy których występuje prawidłowa praca silnika, a w związku z tym umożliwia uzyskiwanie mniejszej emisji tlenku węgla i węglowodorów, a także mniejszego zużycia energii. Doświadczenia zebrane w czasie prac w ITS wykazują, że ta zaleta LPG nie jest jednak wykorzystywana. Warsztaty wykonujące montaż instalacji zwracają głównie uwagę na to, by po adaptacji nie wystąpiły niedomagania, które spowodują reklamację użytkownika, w szczególności:

- nadmierny spadek mocy silnika,
- nierównomierna praca silnika, jego „gaśnięcie” przy zmianie obciążenia, „wypadanie” zapłonów i „strzały” w układzie dolotowym.

W silnikach wyposażonych w instalacje I generacji mogą w eksploatacji występować stosunkowo duże wahania składu mieszanki, zarówno jej wzbogacenie, jak i zubożenie, wynikające między innymi ze względu na:

- zmienność składu gazu,
- stosowanie regulatorów ciśnienia o niezrównoważonym drugim stopniu.

Utrudniają one dobór właściwej charakterystyki dawkowania paliwa.

Zawartość propanu w przeważającej części LPG waha się od 18 do 55% objętości. Stosunek zawartości propanu do butanu wpływa na współczynnik nadmiaru powietrza

6. Exhaust emission of controlled pollutants

The exhaust emission of carbon monoxide, hydrocarbons and nitrogen oxides constitutes the most important criterion for the evaluation of ecological properties of vehicles fuelled by gasoline and LPG.

Numerous investigations continued for years have shown that the same engine with identical fuel air mixture is characterized by a lower CO and HC emission if it is fuelled by LPG, not gasoline. The differences usually remain in the margin of 10–30%.

As is for nitrogen oxides, the results are ambiguous. Some of the investigations show that the emission is lower in the case of the LPG fuelling others show the opposite.

In theory, vehicles run on LPG should, on average, show better ecological properties in terms of controlled pollutants. In practice, however, the difficulty of taking a full advantage of the properties of this fuel lies within the appropriate choice of fuel dosage characteristics for the whole range of engine operation as well as adjustments of other parameters influencing the engine operation and emissions.

In generation I systems, applied in conventional vehicles, the possibilities to control the characteristics of fuel dosage in the whole range of engine operation for both determined and undetermined conditions are usually more limited than in the case of a carburetor or fuel injection system engines. It is partly because these engines do not have „economizers”. As a result, the characteristics, when fuelled by LPG, strays from that required for this type of engine. Its detailed representation would require more complex solutions on the design stage, thus an increase in the price of the LPG system. The properties of LPG, however, to some extent, make up for such deviations from the required characteristics.

When run on LPG, the top limit of flammability is shifted into the region of lean mixtures. This results in an increase of the range of the region of lean mixtures ($\lambda > 1$) as compared to gasoline combustion, in which case proper engine operation takes place, which allows a reduction in CO and HC emissions and lower energy consumption. The experience gained during the research at ITS shows that this advantage of LPG is not taken advantage of. Specialized workshops, when fitting the LPG systems pay particular attention to and avoid any malfunctions after adapting an engine that would lead to warranty claims, particularly:

- excessive power loss,
- uneven engine operation, „choking” at load changes, „misfires” and shots in the inlet manifold.

In the engines fitted with generation I systems relatively high mixture variations may occur- from excessively rich to excessively lean – as a result of:

- fuel composition,
- the application of dual stage pressure regulators with unbalanced second stage.

They make it difficult to properly select the characteristics of fuel dosage.

The content of propane in LPG varies from 18 to 55% vol. The ratio of propane content to butane influences the

w samochodach nie wyposażonych w sondę lambda. Teoretycznie, przy zmianie zasilania z czystego propanu na czysty butan następuje wzbogacenie mieszanki z $\lambda = 1$ do 0,77. W przypadku wahania zawartości propanu w podanych granicach współczynnik nadmiaru powietrza może się różnić o $\Delta\lambda = 0,08$, w wyniku czego może nastąpić znaczna zmiana emisji zanieczyszczeń, w szczególności CO (nawet o ponad 100%) i HC oraz zużycia paliwa (o około 4–5%).

Nie zrównoważony drugi stopień reduktora powoduje, że w miarę wzrostu zanieczyszczenia filtra powietrza następuje stopniowe zmniejszenie, a po jego oczyszczeniu lub wymianie, skokowy wzrost współczynnika nadmiaru powietrza.

Z wyżej wymienionych względów mieszanka paliwo-powietrzna ustawiona podczas montażu instalacji przystosowanej do zasilania LPG jest przeciętnie bogatsza od stechiometrycznej ($\lambda \sim 0,9-1,0$).

Ocenia się, że średnia jednostkowa drogowa emisja tlenku węgla i węglowodorów przy nagrzanym samochodzie jest mniejsza przy zasilaniu LPG niż benzyną. Zaletą zasilania gazem jest to, że podczas nagrzewania silnika nie jest wymagane wzbogacenie mieszanki. Ta zaleta ma szczególne znaczenie przy niskich temperaturach otoczenia. Uwzględniając wszystkie wymienione czynniki szacuje się, że w eksploatacji przy zasilaniu LPG średnie wskaźniki emisji tlenku węgla i węglowodorów pojazdów konwencjonalnych są mniejsze niż przy zasilaniu benzyną (odpowiednio o około 50 i 40%), natomiast wskaźnik dla tlenków azotu jest o około 10% większy [1].

Jednostkowa emisja drogowa i wskaźniki emisji zanieczyszczeń kontrolowanych z układu wylotowego pojazdów niskoemisyjnych zasilanych LPG zależą od generacji stosowanej instalacji.

W przypadku instalacji I generacji nie ma w zasadzie możliwości uzyskania poziomu emisji zbliżonego do zasilania benzyną. Na ogół emisja wszystkich zanieczyszczeń kontrolowanych jest wielokrotnie większa. W najlepszym przypadku uzyskuje się zbliżone wartości dla tlenku węgla i węglowodorów, przy znacznym wzroście dla tlenków azotu lub odwrotnie. Badania wykazują, że jednostkowa emisja drogowa tlenku węgla i węglowodorów mierzona w trybie zasilania LPG w teście typu I według regulaminu 83 lub dyrektywy 70/220/EWG jest około 4–7 razy, a tlenków azotu 3–5 razy większa niż przy zasilaniu benzyną. W skrajnym przypadku emisja tlenku węgla może być nawet ponad dwadzieścia razy większa.

W przypadku instalacji II generacji, część samochodów można wyregulować w ten sposób, aby emisja zanieczyszczeń kontrolowanych mierzona w teście typu I przy zasilaniu gazem płynnym była zbliżona do uzyskiwanej przy zasilaniu benzyną. Regulacja taka wymaga jednak użycia kompletnego wyposażenia do badań emisji i ma charakter indywidualny dla konkretnego samochodu. Przeniesienie jej zasad na inne samochody danego typu nie zapewnia uzyskania właściwych wyników w każdym przypadku. Zdarzają się samochody, w których emisja odpowiada w przybliżeniu uzyskanej przy zasilaniu benzyną, lecz również w wielu przypadkach następuje znaczny wzrost emisji niektórych zanieczyszczeń.

excess air coefficient in engines not equipped with the oxygen sensor. In theory, when switched from pure propane to pure butane the mixture is enriched from $\lambda = 1$ to 0.77. If the propane level varies within the given limits the excess air coefficient may vary by $\Delta\lambda = 0.08$, the result of which is a changed emission level, particularly CO (up to 100% and more), HC and fuel consumption (by approx. 4–5%).

The unbalanced second stage of the pressure regulator causes gradual decrease of excess air coefficient proportional to air filter impurity and after the replacement of the air filter an abrupt increase of the said coefficient.

For the above reasons the air fuel mixture set during the fitting of the LPG system is, on average, richer than stoichiometric ($\lambda \sim 0.9-1.0$).

It is estimated that the specific road emission of CO and HC when the engine is warm is lower when fuelled by LPG. The advantage of the LPG fuelling is that while the engine is in the warm up phase enriching of the mixture is not necessary. This is particularly significant when the ambient temperature is low. Considering all the mentioned factors it is estimated that the operation of conventional vehicles on LPG results in lower CO and HC emissions than in the case of the gasoline fuelling (by 50 and 40% respectively) but the nitrogen oxides emission is higher by approx. 10% [1].

Specific road emission and exhaust emissions of controlled pollutants from low emission LPG fuelled vehicles depend on the generation of the LPG system.

In the case of generation I LPG system it is virtually impossible to obtain emission levels comparable to the gasoline fuelling. The emission of all controlled pollutants is usually much higher. At best, the values only approximate the gasoline values for CO and HC while the nitrogen oxides level surges drastically. The investigation shows that the specific road emission of CO and HC measured in the LPG fuelling mode in test type I as per the regulation 83 or the directive 70/220/EEC is approximately 4–7 times higher, and the emission of nitrogen oxides 3–5 times higher. In extreme cases, the emission of CO may even be over 20 times higher.

In the case of generation II system, some of the vehicle engines may be adjusted so that the emission of controlled pollutants measured in test type I in the LPG fuelling phase is close to that in the gasoline fuelling phase. Such an adjustment requires a complete equipment for emission tests and is very individual in nature for each vehicle separately. Transferring the rules of such an adjustment on other vehicles of a given type does not ensure proper results in each case. There are vehicles for which the LPG emission is comparable to gasoline emission but still in many cases a significant increase in the emission of particular pollutants may occur.

In the case of generation III and IV systems, it is theoretically possible to obtain better results as compared to generation I systems. Practically, however, it all depends on a given LPG system and its adjustment. There are vehicles for which the LPG emission is comparable to gasoline emission in test type I but its range of variation may be greater. In some cases, on the other hand, the results are worse than those of the system of generation II and even I.

W przypadku III i IV generacji jest teoretycznie możliwe uzyskanie wyników lepszych niż dla II generacji. Jednak w praktyce zależy to od instalacji i jakości jej regulacji. Zdarzają się instalacje, w których dla danego typu pojazdu emisja w teście typu I jest zbliżona do uzyskiwanej przy zasilaniu benzyną, z tym, że jej rozrzut może być większy. W niektórych przypadkach wyniki są natomiast gorsze od osiągniętych przy zastosowaniu II, a nawet I generacji.

W tab. 3 przedstawiono wybrane wyniki badań emisji zanieczyszczeń w teście typu I w trybie zasilania LPG i benzyną.

Wyniki badań w teście typu I w trybie zasilania LPG stanowią sumę emisji określonej podczas pracy w fazach zasilania benzyną i gazem. W pojazdach niskoemisyjnych przełączanie na zasilanie gazem następuje po przejechaniu około 0,5–1,0 km. W tym czasie emisja zanieczyszczeń wynosi 40–70% całej emisji w teście typu I. Na rysunku 3 przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń stosunku emisji przy zasilaniu gazem i benzyną ($Z = C/D$) w funkcji stosunku emisji w trybie zasilania tymi paliwami ($T = A/B$).

Jeśli stosunek T jest większy od 1, to wzrost emisji przy zasilaniu LPG w porównaniu z benzyną jest większy niż w trybie zasilania LPG. Przykładowo, gdy T jest równy 3, to Z wynosi 5. Jeśli natomiast T jest mniejszy niż 1, to zachodzi sytuacja odwrotna.

7. Emisja z układu zasilania

Teoretycznie żadna emisja par paliwa nie powinna być wydalana z samochodów zasilanych gazem płynnym, gdyż ich instalacja powinna być szczelna. Jednak w praktyce w małej części samochodów instalacja zasilania LPG nie jest szczelna. Ponadto następuje na ogół niewielka emisja węglowodorów w chwili zatrzymania silnika oraz wypuszczenie par paliw przez różne zawory w przypadku przekroczenia ciśnienia krytycznych emisji z układu zasilania gazem. Szacuje się, że w eksploatacji emisja z instalacji zasilania LPG stanowi około 10–20% emisji z układu zasilania pojazdów zasilanych benzyną nie przystosowanych do zasilania LPG.



Rys. 3. Stosunek emisji przy zasilaniu LPG i benzyną w funkcji stosunku emisji w trybie zasilania tymi paliwami (założenie: w trybie zasilania LPG emisja w fazie zasilania benzyną wynosi 50% całej wartości)

Fig. 3. Emission ratio on LPG and gasoline versus emission ratio in LPG and the gasoline fuelling mode (assumption: emission on gasoline in the LPG fuelling mode is equal to 50% of the total emission)

Table 3 presents selected exhaust pollutant test results of low emission vehicles running in LPG or gasoline modes from test type I.

The test results for type I in the LPG fuelling mode constitute the total emission determined while operating in both LPG and the gasoline fuelling phases. In low emission vehicles the switch to the LPG fuelling phase is done after approx. 0.5–1.0 km. Over such a distance the emission amounts to 40–70% of the total test type I emission. Figure 3 presents example results of the calculations of the emission ratio on LPG and gasoline versus the emission ratio in LPG and the gasoline fuelling mode ($Z = C/D$), ($T = A/B$).

Tabela 3. Wybrane wyniki badań emisji zanieczyszczeń z pojazdów niskoemisyjnych w trybie zasilania LPG i benzyną w teście typu I według dyrektywy 70/220/EWG i regulaminu 83

Table 3. Selected exhaust pollutant test results of low emission vehicles running in LPG or gasoline modes from test type I as per Directive 70/220/EEC and Regulation 83

Generacja LPG / LPG generation	Paliwo / Fuel	Emisja / Emission [g/km]		
		CO	HC	NO _x
I	benzyna / gasoline	2,10	0,21	0,14
	LPG	9,50	0,90	0,54
II	benzyna / gasoline	3,41	0,23	0,16
	LPG	3,68	0,52	0,42
II	benzyna / gasoline	2,80	0,20	0,15
	LPG	16,76	0,74	0,36
III	benzyna / gasoline	1,95	0,15	0,10
	LPG	3,18	0,51	0,59
IV	benzyna / gasoline	1,95	0,15	0,10
	LPG	3,70	0,40	0,50
IV	benzyna / gasoline	0,46	0,04	0,03
	LPG	0,40	0,07	0,10

If T is greater than 1, then the increase in the emission in the LPG fuelling phase as compared to the gasoline fuelling phase is higher than in the LPG fuelling mode. Example: if T equals 3, then Z equals 5. If T is smaller than 1, the situation is reversed.

7. Fuelling system emission

In theory, no vapor emission should take place in the case of LPG fuelled vehicles as the system must be hermetic. Practically, in some vehicles the LPG system is not leak-proof. Besides, it is quite common that a small emission of HC takes place when the engine is stopped and the fuel vapor is released through safety valves if critical pressure is exceeded. It is estimated that the fuelling system emission in LPG fuelled vehicles constitutes approx. 10–20% of the fuelling system emission in gasoline fuelled vehicles not adapted for the LPG fuelling.

W przypadku zasilania dwupaliwowego, które jest stosowane prawie wyłącznie w Polsce, dodatkowa emisja powstaje w wyniku parowania z układu zasilania benzyną:

- podczas jazdy,
- po zatrzymaniu częściowo lub całkowicie nagrzanego samochodu,
- w wyniku dobowych zmian temperatury otoczenia.

Brak jest zupełnie danych umożliwiających ocenę emisji z układu zasilania podczas jazdy.

Emisja po zatrzymaniu samochodu jest w przypadku zasilania dwupaliwowego mniejsza niż zasilania jednopaliwowego (tylko benzyną). Szczególnie duże zmniejszenie występuje w pojazdach konwencjonalnych wyposażonych w gaźniki.

Na emisję w wyniku dobowych zmian temperatury w pojazdach dwupaliwowych w porównaniu z zasilanymi tylko benzyną wpływają dwa przeciwstawnie oddziałujące czynniki. Ponieważ tylko rozruch i grzanie silnika następuje przy zasilaniu benzyną, to zużycie tego paliwa jest bardzo małe. Użytkownicy na ogół tankują około 25% pojemności zbiornika benzyny, co wystarcza na wiele tygodni eksploatacji. Powoduje to wzrost parowania ze względu na mniejszą ilość paliwa w zbiorniku. Jednocześnie jednak, ze względu na dłuższy czas przechowywania benzyny w zbiorniku, zmniejsza się zawartość komponentów lekkich, a zatem także prężność par, co przyczynia się do zmniejszenia parowania. Przeciętnie emisja w wyniku dobowych zmian temperatury z pojazdów dwupaliwowych jest większa, niż w zasilanych tylko benzyną (rys. 4).

Uwzględniając wszystkie wymienione czynniki szacuje się, że całkowita emisja z układów zasilania pojazdów dwupaliwowych jest podobna do pojazdów zasilanych wyłącznie benzyną. Należy podkreślić, że emisja z układu zasilania wpływa w niewielkim stopniu na właściwości ekologiczne, gdyż jej udział w całkowitej emisji węglowodorów z pojazdów, szczególnie niskoemisyjnych, jest niewielki. W warunkach klimatycznych Polski szacuje się go na mniej niż 10%.

8. Emisja zanieczyszczeń niekontrolowanych

Analiza emisji zanieczyszczeń niekontrolowanych została przeprowadzona na podstawie informacji uzyskanych z literatury fachowej. Informacje te są niedostateczne do jej kwantyfikacji.

Gaz płynny nie zawiera w ogóle węglowodorów aromatycznych. Powoduje to, że w spalinach zasilanych nim pojazdów zawartość tych związków jest znacznie mniejsza niż przy zasilaniu benzyną (tab. 4).

W tabeli 5 są zestawione wyniki badań emisji związków aroma-

In the case of bi-fuel vehicles, which are used almost exclusively in Poland, additional emission from the gasoline fuelling system occurs:

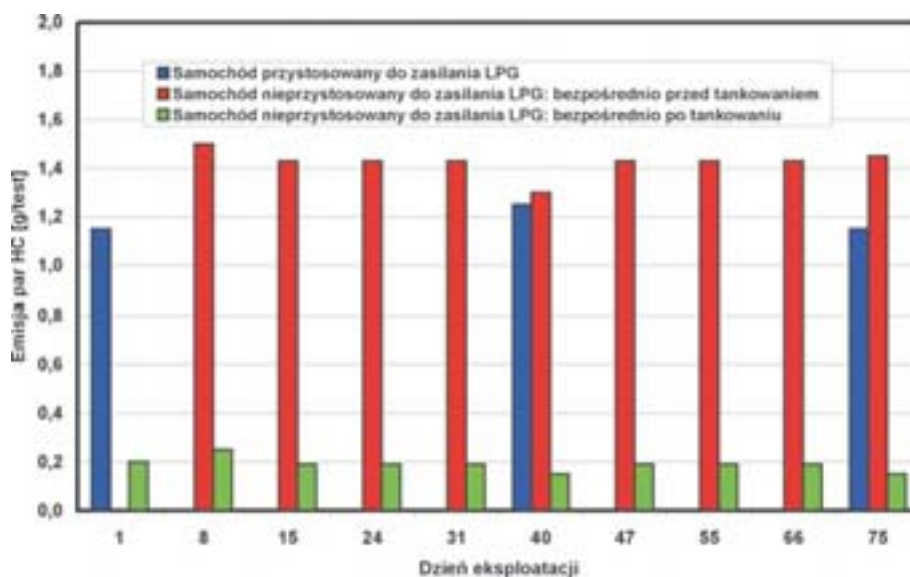
- in driving conditions,
- after stopping of a partly or fully warmed up engine,
- as a result of daily ambient temperature variations.

There is no data to evaluate the fuelling system emissions in driving conditions.

The emission, after stopping of a vehicle is lower in the case of a bi-fuel vehicle. Particularly sizeable drop in the emission level occurs in conventional vehicles fitted with carburetors.

The emission being a result of daily ambient temperature variations in bi-fuel vehicles as compared to gasoline vehicles is influenced by two opposite factors. Because the start up and warm up phases are the only phases when the engine operates on gasoline the consumption of this fuel is miniscule. The drivers usually refuel their vehicles up to 25% of the tank capacity which is enough for several weeks of operation. This, however causes higher diurnal breathing losses due to a low fuel level in the tank. At the same time, due to a long period of fuel storage in the tank the content of light components decreases as well as the vapor pressure, which reduces evaporation. The average emission due to daily ambient temperature variations in bi-fuel vehicles is higher than in those fuelled by gasoline exclusively (Fig. 4).

Considering all the factors it is estimated that the total emission from the fuelling system from bi-fuel vehicles is similar to that of gasoline vehicles. It should be noted that the emission from the fuelling system has insignificant influence on the ecological properties of a vehicle as its share in the total HC emission from low emission vehicles is not high. In the climatic condition of Poland it is estimated to be less than 10%.



Rys. 4. Porównanie emisji par benzyny [g/test] w wyniku dobowych zmian temperatury z samochodu niskoemisyjnego (Euro 2) przystosowanego i nieprzystosowanego do zasilania LPG

Fig. 4. Comparison of diurnal breathing losses [g/test] from a low emission vehicle (Euro 2) adapted and non-adapted to the LPG fuelling

Tabela 4. Skład spalin [% obj.] przy zasilaniu propanem i benzyną [15]
Table 4. Exhaust gas composition (LPG and gasoline)

Rodzaj węglowodorów / Type of hydrocarbons	Paliwo / Fuel	
	propan / propane	benzyna* / gasoline*
Parafiny / Paraffins	55,9	24,5
Olefiny / Olefins	43,7	52,1
Aromaty / Aromates	0,4	23,4
* benzyna syntetyczna - indolene / indolene		

tycznych z pojazdów konwencjonalnych przy zasilaniu dwoma rodzajami paliw.

Z tabeli 5 wynika, że dla pojazdów konwencjonalnych emisja związków aromatycznych jest 10–50 większa przy zasilaniu benzyną niż przy zasilaniu LPG. Wartości podane w tabeli 5 dla LPG dotyczą jednak zasilania ubogą mieszkanką paliwowo-powietrzną ($\lambda > 1,05$) i benzyną stosowaną w połowie lat dziewięćdziesiątych, a więc cechującą się dużą zawartością aromatów i benzenu. W przypadku mieszanki bogatszej od stechiometrycznej, co według danych ITS jest typowe dla pojazdów konwencjonalnych w Polsce, wzrasta emisja tych zanieczyszczeń przy zasilaniu LPG. Ponadto obecnie benzyna zawiera znacznie mniej benzenu, co przyczynia się do zmniejszenia jego emisji przy zasilaniu tym paliwem. Szacuje się, że różnice względne przy zasilaniu obu paliwami pojazdów konwencjonalnych znajdujących się w eksploatacji w Polsce są obecnie kilkakrotnie mniejsze niż wynikające z tabeli 5.

W przypadku pojazdów niskoemisyjnych emisja zanieczyszczeń wymienionych w tabeli 5 jest znacznie mniejsza ze względu na utlenianie w reaktorze katalitycznym. W związku z tym maleje różnica jej wartości bezwzględnych przy zasilaniu obu paliwami. Zakładając, że zawartość benzenu w emisji węglowodorów jest w pojazdach niskoemisyjnych podobna do podanej w tabeli 5, i uwzględniając, że:

- zawartość tego związku w benzynach jest obecnie znacznie mniejsza niż była w połowie lat dziewięćdziesiątych,
- jednostkowa emisja drogowa węglowodorów jest wielokrotnie większa przy zasilaniu LPG,
- przebieg samochodów jest większy przy zasilaniu LPG

otrzymuje się, że emisja tego zanieczyszczenia przy zasilaniu benzyną jest obecnie jedynie nieznacznie większa.

Według [14] emisja 1,3-butadienu jest przy zasilaniu LPG mniejsza, natomiast aldehydów przeciętnie nieznacznie większa niż przy pracy na benzynie. Szczególnie duże zwiększenie występuje w przypadku akroleiny i acetaldehydu.

Pod względem emisji kontrolowanych zanieczyszczeń zasilanie LPG jest korzystniejsze niż benzyną. W przypadku pojazdów niskoemisyjnych korzyści są znacznie mniejsze niż dla pojazdów konwencjonalnych.

8. Non-controlled pollutant emission

The analysis of non-controlled pollutants is performed based on information acquired from the relevant professional literature. The information is insufficient to provide appropriate quantification.

LPG does not contain aromates, the result of which is that their content in the exhaust gases is lower than in the exhaust gases of an engine fuelled by gasoline (Tab. 4).

Table 5 presents the results of tests for aromatic hydrocarbons emissions of conventional bi-fuel vehicles.

As Table 5 shows, the aromatic hydrocarbons emission from conventional vehicles is 10–50 times higher when fuelled by gasoline. The values given in table 5 for LPG refer to a lean air fuel mixture ($\lambda > 1.05$) and gasoline used in mid 90s, thus, characterized by a high content of benzene and aromatic hydrocarbons. In the case of an air fuel mixture richer than stoichiometric, which, according to ITS data, is typical of conventional vehicles in Poland, the emission of these pollutants rises when fuelled by LPG. Besides, today gasoline contains much less benzene, which contributes to a reduction of the emission of this compound. It is estimated that the relative differences, when comparing the two fuels for conventional vehicles currently used in Poland, are several times lower than shown in Table 5.

In the case of low emission vehicles, the emission of pollutants in Table 5 is much lower due to the oxidation process in a catalytic converter. Hence, the difference of its absolute values drops for both fuels. Assuming that the benzene share in the HC emission is similar to that in table 5 for low emission vehicles and considering the following:

- the content of this compound in gasoline is much lower currently than it used to be in mid 90s,
 - specific road emission of HC is much higher than in the LPG fuelling,
 - vehicle mileage is higher in the LPG fuelling
- we can state that the emission of this pollutant in the gasoline fuelling undergoes a slight increase only.

According to [14] the emission of 1,3-butadiene is lower in the LPG fuelling, but the emission of aldehydes is, on average, slightly higher than in the gasoline fuelling. Particularly high increase occurs for acroleine and acetaldehyde.

In terms of controlled pollutants emission, the LPG fuelling is more advantageous than the gasoline fuelling. In the case of low emission vehicles there are much fewer advantages.

Tabela 5. Emisja benzenu i ciężkich węglowodorów aromatycznych w spalinach pojazdów konwencjonalnych przy zasilaniu LPG i benzyną [14]

Table 5. Benzene and polycyclic aromatic hydrocarbons emissions from conventional vehicles fuelled with LPG and gasoline

Związek aromatyczny / Aromatic hydrocarbons	Jednostka / Unit	Zasilanie benzyną / Gasoline fuelling	Zasilanie LPG / LPG fuelling
Benzen / Benzene	% HC	6,83	0,63
Benzo(k)fluoranten / Benzo(k)fluorantene	µg/km	0,3	0,01
Fluoranten / Fluorantene	g/km	18,22	1,36
Benzo(a)piren / Benzo(a)pirene	g/km	0,48	0,01

9. Porównanie emisji przy zasilaniu obu paliwami

Wskaźnik emisji dwutlenku węgla pojazdów przy zasilaniu gazem jest mniejszy niż przy zasilaniu benzyną, jednak większy przebieg pojazdów powoduje, że emisja roczna jest nieznacznie większa. W tabeli 6 są zestawione wyniki oszacowania emisji zanieczyszczeń w 1995 i 2004 r.:

- przy zasilaniu LPG,
- przy zasilaniu benzyną, gdyby przystosowane pojazdy pracowały wyłącznie na tym paliwie.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że w 1995 r. stosowanie zasilania LPG spowodowało zmniejszenie emisji tlenu węgla i węglowodorów odpowiednio o około 2 i 0,8 Gg, a więc odpowiednio o 8 i 4%. Zmniejszeniu uległa także emisja dwutlenku siarki i ołowiu ze względu na mniejszą zawartość siarki i zerową zawartość ołowiu w płynnym gazie. Zwiększeniu uległa natomiast emisja dwutlenku węgla (o 4%).

W 2004 r. stosowanie zasilania LPG spowodowało wzrost emisji wszystkich kontrolowanych zanieczyszczeń. Szczególnie duży wzrost nastąpił w przypadku tlenu węgla (o prawie 50 Gg, czyli o 54%). W przypadku węglowodorów i tlenków azotu zwiększenie wyniosło odpowiednio 8 i 20%. Podobnie jak w 1995 r., wzrosła emisja dwutlenku węgla (o 4%). Zmniejszeniu uległa emisja dwutlenku siarki i także, co jest oczywiste, ołowiu. Przy obecnym poziomie nie stwarzają one jednak żadnego zagrożenia ekologicznego. Należy podkreślić, że w 2005 r. emisja dwutlenku siarki przy zasilaniu obu paliwami była praktycznie jednakowa, co wynikało z kolejnego zmniejszenia jej zawartości w benzynie (tab. 2). Na rysunku 5 przedstawiono zmianę emisji niektórych

9. Comparison of emissions for both LPG and the gasoline fuelling

The emission of CO₂ from vehicles run on LPG is lower than those run on gasoline but the annual mileage of the LPG fuelled vehicles leads to a slight rise in the annual of CO₂ emission (table 6).

In table 6 the estimate results of 1995 and 2004 emissions have been given:

- while fuelled by LPG,
- while fuelled by gasoline, if the adapted vehicles were to operate on this fuel exclusively.

The performed analysis shows that in 1995 the application of the LPG fuelling reduced the emission of CO and HC by approximately 2 and 0.8 Gg, i.e. 8 and 4% respectively. The emissions of SO₂ and Pb were reduced as well due to a lower sulphur and zero lead content in LPG. The emission of CO₂ on the other hand increased (by 4%).

In 2004 the application of the LPG fuelling led to an increase in the emission of all controlled pollutants, particularly CO (by nearly 50 Gg, i.e. 54%). In the case of HC and nitrogen oxides the increase amounted to 8 and 20% respectively. Similarly to 1995 the emission of CO₂ increased by 4%. The emission of SO₂ and obviously Pb was reduced. At the current level they do not pose any ecological threat. It is to be noted that in 2005 the emission of SO₂ in both LPG and the gasoline fuelling was practically identical, which resulted from yet another reduction of S content in gasoline (Tab. 2).

Figure 5 presents the change in the emission of some of the pollutants resulting from the LPG application.

Tabela 6. Emisja zanieczyszczeń z pojazdów przy zasilaniu LPG i hipotetyczna emisja przy zasilaniu benzyną w 1995 i 2004 r.

Table 6. Pollutant emissions from LPG fuelled vehicles and hypothetical emissions if those vehicles were fuelled with gasoline in 1995 and 2004

Rok / Year	Kategoria / Category	Zużycie paliwa / Fuel consumption [Gg]		Emisja zanieczyszczeń przy zasilaniu LPG / Pollutant emission in the LPG fuelling [Gg]						Hipotetyczna emisja zanieczyszczeń przy zasilaniu / Hypothetical emission in the gasoline fuelling [Gg]					
		LPG	BS	CO	HC	NO _x	CO ₂	SO ₂	Pb	CO	HC	NO _x	CO ₂	SO ₂	Pb
1995	M1.α	140	126	24	4,2	4,5	418	0,01	0	25	4,8	4,4	397	0,16	0,012
	N1.α	13	12	2	0,4	0,4	39	0	0	3	0,5	0,4	41	0,02	0,001
	M1.α + N1.α	153	138	26	4,6	4,9	457	0,01	0	28	5,3	4,8	438	0,18	0,013
2004	M1.α	268	243	32	6,7	10,2	801	0,02	0	46	8,7	8,7	771	0,07	0,001
	M1.γ	895	813	81	4,7	10,9	2672	0,06	0	32	1,9	9,3	2560	0,24	0,004
	M1.α + M1.γ	1163	1056	113	11,4	21,1	3473	0,08	0	78	10,6	18	3331	0,31	0,005
	N1.α	45	41	5	1,1	1,7	135	0,00	0	8	1,3	1,3	130	0,01	0
	N1.γ	132	120	12	0,9	2,2	393	0,01	0	5	0,5	1,5	378	0,04	0,001
	N1.α + N1.γ	177	161	17	2,0	3,9	528	0,01	0	13	1,8	2,8	508	0,05	0,001
	M1.α + M1.γ + N1.α + N1.γ	1340	1217	130	13,4	25	4001	0,09	0	91	12,4	20,8	3839	0,36	0,006

LPG – gaz płynny propan-butan, BS – benzyna silnikowa, M1.α – samochody osobowe konwencjonalne, M1.γ – samochody osobowe niskoemisyjne, N1.α – samochody o masie maksymalnej nie przekraczającej 3500 kg inne niż osobowe, konwencjonalne, N1.γ – samochody o masie maksymalnej nie przekraczającej 3500 kg inne niż osobowe, niskoemisyjne / LPG – Liquefied petroleum gas, M1.α – conventional passenger vehicles, M1.γ – low emission passenger vehicles, N1.α – vehicles of GVW not exceeding 3500 kg other than passenger, conventional, N1.γ – vehicles of GVW not exceeding 3500 kg other than passenger, low emission

zanieczyszczeń wynikająca ze stosowania LPG.

Należy podkreślić, że oszacowanie efektów ekologicznych stosowania LPG do zasilania pojazdów w 2004 r. przeprowadzono przy założeniach korzystnych dla tego paliwa. Dotyczy to wartości liczbowych takich czynników, jak wzrost przebiegu rocznego, droga przebyta po zimnym rozruchu przy zasilaniu benzyną podczas pracy w trybie zasilania LPG, dobowo liczba rozruchów zimnego silnika. Do obliczeń przyjęto także wskaźniki emisji kontrolowanych zanieczyszczeń stosowane do corocznej inwentaryzacji emisji zanieczyszczeń z transportu drogowego prowadzonej przez ITS. Opracowano je na podstawie badań i analiz prowadzonych w poprzednich latach. Najnowsze, nie zakończone jeszcze kompleksowe badania wskazują, że wskaźniki te dla pojazdów zasilanych LPG, w szczególności niskoemisyjnych, znajdujących się aktualnie w eksploatacji są znacznie większe. W związku z tym, wzrost emisji kontrolowanych zanieczyszczeń w wyniku stosowania LPG wynosi co najmniej tyle, ile wartości podane na rys. 5.

10. Podsumowanie

Przeprowadzona analiza wykazuje, że LPG ma pewne właściwości korzystnie wpływające na emisję zanieczyszczeń z pojazdów. Właściwości paliwa nie można jednak oceniać w oderwaniu od sposobu jego spalania, które zależy w znacznym stopniu od stosowanego układu zasilania. Zła jakość stosowanych instalacji przystosowujących do zasilania gazem i zła jakość ich montażu powodują, że jego korzystne właściwości nie są w Polsce wykorzystywane.

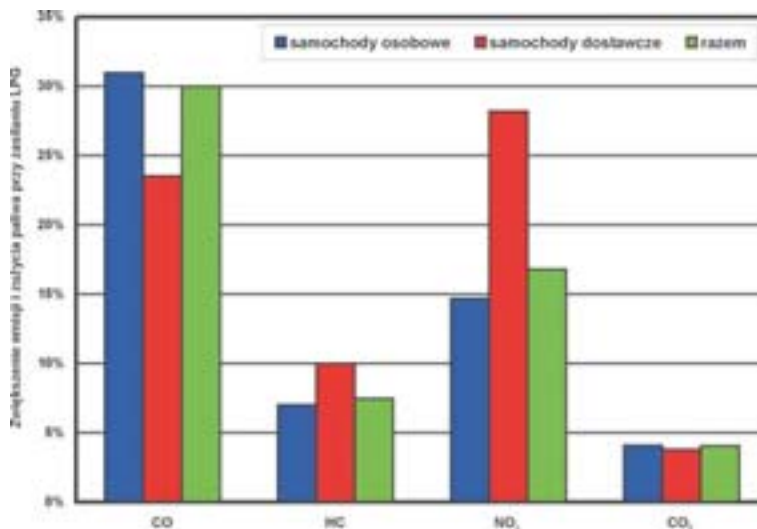
W 1995 r., gdy do zasilania LPG były przystosowywane prawie wyłącznie samochody konwencjonalne, stosowanie tego paliwa miało charakter proekologiczny. Przynosiło ono korzyści w postaci zmniejszenia emisji: tlenu węgla, węglowodorów, dwutlenku siarki, ołowiu oraz części zanieczyszczeń niekontrolowanych, w szczególności benzenu i ciężkich węglowodorów aromatycznych. Korzyści te nie były jednak większe niż wynikające z wprowadzenia benzyny bezołowiowej zamiast etylizowanej. Zachęty do stosowania LPG w postaci ulg w podatku akcyzowym były natomiast nieporównanie większe niż w przypadku benzyny bezołowiowej.

Z upływem czasu korzyści ekologiczne w wyniku stosowania LPG ulegały stopniowemu zmniejszeniu z następujących względów:

- poprawie ulegały właściwości benzyn,
- wzrastał udział pojazdów niskoemisyjnych w parku pojazdów przystosowanych.

Po 2001 r. stosowanie gazu zaczęło przynosić straty ekologiczne.

W 2004 r. zanieczyszczenie środowiska przez pojazdy zasilane LPG było większe niż byłoby w przypadku, gdyby do zasilania została stosowana benzyna. Wzrostowi uległa emisja wszystkich kontrolowanych zanieczyszczeń oraz gazów cieplarnianych. Jednocześnie zalety zasilania LPG: mała emisja dwutlenku siarki i związków aromatycznych oraz



Rys. 5. Wzrost emisji wybranych zanieczyszczeń w 2004 r. wynikający ze stosowania LPG

Fig. 5. Emission increase of selected pollutants in 2004 due to LPG fuelling

It is to be noted that the estimation of the ecological effects of the LPG application in vehicles in 2004 was performed going on the advantageous assumptions for this fuel. This pertains to the values of such factors as the increase in the annual mileage, distance covered after cold start on gasoline in the LPG fuelling mode and daily number of cold starts. For those calculations, the factors for controlled pollutants emission were also assumed, regularly used for the annual inventory of pollutant emission from road transportation as applied by ITS. These were prepared based on the research and analyses performed in the previous years. The latest, not yet completed, investigations have shown that these factors for the LPG fuelled vehicles, particularly those of low emission currently in use, are much higher. Hence, the increase in the level of controlled pollutants as a result of the LPG application is at least as high as the values given in Fig. 5.

10. Conclusions

The performed analysis disclosed certain advantageous properties of the LPG application in terms of emissions. The properties of fuels cannot however be evaluated separately from the way it is combusted i.e. from the fuelling system. The low quality of LPG systems as well as the low quality of its fitting do not allow the ecological benefits of LPG to be fully taken advantage of.

In 1995, when almost all vehicles adapted for the LPG fuelling were the conventional ones the application of this type of fuel was pro-ecological. the LPG application reduced: CO, HC, SO₂, Pb and some of the non-controlled pollutants, benzene and aromatic hydrocarbons in particular. However, the advantages were not any greater than those resulting from the introduction of unleaded gasoline in place of leaded one. The incentives to apply LPG such as excise tax relief were much higher than in the case of unleaded gasoline.

As time went, the benefits resulting from the LPG application diminished for the following reasons:

- gasoline properties improved,
- the share of low emission vehicles grew in the total fleet of adapted vehicles.

zerowa – ołowiu, utraciły w dużym stopniu swoje znaczenie. Sytuacja ulega szybkiemu, dalszemu pogorszeniu, gdyż obecnie do zasilania gazem są przystosowywane przede wszystkim pojazdy niskoemisyjne, a przeważająca ich część (tab. 2) jest wyposażana w instalacje pierwszej i drugiej generacji. Wprowadzenie zachęt do stosowania LPG przynosi więc obecnie straty ekologiczne zamiast oczekiwanych korzyści. Z punktu widzenia ochrony środowiska udzielanie ulg w podatku akcyzowym na to paliwo jest nieuzasadnione. Wręcz przeciwnie, należałoby podjąć działania zniechęcające użytkowników do przystosowywania pojazdów niskoemisyjnych do zasilania tym paliwem. Należy podkreślić, że nawet, gdyby do adaptacji były stosowane wyłącznie instalacje najnowszych generacji, to korzyści ekologiczne osiągnięte w wyniku stosowania LPG w pojazdach samochodowych też by nie wystąpiły.

Skróty i oznaczenia / *Abbreviations and Nomenclature*

LPG	ciekły gaz paliwowy (propan-butan) / <i>Liquefied Petroleum Gas</i>
ITS	Instytut Transportu Samochodowego / <i>Motor Transport Institute</i>

After 2001 the application of LPG began to generate “ecological losses”.

In 2004 the environment pollution by vehicles running on LPG was greater than if gasoline had been used. The emission of all the controlled pollutants and greenhouse gases grew and the advantages of LPG over gasoline: low SO₂, PAH and zero Pb emission lost their significance. The situation gets worse and worse as, currently, it is mostly the low emission vehicles that are adapted to the LPG fuelling and the majority of those (Tab. 2) is fitted with generation I and II LPG systems. The introduction of incentives to use LPG systems currently generates more ecological losses than gains. From the ecological point of view, there are no grounds for any excise tax reliefs granted for the use of LPG. Quite the other way around, actions should be taken to deter the drivers from adapting low emission vehicles to the LPG fuelling. It should be emphasized that even if the adaptation involved the latest generation systems, the ecological benefits would not occur either.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Prace ITS dotyczące inwentaryzacji emisji zanieczyszczeń z transportu w latach 1995–2004.
- [2] Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 16 sierpnia 2004 r. w sprawie szczegółowych wymagań jakościowych dla paliw ciekłych (DzU, nr 192, poz. 1969).
- [3] Bernhardt M.: Emisja przez silniki spalinowe gazów powodujących efekt cieplarniany. Materiały na Seminarium „Transport a ochrona środowiska”, Biuro Studiów i Ekspertyz Kancelarii Sejmu, wrzesień 1994.
- [4] Monitoring of ACEA's Commitment on CO₂ Emission Reduction from Passenger Cars (2000). Final Report, Joint Report of the European Automobile Manufacturers Association and the Commission Services, 28 June 2001.
- [5] PN-EN 589:2004 Paliwa do pojazdów samochodowych – LPG. Wymagania i badania.
- [6] World-wide Fuel Charter. December 2002.
- [7] Radzimirski S.: Ocena możliwości redukcji gazów cieplarnianych z transportu samochodowego poprzez działania techniczne. Opracowanie wewn. ITS nr 7206.
- [8] Gola M., Kowalewicz A., Luft S., Michalczewski A., Różycki A.: Wybrane aspekty zasilania silników o ZI metodą wtrysku butanu do kolektora dolotowego. Silniki Gazowe, Częstochowa 2000.
- [9] Majerczyk A., Taubert S.: Układy zasilania gazem propan-butan. Warszawa, WKiŁ 2003.
- [10] Merkisz J., Kozak M.: Możliwości spełnienia nowych norm toksyczności spalin przez silniki spalinowe zasilane paliwami gazowymi i konwencjonalnym. Silniki Gazowe 2000, Częstochowa 2000.
- [11] AEGPL Strategy Paper: LPG Heavy Duty Vehicles. Association Europeenne des Gaz de Petrole Liquefies, 1998.
- [12] MEET – Methodology for calculating transport emissions and energy consumption, European Commission, Transport research, Fourth Framework Programme, Strategic research, DG 1999.
- [13] Radzimirski S., Taubert S., Majerczyk A., Zółtowski A.: Kierunki działań w odniesieniu do paliw silnikowych dla redukcji emisji zanieczyszczeń ze środków transportu drogowego w Polsce w perspektywie średniookresowej. Opracowanie wewn. ITS nr 7005.
- [14] Economic Commission for Europe: Air Pollution Studies No. 15, Guidelines for Estimating and Reporting Emission Data under the Convention on Long-range Transboundary Air Pollution. United Nations, New York and Geneva 2003.
- [15] Patterson D.J., Henein N.A.: Emissions from Combustion Engines and Their Control. Ann Arbor Science Publishers Inc 1972.
- [16] Radzimirski S., Majerczyk A., Taubert S.: Określenie emisji zanieczyszczeń z niskoemisyjnych silników spalinowych pojazdów samochodowych w rzeczywistych warunkach eksploatacji. Badania laboratoryjne emisji zanieczyszczeń z układu zasilania paliwem. Opracowanie wewn. ITS nr 9.0816.3 (projekt badawczy KBN).
- [17] Majerczyk A., Taubert S.: Analiza porównawcza parametrów pracy, w szczególności właściwości ekologicznych, samochodów zasilanych LPG wyposażonych w I–IV generację układów zasilania LPG. Opracowanie wewn. ITS nr 6420/ZOŚ.

* Doc. dr inż. Stanisław Radzimirski – Kierownik Zakładu Ochrony Środowiska w Instytucie Transportu Samochodowego w Warszawie.

Mr Stanisław Radzimirski, Associate Professor, PhD, MEng – Head of Environment Protection Department of Motor Transport Institute, Warsaw, Poland.



Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz – Profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

Prof. Jerzy Merkisz DSc, MEng – Professor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.



A.S. KHATCHIYAN*
V.E. KUZNETSOV
I.G. SHISHLOV

Analiza sposobów zapewnienia małej emisji (w tym metanu) z silników spalinowych zasilanych gazem ziemnym

W artykule przedstawiono wyniki badań wolnossących i turbodoładowanych silników typu V zasilanych gazem ziemnym. W celu zmniejszenia emisji z tych silników opracowano i przebadano oryginalny system zasilania zapewniający dokładne sterowanie składem mieszanki gazowo-powietrznej w obu rzędach cylindrów. Stwierdzono, że zmniejszenie emisji związków toksycznych wymaga precyzyjnego sterowania składem mieszanki gazowo-powietrznej, zastosowania mieszanki ubogiej na obciążeniach częściowych, regulowanego turbodoładowania i odpowiedniego doboru reaktorów z palladową warstwą katalityczną.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, silnik gazowy, gaz ziemny, sterowanie, układ zasilania, emisja

The analysis of ways to ensure low emission (methane inclusive) from natural gas fuelled engines

The results of research work on unsupercharged and turbocharged V-type engines with natural gas fuelling system have been presented in the paper. For lower emission the original gas supply system has been designed which ensures very proper control of air-fuel ratio in both cylinder banks. It was stated, that lowering the emission needs very precise control of gas-air ratio, application of lean mixture on partial loads, control of turbocharging and appropriate choice of converters with palladium catalytic coach.

Key words: IC engine, gas engine, natural gas, engine control, fuel supply system, emission

1. Wprowadzenie

Przeróbka silników ZS na pracę na gazie ziemnym ma wiele zalet:

- zwiększenie światowych rezerw energii;
- zmniejszenie emisji hałasu i cząstek stałych z silnika;
- zmniejszenie wydatków na paliwo i olej smarujący (w wielu krajach);
- zwiększenie żywotności silnika.

Jednakże zmniejszenie gazowej emisji, szczególnie emisji tlenków azotu i węglowodorów (głównie metanu) okazuje się poważnym problemem. Artykuł omawia ten problem w dla silników doładowanych i niedoładowanych. W odniesieniu do silników niedoładowanych występuje konieczność wykorzystania nie tylko dobrze znanych sposobów obniżenia emisji (praca na mieszance stechiometrycznej z katalizatorem trójfunkcyjnym i czujnikami zawartości tlenu), lecz także – w przypadku silników typu V – konieczność opracowania nowego typu układów zasilania gazem i ich sterowania, aby zapewnić skład mieszanki paliwowo-powietrznej bardzo zbliżony do składu stechiometrycznego na dużych obciążeniach i przy pracy na biegu jałowym w obu rzędach cylindrów.

2. Wykorzystanie reaktorów katalitycznych dla małej emisji tlenków azotu, tlenku węgla i węglowodorów, w tym metanu

Na obciążeniach częściowych uboga mieszanka zapewnia zwiększenie sprawności pracy silnika. Zwraca się uwa-

1. Introduction

The conversion of diesels to operate on natural gas brings about several advantages:

- increase of world energy reserves;
- decrease of engine noise emission and emission of particles;
- lowering of expenses on lubricating oil and fuel (in many countries);
- increase of engine life.

However, the lowering of the gaseous emissions, particularly emission of nitrogen oxides and hydrocarbons (particularly methane) turn out to be a serious problem. The paper deals with the above mentioned problem for the unsupercharged and turbocharged engines. As regards the unsupercharged engines, it turns out necessary to use not only the well known ways (operation on stoichiometric mixture with three way catalytic converters and oxygen sensors), but also in the case of V-type engine to develop a new type of gas supply and gas supply control systems to keep air fuel mixture strength close to stoichiometry at high loads and at idle condition in both engine blocks.

2. Application of catalysts for low emission of nitrogen, carbon oxides and hydrocarbon, methane inclusive

At part loads, lean mixture is ensured to increase engine operating efficiency. Attention was paid to the development of catalysts that may be effective in oxidizing methane. This

gę na rozwój reaktorów katalitycznych, które mogłyby być skuteczne w utlenianiu metanu. Takie prace rozwojowe przeprowadzono we współpracy z Centralnym Naukowym Instytutem Badawczym NAMI w Moskwie. Wyniki badań zweryfikowały podjęte prace rozwojowe.

W odniesieniu do silników turbodoładowanych praca na ubogich mieszankach okazuje się korzystna pod względem niskiej emisji tlenków azotu. Podczas pracy na ubogich mieszankach temperatura spalin jest raczej niska i – z tego względu – utlenianie metanu staje się dużym problemem. Badania przyczyniły się do jego rozwiązania poprzez skonstruowanie dwustopniowego reaktora katalitycznego z paladową warstwą katalityczną.

Jest wiele wolnossących silników ZS, które nie są przystosowane do kontroli emisji. Jeżeli przeróbka tych silników do zasilania gazem ziemnym jest przeprowadzona prawidłowo, staje się możliwe nie tylko zmniejszenie hałaśliwości i emisji cząstek stałych, lecz także zapewnienie istotnego obniżenia emisji tlenków azotu i tlenku węgla, podobnie jak węglowodorów, w tym także metanu.

Weźmy pod uwagę jakie trudności występują przy przeróbce wolnossącego silnika ZS na zasilanie gazem ziemnym. W przypadku centralnego układu zasilania z mieszalnikiem gazu zapewnienie takiej samej mocy i momentu obrotowego jak w przypadku silnika wyjściowego wymaga zmniejszenia współczynnika nadmiaru powietrza. Średnie ciśnienie użyteczne p_e w przypadku silnika z wewnętrznym tworzeniem mieszanki można wyznaczyć ze wzoru:

$$p_e = \frac{H_u \eta_i}{\alpha l_0 (1+d)} \eta_v \rho_0 \eta_m \quad (1),$$

gdzie: H_u – wartość opałowa paliwa, λ_0 – współczynnik składu stechiometrycznego, η_i – sprawność indykowana, λ – względny współczynnik składu mieszanki, d – masa pary wodnej zawartej w 1 kg powietrza, η_v – współczynnik napełnienia, ρ_0 – gęstość powietrza na wlocie do silnika, η_m – sprawność mechaniczna silnika.

W przypadku silników z zewnętrznym tworzeniem mieszanki wyrażenie to ma postać:

$$p_e = \frac{H_u}{\alpha l_0 (1+d)+1} \eta_i \eta_v \rho_{ch} \eta_m. \quad (2)$$

Współczynnik napełnienia w tym przypadku jest określany z uwzględnieniem faktu, że do silnika zasysana jest mieszanka powietrzno-gazowa. W równaniu (2) ρ_{ch} jest gęstością ładunku gazowo-powietrznego w warunkach otoczenia.

W obu przypadkach tworzenia mieszanki palnej równanie może zostać zapisane w postaci (1), jeżeli współczynnik napełnienia jest określany na podstawie wydatku powietrza dolotowego. Może ono być wykorzystane do określenia składu mieszanki niezbędnego do zapewnienia wymaganej wartości średniego ciśnienia użytecznego.

Powody zmniejszenia wartości współczynnika nadmiaru powietrza dla zapewnienia wartości mocy i momentu obrotowego w silniku zasilanym gazem ziemnym takich samych jak w silniku ZS są następujące:

1. Zauważalne zmniejszenie zużycia powietrza; z tego względu współczynnik napełnienia określony na podstawie za-

development has been done in cooperation with Central Scientific Research Institute (NAMI, Moscow). The results of the experiments justified the undertaken development.

In the case of turbocharged engines operation on lean mixture seems to be beneficial to get low nitrogen oxides emission. At lean mixture, the temperature of exhaust gases is rather low and, hence, the oxidation of methane turns out to be a serious problem. Investigations helped to solve the problem by design of a two-stage catalytic converter with palladium catalyst.

There are many unsupercharged diesel engines that are not suitable for emission control. At the same time if conversion of those engines into natural gas engines were properly done it would be possible to not only decrease noise and particle emission, but also ensure considerable improvement in the emission of nitrogen and carbon oxides as well as hydrocarbon emission, methane inclusive.

Let us first consider what kind of difficulties one encounters while converting an unsupercharged diesel engine into a natural gas engine. In the case of central gas supply with the help of gas air mixture device, to get the same power and torque as in the base diesel engine, air fuel ratio is to be decreased. Mean effective pressure of the engine p_e in the case of engines with internal mixture formation may be given as in eq. (1),

where H_u – is lower calorific value, λ_0 – stoichiometric ratio, η_i – indicated efficiency, λ – relative air fuel ratio, d – amount of water vapor mass contained in one kg of air, η_v – volumetric efficiency, ρ_0 – density of air at engine inlet, η_m – mechanical efficiency of engine.

In the case of engines with external air fuel mixture formation mode the equation (2) can be applied.

Here the volumetric efficiency is being determined taking into account the fact that air – gas mixture is sucked into engine. In this equation, ρ_{ch} is density of air gas charge at in the ambient conditions.

For both modes of the air fuel mixing, the equation may be written in the form (1), if the volumetric efficiency is determined on the basis of air supply. The equations may be used to assess the necessary mixture strength change to preserve the value of mean effective pressure.

The reasons for the air fuel ratio decrease to keep the power and torque of a natural gas engine the same for the base diesel engine are as follows:

1. Considerable decrease of air supply and, hence, air determined volumetric efficiency owing to high partial volume of natural gas;
2. Decrease of indicated efficiency as a result of lower compression ratio and lower air fuel ratio;
3. Increase of inlet duct resistance due to the application of a diffuser.

The distributed gas injection into the manifold ducts instead of central gas supply may help in the increase in relative air fuel ratio. However, numerical analysis with the help of computer model revealed that this increase is insufficient to get very low nitrogen oxides emission, as the adoptable value of relative air fuel ratio to ensure a considerable de-

- wartości powietrza zawiera dużą objętość cząstkową gazu ziemnego;
2. Zmniejszenie sprawności indykowanej jako wynik mniejszego stopnia sprężania i mniejszego współczynnika nadmiaru powietrza;
 3. Zwiększenie oporów dolotu w wyniku zastosowanie dyfuzora.

Wtrysk gazu do poszczególnych przewodów dolotowych, w przeciwieństwie do doprowadzania gazu do kolektora zbiorczego, może pomagać w zwiększeniu współczynnika nadmiaru powietrza. Jednakże analiza numeryczna wykorzystująca model komputerowy pozwoliła stwierdzić, że ten wzrost jest niewystarczający do uzyskania bardzo małej emisji tlenków azotu, a bieżąca wartość współczynnika nadmiaru powietrza dla zapewnienia istotnego obniżenia tlenków azotu wynosi ok. 1,5–1,55. Zdecydowanym rozwiązaniem może być użycie wewnętrznego tworzenia mieszanki gazowo-powietrznej, lecz wymaga to zmiany odlewu głowicy cylindrowej, co nie jest uzasadnione we wszystkich przypadkach. W przypadku niektórych składów mieszanki, wartość opałowa mieszanki może być nieznacznie niższa, niż w przypadku zasilania olejem napędowym.

Jak wykazują nasze badania utrzymanie mocy i momentu obrotowego wyjściowego silnika ZS wymaga zmniejszenia współczynnika nadmiaru powietrza z wartości 1,55–1,6 do wartości 1,1–1,2 w silniku zasilanym gazem ziemnym. Przy takiej wartości λ , w przypadku mieszanki jednorodnej, stężenie tlenków azotu w spalinach jest bardzo duże. Chłodzona recyrkulacja spalin okazała się niezbyt skuteczna. Przy pełnym obciążeniu recyrkulacja 4,1–4,5% spalin odniesiona do masy świeżego ładunku powoduje zmniejszenie stężenia tlenków azotu o ok. 15–30% (przy różnej prędkości obrotowej silnika). Jednakże wówczas zauważalne było zmniejszenie mocy silnika o 4–11%.

Przebadano również doprowadzenie rozpylonej wody do mieszanki gazowo-powietrznej w przewodzie dolotowym. Ilość wtryskiwanej wody wynosiła 5% masy świeżego ładunku. Takie postępowanie była bardzo skuteczne i pozwoliło obniżyć stężenie tlenków azotu 2,5–3,9 razy przy różnych prędkościach obrotowych silnika. Jednakże równocześnie moc silnika zmniejszyła się o 7–8%. Zmniejszenie mocy można wyjaśnić częściowym parowaniem wody w przewodzie dolotowym, zwiększeniem pojemności cieplnej ładunku doprowadzanego do cylindra i odparowaniem wody w czasie spalania mieszanki powietrzno-gazowej. Biorąc pod uwagę konieczność posiadania zbiornika wody w samochodzie lub autobusie, ten sposób obniżania emisji tlenków azotu nie może być zaakceptowany w rosyjskich warunkach klimatycznych.

Z tego względu postanowiono postąpić w następujący sposób. Skonstruowano system zasilania gazem i jego sterowania w taki sposób, aby uzyskać mieszankę stechiometryczną przy dużym obciążeniu silnika i przy biegu jałowym, zastosować trójfunkcyjny reaktor katalityczny i przełączać tryb pracy na mieszankę ubogą na obciążeniach częściowych ($\lambda = 1,5–1,55$). Zastosowanie ubogich mieszanek na obciążeniach częściowych może jednocześnie obniżyć emisję tlen-

crease of nitrogen oxides is around 1.5–1.55. A radical solution may be the use of internal air gas mixing but this requires a change cylinder head casting which is not economically justified in all cases. In the case of some natural gas compositions, the calorific value of gas air mixture may be slightly lower than in the case of diesel fuel.

As our experiments show, to preserve power and torque of the base diesel engine, the relative air fuel ratio should be decreased from 1.55–1.6 in diesel version to 1.1–1.2 for the natural gas modification. At this value of the relative air fuel ratio in the case of homogeneous mixture concentration of nitrogen oxides in the exhaust gases is quite high. Cooled exhaust gas recirculation turned out not to be very effective. At full load, the recirculation of 4.1–4.5 percent of cooled exhaust gases related to the fresh charge (on mass bases) decreased the concentration of nitrogen oxides by 15–30% (at different engine speeds). However, the decrease of engine power was quite considerable – 4–11%.

The atomized water supply to air-gas mixture in the inlet manifold has been tried as well. The amount of water injected was 5% of the fresh charge mass. This way was very efficient as the concentration of NO_x decreased by 2.5–3.9 times at different engine speeds. However the engine power decreased by 7–8% at the same time. The decrease of engine power may be explained by partial evaporation of water in the inlet manifold, by the increase of in-cylinder charge heat capacity and by the evaporation of water during air-gas mixture combustion. Taking into account the necessity to keep water tank aboard of automobiles (or buses) at the climatic conditions of Russia, this way to get low nitrogen oxides emission cannot be approved.

Hence it was decided to try the following way. To design gas supply and gas supply control systems in such a way as to obtain stoichiometric charge at high engine loads and idle conditions, to use three way catalyst, and to switch to lean mixtures at part loads ($\lambda = 1.5–1.55$). The application of lean mixtures at part loads may at the same time decrease nitrogen oxides and improve bus or truck efficiency in big towns operating conditions.

One of the more difficult tasks to be solved was the development of a three-way catalyst, that could efficiently decrease the amount of methane in the exhaust gases. Several catalysts have been tried.

3. Results obtained for palladium catalyst

Experiments were carried out on the KAMAZ engine (power output 145 kW, rated speed 2200 rpm, 8 cylinders V-type, bore and stroke in mm 120 x 120). In Table 1 the results of the experiments are shown demonstrating the efficiency of palladium catalyst in terms of HC, methane inclusive emissions, at part loads and lean mixtures.

In Table 1 the second set of values of gas concentration are measured for the right block has been presented. We may see that the catalyst is quite efficient as regards the decrease of CO and HC content. The concentration of NO_x is low as a result of the lean homogeneous mixture combustion.

ków azotu i poprawić sprawność samochodów ciężarowych i autobusów w warunkach ruchu w dużych aglomeracjach miejskich.

Jednym z najtrudniejszych zadań, które należało rozwiązać było opracowanie trójfunkcyjnego reaktora katalitycznego, który mógłby wydawnie zmniejszyć zawartość metanu w spalinach. Przebadano wiele różnych reaktorów katalitycznych.

3. Wyniki badań palladowego reaktora katalitycznego

Badania przeprowadzono na silniku KAMAZ (moc 145 kW, znamionowa prędkość obrotowa 2000 obr/min, 8 cylindrów w układzie V, średnica i skok (w mm) – 120 x 120. W tablicy 1 pokazano wyniki badań wskazujące na sprawność palladowego reaktora katalitycznego w odniesieniu do emisji węglowodorów (w tym metanu), na obciążeniach częściowych i na biegu jałowym.

In Table 2 the results of the experiments are shown, demonstrating the efficiency of palladium catalyst in terms of NO_x decrease in the block of the V-type engine which most probably gets the proper air-fuel mixture strength. One should keep in mind that the interval of mixture strengths at which the catalysts operate effectively is very narrow in the case of natural gas.

The conclusions made from these experiments are as follows

1. Mixture strength may be considerably different for each of the blocks of a V-type engine.
2. It seems that palladium catalyst is more universal as regards the decrease in component concentrations other than platinum.

In Table 3 the results of experiments at minimum idle speed are given (for 750 rpm).

It is clear from the Table 3 that to obtain temperature of exhaust gases sufficiently high to effectively decrease CH_x

Tablica 1. Wyniki badań wskazujące na skuteczność palladowego reaktora katalitycznego w zakresie emisji węglowodorów

Table 1. The results of the experiments, demonstrating the efficiency of palladium catalyst in terms of HC emissions

n [obr/min] / [rpm]	Zużycie gazu / Gas consump- tion [kg/h]	Zużycie powietrza / Air consump- tion [kg/h]	Współ- czynnik nadmiaru powietrza / Relative air fuel ratio	Moment obr. / Torque [Nm]	Temperatura na wlocie do reaktora / Temperature at catalyst inlet [°C]	Zawartość składników toksycznych na wlocie do reaktora / Content of exhaust gas components in ppm at the inlet of catalyst	Zawartość składników toksycznych na wlocie z reaktora / Content of exhaust gas components in ppm at outlet of catalyst
1400	12,45	318,56	1,497	348	420	CO - 800 HC - 5400-4800 NO_x - 380-410	CO - 50 HC - 640 NO_x - 410
	6,25	160,58	1,507	68	430-440	CO - 820-780 HC - 3900-4200 NO_x - 38-40	CO - 50 HC - 225-300 NO_x - 50-60

W tablicy 1 przedstawione zostały wartości koncentracji składników toksycznych zmierzone dla prawego rzędu cylindrów. Można zauważyć, że reaktor katalityczny wykazuje dużą skuteczność w odniesieniu do obniżenia zawartości CO i HC w spalinach. Zawartość NO_x jest mała ze względu na spalanie mieszanki ubogiej.

W tablicy 2 pokazane są wyniki badań sprawności palladowego reaktora katalitycznego w odniesieniu do obniżenia

it is necessary to retard the ignition considerably. It also seems that even at temperatures at the inlet of the catalyst that amount to 450°C, the platinum catalyst is ineffective in terms of hydrocarbons (methane) oxidation. It is also evident that both the catalysts are effective as regards the decrease in CO concentration. Taking into account all the experiments, it seems that palladium catalyst is preferable. Retarding the ignition is not a good solution. It is getting the temperature

Tablica 2. Wyniki badań wskazujące na skuteczność palladowego reaktora katalitycznego w odniesieniu do emisji NO_x

Table 2. Results of experiments, demonstrating the efficiency of palladium catalyst in terms of NO_x emission

Mo [N·m]	Współczynnik nadmiaru powietrza / Relative air fuel ratio	CO, lewy dolot / left inlet	Kolektor wylotowy / block outlet	CO, prawy dolot / right inlet	Kolektor wylotowy / block outlet	HC, lewy dolot / left inlet	Kolektor wylotowy / block outlet
690	1,03-1,05	1800	80	4400	1650	1620	75
720	0,95-1,01	2700	100	1310	420	1500	990
Mo [N·m]	Współczynnik nadmiaru powietrza / Relative air fuel ratio	HC, prawy dolot / right inlet	Kolektor wylotowy / block outlet	NO_x , lewy dolot / left inlet	Kolektor wylotowy / block outlet	NO_x , prawy dolot / right inlet	Kolektor wylotowy / block outlet
690	1,03-1,05	1680	210	1850	1500	1800	90
720	0,95-1,01	1500	75	1700	250	2500	1500

emisji NO_x dla rzędu cylindrów silnika typu V, w którym prawdopodobnie mieszanka miała właściwy skład. Należy pamiętać, że dla gazu ziemnego zakres zmienności składu mieszanki, w którym reaktor pracuje skutecznie jest bardzo wąski.

of the exhaust gases, necessary for methane oxidizing by the use of stoichiometric mixture at idle conditions that seems appropriate. The final decision, however, will depend on the fuel consumption resulting in both the cases.

Tablica 3. Wyniki badań przy prędkości obrotowej biegu jałowego
Table 3. Results of experiments at minimum idle speed

Lp.	Kąt zapłonu ϕ_{ign} , [°OWK] przed GMP / degrees before TDC [CA]	Reaktor katalityczny / Catalyst		Stężenie składników toksycznych / Concentration of components [ppm]			λ	Temperatura spalin / exhaust temp. t_{exh} [°C]
		Rząd cyl. / Block	Punkt pomiaru / Point of measurement	CO	HC	NO _x		
1	0	Lewy / left (Pt)	dolot / inlet	500	194	17	1,46	295
			wylot / outlet	100	-	25		200
		Prawy / right (Pd)	dolot / inlet	500	1440	39	1,53	285
			wylot / outlet	10	1440	63		200
2	0	Lewy / left (Pt)	dolot / inlet	600	940	6	1,48	310
			wylot / outlet	0	-	12		190
		Prawy / right (Pd)	dolot / inlet	500	720	10	1,45	310
			wylot / outlet	10	550	24		190
3	-5	Lewy / left (Pt)	dolot / inlet	600	940	8	1,5	360
			wylot / outlet	10	680	19		190
		Prawy / right (Pd)	dolot / inlet	400	440	9	1,52	370
			wylot / outlet	10	400	26		190
4	-7,5	Lewy / left (Pt)	dolot / inlet	500	820	9	1,59	450
			wylot / outlet	10	570	15		195
		Prawy / right (Pd)	dolot / inlet	400	540	10	1,6	460
			wylot / outlet	10	10	16		200

Wnioski wynikające z tych badań są następujące:

1. Skład mieszanki może być istotnie różny w obu rzędach cylindrów silnika typu V;
2. Wydaje się, że palladowy reaktor katalityczny jest bardziej uniwersalny w odniesieniu do zmniejszenia emisji składników toksycznych spalin niż reaktor z pokryciem platynowym.

W tablicy 3 podano wyniki badań przy prędkości obrotowej biegu jałowego (750 obr/min).

Z tablicy 3 wynika, że dla uzyskania temperatury spalin wystarczająco wysokiej do skutecznej redukcji CH₂ konieczne jest odpowiednie opóźnienie zapłonu. To oznacza także, że nawet przy temperaturze na wlocie do reaktora wyno-

Tablica 4. Wyniki badań w warunkach stacjonarnego testu 13-fazowego

Table 4. The results of the experiments at steady 13-step cycle operating conditions

Rodzaj silnika / Engine type	Emisja / Emission [g/(kW·h)]		
	CO	HC	NO _x
Silnik z regulowanym turbodoładowaniem i jednym reaktorem katalitycznym / Engine with controlled turbocharging and one catalytic converter	0,584	17,06	2,06
Silnik z regulowanym turbodoładowaniem i dwoma reaktorami katalitycznymi / Engine with controlled turbocharging and two catalytic converters	0,5	1,00	1,7

szącej 450°C reaktor platynowy jest nieskuteczny w utlenianiu węglowodorów (metanu). Jest także wyraźne, że oba reaktory katalityczne są skuteczne w zakresie redukcji stężenia CO. Biorąc pod uwagę wszystkie badania wydaje się, że reaktor palladowy jest skuteczniejszy. Opóźnianie zapłonu nie jest dobrym rozwiązaniem. Występuje wówczas wzrost temperatury spalin konieczny do utleniania metanu przy spalaniu mieszanki stechiometrycznej w warunkach biegu jałowego. Ostateczna decyzja zależy jednak od zużycia paliwa występującego w obu tych przypadkach.

4. Koncepcja systemu sterowania układem zasilania gazem

Rysunek 1 przedstawia schemat systemu zasilania gazem opracowanego dla potrzeb stabilizacji wartości współczynnika nadmiaru powietrza w niektórych warunkach pracy silnika zbliżonych do warunków stechiometrycznych.

Zawór 22 pozostaje zamknięty przy wszystkich warunkach pracy z wyjątkiem biegu jałowego. Przepustnice 16 są sterowane ręcznie dla uzyskania mieszanki stechiometrycznej w obu rzędach cylindrów na dużym obciążeniu. Napędzany elektromagnetycznie zawór 26 utrzymuje wymagany skład mieszanki w obu rzędach cylindrów poprzez dodatkowe zasilanie gazem przez zawór 9, który otwiera się elektronicznie przy głównym położeniu przepustnicy 7 bliskim pełnemu otwarciu. Przy częściowych otwarciach przepustnicy 7 zawór 9 pozostaje zamknięty, a uboga mieszanka jest uzyskiwana w wyniku ręcznego sterowania przepustnicy 14. Ręcznie sterowane iglice 24 służą do stabilizacji zasilania gazem w warunkach bliskich stechiometrycznym na biegu jałowym w obu rzędach cylindrów.

Silniki autobusów miejskich pracują na obciążeniach częściowych w różnych warunkach. Rozwój wspomnianych powyżej silników zasilanych gazem ziemnym zapewnia zasilanie stechiometryczną mieszanką powietrzno-gazową w warunkach pełnego obciążenia i wykorzystanie mieszanki ubogiej na obciążeniach częściowych.

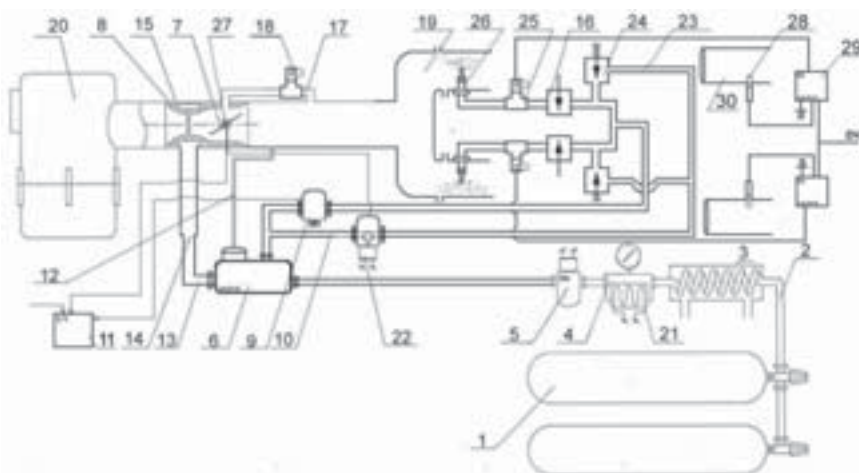
5. Rozwój turbodoładowanych wersji silników na gaz ziemny

Oprócz dobrze znanych zalet silników turbodoładowanych, silniki zasilane gazem ziemnym mają jeszcze jedną zaletę – praca silnika na ubogich mieszankach jednorodnych powoduje bardzo małą emisję tlenków azotu.

W przypadku silników zasilanych gazem ziemnym konstruowanych do dużych autobusów miejskich i samochodów ciężarowych, aby uzyskać duży moment obrotowy na-

4. Conception of gas supply system control

Fig. 1 presents a schematic of a gas supply system developed to establish and stabilize the air fuel ratio in some operating conditions close to stoichiometry.



Rys. 1. Elektroniczny system sterowania układu zasilania gazem: 1–zbiorniki gazu, 2–przewód wysokiego ciśnienia gazu, 3–podgrzewacz gazu, 4–reduktor wysokiego ciśnienia, 5–elektromagnetyczny zawór filtra, 6–dwustopniowy reduktor niskiego ciśnienia, 7–przepustnica, 8–mieszalnik gazowo-powietrzny, 9–zawór dodatkowego zasilania gazem, 10–przewód gazu biegu jałowego, 11–elektroniczny moduł sterowania, 12–przewód podciśnieniowy, 13–główny przewód zasilający, 14–główna przepustnica gazu, 15–dyfuzor, 16–ręcznie sterowana przepustnica, 17–przewód obejściowy, 18–zawór obejściowy, 19–przewód dolotowy, 20–filtr powietrza, 21–ogrzewacz elektryczny, 22–zawór elektromagnetyczny, 23–przewód zasilania gazem na biegu jałowym, 24–iglica regulacji gazu na biegu jałowym, 25–zawór regulacyjny napędzany silnikiem krokowym, 26–wtryskiwacz gazu, 27–czujnik położenia przepustnicy, 28–czujnik zawartości tlenu, 29–elektroniczny moduł sterujący, 30–przewód wylotowy silnika

Fig. 1. Electronic gas supply control system: 1–gas vessels, 2–high pressure gas line, 3–gas heater, 4–high pressure reducer, 5–electromagnetic valve-filter, 6–two stage low pressure reducer, 7–throttle, 8–air-gas mixer, 9–valve for additional gas supply, 10–idle gas supply duct, 11–electronic control unit, 12–vacuum duct, 13–main channel, 14–main gas throttle, 15–diffuser, 16–hand operated throttle, 17–by-pass channel, 18–by-pass valve, 19–inlet manifold, 20–air filter, 21–electric heater, 22–electromagnetic valve, 23–channel for gas supply at idle, 24–needle to adjust idle gas supply, 25–control valve with stepper motor drive, 26–gas nozzle, 27–throttle position sensor, 28–oxygen content pick-up, 29–electronic control unit, 30–exhaust manifold

Valve 22 is closed at all operating conditions except idle conditions. Throttles 16 are controlled manually to get close to stoichiometric mixture strength in both blocks at high loads. Valve 26 with electromagnetic drive keeps the necessary mixture strength in both blocks getting additional gas supply through valve 9 which opens electronically at the main throttle position 7 close to full opening. At partial opening of the throttle 7 valve 9 is closed and lean mixture is obtained by hand control of the throttle 14. Hand operated needles 24 are included to establish gas supply close to stoichiometric to both blocks at idle conditions.

City bus engines operate at part loads in a variety of conditions. The development of the above mentioned natural gas engines ensures stoichiometric air-gas mixtures at full load conditions and the use of lean mixture strengths at part loads.

5. The development of turbocharged versions of natural gas engines

In addition to the well-known advantages of turbocharged diesels, natural gas engines have one more advantage – en-



Rys. 2. Widok silnika badawczego

Fig. 2. The view of the test engine

leży stosować regulowane turbodoładowanie. Zdolność do zapewnienia dużego momentu obrotowego poprzez zmianę współczynnika nadmiaru powietrza nie może być wykorzystana w silnikach zasilanych gazem w taki sposób, jak to ma miejsce w silnikach ZS. Dla uzyskania małej emisji tlenków azotu silnik zasilany gazem ziemnym powinien pracować raczej w wąskim zakresie zmienności współczynnika nadmiaru powietrza (1,4–1,65), podczas gdy w silnikach ZS można wykorzystywać znacznie szerszy przedział ok. 1,6–2,4.

Na rysunku 3 przedstawiono schemat silnika zasilanego gazem ziemnym wyposażonego w regulowane turbodoładowanie i pojedynczy reaktor katalityczny dla każdego rzędu cylindrów silnika typu V, skonstruowanego w oparciu o turbodoładowany silnik ZS firmy KAMAZ.

W tym przypadku użyto dwustopniowego reduktora ciśnienia gazu. Gaz ziemny jest wtryskiwany do przewodu

engine operation on lean homogenous mixtures results in very low nitrogen oxides emission.

In the case of natural gas engines designed for big city buses and trucks to get high torque one should use controlled turbocharging. The ability to ensure high torque by the change of relative air fuel ratio cannot be utilized in natural gas engines in the way it may be used in diesels. In order to get low nitrogen oxides emission, natural gas engine should operate with a rather short air fuel ratio interval (1.4–1.65), whereas in diesels one may use much longer intervals, say 1.6–2.4.

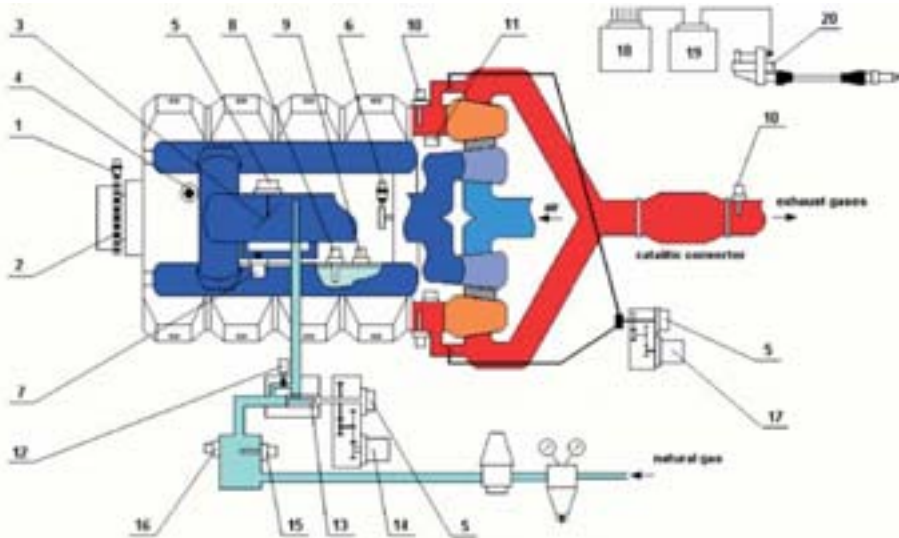
Fig. 3 presents a drawing of natural gas engine with controlled turbocharging and a single catalytic converter for each engine block of a V-type engine, designed on the basis of a turbocharged “KAMAZ” diesel.

In this case, a two-stage gas pressure reducer is used. Natural gas is injected into the inlet manifold through a controlled profiled valve and nozzles.

Catalytic converter is located at a distance equal to 1.5 m. from the exhaust outlet. Table 4 presents the results of the experiments at steady 13-step cycle operating conditions.

Unfortunately, our university has no test bed for transient cycle experiments. It may be seen from the table 4 that the requirements are met as regards carbon oxide and nitrogen oxides emissions of Euro 5. However, the emission of hydrocarbons is very high.

Fig. 4 shows a drawing of second natural gas engine with controlled turbocharging and two catalytic converters for each block of the same V-type engine. In this case 3-stage gas pressure reducer is used. Gas pressure is reduced down to atmospheric.



Rys. 3. Schemat silnika: 1 – cewka zapłonowa, 2 – specjalna tarcza, 3 – tarcza synchronizacji, 4 – czujnik prędkości obrotowej, 5 – czujnik synchronizacji, 6 – czujnik położenia przepustnicy, 7 – elektromagnetyczny zawór rozruchowy, 8 – zawór sterujący przewodu obejściowego dla biegu jałowego, 9 – czujnik temperatury cieczy chłodzącej, 10 – elektromagnetyczny zawór biegu jałowego, 11,12,13 – termopary, 14 – przepustnica

Fig. 3. Sketch of engine: 1 – induction coil, 2 – special disc, 3 – synchronizing disc, 4 – rpm sensor, 5 – synchronization sensor, 6 – throttle position sensor, 7 – starting valve with electromagnetic drive, 8 – controlled valve for idle by-pass line operation, 9 – coolant temperature sensor, 10 – idle valve with electromagnetic drive, 11,12,13 – thermocouples, 14 – throttle

Tablica 4. Wyniki badań w warunkach stacjonarnego testu 13-fazowego
 Table 4. The results of the experiments at steady 13-step cycle operating conditions

Rodzaj silnika / Engine type	Emisja / Emission [g/(kW·h)]		
	CO	HC	NO _x
Silnik z regulowanym turbodoładowaniem i jednym reaktorem katalitycznym / Engine with controlled turbocharging and one catalytic converter	0,584	17,06	2,06
Silnik z regulowanym turbodoładowaniem i dwoma reaktorami katalitycznymi / Engine with controlled turbocharging and two catalytic converters	0,5	1,00	1,7

dotowego przez profilowany zawór i wtryskiwacz. Reaktor katalityczny jest umieszczony w odległości 1,5 m od wylotu spalin. W tablicy 4 przedstawiono wyniki badań w warunkach stacjonarnego testu 13-fazowego.

Niestety, nasza uczelnia nie dysponuje stanowiskiem do badań w stanach nieustalonych. Na podstawie danych z tablicy 4 można zauważyć, że w odniesieniu do emisji tlenu węgla i tlenków azotu spełnione są wymagania normy Euro 5. Jednakże emisja węglowodorów jest bardzo duża.

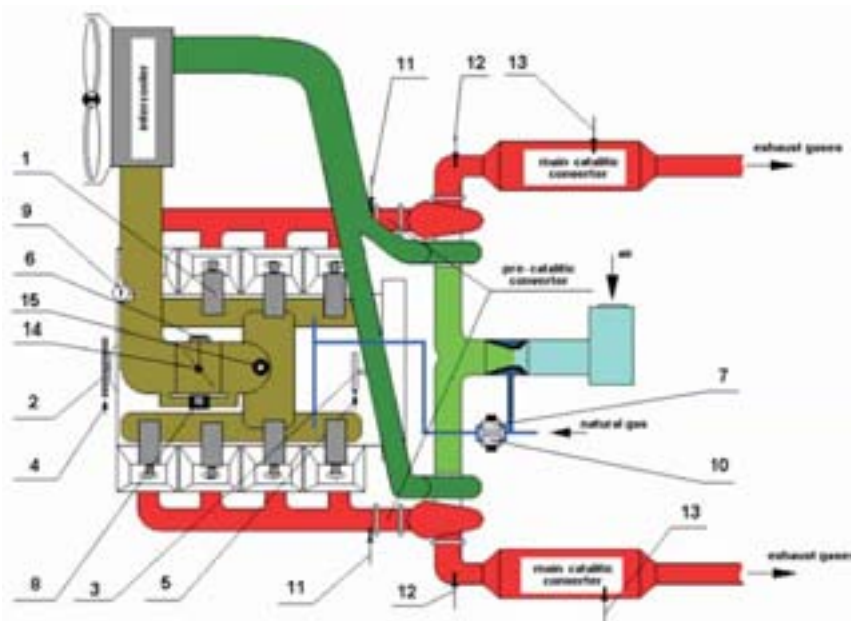
Na rysunku 4 pokazano drugi silnik zasilany gazem ziemnym wyposażony w regulowane turbodoładowanie i dwa reaktory katalityczne, po jednym na każdy rząd cylindrów silnika typu V. W tym przypadku zastosowano reduktor ciśnienia gazu. Ciśnienie gazu jest redukowane do ciśnienia otoczenia.

Gaz ziemny jest dostarczany do konwencjonalnego mieszalnika gazowo-powietrznego pomiędzy filtrem powietrza a sprężarką. Przepustnica jest umieszczona za chłodnicą powietrza doładowanego. Reaktory katalityczne niewielkich wymiarów są umieszczone na wlocie spalin do turbin, a główny reaktor w odległości 2 m od wylotu z turbin. Badania wykazały, że reaktory platynowe są znacznie mniej skuteczne w odniesieniu do utleniania metanu niż reaktory palladowe. Okazuje się także, że stężenie toksycznych składników spalin nie zmienia się w reaktorach wstępnych, ale sprawność konwersji reaktorów głównych wzrasta znacznie ze względu na użycie małych reaktorów umieszczonych w pobliżu wylotu spalin, gdzie temperatura spalin jest wysoka. Można przypuszczać, że w reaktorach wstępnych rozpoczynają się niektó-

Natural gas is supplied into conventional gas-air mixer located between the air cleaner and the compressors. Throttle is placed after the inter-cooler. Small size catalytic converters are placed at the inlet of the turbines and main converters at a distance of 2 m from the outlet of the turbines. The experiments revealed that platinum catalysts are much less efficient regarding methane oxidation than palladium catalysts. It also turned out, that the concentrations of the emission components do not change in the pre-converters, but the efficiency of the main converters increase greatly due to the use of small converters located near the exhaust outlet where the gas temperature is high. It may be assumed that in the pre-converters some preliminary reactions start which help in further oxidation of methane. In comparison to the previous results the content of hydrocarbons decreased by 17 times.

The decrease is still insufficient to meet the requirements of the Euro 3 regulations. New converters of greater volume and with higher palladium concentration are to be designed to meet the Euro 5 demands.

In the experiments with both engines we noticed, that nitrogen oxides concentration is increased in the catalytic converters and the increase is greater in the case of higher hydrocarbons content. The increase is not very harmful and,



Rys. 4. Schemat silnika: 1 – czujnik prędkości obrotowej, 2 – specjalna tarcza, 3 – przepustnica, 4 – czujnik temperatury cieczy chłodzącej, 5 – czujnik położenia, 6 – czujnik kąta OWK, 7 – zawór upustowy, 8 – czujnik temperatury mieszanki na dolocie, 9 – czujnik ciśnienia na dolocie, 10 – termopara, 11 – czujnik temperatury spalin na wlocie do turbiny, 12 – zawór biegu jałowego, 13 – główny zawór sterowania gazem, 14 – silnik krokowy zaworu sterowania gazem, 15 – czujnik temperatury gazu, 16 – czujnik ciśnienia gazu, 17 – silnik krokowy zaworu upustu spalin, 18 – moduł sterujący, 19 – moduł cewki zapłonowej, 20 – cewka zapłonowa

Fig. 4. A drawing of the engine: 1 – rpm sensor, 2 – special disc, 3 – throttle, 4 – coolant temperature sensor, 5 – location sensor, 6 – faze sensor, 7 – by-pass valve, 8 – inlet mixture temperature sensor, 9 – inlet pressure sensor, 10 – thermocouple, 11 – turbine inlet gas temperature sensor, 12 – idle operation valve, 13 – main gas control valve, 14 – stepper motor of gas control valve, 15 – gas temperature sensor, 16 – gas pressure sensor, 17 – exhaust gas by-pass valve stepper motors, 18 – control unit, 19 – ignition control module, 20 – ignition coil

re reakcje wstępne, które następnie ułatwiają utlenianie metanu. W porównaniu do poprzednich wyników zawartość węglowodorów zmniejszyła się 17-krotnie. Ten spadek jest jeszcze niewystarczający do spełnienia wymagań normy Euro 3. Dla spełnienia wymagań normy Euro 5 muszą zostać opracowane nowe reaktory katalityczne o większej objętości i z większym stężeniem palladu.

Podczas badań obu silników stwierdzono, że stężenie tlenków azotu zwiększa się w reaktorach katalitycznych, a wzrost ten jest większy w przypadku większej zawartości węglowodorów w spalinach. Wzrost ten nie jest jednak znaczny, a normy Euro 5 zostały spełnione. Powyższy wniosek wymaga dalszych obserwacji i badań.

6. Podsumowanie

W przypadku niedoładowanych silników typu V z centralnym układem zasilania gazem, zmniejszenie emisji okazuje się trudnym problemem. Dla pokonania tych trudności opracowano i przebadano oryginalny system zasilania gazem zapewniający dokładne sterowanie składem mieszanki gazowo-powietrznej w obu rzędach cylindrów. Osiągnięto spełnienie norm Euro 3.

W przypadku stosowania rosyjskiego gazu ziemnego o dużej zawartości metanu jest możliwa praca silnika bez spalania stukowego mimo dużych wartościach stopnia sprężania. To, w połączeniu z pracą silnika na mieszankach ubogich i na obciążeniach częściowych, zapewnia raczej nieznaczne zużycie energii cieplnej w warunkach użytkowania autobusu.

W przypadku silników turbodoładowanych mała emisja tlenków azotu jest uzyskiwana poprzez pracę na mieszankach ubogich (współczynnik nadmiaru powietrza w zakresie 1,45–1,65). Problem małej emisji metanu może zostać rozwiązany przez odpowiedni dobór reaktorów katalitycznych.

hence, the Euro 5 regulations are met. The above conclusion needs further observation for future investigations.

6. Conclusions

In the case of the unsupercharged V-type engines with a central gas supply system, the decrease of emission turns out to be a rather difficult problem.

To overcome these difficulties, an original gas supply system, ensuring precise control of air gas mixture strength at both engine blocks has been developed and is the test stage. The Euro 3 regulations are met.

In the case of Russian natural gas with stable high content of methane it is possible to work without detonation at high compression ratios. This, combined with lean mixture operation at part loads, ensures a rather low heat consumption in bus operation.

In the case of turbocharged engines, low nitrogen oxides emission is obtained by lean mixture engine operation (relative air-fuel ratio in the range 1.45–1.65). The problem of methane low emission may be solved by appropriate choice of catalytic converters.

Artykuł recenzowany

* Prof. A.S. Khatchiyani – Moskiewski Państwowy Instytut Konstrukcji Samochodów i Dróg, Politechnika Moskiewska, Moskwa, Rosja.

Mr A.S. Khatchiyani, DSc, MEng – Moscow State Automobile Maintenance and Highway Constr. Technical University, Moscow, Russia.



Inż. V.E. Kuznetsov – Moskiewski Państwowy Instytut Konstrukcji Samochodów i Dróg, Politechnika Moskiewska, Moskwa, Rosja.

Mr V.E. Kuznetsov, MEng – Moscow State Automobile Maintenance and Highway Constr. Technical University, Moscow, Russia.



Inż. I.G. Shishlov – Moskiewski Państwowy Instytut Konstrukcji Samochodów i Dróg, Politechnika Moskiewska, Moskwa, Rosja.

Mr I.G. Shishlov, MEng – Moscow State Automobile Maintenance and Highway Constr. Technical University, Moscow, Russia.



Literatura / Bibliography

- [1] De Keukeleere D. et al: Technisch-Wetenschappelijke Begeleiding van de 20 MIVB aadgasbussen. Report study for the Brussels Capital Region, 1995.
- [2] De Keukeleere D.: Opvolging energie en milieuaspecten van MIVB bussen met alternatieve brandstoffen i.v.m. verouderingsverschijnselen. Report study for the Brussels Capital Region, 1996.
- [3] Craps R. et al: New energy-saving and environmentally friendly technologies for buses and tracks. Proceedings workshop in Brussels on 29 April 1998.
- [4] Pelkmans L. et al: Real Impact of New Technologies for Heavy Duty Vehicles. Final Report IEA-AMF Study (Annex XVII), 2000.

Kazimierz M. ROMANISZYN*

Dynamika rozpędzania samochodu zasilanego benzyną i gazem CNG

W publikacji przedstawiono wyniki badań trakcyjnych samochodu osobowego przystosowanego fabrycznie do alternatywnego zasilania benzyną i sprężonym gazem CNG. Zastosowana instalacja zasilania gazem pozwala na sekwencyjny wtrysk gazu i regulację składu mieszanki ze sprzężeniem zwrotnym z wykorzystaniem sondy lambda. Opisano budowę układu zasilania silnika gazem i metodykę prowadzenia badań. Uzyskane wyniki porównano i oceniono wpływ rodzaju paliwa na dynamikę rozpędzania według stosownych norm.

Słowa kluczowe: silnik gazowy, sprężony gaz ziemny, napęd, dynamika pojazdu

The dynamics of the acceleration of a car fuelled with petrol and CNG

In this publication presented are the results of road tests of a passenger car fuelled alternatively with petrol and IV generation CNG. Described are the design of an engine fuelling system and the methodology of testing. Compared are the obtained results and evaluated is the influence of the type of fuel on the dynamics of car acceleration.

Key words: gas engine, CNG, drive train, vehicle dynamic

1. Cechy gazu CNG w zastosowaniu do zasilania tłokowych silników spalinowych

W historii rozwoju motoryzacji tłokowe silniki spalinowe zasilane gazem ziemnym były stosowane wcześniej niż silniki zasilane benzyną. Można znaleźć zapisy, że pierwszy pojazd mechaniczny zbudowany przez Austriaka Markusa był wyposażony właśnie w taki silnik. Jednak z czasem zasilanie paliwem gazowym zostało zdominowane przez zasilanie benzyną, jako paliwa wygodniejszego w magazynowaniu i bezpieczniejszego w zastosowaniu.

Obserwowany obecnie powrót do zasilania gazem ziemnym CNG i LPG łączy się z poszukiwaniem paliw alternatywnych, pozwalających obniżyć koszty eksploatacji pojazdów i emisję składników spalin uznawanych za niepożądane.

Z danych literaturowych [1] można wnioskować, że ze względu na wyższy atomowy udział wodoru w gazie ziemnym, silniki zasilane gazem CNG emitują spaliny o zmniejszonych zawartościach siarki, benzenu i węglowodorów aromatycznych. Dodatkowo przyjmuje się, że ten typ zasilania powoduje zmniejszenie emisji dwutlenku węgla o około 20–25%, jak również węglowodorów i tlenków azotu. Następstwem tego jest zmniejszenie emisji tzw. gazów cieplarnianych do atmosfery. Jednak z drugiej strony metan stanowi około 85% niespalonych węglowodorów emitowanych w spalinach silnika zasilanego CNG. Metan jest gazem o około 60-krotnie większej izolacyjności cieplnej w porównaniu do CO₂. Mimo to całkowity bilans emisji gazów cieplarnianych jest znacznie korzystniejszy dla silników zasilanych gazem ziemnym. Wydaje się, że zasilanie gazem ziemnym może nieść wiele korzyści w porównaniu z zasilaniem benzyną, a niedogodności logistyczne związane z magazynowaniem gazu są mniej znaczące przy obecnym stanie techniki.

W początkowym okresie stosowania zasilania gazem, systemy te budowano jako systemy nakładkowe, tzn. takie, które były zabudowywane dodatkowo do istniejących w sa-

1. The features of CNG in the fuelling of piston combustion engines

In the history of the automobile industry piston combustion engines fuelled with natural gas had been used before petrol-fuelled ones. Evidence may be found that the first mechanical vehicle ever built by an Austrian Marcus was fitted with such an engine. Over time, however, fuelling with gas was dominated by fuelling with petrol being easier to store and safer to use.

The return to fuelling with natural CNG and LPG gas observed these days is connected with the search for alternative fuels allowing the costs of operating a car to be reduced and the emission of unwanted exhaust gases to be decreased.

From the literature data [1], it can be concluded that due to the higher atomic share of hydrogen in natural gas, engines fuelled with CNG emit gases of lower sulphur, benzene and aromatic hydrocarbons content. Additionally, it is assumed that this type of fuelling results in reduced emission of carbon dioxide by approximately 20–25%, as well as hydrocarbons and nitric oxides. A consequence of this is a reduction in the emission of the so called greenhouse gases into the atmosphere. Methan, on the other hand, forms approximately 85% of unburnt hydrocarbons emitted in the exhaust gases of the CNG-fuelled engine. As it has been found out, methan has about 60 times the thermal insulation of CO₂. Despite of this, the total balance of the emission of greenhouse gases is much in favour of natural gas fuelled engines. Therefore it may seem that fuelling with natural gas has a lot of advantages over fuelling with petrol and the logistic problems to do with its storage are less significant with the current state of technology.

At the early stages of using natural gas, gas-fuelling systems were designed as put-on i.e. additionally fitted onto the existing standard petrol-fuelling systems in a car. This was

mochodzie systemów zasilania benzyną. Odbywało się to w warsztatach przystosowanych do takich zadań. Jednak samochody przystosowywane w tych warsztatach do zasilania gazem charakteryzowały się wzmożoną emisją składników spalin [6], a często również obniżoną dynamiką. Rozwój techniki spowodował eliminację wielu niekorzystnych cech stosowania nakładkowych systemów zasilania gazem, a uwypuklił zalety tego typu zasilania. Do głównych zalet należy zaliczyć:

- małą emisję węglowodorów i aldehydów, będących czynnikami tworzenia ozonu,
- praktycznie zerową emisję kancerogennych węglowodorów aromatycznych: benzenu i 1,3-butadienu,
- małą emisję cząstek stałych, tlenków azotu i dwutlenku węgla,
- łatwość pozyskiwania gazu ziemnego jako paliwa (po wydobyciu nie wymaga przetwarzania),
- stabilną pracę tłokowych silników spalinowych w szerokim zakresie zmian współczynnika nadmiaru powietrza,
- wysoką liczbę oktanową (powyżej 100).

Do głównych wad zasilania gazem ziemnym można zaliczyć:

- mniejszy zasięg samochodu przy porównywalnej masie paliwa,
- większe zagrożenie wybuchem,
- słabo rozwiniętą infrastrukturę stacji tankowania,
- większy koszt samochodu w przypadku stosowania zasilania alternatywnego,
- trudniejszy rozruch w porównaniu z benzyną.

Zagadnieniom analizy emisji związków szkodliwych spalin w początkowym okresie po rozruchu silnika samochodu zasilanego alternatywnie benzyną i gazem CNG poświęcono publikację [2]. Według autorów, po rozruchu zimnego silnika przy zasilaniu CNG występuje znaczące obniżenie emisji tlenku węgla w miejskiej części testu NEDC, natomiast w części autostradowej emisyjność ta jest większa niż przy zasilaniu benzyną. Dla samochodu zasilanego benzyną w pierwszej fazie testu NEDC (pierwsze 195 s) emitowane jest 99% ilości tlenku węgla mierzonego w całym teście. Natomiast przy zasilaniu CNG tylko około 27% tej ilości. W przywołanej publikacji podano, że dla prędkości powyżej 70 km/h przy zasilaniu CNG emisja ta jest na poziomie 72% całkowitej emisji w teście. Istotnym jest, że mimo wyższej emisji CO w teście miejskim, dla całości testu odnotowuje się obniżenie emisji CO o około 60% w porównaniu do zasilania benzyną. Według tych samych autorów zasilanie gazem CNG powoduje wyraźne obniżenie emisji węglowodorów w pierwszej fazie testu miejskiego (57% emisji przy zasilaniu CNG wobec 97% przy zasilaniu benzyną), a całkowita emisja HC w teście NEDC jest o około 70% niższa w porównaniu do zasilania benzyną. Stwierdzono, że emisja NO_x utrzymuje się na podobnym poziomie jak przy zasilaniu benzyną.

Bardzo istotną informacją jest to, że podczas przeprowadzonych badań stwierdzono niższą o około 15% emisję CO_2 w części UDC, a około 25% niższą emisję w części EUDC. Uzyskane dane są zbliżone z danymi opisanymi w [3].

made in specialist garages. Cars upgraded this way, however, were characterised by increased emission of exhaust gases [6] and frequently by lower dynamics. The technology advancement caused the elimination of many disadvantageous features of using put-on gas-fuelling systems and stressed the advantages of this type of fuelling.

The main advantages are:

- low emission of hydrocarbons and aldehydes which contribute to ozone creation,
- practically no emission of carcinogenic aromatic hydrocarbons; benzene and 1,3-butadiene,
- low emission of solid particles, NO_x and carbon dioxide,
- ease of obtaining natural gas as fuel (no refinement after mining),
- predictable running of piston combustion engines in a wide spectrum of lambda change,
- a high octane number (above 100),
- easy engine start-up compared to fuelling with petrol.

The main disadvantages of fuelling with natural gas are:

- shorter car range with comparable fuel load,
- higher risk of explosion,
- poorly-developed infrastructure of filling stations,
- higher price of a car with an alternative fuelling system.

Bielaczyc and Szczotka [2] address in their publication the analysis of the emission of toxic exhaust gas components at the early stage after the start-up of an engine fuelled alternatively with CNG and petrol. According to the authors there is a significant reduction in the emission of carbon monoxide in the urban part of NEDC test after the start-up of a cold engine fuelled with CNG. However, in the motorway part of the test, the emission is higher than for petrol fuelling. For a petrol-fuelled car in the first phase of NEDC test (first 195 s) 99% of the amount of carbon monoxide measured in the entire test is emitted. For fuelling with CNG, however, this percentage is only about 27. In the publication mentioned above it is stated that for velocities above 70 km/h the emission amounts to 72% of the total emission in the test, for fuelling with CNG. It is crucial that despite higher CO emission in the urban test, for the whole test the emission of CO is lower by about 60% compared with fuelling with petrol. According to the same authors fuelling with CNG gas causes a significant reduction in the emission of hydrocarbons in the first part of the urban test (57% emission for CNG versus 97% for petrol) and the total emission of HC in NEDC test is lower by about 70% compared with fuelling with petrol. It was found that the emission of NO_x stays at a similar level to fuelling with petrol.

A very important information is that during the course of the tests approximately 15% lower CO_2 emission was recorded in the UDC part, and approximately 25% lower emission in the EUDC part. The data obtained are similar to those described in [3].

For some time now, the Automotive Industry Institute (PIMot) has been working on the issues of the emission of exhaust gas components for car engines fuelled with CNG. In the publication [4] it is stated that compared with petrol engines, for air-petrol blends similar to stoichiometric the

Zagadnieniami emisyjności składników spalin silników samochodowych zasilanych CNG od pewnego czasu zajmuje się Przemysłowy Instytut Motoryzacji. W opracowaniu [4] podano, że w porównaniu z silnikami benzynowymi, dla mieszanek o składzie zbliżonym do stechiometrycznego, mechanizm reakcji chemicznych zachodzących w trójfunkcyjnym reaktorze katalitycznym jest korzystniejszy dla silnika zasilanego CNG, przez co można pod pewnymi warunkami [5] uzyskać wyższą skuteczność oczyszczania spalin. Prace własne prowadzone przez PIMot wykazały zgodność uzyskanych wyników z danymi zawartymi w publikacji [2] i wskazały na bardzo istotny fakt, że korzyści ekologiczne wynikające ze stosowania gazu ziemnego dotyczą instalacji zasilania dobranych starannie (fabrycznie) do danego typu silnika. W przypadku stosowania tzw. nakładkowych systemów zasilania, podobnie jak przy zasilaniu LPG [6], dla układów montowanych w standardowych kompletacjach, można się spodziewać nawet wzrostu szkodliwych składników spalin.

W dalszej części opracowania opisano obiekt badań, metodykę prowadzenia badań oraz uzyskane wyniki uzyskane przez autora niniejszej publikacji. Badania wykonano w ramach realizacji projektu badawczego Ministerstwa Nauki i Informatyzacji nr 4 T12D 047 28, na samochodzie zasilanym przez fabrycznie opracowany system IV generacji zasilania gazem CNG. Schemat układu zasilania przedstawiono na rysunku 1.

2. Obiekt i zakres badań

Do badań dynamiki rozpędzania użyto samochodu osobowego przystosowanego fabrycznie do alternatywnego zasilania benzyną i sprężonym gazem CNG. Dane samochodu i cechy CNG podano w poniższych zestawieniach:

– rok produkcji	2005
– objętość skokowa silnika	1596 cm ³
– moc maksymalna silnika	benzyna – 76, CNG – 68 kW przy 5750 obr/min
– moment maksymalny silnika	benzyna – 145 N·m, CNG – 130 N·m przy 4000 obr/min
– układ zasilania	benzyna – wtrysk wielopunktowy, CNG – wtrysk wielopunktowy, sekwencyjny
– ogumienie	Bridgestone B391 175/70 R14 z ciśnieniem: przód – 0,26 MPa, tył – 0,30 MPa
– masa własna	1540 kg

Zakres badań obejmował pomiary przy alternatywnym zasilaniu benzyną i gazem CNG:

- prędkości maksymalnej wg regulaminu nr 68 EKG ONZ i PN-92/S-77500,
- intensywności rozpędzania samochodu wg normy PN-92/S-77500:
 - na IV biegu od prędkości początkowej 40 km/h,
 - na IV biegu od prędkości początkowej 60 km/h,
 - na V biegu od prędkości początkowej 50 km/h,
 - na V biegu od prędkości początkowej 60 km/h,

mechanism of chemical reactions in three-function catalyst is better for CNG engines, thanks to which it is possible to get higher effectiveness of cleaning exhaust gases under certain conditions [5]. Own research by PIMot shows that the results obtained were consistent with the data in publication [2] and draws attention to a very important fact that ecological benefits of using natural gas occur when gas-fuelling systems are carefully (factory) designed for a specific engine type. However, in the case of the so called put-on gas fuelling systems, similarly to fuelling with LPG [6], for systems available as “standard kits”, an increase in the amount of toxic exhaust gas components may even be expected.

Further on in the publication described is the object of the testing and the testing methodology as well as the results obtained by the author. The tests were carried out as part of research No 4 T12D 047 28 by the Ministry of Computing and Science, on a car fuelled with a factory-designed IV generation CNG fuelling system.

2. The object of the testing and its scope

For the testing of the dynamics of car acceleration a passenger car, factory-adapted for alternative fuelling with petrol and CNG, was used. The characteristics of the car and the CNG are as follows:

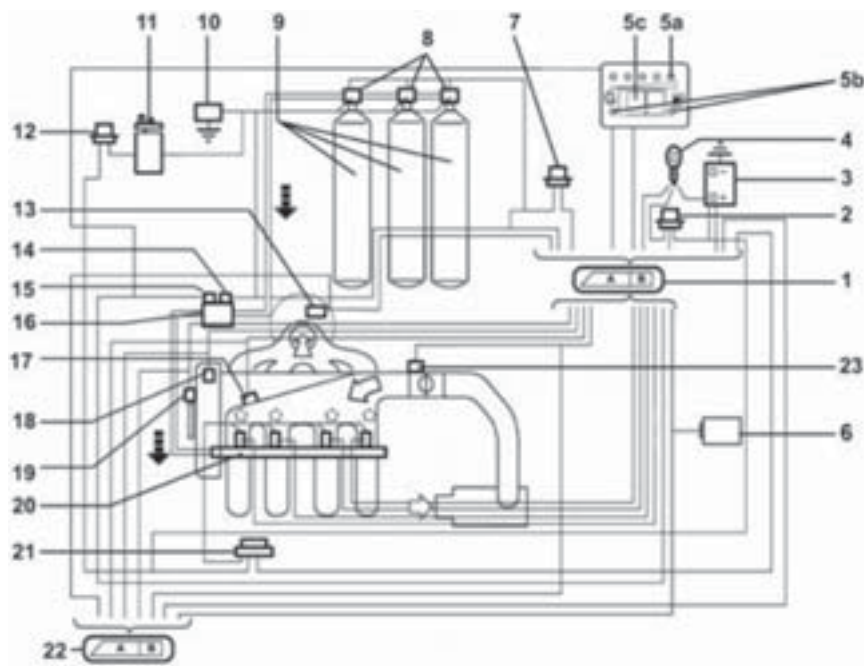
– year of manufacture	2005
– engine capacity	1596 cm ³
– maximum engine power	petrol – 76 kW, CNG – 68 kW at 5750 rpm
– maximum engine torque	petrol – 145 N·m, CNG – 130 N·m at 4000 rpm
– fuelling system	petrol – multipoint injection, CNG – sequential multipoint injection
– tyres	Bridgestone B391 175/70 R14 pressure: front – 0.26 MPa, rear – 0.30 MPa
– own weight	1540 kg

The scheme of the fuelling system is presented in Fig. 1.

The scope of testing covered the measurements for alternative fuelling with petrol and CNG:

- Maximum speed according to EKG Regulation 68 of the UN and Polish Norm 92/S-77500,
- The intensity of car acceleration based on Polish Norm 92/S-77500:
 - in IV gear from the starting speed of 40 km/h,
 - in IV gear from the starting speed of 60 km/h,
 - in V gear from the starting of 50 km/h,
 - in V gear from the starting of 60 km/h,
 - in V gear from the starting of 80 km/h,
 - in III gear from the minimal to maximal speed,
 - in IV gear from the minimal to maximal speed.

The measurements were carried out using Correwit head EEP-2. The parameters of the CNG used in the tests are presented in the Table 1.



Rys. 1. Schemat układu wtrysku i zapłonu samochodu: 1 – centralka sterująca silnika przy zasilaniu metanem, 2 – przekaźnik układu wtrysku, 3 – akumulator, 4 – wyłącznik zapłonu, 5A – wskaźnik pozostającego ciśnienia CNG, 5B – dwie diody „sposób zasilania benzyna” (diody żółta) i „sposób zasilania gaz” (diody zielona), 5C – przełącznik między dwoma sposobami funkcjonowania benzyna lub metan, 6 – body Computer, 7 – przekaźnik sterujący elektrozworami metanu (na butlach i na reduktorze ciśnienia), 8 – elektrozwory na butlach, 9 – butle metanu, 10 – wyłącznik bezwładnościowy, 11 – pompa elektryczna benzyny, 12 – przekaźnik odcinający pompę benzyny, 13 – sonda Lambda przed reaktorem katalitycznym, 14 – elektrozwór na reduktorze ciśnienia, 15 – czujnik ciśnienia metanu, 16 – elektrozwór odcinający na reduktorze ciśnienia metanu, 17 – czujnik ciśnienia i temperatury powietrza, 18 – czujnik fazy silnika, 19 – czujnik prędkości obrotowej silnika i GMP, 20 – kolektor zasilający metanu i elektrotryskiwacze, 21 – przekaźnik zasilania wtryskiwaczy, 22 – centralka sterowania silnikiem zasilanym benzyną, 23 – czujnik położenia przepustnicy

Fig. 1. The scheme of the fuelling and ignition system of the car: 1 – engine control module for fuelling with metene, 2 – fuelling system relay, 3 – battery, 4 – ignition switch, 5A – indicator of the remaining CNG pressure, 5B – two diodes: “fuelling with petrol” (yellow) and “fuelling with CNG” (green), 5C – switch between the two fuelling systems, 6 – body Computer, 7 – relay controlling metene electrovalves (on the bottles and pressure reducer), 8 – electrovalves on the bottles, 9 – bottles of metene, 10 – inert switch, 11 – petrol electric pump, 12 – relay cutting off petrol pump, 13 – Lambda probe before catalytic converter, 14 – electrovalve on the pressure reducer, 15 – metene pressure sensor, 16 – electrovalve cutting off metene pressure on the reducer, 17 – pressure and air temperature sensor, 18 – engine phase sensor, 19 – revolutions and engine top dead centre sensor, 20 – metene fuelling collector and electroinjectors, 21 – injectors fuelling relay, 22 – control module for petrol-fuelled engine, 23 – sensor of the position of the throttling valve

- na V biegu od prędkości początkowej 80 km/h,
- na III biegu od prędkości minimalnej do maksymalnej,
- na IV biegu od prędkości minimalnej do maksymalnej.

Pomiary prowadzono z wykorzystaniem głowicy Correwit EEP-2. Parametry gazu CNG użytego podczas badań przedstawiono w tabeli 1.

3. Uzyskane wyniki

Uzyskane wyniki zestawiono i ujęto w formie tabel 2 i 3 oraz rysunkach 2 i 3, przedstawiających prędkości samochodu w zależności od czasu i drogi dla alternatywnego zasilania benzyną i gazem CNG. Dane z przeprowadzonych badań trakcyjnych będą wykorzystane do obliczeń charakterystyk momentu obrotowego w warunkach dynamicznych zgodnie z [9] i zaprezentowane w kolejnych publikacjach. Dla uzyskania pełnych danych do takich obliczeń poszerzono zakres pomiarów o rejestrację rozpędzania samochodu na III i IV biegu od prędkości minimalnej do maksymalnej.

4. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono:

- Prędkość maksymalna samochodu była niższa o 9 km/h przy zasilaniu gazem CNG w porównaniu do zasilania benzyną.
- Podczas wszystkich pomiarów rozpędzania na biegach i przez biegi stwierdzono pogorszenie parametrów charakteryzujących dynamikę samochodu (dłuższe czasy rozpędzania i mniejsze osiągnięte prędkości wyjścia) przy zasilaniu

3. The results obtained

The results obtained are presented in tables 2 and 3 showing car speeds in the function of time and way for alternative fuelling with petrol and CNG. The data from the road tests carried out will be used for calculating torque characteristics in the dynamic conditions according to [9] and presented in next publications. To obtain a full spectrum of data for such calculations the scope of testing was extended by the recording of car acceleration in III and IV gear from the minimal to maximal speed.

Tabela 1. Zestawienie podstawowych parametrów zastosowanego gazu CNG

Table 1. Basic parameters of used CNG gas

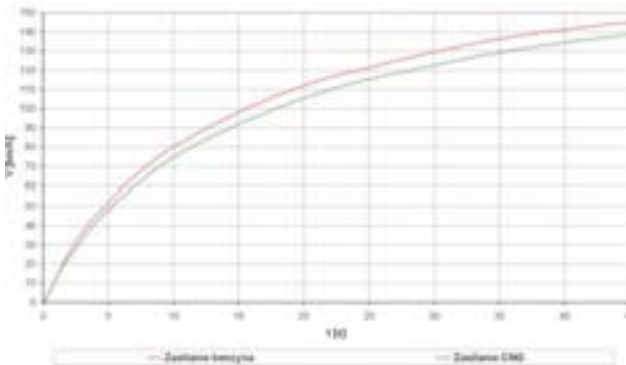
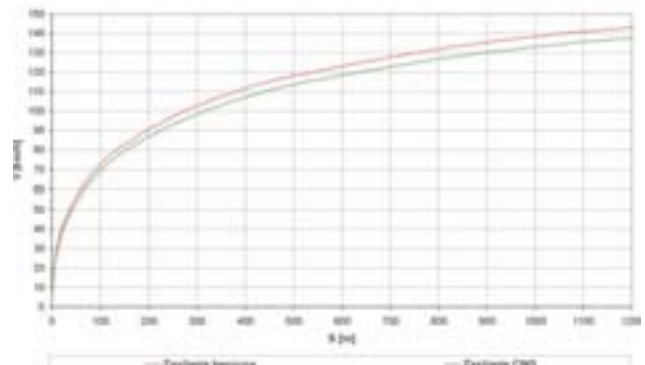
Zawartość metanu / Methane content	[%]	95,489
Zawartość azot + tlen / Content of oxygen and nitrogen	[%]	2,306
Zawartość dwutlenku węgla / Content of carbodioxide	[%]	0,058
Ciepło spalania (0°C, 101,335 kPa) / Burning heat (0°C, 101,335 kPa)	[MJ/m ³]	39,748
Wartość opałowa (0°C, 101,335 kPa) / Calorific value (0°C, 101,335 kPa)	[MJ/m ³]	35,844
Gęstość (0°C, 101,335 kPa) / Density (0°C, 101,335 kPa)	[kg/m ³]	0,748
Liczba Wobbego gazu W / Wobby value of gas - W	[MJ/m ³]	52,238

Tabela 2. Wyniki pomiarów prędkości maksymalnej, czasów rozpędzania oraz drogi wybiegu

Table 2. Results of measured: max. speed, acceleration times and way covered

Parametr / Parameter		Zasilanie benzyną / Fuelling with petrol		Zasilanie CNG / Fuelling - CNG	
1.	Prędkość maksymalna (na V biegu) / Maximum (V gear)	[km/h]		165 ± 3	
2.	Intensywność rozpędzania przez biegi / The intensity of acceleration through gears	0 : 100 km/h	czas - droga / time - way	[s - m]	15,6 ± 0,2
		0 : 400 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	19,9 ± 0,1
		0 : 500 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	23,0 ± 0,1
		0 : 1000 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	36,9 ± 0,2
3.	Intensywność rozpędzania na IV biegu / The intensity of acceleration in IV gear	40 : 100 km/h	czas - droga / time - way	[s - m]	23,0 ± 0,4
		0 : 400 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	21,2 ± 0,2
		0 : 1000 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	39,8 ± 0,3
		60 : 100 km/h	czas - droga / time - way	[s - m]	15,7 ± 0,2
	od 60 km/h	0 : 400 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	17,5 ± 0,1
		0 : 1000 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	35,2 ± 0,2
		60 : 100 km/h	czas - droga / time - way	[s - m]	26,9 ± 0,3
		0 : 400 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	20,4 ± 0,1
4.	Intensywność rozpędzania na V biegu / The intensity of acceleration in V gear	0 : 1000 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	40,9 ± 0,2
		60 : 100 km/h	czas - droga / time - way	[s - m]	21,9 ± 0,3
		0 : 400 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	18,5 ± 0,1
	od 60 km/h	0 : 1000 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	38,1 ± 0,2
		60 : 100 km/h	czas - droga / time - way	[s - m]	25,2 ± 0,4
		0 : 400 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	15,5 ± 0,1
od 80 km/h	0 : 1000 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	33,6 ± 0,2	
	80 : 120 km/h	czas - droga / time - way	[s - m]	34,3 ± 0,4	
	0 : 400 m	czas - prędkość / time - way	[s - km/h]	21,2 ± 0,1	
5.	Droga wybiegu / The distance of car rolling	80 : 0 km/h	droga / way	[m]	1336 ± 44

Liczba po znaku ± jest wartością liczbową (niepewności rozszerzonej) $U = k \cdot u_c$, obliczoną na podstawie standardowej niepewności złożonej u_c oraz współczynnika rozszerzenia $k = 2$ otrzymanego z rozkładu t-Studenta określającą przedział o poziomie ufności około 95%. / The number after „±” is a numeral (extended uncertainty) $U = k \cdot u_c$, calculated based on standard compound uncertainty u_c and coefficient of expansion $k = 2$ obtained from t-Student Spread detailing the bracket of certainty level of about 95%.

Rys. 2. Rozpędzanie przez biegi, $V = f(t)$ Fig. 2. Acceleration through the gears, $V = f(t)$ Rys. 3. Rozpędzanie przez biegi, $V = f(s)$ Fig. 3. Acceleration through the gears, $V = f(s)$

laniu gazem CNG, w porównaniu do zasilania benzyną (od 4 do 27%).

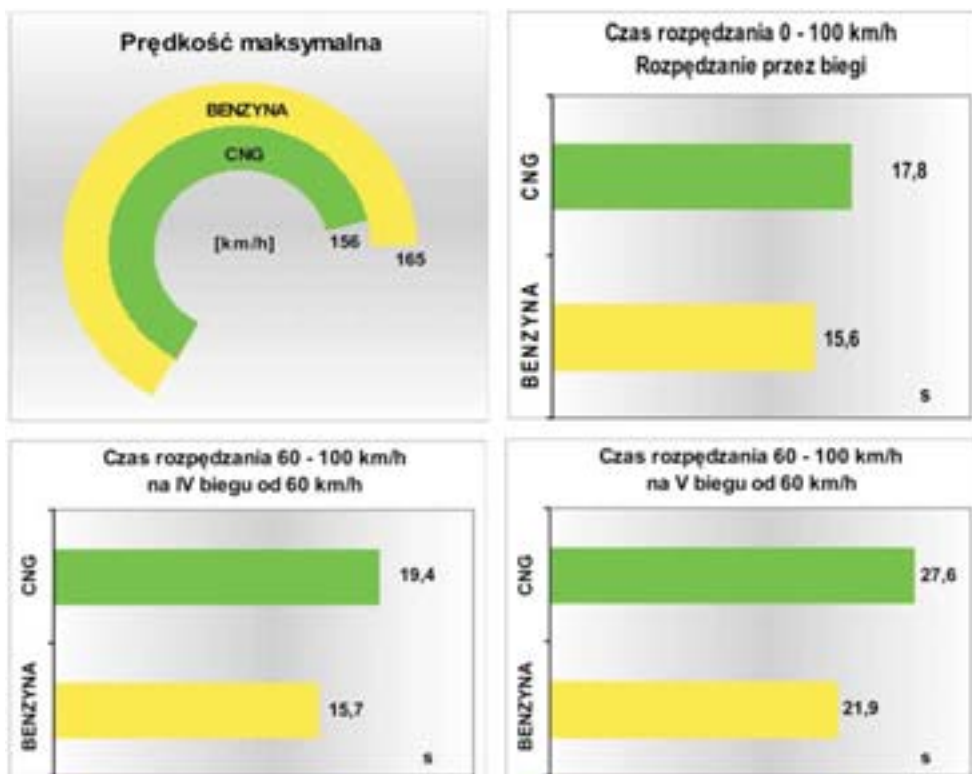
- Mając na uwadze podobieństwo przebiegów rozpędzania przy zasilaniu benzyną i gazem CNG, można przypuszczać, że charakterystyki szybkościowe momentów przy w obu przypadkach mają podobny kształt, natomiast charakterystyka przy zasilaniu CNG jest obniżona o kilka procent (szacunkowo około 8%).

Na rysunku 4 porównano rozwijaną prędkość maksymalną i czas rozpędzania do 100 km/h uzyskane z wybranych pomiarów.

The number after „±” is a numeral (extended uncertainty) $U = k \cdot u_c$, calculated based on standard compound uncertainty u_c and coefficient of expansion $k = 2$ obtained from t-Student Spread detailing the bracket of certainty level of about 95%.

4. Summary

- Based on the tests carried out it has been concluded that:
- Maximum speed of the car was decreased by 9 km/h for fuelling with CNG compared to fuelling with petrol.
- During all the acceleration measurements in and through gears it was noted that the parameters characterising the dynamics and elasticity of the engine got worse (longer



Rys. 4. Porównanie wybranych parametrów rozpędzenia samochodu przy zasilaniu benzyną i CNG

Fig. 4. Comparison of the parameters of acceleration during fuelling with petroleum and CNG

acceleration times and lower exit speeds achieved) for the fuelling with CNG, compared to fuelling with petrol (4–27%).

– Bearing in mind the similarity of the courses of the curves of acceleration for fuelling with petrol and CNG, it may be concluded that the speed characteristics of torques in both cases have similar courses, however the characteristic for fuelling with CNG is lowered by a few percent (app. 8%).

The diagrams below present the comparison of the maximum speed achieved and the acceleration times to 100 km/h from the selected measurements.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Merkisz J., Pielecha I.: Alternatywne paliwa i układy napędowe pojazdów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2004.
- [2] Bielaczyc P., Szczotka A.: Analiza emisji związków szkodliwych spalin w początkowym okresie po rozruchu silnika ZI samochodu zasilanego alternatywnie benzyną i CNG. Zeszyty Naukowe BOSMAL, z. 19, 2002.
- [3] Checkel D., Dhaliwal B.: Tailpipe Emissions Comparison Between Propane and Natural Gas Forklifts. SAE Technical Paper Series 2000-01-1865.
- [4] Żółtowski A.: Badania emisji trakcyjnych silników gazowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej serii Mechanika, z. 25, Silniki Gazowe 2003.
- [5] Michael H., Langen P.: Achieving Low Emissions and High Engine Efficiency with Natural Gas. Konferencja NGV, Yokohama 2000.
- [6] Romaniszyn K.M.: Wpływ zasilania gazem LPG na dynamikę rozpędzenia i emisyjność spalin samochodu zasilanego gaźnikiem. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej, seria Mechanika, z. 25, Silniki Gazowe 2003.
- [7] Brzeżański M., Golec K.: Nowoczesne systemy zasilania silników spalinowych paliwami gazowymi, Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej serii Mechanika, z. 25, Silniki Gazowe 2003.
- [8] Romaniszyn K.M.: Wpływ alternatywnego zasilania benzyną i gazem LPG na własności emisyjne i dynamikę samochodu, Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego 8T12D 03221: 2003.
- [9] Romaniszyn K.M.: Dynamika rozpędzenia samochodów zasilanych alternatywnie benzyną i gazem LPG. Zeszyty Naukowe OBR SM BOSMAL, z. 27, 2005.

* Dr hab. inż. Kazimierz Maria Romaniszyn – profesor Akademii Techniczno-Humanistycznej i OBR BOSMAL w Bielsku Białej, w latach 1990–2000 dyrektor Ośrodka Badawczo-Rozwojowego BOSMAL w Bielsku Białej.

Mr Kazimierz Maria Romaniszyn, PhD, DSc, MEng – Professor at the University of Bielsko-Biala and the Automotive R&D Center BOSMAL in Bielsko-Biala, in 1990–2000 director of BOSMAL.



Daniel DETERRE

Organiczna technologia płynów chłodzących dla silników gazowych. Jaka korzyść?

W artykule przedstawiono wyniki badań wpływu zastosowania płynu chłodzącego Coolelf Supra na stan wybranych części konstrukcyjnych silnika po jego długotrwałej eksploatacji. Stwierdzono, że płyn chłodzący ze składnikami organicznymi powoduje mniejsze zużycie tych elementów i poprawę właściwości chłodzących, co prowadzi do wydłużenia okresu eksploatacyjnego. Wskazano na przydatność systemu Total Dagofluid do monitorowania usterek silnika podczas jego pracy i serwisowania.

Słowa kluczowe: chłodzenie silnika, płyn chłodzący, eksploatacja, kontrola silnika

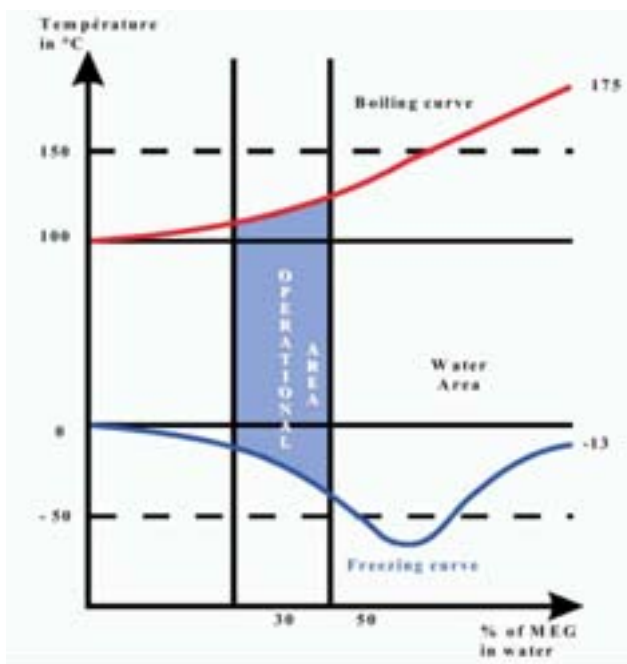
Organic technology coolant for gas engines. What benefits?

Results of investigation of fluid coolant Coolelf Supra application on some engine parts in long-time running conditions have been presented in the paper. It was recognized, that organic additive coolant technology leads to smaller wear of engine parts, better cooling performance and longer engine life. The suitability of the "Diagofluid" system for monitoring of engine running or maintenance troubles has been stated.

Key words: engine cooling, coolant, engine monitoring and maintenance

1. Funkcje składników płynu chłodzącego

Główną funkcją płynu chłodzącego jest transport ciepła ze źródła do chłodnicy (wymienika ciepła). Za spełnienie tej funkcji odpowiedzialna jest przede wszystkim woda dzięki swojej dużej pojemności cieplnej ($1 \text{ cal}/(\text{g} \cdot \text{K})$ lub $4,18 \text{ J}/(\text{g} \cdot \text{K})$). Drugą grupą składników są komponenty zapobiegające zamarzaniu, np. monoetanol glikolu lub monopropylen glikolu, które mają za zadanie zwiększyć zakres temperaturowy poprzez zmniejszenie temperatury krzepnięcia i zwiększenie temperatury wrzenia (rys. 1).



Rys. 1. Skład płynu chłodzącego

Fig. 1. Coolant matching composition to service temperatures

1. Liquid coolant function-composition

The first function of a cooling liquid is to "carry calories" from the source to the "evacuation device" (radiator, heat exchanger). This first function is dedicated to the water, thanks to its good calorific capacity ($1 \text{ calory} \cdot \text{gram}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ or $4.18 \text{ Joule} \cdot \text{gram}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$). The "antifreeze" component, generally monoethylen-glycol or monopropylen-glycol is used in order to enhance the operating temperature range by decreasing the Freezing Point and increasing the Boiling Point (Fig. 1).

A third category of elements is the "inhibitors" whose action is to avoid corrosion and cavitation of the different parts of the circuit. Traditionally these inhibitors are mineral elements coming from 2 categories:

- oxidants: chromates, nitrites, borates which act through a chemical reaction with the metal surface protecting it;
- "film generating": silicates, phosphates, amines; they form a physical barrier at the metal surface.

This last category of inhibitors is used in cooling circuits of French nuclear plant emergency generating set engines.

2. Problems in service solved with Coolelf Supra in power generation

- In nuclear plants on 4 MW/1500 rpm engines
- precipitate forming of iron phosphate and sodium around the preheating elements;
- plugging of the preheating heat exchanger tubes, which eventually set the engine preheating out of order (Fig. 2, 3).

In nuclear plants on 8 MW/514 rpm engines

Corrosion and almost erosion of "water pipes" due to a too high liquid speed in some parts of the piping. This phenomenon could lead to sudden leaks in the piping (Fig. 4).

Trzecią grupę dodatków stanowią inhibitory (katalizatory ujemne), które przeciwdziałają korozji i kawitacji części silnikowych będących w kontakcie z płynem chłodzącym. Typowymi inhibitorami są składniki mineralne, które można podzielić na dwie kategorie:

- utleniacze: chromiany, azotyny, borany, które chronią powierzchnie metalowe wchodząc z nimi w reakcję chemiczną;
- składniki tworzące powłokę: krzemiany, fosforany, aminy; związki te tworzą fizyczną barierę na powierzchni metalowej.

Ostatnia kategoria inhibitorów używana jest do chłodzenia francuskich reaktorów atomowych.

2. Problemy z serwisowaniem w elektrowniach rozwiązane za pomocą płynu chłodzącego *Coolelf Supra*

W silnikach o mocy 4 MW/1500 obr/min stosowanych w elektrowniach dochodzi do:

- wytrącania się fosforanów żelaza i sodu dookoła podgrzewanych elementów;
- zablokowania wymienników ciepła, co w konsekwencji prowadzi do awarii silnika (rys. 2, 3).



Rys. 3. Ten sam wymiennik ciepła, który został pokazany na rysunku 2, po stosowaniu nowego płynu chłodzącego *Coolelf Supra GF NP*, całkowicie opartego na technologii organicznej, po 18 miesiącach stosowania

Fig. 3. The same heat exchanger tubes as in Fig. 2 after 18 months with "Coolelf Supra GF NP" new liquid coolant using the fully organic technology

W elektrowniach z silnikiem 8 MW/514 obr/min

Korozja oraz erozja w układzie chłodzenia jest spowodowana zbyt dużą prędkością przepływu płynu w niektórych częściach układu. Te zjawiska mogą prowadzić do powstania niespodziewanych nieszczelności w instalacji układu chłodzenia (rys. 4).

3. Powody do testowania płynu *Coolelf Supra* stosowanego w trakcji kolejowej

Wymagania szczególne:

- uzdatnianie wody przez mieszanie z płynem chłodzącym: rozwiązaniem problemów z jakością wody w różnych miejscach, uproszczeniem konserwacji i problemów z zarządzaniem miejscami przygotowania mieszanki chłodzącej



Rys. 2. Czteromegawatowy wymiennik ciepła zablokowany przez osad powstały pod wpływem inhibitorów organicznych zawartych w konwencjonalnym płynie chłodzącym po 18 miesiącach użytkowania

Fig. 2. 4 MW engine preheating heat exchanger tubes plugged by deposits coming from mineral inhibitors of a conventional liquid coolant after 18 months



Rys. 4. Zniszczone przez erozję części awaryjnego obwodu chłodzącego silnika 8 MW w reaktorze atomowym

Fig. 4. Eroded parts of a pipe coming from the 8 MW emergency generating set engine cooling circuit of a 1300 MW nuclear reactor. This circuit was fitted with "conventional mineral based" (phosphate) liquid coolant

3. Reasons for testing *Coolelf Supra* in rail traction applications

Situation-needs:

- With water treatment mixed in water: problems due to water quality in different locations in addition to research of blending sites management and maintenance simplification; a solution could be adopting a ready-to-use liquid coolant.
- With ready-to-use liquid coolant: the liquid adopted was a conventional product with mineral inhibitors, but its per-

cej mogą być gotowe do zastosowania płyny chłodzące;
– gotowy do użycia płyn chłodzący to zwykle konwencjonalny produkt zawierający mineralne dodatki; charakteryzuje się jednak małą wydajnością i niewystarczającą ochroną przed kawitacją.

Ponadto, nowe pociągi i lokomotywy wyposażone w nowoczesne silniki muszą spełniać stawiane przez producenta dodatkowe wymagania ze względu na wyższe temperatury i obecność bardziej wrażliwych metali w układach chłodzenia. Z tego względu od 3 lat trwają badania nad bardziej wydajnym płynem chłodzącym. Dotyczy to silników: Caterpillar, MAN, MTU, Perkins, Renault Trucks, SEMT-Pielstick, Wartsila-SACM.

4. Płyny chłodzące pochodzenia organicznego dla silników gazowych

Specjalne wymagania dla silników gazowych

Wysokie temperatury, zwłaszcza w zastosowaniach typu elektrociepłowni i w silnikach ostatniej generacji, prowadzą do zwiększonego ryzyka:

- powstawania osadów wywołujących erozję, miejscowego nagrzewania materiału izolacyjnego, zatykania wymienników ciepła,
- korozji w miejscach na nią podatnych,
- degradacji płynu chłodzącego spowodowanej przedmuchami gazów (przede wszystkim w silnikach z komorą wstępną).

Stan części silników gazowych chłodzonych za pomocą konwencjonalnego płynu chłodzącego oraz za pomocą płynu Coolelf Supra z dodatkami organicznymi

W porównaniu do konwencjonalnego płynu chłodzącego, płyn Coolelf Supra oparty na technologii organicznej, zapewnia lepszą ochronę przed korozją i kawitacją oraz lepiej zabezpiecza aluminiowe części silników gazowych (bloki główne, tuleje cylindrowe, zob. rys. 5 do 8). Organiczny płyn chłodzący zapewnia lepszą ochronę korozyjną wrażliwych na nią części, np. komory wstępnej, ponieważ zapobiega występowaniu osadów mineralnych zapewniając jednocześnie dobre chłodzenie części najbardziej obciążonych. W ten sposób zapobiega przedwczesnemu zużyciu lub też pozwala uniknąć nieoczekiwanej awarii, obniżając jednocześnie koszty.

Te właściwości płynu chłodzącego Coolelf Supra były z powodzeniem przebadane w silnikach takich koncernów jak: Caterpillar, Deutz-MWM, GE Jenbacher, Guascor, Iveco-Aifo, MAN, MTU, Perkins, R-R Bergen, Wärtsilä, Waukesha.

Stosowany w elektrociepłowniach płyn Coolelf Supra jest używany także w systemach odzyskiwania energii ze spalin i umożliwia – w zależności od wymaganej ochrony przed zamarznięciem – dobrą wymianę ciepła w bezpiecznych warunkach.

Oprócz zwiększenia stabilności cieplnej silnika, uzyskania wyższego stopnia zabezpieczenia silnika oraz spełnienia norm zdrowotnych i bezpieczeństwa, dodatki organiczne zawarte w płynie chłodzącym powodują wydłużenie okresu eksploatacji płynu chłodzącego prowadzące do wydłużenia okresów pomiędzy jego wymianą, co prowadzi także do

formances level was too low and cavitation protection not enough.

In addition to this facts, new trains and locomotives are appearing with new engines introducing additional requirements coming from the manufacturers, due to higher temperatures and presence more sensitive metals in the cooling circuit. Then a more performant coolant has been searched, tested in service during 3 years. Engines concerned: Caterpillar, MAN, MTU, Perkins, Renault Trucks, SEMT-Pielstick, Wärtsilä-SACM.

4. Organic technology liquid coolant for gas engines applications

Gas engines specific requirements

High temperatures particularly in CHP applications and on last generation engines lead to higher risks of:

- deposits formation inducing erosion, hot zones insulation, heat exchangers plugging,
- corrosion of sensitive parts,
- coolant degradation due to gas leakages (mainly pre-chamber engines).

Condition of parts in gas engines cooled by usual coolant and by organic additive technology coolant Coolelf Supra

Compared to usual liquid coolants, Coolelf Supra organic technology fluid provides improved corrosion & cavitation prevention in gas engines (block, liner, see Fig. 5 to 8) and higher aluminium preservation. It also provides the highest corrosion protection of other sensitive parts like pre-combustion chamber and avoid the mineral deposits which bother a good hot part cooling where it's highly demanded. Then it helps avoiding premature failure or unexpected replacement and the induced costs.

All these Coolelf Supra performances have been successfully tested on engines from the following brands: Caterpillar, Deutz-MWM, GE Jenbacher, Guascor, Iveco-Aifo, MAN, MTU, Perkins, R-R Bergen, Wärtsilä, Waukesha.



Rys. 5. Kadłub silnika przy zastosowaniu konwencjonalnego płynu chłodzącego po 12 980 godzinach pracy

Fig. 5. After using usual coolant during 12 980 operating hours



Rys. 6. Kadłub silnika przy zastosowaniu płynu chłodzącego Coolelf Supra po 10 490 godzinach pracy

Fig. 6. After using Coolelf Supra organic technology coolant during 10 490 operating hours



Rys. 7. Tuleje cylindrowe przy zastosowaniu konwencjonalnego płynu chłodzącego po 7080 godzinach pracy

Fig. 7. After using usual coolant during 7080 operating hours



Rys. 8. Tuleje cylindrowe przy zastosowaniu płynu chłodzącego Coolelf Supra po 10 490 godzinach pracy

Fig. 8. After using Coolelf Supra organic technology coolant during 10 490 operating hours



Rys. 9. Aluminiowa osłona wymiennika ciepła przy zastosowaniu konwencjonalnego płynu chłodzącego po 12 980 godzinach pracy

Fig. 9. After using usual coolant during 12 980 operating hours



Rys. 10. Aluminiowa osłona wymiennika ciepła przy zastosowaniu płynu chłodzącego Coolelf Supra po 7240 godzinach pracy

Fig. 10. After using Coolelf Supra organic technology coolant during 7240 operating hours

zmniejszenia kosztów serwisowych i eksploatacyjnych. Dokładny czas przydatności płynu chłodzącego musi być określony przez specjalistów z serwisu.

Kontrola płynu chłodzącego

Jak już wspomniano, konieczne jest dokładne określenie stanu płynu oraz czasu jego eksploatacyjnej przydatności. Za pomocą analizy Dagofluid można ustalić czas przydatności płynu CoolElf Supra. Jeżeli ze względu na zmianę właściwości czas wymiany płynu nie jest tak długi jak zakładano, analiza płynu chroni w efekcie układ chłodzący

CHARACTERISTICS			
pH	8.4	---	---
A.R. pH 3.5	32,93	---	---
Water Hardness	9	---	---
Densité	1,051	---	---
PROTECTION			
Glycol	37	---	---
Water %	63	---	---
Freez. Temp. °C	-20	---	---
Boil. Temp. °C	106	---	---
POLLUTION			
Iron	<5	---	---
Led	<5	---	---
Copper	<5	---	---
Tin	<5	---	---
Chromium	<5	---	---
Aluminium	<5	---	---
Nickel	<5	---	---

Rys. 11. Fragment raportu systemu Total Dagofluid, w którym wyszczególniono parametry charakterystyki płynu chłodzącego i zawartości metali mogące świadczyć o wystąpieniu korozji w układzie chłodzenia

Fig. 11. A part of Total "Diagofluid" report which indicates either fluid characteristics and fluid metal content which can reflect corrosion and cavitation in the cooling circuit

silnika przed jego niewłaściwym działaniem. Taka analiza pomaga także w odszukaniu przyczyny niszczenia działającego płynu, która nie została zasygnalizowana przez jednostkę sterującą pracą silnika (np. nieszczelność i przedmuchy gazu zasila- jącego lub spalin do układu chłodzącego) lub sprawia problemy w utrzymaniu (np. napełnienie układu

chłodzącego wodą, innym płynem chłodzącym, jedynie środkiem przeciw zamarzaniu). Tak jak w przypadku systemu kontroli oleju, analiza Dagofluid wskazuje zawartość metali w płynie chłodzącym. Wskazania te są istotne, o ile kolejne napełnienia płynem chłodzącym dobrze monitorowano; jeśli napełnienia dokonano niedawno, mała zawartość metali może nie odzwierciedlać rzeczywistości.

5. Podsumowanie

Przebadany pod względem stabilności cieplnej, ochrony materiałów wrażliwych, wymogów zdrowotnych i bezpieczeństwa w silnikach ZS, płyn chłodzący oparty na technologii organicznej został zaakceptowany przez głównych producentów silników. Pomyślnie przetestowano płyn chłodzący z udziałem dodatków organicznych w silnikach gazowych. W porównaniu do zwykłych płynów chłodzących, płyn z komponentami organicznymi odznacza się dłuższym okresem eksploatacyjnym, który można określić podczas kontroli w serwisie. Ponadto, system Total Dagofluid pozwala monitorować usterki pojawiające się podczas pracy silnika lub podczas serwisowania; system ten stanowi właściwy element kontroli oleju umożliwiający dokonanie przeglądu silnika i warunków jego pracy.

In CHP applications, CoolElf Supra organic technology fluid is also used in the exhaust gas heat recovery systems and allows – depending on required anti-freeze protection – high thermal exchanges in safe conditions.

In addition to improved thermal stability and higher engine protection levels, expected health and safety regulation compliance, organic additive technology is providing a longer life to the liquid coolant leading to extended drain intervals, lower maintenance and operation costs. The exact coolant life-time has to be defined from in service product follow-up.

Liquid coolant monitoring

As mentioned just above, liquid coolant follow-up is necessary to know what is the fluid condition and determine the drain time. Through these analysis system called "Diagofluid", CoolElf Supra long life can be determined without risks. When drain period is not as long as expected due to characteristics deviation, coolant analysis is first protecting the engine cooling circuit against a degraded coolant effects and secondly helping to find where this degradation comes from, either an engine running trouble not detected by engine control (for instance fuel-gas or exhaust-gas leakage in the cooling system) or a maintenance trouble (i.e. top-up with only water, another coolant, pure anti-freeze, etc). Like oil follow-up system, "Diagofluid" is also indicating the fluid metal content. These value are only significant if fluid top-up are well monitored, if a big and recent top-up has been made, low metal content value could not reflect the reality.

5. Conclusions

Firstly tested for different reasons (thermal stability, sensitive metals protection, health and safety regulation) in Diesel engines on various applications (Power Generation, Rail Traction), organic technology coolant has been approved by the main engines manufacturers. It has been successfully experienced in gas engines facing the specific requirements of cogeneration applications. Additionally, compared to usual coolants, the product has a longer life which can be defined through in service follow-up. Called Total "Diagofluid", this system also can monitor eventual engine running or maintenance troubles, this is the suitable complement of oil follow-up system which allows to have an overhaul view on the engine running conditions.

Artykuł recenzowany

Skróty i oznaczenia / Abbreviations and Nomenclature

CHP – elektrociepłownia / Combined Heat and Power Plant

Daniel Deterre – Inżynier Rozwoju Produktu, TOTAL Lubricants, Paryż, La Défense CEDEX, Francja.

Mr Daniel Deterre – Product Development Engineer, TOTAL Lubricants, Paris, La Défense CEDEX, France.

Karol CUPIAŁ*
Adam DUŻYŃSKI
Janusz GRZELKA

Uszkodzenie chłodnicy mieszanki palnej w doładowanym silniku biogazowym

W pracy opisano uszkodzenie dwustopniowej chłodnicy przeznaczonej do chłodzenia sprężonej mieszanki palnej w układzie dolotowym doładowanego silnika gazowego z zapłonem iskrowym.

Słowa kluczowe: silnik gazowy ZI, biogaz, mieszalnik gazowo-powietrzny, chłodnica

Damage of the air-fuel cooler in the biogas supercharged engine

The paper describes damage of the two-stage cooler designed for cooling of the compressed air-fuel mixture in the inlet system of the biogas supercharged spark ignition engine.

Key words: SI engine, biogas, air-fuel mixer, cooler

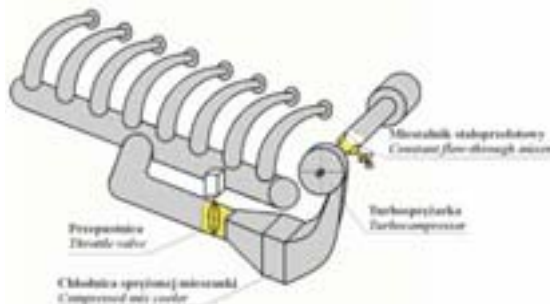
1. Układ dolotowy silnika biogazowego

W skład układu dolotowego silnika gazowego [1, 2] wchodzi filtr powietrza, mieszalnik paliwa gazowego z powietrzem wytwarzający homogeniczną mieszankę palną, turbosprężarka, dwustopniowa chłodnica sprężonej mieszanki, przepustnica, kolektor dolotowy i króćce dolotowe doprowadzające mieszankę palną z kolektora do poszczególnych cylindrów. Silnik jest zasilany ubogą, homogeniczną mieszanką paliwa gazowego z powietrzem wytwarzaną w stałoprzelotowym, niskociśnieniowym (rys. 1, 2), zeronadciśnieniowym mieszalniku umieszczonym na dolocie do nieregulowanej turbosprężarki sprężającej mieszankę do ok. 0,23 MPa i podgrzewającej ją do temperatury ok. 150°C.

Sprężona, gorąca mieszanka powietrza z biogazem jest schładzana do temp. ok. 40°C w dwustopniowej chłodnicy wodnej, z której jest doprowadzana do kolektora dolotowego i do cylindrów. Ilość mieszanki doprowadzanej do cylindrów silnika a więc i moc silnika jest regulowana przepustnicą dławiającą przepływ sprężonej mieszanki, znajdującą się między chłodnicą mieszanki a kolektorem dolotowym. Przepustnica jest sterowana elektronicznym regulatorem współpracującym z układem regulacji składu mieszanki palnej zawierającym sondę lambda i pozwalającym stabilizować zawartość tlenu w spalinach.

2. Opis uszkodzeń chłodnicy mieszanki palnej

Podczas rutynowej kontroli stanu technicznego silnika przeprowadzonej po przepracowaniu przez silnik ok. 8000 godzin zaobserwowano spadek jego mocy i sprężu turbosprężarki. W wyniku



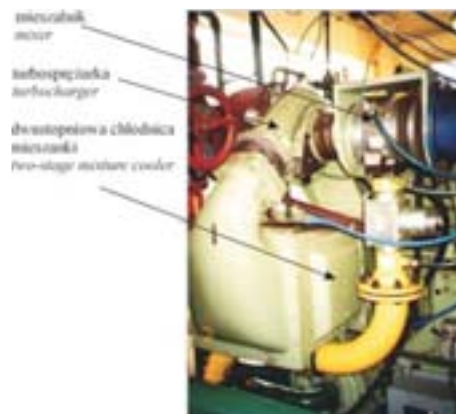
Rys. 1. Uproszczony schemat układu dolotowego silnika gazowego

Fig. 1. Simplified diagram of the gas engine inlet system

1. Biogas engine inlet system

The inlet system of a gas engine [1, 2] includes an air filter, gaseous fuel-air mixer producing a homogeneous air-fuel mixture, a turbocompressor, a two-stage compressed mixture cooler, a throttling valve, an inlet manifold and inlet connection pipes supplying the air-fuel mixture from the manifold to individual cylinders. The engine is supplied with a lean, homogeneous gaseous fuel-air mixture produced in a constant flow-through low-pressure zero-overpressure mixer (Figs. 1, 2) mixer positioned at the inlet to the non-adjustable turbocompressor compressing the mixture to a pressure of approx. 0.23 MPa and heating it up to a temperature of about 150°C.

The compressed hot air-biogas mixture is cooled down to a temperature of approx. 40°C in a two-stage water cooler, from which it is delivered to the inlet manifold and to the cylinders. The amount of mixture supplied to the engine cylinders, and thus the engine power, is regulated by a throttling valve choking the compressed mixture flow, which is situated between the mixture cooler and the inlet manifold. The throttling valve is controlled by an electronic



Rys. 2. Układ wytwarzania mieszanki gazowo-powietrznej silnika gazowego

Fig. 2. The gas-fuel mixture generation system of the gas engine

analizy wyników pomiarów tego silnika zarejestrowanych podczas eksploatacji ustalono, że zauważalne obniżenie tych parametrów silnika wystąpiło w okresie letnim w warunkach podwyższonej temperatury otoczenia po ok. 7000 godzin eksploatacji, a w ostatnim okresie eksploatacji silnika obniżenie osiągalnej mocy szybko powiększało się w sposób bardzo widoczny. Ustalono, że bezpośrednią przyczyną tego stanu jest nadmierny wzrost oporów przepływu w chłodnicy sprężonej mieszanki. W czasie ok. 8000 godzin pracy silnika spadek ciśnienia w tej chłodnicy powiększył się z 2 kPa do ok. 20 kPa.

Tablica 1. Porównanie wybranych parametrów silnika przed i podczas awarii chłodnicy mieszanki
Table 1. Comparison of selected engine parameters before and during the mixture cooler failure

Wielkość / <i>Quantity</i>	Jednostka / <i>Unit</i>	Silnik nowy / <i>New engine</i>	Silnik po 8000 h / <i>Engine after 8000 hrs</i>
Moc silnika / <i>Engine power</i>	kW	600	450
Nadciśnienie doładowania / <i>Supercharging overpressure</i>	MPa	0,115	0,067
Opory przepływu przez chłodnicę mieszanki / <i>Resistance to flow through the mixture cooler</i>	kPa	< 2	> 20
Zużycie cylindrów (maksymalne) / <i>Cylinder wear (maximum)</i>	mm	0,00	0,03

3. Chłodnica sprężonej mieszanki

Wodno-rurowa chłodnica sprężonej mieszanki zawiera łącznie ok. 300 gęsto rozmieszczonych rurek miedzianych (o średnicy ok. 10 mm), których końce rozwalcowane są w dwóch dnach sitowych. Na tych rurkach jest osadzony ciasno pakiet płaskich żeber wykonanych z blachy miedzianej o grubości ok. 0,12 mm zawierających otwory, tak wyprofilowanych (rys. 3), że po nasunięciu ich na rurki odległość między nimi wynosi ok. 1,2 mm. Chłodzona mieszanka przepływa przez szczeliny między żebrami i omywa zewnętrzne powierzchnie pakietu rurek a wewnątrz pakietu rurek przepływa schłodzona w wentylatorowej chłodnicy zewnętrznej ciecz chłodząca silnik.

Po zdemontowaniu chłodnicy z silnika stwierdzono obecność znacznej ilości zanieczyszczeń osadzonych po obydwu stronach chłodnicy oraz między żebrami. Ponadto na wylotowej powierzchni chłodnicy (od strony przepustnicy) stwierdzono powierzchniowe uszkodzenia mechaniczne i termiczne (rys. 4).

Chłodnicę poddano myciu najpierw preparatem stosowanym do usuwania zanieczyszczeń stałych i olejowych zalecanym przez firmę KÄRCHER, lecz nie uzyskano zadowalającego efektu. Stwierdzono, że przyczyną tego była znaczna ilość nie rozpuszczalnego stałego osadu zalegającego pomiędzy miedzianymi blaszkami tworzącymi żebrą rdzenia chłodnicy; osad ten składał się głównie z pyłu kwarcowego i węgla.

Wygląd zniekształconego termicznie i mechanicznie fragmentu (wymytego częściowo) wkładu chłodnicy z zalegającymi nadal w jego wnętrzu zanieczyszczeniami stałymi pokazano na rysunku 5.

controller operating with an air-fuel mixture composition regulation system that contains a lambda probe and enables the stabilization of the oxygen content of exhaust gas.

2. Description of the damage to the air-fuel mixture cooler

During the routine inspection of the engine's technical condition carried out after approx. 8000 hours of engine operation, a drop in engine power and compression ratio in turbocompressor was observed. It was determined from the analysis of results of engine measurements recorded during engine operation that a noticeable reduction in these parameters had occurred in the summer season in the conditions of an increased ambient temperature after approx. 7000 of operation, while the available power decrease was augmenting very distinctly in the last period of engine operation. It was established that the immediate cause of this condition was an excessive increase in resistance to flow within the compressed mixture cooler. Over an engine operation period of approx. 8000 hours the pressure drop across the cooler increased from 2 kPa to about 20 kPa.

3. Compressed air-fuel mixture cooler

Water tubular compressed air-fuel mixture cooler incorporates in total approx. 300 densely arranged copper tubes (approx. 10 mm in diameter), whose ends are expanded on two perforated bottoms. A package of flat ribs made of approx. 0.12 mm-gauge copper sheet with holes are fit-mounted on these tubes, with the ribs being so formed (Fig. 3) that after being put on the tubes they are spaced approx. 1.2 mm apart. The mixture being cooled flows through the gaps between the ribs and flushes the outer surfaces of the tube package, while the engine-cooling liquid cooled down in the outer ventilator radiator flows inside the tube package.

After removing the cooler from the engine, the presence of a considerable amount of fouling deposited on either side



Rys. 3. Widok jednego z żeber tworzących rdzeń chłodnicy mieszanki
Fig. 3. View of one of the ribs forming the core of the mixture cooler

Próba przepłukania wkładu chłodnicy 15% perhydrolem mającym zdolność intensywnego utleniania węgla również nie dała pozytywnego efektu i dlatego zdecydowano się wymienić chłodnicę na nową pokazaną na rysunku 6.

Najbardziej prawdopodobną przyczyną tak znacznego zanieczyszczenia chłodnicy pyłem kwarcowym było mało skuteczne działanie filtra powietrza zastosowanego w tym silniku gazowym (był to suchy filtr tkaninowy powszechnie stosowany w silnikach okrętowych), a znaczne ilości węgla zawartego w osadzie i wypełniającego przestrzeń między żebrami rdzenia chłodnicy mieszanki pochodzić mogły ze skoksowania niewielkich ilości oleju smarującego przenikającego z łożysk przez labiryntowe uszczelnienia wału turbosprężarki do wnętrza korpusu sprężarki. Tkaninowy wkład filtra biogazu znajdujący się w trakcie gazowym silnika nie nosił śladów zanieczyszczeń, a to dowodzi, że zanieczyszczenia zawarte w biogazie nie mogły być przyczyną zanieczyszczenia chłodnicy mieszanki. Obecność pyłu w zanieczyszczeniach zalegających w rdzeniu chłodnicy była znacząca, lecz pomimo to nie spowodowała ona znaczącego wzrostu zużycia cylindrów – maksymalne zużycie cylindrów po 8 tys. godzin pracy silnika nie przekraczało 0,03 mm i było bardzo niewielkie. Prawie na całej powierzchni gładzi cylindrów jeszcze widoczne były skośne ślady ich honowania.

Uszkodzenia wylotowej powierzchni chłodnicy zostały spowodowane falą ciśnienia wytworzoną w układzie dolotowym w następstwie przypadkowego zapłonu mieszanki palnej w kolektorze dolotowym. W silnikach gazowych zasilanych mieszanką homogeniczną wytwarzaną na początku układu dolotowego (przed turbosprężarką) zapłony takie sporadycznie zdarzają się i mogą doprowadzić do chwilowego wzrostu ciśnienia w układzie dolotowym silnika w granicach $0,64 \div 0,87$ MPa [3]. W następstwie takiego zapłonu może nastąpić cofnięcie i ustabilizowanie się płomienia na tych



Rys. 5. Fragment wkładu chłodnicy mieszanki z zalegającymi w nim zanieczyszczeniami

Fig. 5. A fragment of the mixture cooler element with contaminants deposited within it



Rys. 4. Zanieczyszczona powierzchnia wlotowa chłodnicy mieszanki (rysunek lewy) oraz ślady uszkodzeń termicznych i mechanicznych strony wylotowej chłodnicy mieszanki (rysunek prawy)

Fig. 4. The contaminated inlet surface of the mixture cooler (left-hand photo) and traces of thermal and mechanical damage to the outlet side of the mixture cooler (right-hand photo)

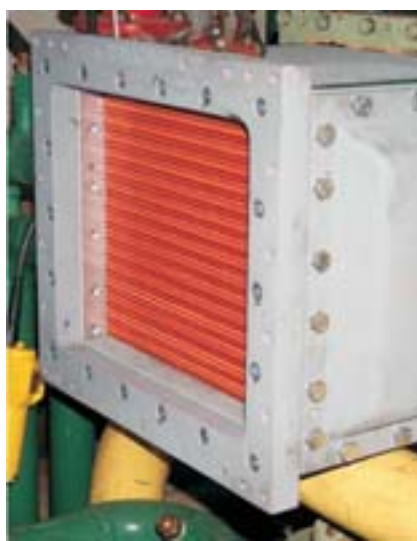
of the cooler and between ribs was found. In addition, mechanical and thermal surface damage was found on the outlet side of the cooler (on the throttle valve side) (Fig. 4).

The cooler was subjected to washing, first using a compound that is normally used for removing particulate and oil contamination, as recommended by KÄRCHER, but no satisfactory result was achieved. It was found that the cause was a considerable amount of an insoluble deposit lying between the copper fins forming the ribs of the cooler core; the deposit was composed chiefly of quartz and carbon dust.

The appearance of a thermally and mechanically distorted (partially washed) fragment of the cooler element with particulate contaminants still persisting in its interior is illustrated in Fig. 5.

An attempt to wash the cooler element with a 15% perhydrol solution having the capability of intensive oxidation of carbon also ended in failure, therefore a decision was made to replace the cooler with a new one, as shown in Fig. 6.

The most probable cause of so substantial contamination of the cooler with quartz dust was an inadequately efficient operation of the air filter used in this particular gas engine (that was a dry cloth filter commonly used in marine engines), whereas the considerable amount of carbon contained in the deposit and filling the space between the mixture cooler's core ribs might originate from the coking of a small amount of lubricating oil that had penetrated into the compressor body from the bearings through the labyrinth seals of the turbocompressor shaft. The cloth biogas filter element fitted in the engine's gas line showed no traces of contaminants, which indicates that the fouling of the mix cooler was not caused by any contaminants present in the biogas. The presence of dust in the fouling deposited in the cooler core was significant, though it did not result in any appreciable increase in cylinder wear – the maximum wear of the cylinders after 8 thousand hours of engine operation was negligible and did not exceed 0.03 mm. Almost on the entire cylinder bear-



Rys. 6. Nowa chłodnica mieszanki podczas montażu na silniku biogazowym

Fig. 6. A new mixture cooler as being mounted on the biogas engine

powierzchniach chłodnicy, na których prędkość przepływu mieszanki palnej paliwa gazowego z powietrzem jest zbyt mała. Stwierdzone uszkodzenia termiczne wewnętrznej powierzchni chłodnicy dowodzą, że w badanym silniku takie niepożądane zjawisko wystąpiło.

4. Podjęte środki zaradcze

W celu uniknięcia w przyszłości podobnych uszkodzeń chłodnicy sprężonej mieszanki przedsięwzięto następujące działania:

- wprowadzono bieżące monitorowanie oporów przepływu mieszanki przez chłodnicę sprężonej mieszanki w celu zapewnienia ciągłej kontroli stopnia zanieczyszczenia tej chłodnicy;
- zwiększono skuteczność działania filtra powietrza w celu zminimalizowania możliwości zasysania pyłu do układu dolotowego;
- zainstalowano quasilaminarny tłumik płomienia – przerywacz płomienia – w układzie dolotowym, po zimnej stronie chłodnicy mieszanki w celu ochrony chłodnicy przed falami ciśnienia i płomieniem występującym w czasie przypadkowego zapłonu mieszanki palnej w układzie dolotowym.

Radykalnym sposobem uniknięcia tego typu uszkodzeń w przyszłości byłoby zastosowanie wtrysku gazu do kanałów dolotowych silnika, bezpośrednio przed zaworami dolotowymi, ponieważ wtedy w turbosprężarce, w chłodnicy mieszanki i kolektorze dolotowym silnika znajdowałoby się czyste powietrze nie stwarzając tym samym zagrożenia eksplozyjnego i korozyjnego.

Artykuł recenzowany

ing surface, skew traces of cylinder honing were visible.

The damage to the outlet side of the cooler was caused by a pressure wave created in the inlet system as a result of an accidental air-fuel mixture ignition in the inlet manifold. In the gas engines supplied with a homogeneous mix generated at the beginning of the inlet system (upstream the turbocompressor) such ignitions do happen occasionally and may give rise to a momentary increase in pressure in the engine's inlet system in the range 0.64÷0.87 MPa [3]. As a consequence of such an ignition, a flash-back may occur, followed by the flame settling on the cooler surfaces, where the velocity of air-gas fuel mixture flow is too low. The identified thermal damage to the internal cooler surface indicates that such an undesirable phenomenon did happen in the engine tested.

4. Remedies undertaken

In order to avoid similar damage to the compressed mixture cooler in the future, the following remedies have been undertaken:

- on-line monitoring of resistance to mix flow through the compressed mix cooler was implemented to assure the control of the degree of cooler contamination to be maintained on an ongoing basis;
- the efficiency of air filter operation has been increased with the aim of minimizing the likelihood of dust being sucked into the inlet system; and
- a quasi-laminar flame damper – a flame arrestor – has been installed in the inlet system on the cold mix cooler side to protect the cooler against pressure waves and flame occurring during an accidental air-fuel mix ignition in the inlet system.

A radical method of avoiding this type of damage in the future would be to apply gas injection to the engine's inlet ducts immediately before the inlet valves, as pure air would be present in the turbocompressor, in the mix cooler and in the engine inlet manifold in that case, thereby not creating any explosion and corrosion hazards.

Literatura/Bibliography

- [1] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: Doświadczenia z eksploatacji biogazowego zespołu ciepło- i prądotwórczego. Instal Informatyka. Teoria i praktyka w instalacjach, Nr 10. Centralny Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Techniki Instalacyjnej INSTAL. Ośrodek Informacji Technika instalacyjna w budownictwie. Warszawa 2002.
- [2] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: Techniczne i ekonomiczne aspekty eksploatacji biogazowego zespołu CHP w oczyszczalni ścieków w Częstochowie. Materiały konferencyjne VI Międzynarodowej Konferencji Naukowej SILNIKI GAZOWE 2003 – konstrukcja, badania, eksploatacja, paliwa odnawialne. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej 155, Mechanika 25, Częstochowa 2003.
- [3] Grzelka J.: Analiza eksplozji w skrzyni korbowej i kolektorze dolotowym silnika gazowego. Praca doktorska, Politechnika Częstochowska. Częstochowa 1990.

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

Prof. Karol Cupiał, DSc. MEng. – professor at the Faculty of Mechanical Engineering and Information Technology of the Częstochowa University of Technology.



Dr inż. Adam Dużyński – adiunkt, zastępca dyrektora Instytutu Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej.

Mr. Adam Dużyński, PhD. MEng. – Vice-director of the Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering at the Częstochowa University of Technology.



Dr inż. Janusz Grzelka – adiunkt, kierownik Zakładu Pomiarów i Sterowania w Instytucie Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej.

Mr. Janusz Grzelka, PhD. MEng. – Head of Division of Machines Measurements and Control at the Częstochowa University of Technology.



Thomas ELSENBRUCH*

Technologia silnika gazowego GE ENERGY Jenbacher – obsługa profilaktyczna z wykorzystaniem zaawansowanych systemów kontroli

W artykule przedstawiono system gromadzenia danych oraz koncepcję kontroli i sterowania silnikami gazowymi firmy Jenbacher. Transmisja danych przez łącza internetowe umożliwia bieżący nadzór nad pracą silników, wczesne wykrywanie uszkodzeń i dostosowywanie pracy silników do bieżących warunków eksploatacji. System sterowania i kontroli umożliwia zarówno użytkownikom jak i pracownikom serwisu nadzór nad parametrami pracy silników w czasie rozruchu i bieżącym utrzymaniu instalacji oraz do celów diagnostycznych.

Słowa kluczowe: eksploatacja silnika, sterowanie, zdalna diagnostyka

GE ENERGY Jenbacher gas engine technology – preventive maintenance by means of highly sophisticated control systems

Data collection and control concept of Jenbacher gas engines has been presented in the paper. Internet data transmission allow on-line control of the engine operation, early detection of defects and optimal adjustment to engine actual operating conditions. The system offers both customers and GE Jenbacher maintenance staff a wide range of functionalities for commissioning, monitoring and maintaining installations and for diagnostic purposes.

Key words: engine operation, controlling, remotely-controlled engine

1. Wstęp

Możliwość uzyskiwania zdalnego dostępu do danych i czynnej kontroli nad systemem minimalizuje konieczność przebywania osoby nadzorującej bezpośrednio na miejscu instalacji. Ciągła analiza danych dotyczących eksploatacji systemu pozwala operatorowi na podjęcie konkretnych działań w fazie wystąpienia jakichkolwiek przesłanek dotyczących ewentualnych awarii, co pozwala wydłużyć żywotność urządzenia. Utrzymanie i konserwacja silnika ciągle musi być wykonywana na miejscu jego instalacji, ale zaawansowane systemy kontroli wspierają osobę nadzorującą w podejmowaniu głównie działań zapobiegawczych, a nie działań mających na celu reakcję na zaistniałą sytuację. Specjaliści, którzy mają dostęp z całego świata do danych dotyczących systemu mogą zapewnić wykwalifikowane wsparcie dla eksploatatora w wypadku problemów, które nie mogą być rozwiązane przez personel w miejscu instalacji systemu. Eksploatatorzy mogą przeznaczyć czas na inne działania, gdyż mają pewność, iż zostaną automatycznie poinformowani o krytycznych wskaźnikach systemu.

Współdziałanie operatora, specjalistów i wspierającej ich technologii pozwala zoptymalizować obsługę i zapewnić maksymalną żywotność systemu.

2. Trzy kroki obsługi profilaktycznej

Uzyskanie przez odpowiednią osobę właściwej informacji w odpowiedniej chwili i pożądanego lokalizacji jest kluczem do przeprowadzenia obsługi profilaktycznej z zachowaniem optymalnych kosztów i optymalnego czasu. Staje się to możliwe w trzyetapowym procesie, który jest wspomagany przez zaawansowany system kontroli i sterowania. Proces ten obejmuje pozyskiwanie danych, ich transmisję

1. Introduction

Having the possibility to access data from remote locations and take active control on the operation of the plant minimizes the requirement for operators to be directly on site. The continuous analysis of historical data allows the operator to take specific actions on early indicators of troubles that improve the uptime of the plant step by step. Maintenance still has to be done on site on the engine but highly sophisticated control systems help the operator to take more proactive than reactive actions. Specialists who can access the plant data from almost all over the world can provide qualified support to the operators in case of troubles that cannot be solved from people on site. Operators can dedicate their time to other activities as they can be sure to be notified automatically about critical issues at the plant.

The interaction of operator, specialists and supporting technology allows for an optimized operation with maximum uptime of the plant.

2. Three steps for preventive maintenance

Having the right information at the right point of time at the needed location for the right person is a key to carrying out preventive maintenance at optimum cost and time. This is made possible by a three step process which is facilitated by highly sophisticated control systems. The process comprises the steps data collection, data transmission and data analysis & distribution which are shown in the following figure.

3. Data Collection

The first step in the above mentioned process is collecting the relevant data on site. In general this is done by the

oraz analizę i dystrybucję, co przedstawiono na poniższym schemacie.

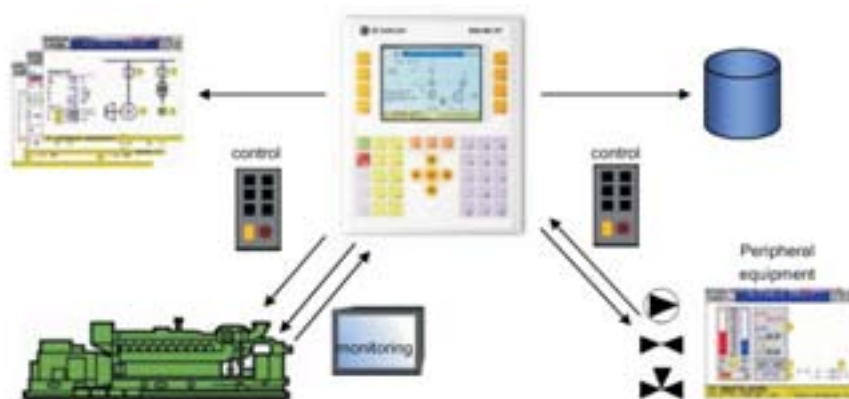
3. Pozyskiwanie informacji

Pierwszym krokiem we wspomnianym procesie jest zbieranie pożądaných informacji w miejscu instalacji systemu. Na ogół jest to realizowane przez system kontrolno-sterujący silnika gazowego. Ciągłe rosnąca moc wyjściowa i poprawa sprawności z równoległą redukcją emisyjności doprowadziła do zwiększenia ilości osprzętu przypisanego do pojedynczego cylindra takiego jak cewki zapłonowe, czujniki temperatury, czujniki spalania stukowego, itd. Doprowadziło to z kolei do zastosowania podsystemów (np. monitorowanie zapłonu i tzw. system szynowy) mających za zadanie poprawić wydajność układu kontrolno-sterującego.

DIA.NE® XT

DIA.NE® XT jest nowym systemem zarządzania silnikiem, który GE Jenbacher wprowadził we wszystkich swoich typach silników. System ten opiera się na centralnym przemysłowym systemie kontroli, który wykonuje działania systemu ze sprzężeniem zwrotnym, bez sprzężenia zwrotnego i modułu wizualizującego dane, co zostało przedstawione na poniższym schemacie. W celu wypełnienia tych funkcji wszystkie niezbędne dane są gromadzone przez system kontrolno-sterujący i przechowywane do dalszego wykorzystania.

Wszystkie moduły systemu są podłączone do DIA.NE® WIN Server poprzez sieć Ethernet. DIA.NE® WIN Server wspomaga łatwe i zdalne utrzymanie modułu, pozwalając na szybką diagnostykę i skoordynowane planowanie działań serwisowych.

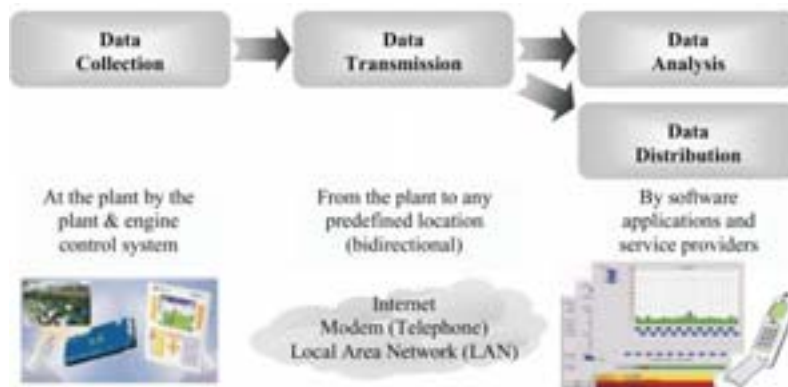


Rys. 2. Gromadzenie danych oraz koncepcja kontroli i sterowania silnikiem gazowym Jenbacher

Fig. 2. Data collection and control concept of Jenbacher gas engines

Monitorowanie sterowania zapłonem MON.IC

Wraz z systemem szynowym Jenbacher zastosował kompaktowe i zwarte rozwiązanie układu osprzętu cylindra. Modułowa konfiguracja zapewnia wydajną produkcję a budowa prowadzi do poprawienia niezawodności elementów systemu.



Rys. 1. Trzyetapowy proces otrzymywania informacji

Fig. 1. Three step process for making information available

on-site control unit of the gas engine. The permanently increasing specific power output and efficiency improvement with simultaneous reduction of emissions has increased the amount of cylinder selective components such as ignition coils, temperature sensors, knocking sensors, etc. This has led to the implementation of sub-units (e.g. Ignition monitoring and Rail Systems) to improve the performance of the control units.

DIA.NE® XT

DIA.NE® XT is a new engine management system that GE Jenbacher has introduced for all of its engine types. The system is based on a powerful central industrial control system which carries out the tasks of the closed-loop module control system, the open-loop module control system and module visualization as shown in the below figure. To fulfill these functions, all required data is collected within the control system and available for further use.

All modules of the installation are connected to the DIA.NE® WIN Server via an Ethernet network. The DIA.NE® WIN Server facilitates easy remote maintenance of the module, thus enabling a quick diagnosis and coordinated service planning.

Monitoring Ignition Control MON.IC

With the so called RAIL system, Jenbacher has applied a compact and concise solution for the arrangement of the cylinder selective components. The modular configuration allows an efficient production and the design leads to increased reliability of the components.

The MON.IC system provides the possibility to monitor the spark plug condition and display the information on the DIA.NE® XT system continuously. This increases the efficiency of the spark plug maintenance and makes the servicing much more convenient for the customer.

System MON.IC zapewnia możliwość monitorowania stanu świecy zapłonowej i ciągłe wyświetlanie informacji w systemie DIA.NE® XT. Poprawia to wydajność bieżącej obsługi świecy zapłonowej i sprawia, że obsługa serwisowa jest dla klienta o wiele bardziej wygodna.

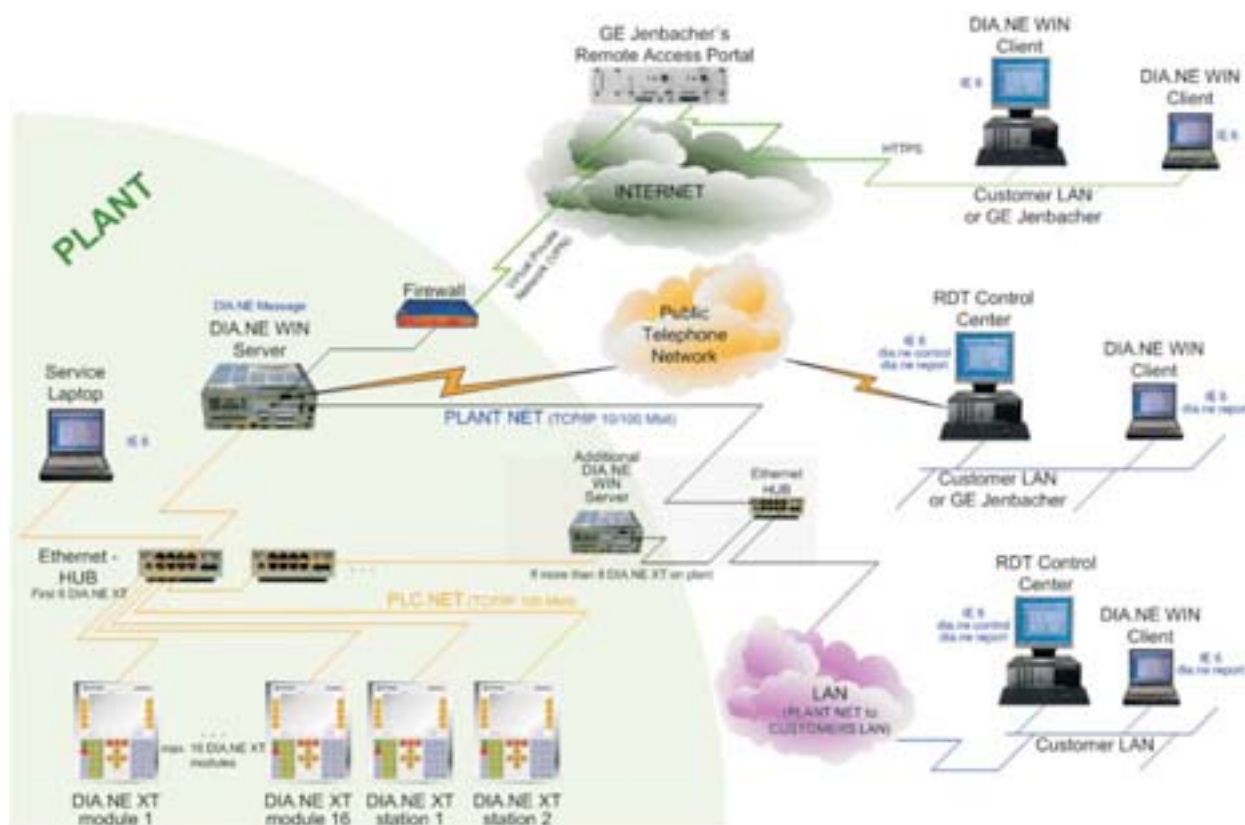
4. Przesyłanie danych

Gromadzone informacje są z reguły przesyłane za pomocą modemu (linia telefoniczna), sieci lokalnej (LAN) bądź przez Internet, który staje się ostatnimi laty coraz ważniejszy z uwagi na ciągły wzrost przepustowości. W celu zapewnienia bezpieczeństwa danych przesyłanych przez Internet, może zostać wykorzystanych wiele poziomów kodowania. GE Jenbacher używa najwyższych dostępnych standardów bezpieczeństwa poprzez połączenie Virtual Private Network (VPN). Kolejnymi udogodnieniami wynikającymi z wykorzystania Internetu do przesyłania danych jest większa prędkość transmisji i mniejsze koszty eksploatacji

4. Data Transmission

The collected data is generally transmitted via Modem (Telephone line), Local Area Network (LAN) or via Internet, which has become more and more important over the last years, as its performance has steadily increased. To ensure safety of the data transmission via Internet, several encryption levels may be used. GE Jenbacher is using the highest available security standard via Virtual Private Network (VPN) connection. Further advantages of the Internet Connection can be seen in the higher data transmission rate and lower running cost as compared to the Modem connection enabling the operator to continuously transmit high data volumes from the plant to any location.

Fig. 3 shows the various transmission methods for data. The data transmission can be initiated by the operator at the remote location and automatically from the plant in case of alerts.



Rys. 3. Przykład możliwych metod transmisji danych

Fig. 3. Example of data transmission possibilities

w porównaniu z połączeniem modemowym umożliwiającym operatorowi ciągłą transmisję dużej ilości danych z miejsca instalacji systemu do innej lokalizacji.

Rysunek 3 okazuje różne metody transmisji danych. Transmisja danych może być zainicjowana przez operatora ze zdalnej lokalizacji bądź automatycznie z miejsca instalacji systemu w wypadku wystąpienia alarmu.

5. Analiza danych i ich dystrybucja

Transmitowane dane muszą zostać przeanalizowane i ewentualnie dystrybuowane. W tym celu GE Jenbacher roz-

5. Data Analysis & Distribution

The transmitted data needs to be analyzed and optionally further distributed. For this purpose GE Jenbacher has developed several applications like DIA.NE® WIN, DIA.NE® RMC and HiDAT.

DIA.NE® WIN

DIA.NE® WIN is a new Windows-based man/machine interface for GE Jenbacher gas engines. The system offers both customers and GE Jenbacher maintenance staff a wide range of functionalities for commissioning, monitoring and

winał szereg aplikacji takich jak DIA.NE® WIN, DIA.NE® RMC i HiDAT.

DIA.NE® WIN

DIA.NE® WIN jest nowym interfejsem użytkownika silników gazowych GE Jenbacher opartym o system Windows. System oferuje zarówno nabywcom jak również serwisowi GE Jenbacher szeroką funkcjonalność przy rozruchu, monitorowaniu i utrzymaniu instalacji oraz do celów diagnostycznych. DIA.NE® WIN rozszerza możliwości wizualizacyjne DIA.NE® XT pod kątem łatwości obsługi, analizy wcześniej zgromadzonych danych i zdalnego dostępu. Wiele stacji może pracować równolegle bądź też niezależnie od siebie.

Zdalna Kontrola Informacji (RMC)

DIA.NE® RMC jest automatycznym systemem alarmowym dedykowanym do DIA.NE® XT. RMC posiada możliwość automatycznej transmisji niezbędnych danych z systemu zarządzania sytuacjami alarmowymi DIA.NE® XT do zdalnej stacji. Informacje te mogą być również przesłane poprzez e-mail, fax bądź telefon komórkowy (SMS). Ponadto gromadzone informacje mogą być wizualizowane na zdalnej stacji. System składa się z centralnego komputera klasy PC (DIA.NE® WIN – Server), który jest wbudowany w panel kontrolny jednej bądź więcej zdalnych stacji.

Narzędzie analizy gromadzonych danych HiDAT

HiDAT (baza danych oparta na środowisku Windows przeznaczona do analizy danych w trybie offline) może być wykorzystywana do szczegółowej analizy awarii, a następnie do wprowadzenia środków zaradczych. Po zaimportowaniu danych DIA.NE® (informacje alarmowe, zmiany mierzonych wielkości) istnieje możliwość przeglądania historii usterek z wykorzystaniem rozszerzonych funkcji filtrujących i przeszukujących bazę. Z wykorzystaniem opcjonalnych narzędzi możliwe jest obliczenie współczynnika gotowości do pracy, częstotliwości wystąpienia usterek i ich powtarzania, co umożliwi operatorowi podjęcie konkretnych działań serwisowych.

6. Asortyment produktów GE Jenbacher

Wszystkie silniki aktualnego programu produkcyjnego mogą być wyposażone w omówione systemy kontroli i sterowania oraz oprogramowanie pozwalające optymalizować działanie systemu. Setki takich systemów jest połączonych z centrum GE Jenbacher, co prowadzi do zwiększenia gotowości do pracy urządzenia i jego żywotności.

Asortyment silników gazowych GE Jenbacher obecnie obejmuje cztery typy konstrukcji z ośmioma silnikami podzielonych zgodnie z pojemnością i liczbą cylindrów. Produkty te obejmują

maintaining installations and for diagnostic purposes. DIA.NE® WIN extends the visualization of DIA.NE® XT with respect to user friendliness, historical analysis and remote use. Several service stations can be operated in parallel or independently from each another.

Remote Message Control (RMC)

DIA.NE® RMC is the automatic alarm system for DIA.NE® XT. RMC can automatically transmit essential operational information from the DIA.NE® XT Alarm Management to a remote station. The messages can be forwarded to an e-mail address, fax machine or mobile phone (SMS). Furthermore the stored messages can be visualized at the remote station. The system consists of a central PC (DIA.NE® WIN – Server) which is built into the control panel and one or more customer remote stations.

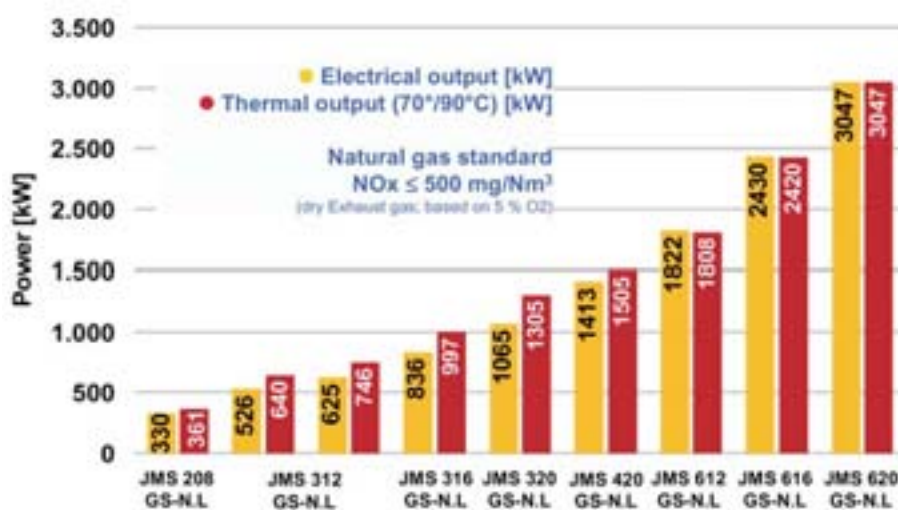
Historical Data Analyzing Tool HiDAT

HiDAT (a windows-based database application for the offline data analysis) can be used to analyze installation failures in detail and subsequently introduce countermeasures. Having imported the historical DIA.NE® data (alarm management messages, trends in measured values) one can review the failure history using the extensive filter and search functionality. With an optional tool the availability, failure frequency and failure repetition can be calculated enabling the operator to take specific actions on the occurred failures.

6. GE Jenbacher Product Line

All engines of the current product program can be equipped with the above mentioned control systems and software applications to allow for optimized operation of the plant. Several hundreds of plants are connected to the GE Jenbacher competence center leading to improved availability and uptime of these plants.

The GE Jenbacher product line for gas engines presently comprises four constructional types with a total of eight engines graduated according to cubic capacity and number of cylinders. The program covers a performance spectrum of 330 to 3047 kW in electrical and 361 to 3047 kW in thermal



Rys. 4. Asortyment produktów GE Jenbacher w roku 2006

Fig. 4. Product program 2006 of GE Jenbacher

zakres mocy od 330 do 3047 kW mocy elektrycznej i od 361 do 3047 kW mocy cieplnej. Możliwe jest zasilanie różnymi typami paliw: gazem ziemnym, propanem i biogazami. Systemy kogeneracyjne GE Jenbacher osiągają sprawność ponad 90% i są zgodne z międzynarodowymi normami dotyczącymi emisji zanieczyszczeń.

7. Podsumowanie

Systemy kogeneracyjne z silnikami gazowymi wytwarzają energię elektryczną i ciepło w miejscach, gdzie są one wymagane. Oferują optymalną wydajność w wykorzystaniu energii przy minimalnym wpływie na środowisko. Wysoka wydajność systemów kogeneracyjnych nie oznacza jedynie niskiego kosztu wytworzenia energii, ale również oszczędność energii i niski poziom emisji zanieczyszczeń do atmosfery.

Silniki produkowane przez firmę Jenbacher mogą być zasilane gazem zimnym podobnie jak biogazami i gazami specjalnymi takimi jak te z wysypisk śmieci, przemysłu czy rolnictwa. Ponieważ głównie gaz ziemny jest wykorzystywany do produkcji energii, za wykorzystaniem innych typów gazów przemawia ich przyjazna dla środowiska utylizacja. Efektywność takiego systemu jest zapewniona przez ciągłą produkcję energii.

Elektronika i systemy peryferyjne GE Jenbacher zostały unowocześnione aby sprostać wymogom dotyczącym wydajności silników. Jakość komponentów takich jak cewki zapłonowe, czujniki temperatury i spalania stukowego została zwiększona w celu zapewnienia możliwie nieprzerwanej eksploatacji systemu. Wprowadzając nowy system szynowy Jenbacher stworzył kompaktowe i zwarte rozwiązanie rozmieszczenia, i układu tych elementów. Modułowa konfiguracja pozwala na jeszcze bardziej wydajną produkcję silników a ich konstrukcja zapewnia zwiększenia żywotności elementów składowych systemu.

Dział technologiczny GE Jenbacher koncentruje się również na opatentowanym elektronicznym systemie kontrolno-sterującym i monitorującym. Nowy system zarządzania silnikiem i instalacją DIA.NE® XT wraz z systemem zdalnego transferu danych HERMES, oferuje szereg możliwości połączenia przez Internet, LAN bądź modem. Oprogramowanie DIA.NE® WIN i DIA.NE® RMC umożliwia sterowanie i kontrolę szeregu silników, bądź w jednej, bądź w wielu lokalizacjach. Ich szeroki zakres analizy i raportowania powiększony jest poprzez narzędzie HiDAT. Ułatwia to zadania obsługowe i utrzymanie systemu.

energy. Various versions for fuels such as natural gas, propane and biogases like sewage and landfill gas are available. GE Jenbacher cogeneration systems achieve a total efficiency of more than 90% under strict compliance with international emission regulations.

7. Summary

Cogeneration plants with gas engines produce electricity and heat at decentralized locations, where they are required. They offer optimum efficiency in the utilization of energy with minimum environmental burden. The high efficiency of cogeneration systems does not only mean low energy costs and therefore high feasibility, but also energy savings and low emissions to the atmosphere.

The engines produced in Jenbach can run on natural gas as well as on several bio- and special gases (non-natural gas), such as those from landfill sites, industry or agriculture. Whilst natural gas is used primarily in local energy production, the driving force behind the use of non-natural gas is environmentally safe disposal. The cost effectiveness of such plants is assured by the simultaneous production of energy.

To achieve lowest maintenance costs and highest efficiency, GE Jenbacher is continuously developing its products. A highly sophisticated engine control system provides new levels of preventive maintenance and remote control operation and is one of the key technologies for low maintenance costs.

GE Jenbacher's electronics and peripheral systems have been updated to reflect the new engine performance demands. Components such as ignition coils, temperature, and knocking sensors have been upgraded to drive the highest possible system availability. Introducing the new GE Jenbacher rail system has created a compact and concise solution for the arrangement of all these components. The modular configuration allows an even more efficient engine production and the design leads to an increased component life time.

Another focal point of the GE Jenbacher Technology department is the proprietary electronic control and monitoring system. The new Jenbacher system for engine and plant management, DIA.NE® XT, together with the remote data transfer system HERMES, offers a variety of connection options via Internet, LAN, or modem. The applications DIA.NE® WIN and DIA.NE® RMC make it possible to operate and control several engines at either single or multiple locations. Their wide range of analyzing and reporting possibilities is enlarged with the HiDAT tool which all together simplify service and maintenance tasks.

Artykuł recenzowany

Inż. Thomas Elsenbruch – Dział Promocji Produkcji, GE Jenbacher GmbH & Co OHG, Jenbach, Austria.

Mr Thomas Elsenbruch, Dipl.-Ing. – Product Marketing, GE Jenbacher GmbH & Co OHG, Jenbach, Austria.

