2/2010 (141)



 VII Międzynarodowa

 SILNIKI GAZOWE 2010

COMBUSTION ENGINES SILNIKI SPALINOWE

www.krio-serwis.com.pl

DZIAŁ MECHANICZNY

DZIAŁ AUTOMATYKI

UL. KROTOSZYŃSKA 148

TEL. +48 62 737 48 30

FAX. +48 62 701

63-430 ODOLANÓW

ISO 9001:2000 ZN: 75.100.30501

DZIAŁ SERWISOWY

Juni 2010



COMBUSTION ENGINES

SILNIKI SPALINOWE Scientific Magazine Czasopismo naukowe

2/2010 (141)

Rok XLIX

PL ISSN 0138-0346 Editor/*Wydawca*:

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych 43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 8125038 E-mail: sekretariat@ptnss.pl

WebSite: http://www.ptnss.pl

Scientific Board/Rada Programowa:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański - przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek prof. dr hab. inż. Karol Cupiał prof. dr hab. inż. Karol Cupiał prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski 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 hab. inż. Stefan Pischinger prof. dr hab. inż. Piotr Wolański prof. dr inż. Mirosław Wyszyński

Editorial Office/Redakcja:

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

Editorial Staff/Zespół redakcyjny: dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki, prof. PP (Editor-in-Chief/redaktor naczelny) redakcja@ptnss.pl dr inż. Ireneusz Pielecha dr hab. inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

Cooperation/Współpraca:

dr inż. Adam Dużyński, dr inż. Maciej Bajerlein, mgr Tomasz Pawlak

Editorial

Feeding the internal combustion engines with alternative fuels, including gaseous fuels, for many years has been raising a lot of interest among users and manufacturers. This interest gets stronger as the demands towards acceptable level of toxic substances in the exhaust gases are still more stringent. It is additionally enhanced by the intensive exploration for the energy sources alternative to classic liquid fuels. Shaping still better exploitation characteristics of gas fuelled internal combustion engines constitutes important area of research and development and scientific seminaries and conferences are great tools for summarizing the outcome of the activities and for setting new tasks.

One of the important opportunities to exchange experiences and summarize the results of research and development in the area of gas engines is the recurrent conference held for many years by the team of the Częstochowa University of Technology, lead by Professor Karol Cupiał. Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering of this University organizes subsequent, the VIIIth International Scientific Conference *GAS ENGINES* 2010 – construction – research – exploitation – renewable fuels, to be hold on June 20th – 23rd, 2010.

This unique in Poland conference, dedicated to gas fuelled engines, has been organized for over twenty years by the mentioned Institute and – in unanimous opinion of its participants – makes significant contribution to the development of gas engines and solutions of the problems connected with the gas fuelling. Previous conferences were held in the years 1986, 1989, 1994, 2000, 2003 and 2006. Numerous representatives of the science and industry as well as the users of gas engines from Poland and abroad were present. Also representatives of biggest world's leading manufacturers of gas engines, their equipment and exploitation materials, i.a.: DEUTZ Power Systems GmbH&Co. KG, GE JENBACHER AG, MAN Nutzfahrzeuge AG, WÄRTSILÄ Power Plants, MAN B&W HOLEBY, MOTORTECH GmbH, ALTRONIC Europe B. V., ENSERV, ESSO AG, EXXON MOBIL and TOTAL Lubricants, took part.

Organizers invite to active participation in the Conference, hoping that exchange of opinions, experiences and research results will help to establish the most rational directions for the future research and development of the gas engines.

Combustion Engines Scientific Magazine for the fourth time (it took place in the years 1989, 1994 and 2003) presents on its pages the most interesting of the papers submitted for the conference. Unfortunately, limited volume of the Magazine does not allow publishing all the papers. They can be found in the monograph "GAS ENGINES – chosen topics" edited by dr. Adam Dużyński and published by Częstochowa University of Technology Editions.

The Editorial Board of the Combustion Engines Scientific Magazine wishes the participants of the VIIIth International Scientific Conference *GAS ENGINES 2010* fruitful and successful deliberations, the establishment of interesting scientific and professional contacts and a pleasant stay at the Eagle Nest – Hucisko leisure centre located in the very heart of Polish Jura Chain.

Editorial Board of the Combustion Engines Magazine

PTNSS-2010-SS2-201

Recent developments in Wärtsilä gas engines

A power generation industry is evolving very fast nowadays. A lot of modern technologies have become available recently for a product development process. Also new types of fuels have appeared on the market. All these factors have caused significant changes in a power generation approach. New products enabling more environment-friendly technologies have been introduced by many key-players on the market.

This paper describes briefly needs and directions of gas engines development in modern power generation industry. It also presents shortly history of Wärtsilä gas engines together with present gas engine portfolio covering products like: spark ignited gas engine, conventional dual-fuel one and a dual-fuel engine equipped with high-pressure direct gas injection system.

The paper focuses on the most important aspects of the recent Wärtsilä gas engines development process explaining also achieved benefits. It covers main features and new fuels introduced during development of specific engine which are key factors for customers willing to use the most modern technology in this field.

Key words: direct gas injection, high-pressure gas injection, dual-fuel engine, lean-burn gas engine, spark-ignited gas engine, variable speed stationary engine

Ostatnio przeprowadzone prace rozwojowe silników gazowych Wärtsilä

Przemysł energetyczny zmienia się obecnie w szybkim tempie. Coraz więcej nowoczesnych technologii staje się powszechnie dostępnych wpływając na kierunki rozwoju. Również coraz więcej nowych paliw pojawia się w obrocie. Te wszystkie czynniki spowodowały wiele zmian w podejściu sektora energetycznego. Nowe, przyjazne dla środowiska technologie zostają wdrażane przez wielu kluczowych producentów urządzeń energetycznych.

Niniejszy artykuł omawia w skrócie potrzeby oraz kierunki rozwoju silników gazowych dla nowoczesnej energetyki. Przedstawia również historię rozwoju silników gazowych firmy Wärtsilä połączoną z krótkim omówieniem bieżącej palety produktów takich jak: silniki o zapłonie iskrowym, konwencjonalne silniki dwupaliwowe oraz silniki dwupaliwowe wyposażone w wysokociśnieniowy bezpośredni wtrysk gazu.

Artykuł skupia się na najważniejszych aspektach procesu rozwoju silników gazowych Wärtsilä w ostatnich latach wyjaśniając również najważniejsze korzyści osiągnięte dzięki wdrożonym rozwiązaniom. Omówione są też najważniejsze nowe funkcje oraz nowe paliwa wprowadzone dla poszczególnych silników, które są kluczowymi czynnikami dla klientów skupiających się na najnowocześniejszych rozwiązaniach w tej gałęzi przemysłu.

Słowa kluczowe: bezpośredni wtrysk gazu, wysokociśnieniowy wtrysk gazu, silnik dwupaliwowy, silnik gazowy o zapłonie iskrowym, silnik stacjonarny o zmiennej prędkości obrotowej

1. Introduction

Stricter regulations for power generation related environment pollutions forced more intensive seeks for new sources of energy and new technologies. Fuels that before were considered only as a waste product or useless by-products suddenly are in a focus. There are two general reasons: high penalties or high benefits. The penalties are usually connected with pollution caused by waste disposal without proper treatment – for instance methane based waste gases cannot be released to the atmosphere in many areas of the world. Other type of penalties comes from carbon dioxide emission which becomes very expensive if waste gas is burned without any power generation during the process, i.e. without any income generated. The flares at oil fields are now the most visible examples of burning gases without any reason or purpose. The third group of penalties is an utilisation fee which actually is a cost of providing proper waste gas utilisation process. Some of mentioned above problems are now possible to be solved due to technological development achieved in power generation. Moreover,

1. Wprowadzenie

Coraz bardziej wymagające przepisy dotyczące ochrony środowiska przy produkcji energii elektrycznej wymusiły intensywne poszukiwania nowych źródeł energii oraz nowych technologii. Paliwa, które wcześniej były uważane za odpady z różnych procesów technologicznych nagle znalazły się w centrum uwagi. Powodem są zarówno duże możliwe zyski jak i wysokie koszty. Wysokie koszty są zwykle związane z zanieczyszczaniem odpadami bez odpowiedniego procesu utylizacji - np. w wielu krajach gazy zawierające znaczące ilości metanu nie mogą być uwalniane do atmosfery. Kolejna grupa kosztów jest związana z emisją ditlenku węgla, co jest bardzo kosztowne, jeśli paliwo jest utylizowane poprzez spalanie a energia w nim zawarta nie jest wykorzystywana w żaden sposób tj. bez generowania dochodu. Spalanie gazów w pochodniach na polach naftowych jest najbardziej oczywistym przykładem spalania paliw bez żadnego celu bądź pożytku. Trzecia grupa kosztów, to po prostu koszty związane bezpośrednio z utylizacją, która zwykle jest kosztownym procesem. Część z tych some fuels are not anymore treated as waste or by-product since they can be used in modern devices. Every year more and more fuels move from "dark side" to a beneficial area providing additional business opportunity instead of costs generated in a past.

Nowadays power generation industry is very much focused on cost reduction and efficiency. Too expensive fuels combined with poor efficiency have no space in the market and the goal is to have technology able to utilize cheap fuels together with high efficiency of power generation. Traditional fossil fuels may become too expensive ones very soon due to low efficiency of power generation and foreseen significant additional fees for environmental pollution. Very fast development of power generation technology that can be observed recently creates new possibilities for increasing efficiency, reducing power generation costs and using new types of fuels. And, what is the most important; it helps to use existing fuel resource in much wiser way.

The history of Wärtsilä gas engines starts in 1987 when the first gas-diesel (GD) engine was introduced, the Wärtsilä Vasa 32GD [11]. Soon after that portfolio of Wärtsilä gas engines gained other ones. The Wärtsilä gas engine development is carried out to follow changes on power generation market as well as the ones on fuel market. New environment friendly technologies are available and the approach for using fuels has also changed. Among fuels that are very promising to be widely used in near future quite often biogas, associated gas and wood gas are listed. After recent modification achieved during development process Wärtsilä gas engines are able to utilize most of these fuels.

2. A spark-ignited engine for high performance

In 1992 the development of the lean-burn spark-ignited gas engine has started. The first spark-ignited gas engine (SG) was released in 1993 and in 1995 Wärtsilä Vasa 34SG engine family was introduced in the market [13]. This engine was based on the frame of the Wärtsilä Vasa 32 engine type. The cylinder bore was increased from 320 to 340 mm to fully use the power potential of the engine block. The Wärtsilä Vasa 34SG combined high efficiency with low emissions. The engine was available in 12V and 18V configurations with a power of 375 kW per cylinder at 750 rpm and about 45% of efficiency and very effective heat recovery design. The Wärtsilä spark-ignited engine combines low pressure gas injection system and pre-chamber ignition system. A main gas admission valves are placed close to intake valves in cylinder head and electronically controlled while prechamber gas admission valve is mechanically controlled from camshaft. The engine offered very good performance and clean combustion (lean gas mixture) with self-learning and self-adjustable functions in control system. The percylinder combustion control and monitoring enabled an even load for each cylinder and high energy spark-ignition system with a pre-chamber provided stable combustion.

At the end of 20th century Wärtsilä introduced new platform for its medium size engine family dedicated to very efficient Wärtsilä power plants. The new engine has same as problemów może być obecnie rozwiązana dzięki dostępności nowych technologii i urządzeń. Ponadto coraz więcej paliw nie jest już traktowanych, jako paliwa odpadowe i z każdym rokiem coraz więcej "niechcianych" paliw trafia do grupy pożądanych źródeł energii tworząc dodatkowe źródła dochodu zamiast generowania kosztów.

W obecnych czasach przemysł energetyczny koncentruje się głównie na redukcji kosztów oraz zwiększaniu sprawności. Zbyt wysokie ceny paliw w połączeniu z niską sprawnością nie znajdują miejsca na rynku energetyki a celem stało się zastosowanie technologii o wysokiej sprawności korzystając z tanich paliw. Tradycyjne paliwa kopalne mogą stać się zbyt kosztowne w niedalekiej przyszłości z powodu niskiej sprawności urządzeń, w których są te paliwa wykorzystywane oraz z przewidywanym wzrostem opłat za zanieczyszczanie środowiska naturalnego. Bardzo gwałtowny rozwój technologiczny przemysłu energetycznego obserwowany w ostatnich latach stworzył nowe możliwości dla zwiększania sprawności, obniżania kosztów oraz stosowania nowych paliw. A ponadto, co jest również bardzo istotne, nowe rozwiązania pozwalają lepiej zarządzać zasobami paliw.

Historia silników gazowych Wärtsilä zaczyna się w 1987 roku wraz z wprowadzeniem do sprzedaży pierwszego silnika dwupaliwowego Wärtsilä Vasa 32GD [11]. Wkrótce po tym paleta produktów firmy Wärtsilä została rozszerzona o kolejne silniki gazowe. Proces rozwoju silników gazowych Wärtsilä jest prowadzony zgodnie z ogólnym trendem rozwoju energetyki oraz rynku paliw. Nowe technologie przyjazne środowisku są szeroko dostępne a ponadto sposób podejścia do zasobów paliwowych również uległ zmianie. Pośród paliw, z którymi są wiązane największe nadzieje na szerokie zastosowania w niedalekiej przyszłości najczęściej są wymieniane biogaz, gaz stowarzyszony oraz gaz drzewny. Po ostatnio poczynionych modyfikacjach silniki gazowe Wärtsilä mogą być zasilane większością z tych paliw.

Silniki o zapłonie iskrowym – wysoka wydajność

W 1992 roku rozpoczęła się era silników gazowych o zapłonie iskrowym zasilanych mieszankami ubogimi. Pierwszy silnik trafił do sprzedaży w 1993 roku, a w 1995 została wprowadzona cała rodzina silników oparta na modelu Wärtsilä Vasa 34SG [13]. Silnik ten był skonstruowany w oparciu o blok silnikowy świetnie sprawdzającego się w energetyce silnikowej modelu Wärtsilä Vasa 32. Średnica cylindra została zwiększona z 320 do 340 mm, aby w pełni wykorzystać potencjał konstrukcji. Silnik Wärtsilä Vasa 34SG łączył wysoką sprawność z niską emisją zanieczyszczeń. Początkowo silnik był dostępny tylko w wersji 12- i 18-cylindrowej z cylindrami w układzie widlastym. Silnik o stałej prędkości obrotowej 750 obr/min generował moc 375 kW na cylinder i charakteryzował się sprawnością 45% oraz bardzo wysoką efektywnością wykorzystania odzyskiwania ciepła. Silniki Wärtsilä o zapłonie iskrowym są zasilane gazem o niskim ciśnieniu i są wyposażone w komorę wstępną. Główne wtryskiwacze gazu są umieszczone w kolektorach w pobliżu zaworów dolotowych i są sterowane elektronicznie,

before but stroke was increased to 400 mm. A combustion chamber and fuel feeding systems were also optimised. The pre-chamber chamber shape and size was changed providing higher ignition effectiveness, longer spark-plug lifetime and lower NO_x emission. All the modifications resulted also in higher efficiency of the engine and higher power.

After engine was tested in laboratory and validation power plants and it had proven its value a created space for further improvements was being used. The first step was to introduce the Wärtsilä 34SG engine for mechanical drive applications. The engine components are in general same as in standard one but some modifications were needed to be done, for instance compressed air by-pass was added (Fig. 1). The most of modifications were implemented in engine automation system to enable constant torque-variable speed operation.



Fig. 1. Wärtsilä 34SG mechanical drive air and exhaust gas system [15] Rys. 1. Układ dolotowy i wydechowy silnika Wärtsilä 34SG do napędu sprężarek i kompresorów [15]

The second modification of the Wärtsilä 34SG engine was adjusting it to methane based fuels with lower energy

content. Coal mine gas and biogas are good examples of these fuels. New gas admission valves installed on the engine created an opportunity for utilizing this kind of fuels. As in previous example, most of the engine components remain unchanged. Modifications cover only readjustment of engine automation and fuel system outside the engine to provide higher gas pressure if needed. The engine has very significant benefit: gas is delivered to intake manifold very close to intake valves so there is no risk that dust, moisture or any other fuel components could cause any damage to charge air coolers. Gas fuel requirements for standard and modified versions of the engine are shown in Table 1.

The last but not least modification was introduced in 2009 higher engine power. It was possible again podczas gdy zawory gazowe w komorze wstępnej są sterowane mechanicznie z wałka rozrządu. Silnik oferował bardzo dobre osiągi oraz zaawansowany system kontroli, który był miał wbudowane funkcje automatycznego dostrajania parametrów pracy oraz "uczenia" się na podstawie historii pracy silnika. Układ kontroli oraz monitoringu pozwalał kontrolować każdy z cylindrów niezależnie od pozostałych i optymalizować ich pracę, a specjalnie zaprojektowana świeca zapłonowa o wysokiej energii iskry zapewniała bardzo stabilny i powtarzalny zapłon.

Pod koniec XX wieku Wärtsilä opracowała nowa platformę dla silników średniej wielkości. Nowe silniki miały tę samą średnicę cylindra, co wcześniejsza wersja, ale skok tłoka został zwiększony z 350 do 400 mm. Ponadto kształt komory spalania oraz system paliwowy zostały zoptymalizowane. Kształt i wielkość komory spalania zostały zmienione na potrzeby obniżenia emisji tlenków azotu oraz zwiększenia żywotności świec zapłonowych. Te wszystkie modyfikacje znalazły swoje odbicie w wyższej sprawności silnika oraz większej mocy.

Po badaniach w laboratorium silnikowym i testach w elektrowni badawczej, podczas których silnik potwierdził drzemiący w nim potencjał, został poddany dalszym pracom rozwojowym. Pierwszym krokiem było wdrożenie silnika Wärtsilä 34SG dedykowanego do napędu pomp i sprężarek. Komponenty są w zasadzie identyczne jak w zwykłym silniki 34SG, ale pewne drobne modyfikacje okazały się konieczne, np. dodanie upustu powietrza za sprężarką (rys. 1). Większość poczynionych modyfikacji obejmuje układ kontroli umożliwiając pracę silnika ze stałym momentem obrotowym i zmienną prędkością obrotową.

Kolejną modyfikacją silnika Wärtsilä 34SG było przystosowanie go do paliw opartych na metanie, ale posiadających

Table 1. Fuel requirements for the Wärtsilä 34SG

Tahela	1	Wymagania	dla	naliwa	gazowego	dla	silnika	Wärtsilä	34SG
nuociu	1.	<i>mymusumu</i>	uiu	punnu	542011650	uiu	Summu	<i>munisiiu</i>	5450

		Standard engine/ silnik standardowy	Modified engine/ silnik zmodyfikowany
Lower heating value/wartość opałowa	Minimum	24 MJ/m ³	17 MJ/m ³
Methane contents/zawartość metanu, CH_4	Minimum	70%	30%
Hydrocarbons (incl. CH_4)/węglowodory (z CH_4)	Minimum	_	40%
Hydrogen sulphide/siarkowodór, $\rm H_2S$	Maximum	0.05%	0.05%
Total sulphur/zawartość siarki (łącznie)	Maximum	5 mg/kg	5 mg/kg
Hydrogen/wodór, H_2	Maximum	3%	3%
Carbon dioxide/ditlenek węgla, CO ₂	Maximum	20%	20%
Condensates/składniki ciekłe		Not Allowed/ niedozwolone	Not Allowed/ niedozwolone
Ammonia/związki amoniaku	Maximum	25 mg/m ³	25 mg/m ³
Chlorine + Fluorine/chlorany i fluorany	Maximum	50 mg/m ³	50 mg/m ³
Particles or solids/cząstki stale	Maximum content	50 mg/m ³	50 mg/m ³
	Maximum size	5 µm	5 µm
Gas inlet temperature/temperatura gazu	Range/zakres	0 – 50 °C	0-50 °C
Gas pressure/ciśnienie gazu	Minimum	5 bar	5 bar

	Wärtsilä Vaasa 34SG	Wärtsilä 34SG (1999)	Wärtsilä 34SG (mechanical drive)	Wärtsilä 34SG (2009)
Bore/śr. cyl., mm	340	340	340	340
Stroke/skok tł, mm	350	400	400	400
Power/moc, kW/cyl	375	450	450	500
Cylinder conf./ układ cyl.	12V, 18V	9L, 16V, 20V	9L, 16V, 20V	9L, 16V, 20V
Comp. ratio/stopień sprężania	10, 11 or 12	11 or 12	11	11
Speed, rpm/ pręd. obr., obr/min	750	750	525 - 750	750
Efficiency/ sprawność	45%	46%	45%	46%

Table 2. The Wärtsilä 34SG engine performance Tabela 2. Podstawowe parametry silników Wärtsilä 34SG

by changing engine automation but this time it also required turbocharger re-matching to provide higher charge air pressure. As a result of it some compression ratio options have had to be excluded but engine still provides very high efficiency. Performance comparison between engine versions is shown in Table 2.

3. A dual-fuel engine for fuel flexibility

The Wärtsilä lean-burn dual-fuel gas engine was introduces for the first time in 1996 and in 1997 Wärtsilä introduced 2nd one in its engine portfolio [10, 16]. The Wärtsilä dual-fuel engine combines low pressure gas injection system and fuel oil pilot ignition system. The dual-fuel engine can operate on diesel fuel oil (light fuel oil - LFO or heavy fuel oil – HFO) or on gas. In the gas mode, the engine operates according to the Otto-cycle and combines low pressure gas injection system and fuel oil pilot ignition system. An electronically controlled main gas admission valves are located like in spark-ignited engine i.e. close to intake valves in cylinder head. An engine automation system uses same principle as in spark-ignited engines so every cylinder can be controlled and optimised separately from others. In the gas mode engine is using about 1% of fuel energy as pilot fuel oil to initiate combustion process. The engine can be switched between gas mode and oil mode anytime during operation with any need to stop it. This solution provides very high operation flexibility combined with high engine performance.

In 2007 significant modification where introduced to fuel oil system and all Wärtsilä dual-fuel lean-burn engines gained new feature: they are able to utilize gas, light fuel oil or heavy fuel oil and switching between fuels doesn't require engine stop. Before this modification there was long procedure to prepare engine for light fuel oil operation or gas mode after it was running on heavy fuel oil. The new system (Fig. 2) provides very unique and very valuable fuel flexibility together with reliable operation. Scheme for mode switching is presented in figure 3. Time needed for switching between light fuel oil and heavy fuel oil is required only to fill whole fuel system with a new fuel. During switching from light fuel oil operation to gas mode a load reduction to niską wartość opałową. Typowymi przykładami takich paliw jest gaz kopalniany oraz biogaz. Silnik został wyposażony w nowe główne wtryskiwacze gazu, które pozwoliły na stosownie powyższych paliw. Pozostałe komponenty pozostały w zasadzie bez zmian i jedynie drobne ustawienia w układzie kontroli zostały zmodyfikowane, aby umożliwić w razie potrzeby stosowanie wyższych ciśnień dla paliw gazowych. Silnik ten posiada dodatkowo jedną bardzo ważną zaletę: paliwo gazowe jest wtryskiwane w pobliżu zaworów dolotowych, więc uniknięto ryzyka, że pył, ciekłe lub inne składniki paliwa uszkodzą chłodnicę powietrza doładowującego. Wymagany skład paliwa dla standardowego oraz zmodyfikowanego silnika zostały przedstawione w tabeli 1.

Ostatnią jednak nie mniej istotną modyfikacją wprowadzoną dotychczas na silniku Wärtsilä 34SG

było podniesienie mocy silnika. Było to możliwe poprzez zmianę układu kontroli oraz dobrania innej turbosprężarki umożliwiającej podniesienie ciśnienia doładowania. W efekcie część z wariantów stopnia sprężania zostały wyeliminowane, ale silnik nadal charakteryzuje się bardzo wysoką sprawnością. Tabela 2 przedstawia podstawowe parametry wszystkich omówionych wersji silnika.

3. Silnik dwupaliwowy – swoboda doboru paliwa

W 1996 Wärtsilä wprowadziła do sprzedaży pierwszy silnik dwupaliwowy spalający mieszanki ubogie, a w 1997 w palecie produktów pojawił się drugi silnik tego typu [10, 16]. Silniki dwupaliwowe Wärtsilä są zasilane gazem o niskim ciśnieniu a zapłon jest inicjowany poprzez wtrysk pilotującej dawki oleju napędowego. Silniki te mogą być zasilane tradycyjnymi olejami napędowymi (lekkimi lub ciężkimi) lub gazem. W trybie gazowym obiegiem porównawczym dla pracy silnika jest obieg Otto. Gaz jest podawany przez elektronicznie kontrolowane wtryskiwacze gazowe umieszczone w pobliżu zaworów dolotowych. Układ kontroli silnika kontroluje każdy z cylindrów niezależnie od pozostałych. Około 1% energii paliwa stanowi dawka pilotująca oleju napędowego inicjująca zapłon. Silnik może być w dowolnej chwili przełączony z trybu gazowego na tryb olejowy bez konieczności zatrzymywania bądź zmniejszania obciążenia silnika. To rozwiązanie zapewnia bardzo dużą swobodę doboru paliwa oraz wysoką sprawność niezależnie od wybranego trybu pracy.

W 2007 istotne modyfikacje zostały wprowadzone do systemu paliwa olejowego silników dwupaliwowych Wärtsilä, dzięki którym silniki zyskały dodatkową cechę: silnik może być zasilany gazem, lekkim olejem napędowym bądź ciężkim olejem napędowym i przełączanie miedzy tymi paliwami nie wymaga zatrzymania silnika. Przed tą modyfikacją zajmowało to dużo czasu, żeby przystosować silnik do pracy na lekkim oleju bądź gazie po wcześniejszym zasilaniu ciężkim olejem napędowym. Nowy system paliwowy zapewnia dużą i unikalną swobodę doboru paliwa, którym będzie silnik zasilany w danej chwili oraz wysokiej pewność działania i niezawodność (rys. 2). Schemat przełączania miedzy różnymi trybami zasilania został przedstawiony na rys. 3. Czas potrzebny do przełączania między trybem za-



Fig. 2. Wärtsilä 34DF and 50DF fuel oil system [12, 16] Rys. 2. System paliwa olejowego silników Wärtsilä 34DF i 50DF [12, 16]

80% of maximum load is necessary. The load reduction required to burn out all the deposits that could be collected in combustion chamber and could be a source of gas-air mixture preignition during gas mode operation.

In 2008 the Wärtsilä 34DF engine was introduced. The engine uses



Design/Konstrukcja

silania lekkim olejem napędowym a ciężkim olejem napędowym wynika tylko i wyłącznie z potrzeby wypełnienia całego systemu paliwowego nowym rodzajem paliwa. Podczas przełączania z trybu zasilania olejem napędowym na tryb zasilania gazem konieczne jest obniżenie mocy silnika do 80% mocy nominalnej. Jest to podyktowane koniecznością wypalenia wszelkich osadów w komorze spalania, które mogłyby być źródłem przedwczesnego zapłonu podczas zasilania gazem.

W 2008 roku Wärtsilä wprowadziła do swojej oferty silnik Wärtsilä 34DF, który bazuje na tej samej platformie, co najnowszy silnik Wärtsilä 34SG. Moc silnika oraz sprawność zostały podniesione oraz zwiększono żywotność komponentów silnika.





 Table 3. The Wärtsilä dual-fuel engines performance

Tabela 3. Podstawowe dane techniczne silników dwupaliwowych Wärtsilä

	Wärtsilä Vaasa 32DF	Wärtsilä 50DF	Wärtsilä 34DF
Bore/śr. cyl., mm	320	500	340
Stroke/skok tł., mm	350	580	400
Power/moc, kW/cyl	375	950	450
Cylinder conf./ układ cyl.	18V	18V	9L, 16V, 20V
Comp. ratio/stopień sprężania	12	11.5 or 12	12
Speed, rpm/ pręd. obr., obr/min	750	500	750
Efficiency/ sprawność	44%	47%	44%

same new and modern platform as recent 34SG engine and provides same benefits. The engine power and efficiency were increased and components lifetime was increased. Performance comparison between engine versions is shown in Table 3. Podstawowe dane techniczne silników dwupaliwowych Wärtsilä zostały przedstawione w tabeli 3.

4. Silnik gazowy ZS – wymagające paliwa

Silnik gazowy ZS był pierwszym silnikiem gazowym w ofercie firmy Wärtsilä. Technologia ta była głównie przeznaczona dla platform wiertniczych, ale może z powodzeniem być wykorzystana również w energetyce. W silniku zastosowano technologie wysokociśnieniowego bezpośredniego wtrysku gazu a zapłon jest inicjowany samozapłonem wtryśniętej strugi oleju napędowego. Silnik nie jest wrażliwy nawet na znaczące zmiany składu paliwa i jest idealnym rozwiązaniem dla pól naftowych, gdzie zwykle występują znaczne złoża gazu stowarzyszonego z ropa naftowa. Unikatowa konstrukcja wtryskiwacza pozwala ponadto na dodatkowy tryb pracy silnika, współspalanie oleju i gazu, kiedy to proporcje miedzy paliwem gazowym i olejowym mogą być zmieniane w szerokim zakresie. W trybie gazowym udział energii paliwa olejowego to ok. 5%. Silnik oczywiście może pracować też w trybie olejowym używając tylko olej napędowy.

4. The gas-diesel engine for difficult fuels

The Wärtsilä gas-diesel engine was the first gas engine introduced by Wärtsilä. This technology was mainly dedicated to offshore applications, although it also could be used for power generation. The engine combines high-pressure direct gas fuel injection with fuel oil pilot ignition system. This engine can tolerate significant variations in gas composition and is very suitable for fuels like associated gas in oil fields. A unique design of injector provides additional features such as so-called fuel sharing mode when ratio between gas fuel and fuel oil can be changed in very wide range. In typical gas mode engine is run with approximately 5% of fuel input energy used as fuel oil pilot dose. The engine can be also operated in oil mode when only fuel oil is used. W 2008 roku nowa wersja silnika Wärtsilä 32GD została wprowadzona do sprzedaży. Nowa wersja również bazuje na nowej platformie średniej wielkości silników Wärtsilä. W przeciwieństwie do silników Wärtsilä 34SG i Wärtsilä 34DF, w tym przypadku średnia cylindra pozostała niezmieniona i wynosi 32 cm. Stopień sprężania i skok tłoka silnika Wärtsilä 32GD są identyczne jak dla silnika Wärtsilä 32. W początkowej serii produkcyjnej moc silnika była podniesiona z 375 kW do 420 kW na cylinder zapewniając również bardzo wysoka sprawność.

W czasie 2009 roku były prowadzone bardzo intensywne testy oraz prace rozwojowe silnika Wärtsilä 32GD. Zmiany w układzie kontroli pozwoliły rozszerzyć obszar współspalania paliwa olejowego i gazowego (rys. 4), a modyfikacje



Fig. 4. Wärtsilä 32GD operation modes (old one – left, new one – right) [6, 7] Rys. 4. Diagram trybów pracy silnika Wärtsilä 32GD (poprzednia wersja – lewa strona, nowa wersja – prawa strona) [6, 7]

In 2008 new version of Wärtsilä 32GD engine was introduced. New engine design bases on modified platform of medium bore Wärtsilä engine. Unlike in the Wärtsilä 34SG and the Wärtsilä 34DF engines, a cylinder bore was kept unchanged i.e. equal to 32 cm. Compression ratio and piston stroke in the Wärtsilä 32GD are exactly same as in the Wärtsilä 32 diesel engine. At first release engine power was increased from 375 kW per cylinder to 420 kW per cylinder providing also very high efficiency.

During 2009 very intensive tests and development

projects were carried out to improve new Wärtsilä 32GD even more. Changes in automation system made fuel sharing window much wider (Fig. 4) while new modern gas system allowed to accept much higher variations in gas fuel composition. These changes created good starting point for further development and in the beginning of 2010 engine power was increased to 460 kW per cylinder. Moreover, new fuels are also accepted for this engine which practically means that the Wärtsilä 32GD can be operated on almost any gas or oil fuel available nowadays. Performance comparison between engine versions is shown in Table 4. układu paliwowego pozwoliły na zasilanie silnika paliwami gazowymi o jeszcze większych zmianach składu niż to było wcześniej. Udoskonalenia te były bardzo dogodnym punktem startowym do dalszych prac rozwojowych, które były prowadzone na początku 2010 i pozwoliły zwiększyć moc silnika do 460 kW na cylinder. Ponadto nowe paliwa zostały zaakceptowane, co w praktyce oznacza, ze silnik Wärtsilä 32GD może być zasilany dowolnym paliwem gazowym bądź olejowym dostępnym obecnie do celów energetycznych. Podstawowe dane techniczne silnika zostały przedstawione w tabeli 4.

Table 4. The Wärtsilä gas-diesel engines performance Tabela 4. Podstawowe dane techniczne silnika gazowego ZS Wärtsilä

	Wärtsilä Vaasa 32GD	Wärtsilä 32GD (2009)	Wärtsilä 32GD (2010)
Bore/śr. cyl., mm	320	320	320
Stroke/skok tl., mm	350	400	400
Power/moc, kW/cyl	375	420	460
Cylinder conf./układ cyl.	6R, 8R, 9R, 12V, 16V, 18V	6L, 9L, 12V, 16V, 20V	6L, 9L, 12V, 16V, 20V
Comp. ratio/stop. spręż.	13.5	16	16
Speed, rpm/pręd. obr., obr/min	750	750	750
Efficiency/sprawność	43%	45%	45%

However there are still some fuels that are not recommended for this engine. The main reason is very low heating value of such fuels like wood gas, coke gas or hydrogen. The engine requires high gas pressure for its high-pressure direct gas injection system so compressing these gases to pressure of 350 bar will probably be not feasible. Energy consumption during compression process may be so high, that overall process efficiency of gas compression and engine operation will be too low to make investment payback time short enough. Nevertheless continuous changes in the fuel market situation may one day lead to the situation that usage of these fuels is feasible and then new tests of that engine will be necessary to check its performance and components lifetime.

5. Power generation applications

All the engines belonging to the same medium size family can be converted from one to another which provides additional freedom of choice to the clients. Also auxiliary equipment is standardised so there is no need to replace it when engine is converted [3]. Wärtsilä modules designed for very effective operation with long maintenance free periods are also standardised so most of them can be used with every type of gas engines from same family.

Wärtsilä gas power plants can be delivered to any place in the world. Modular design of all components makes on-site installation fast, easy and cheap, while providing the same good quality all the time. The power plant can be easily expanded with new engines anytime a customer decides to do it. A typical Wärtsilä gas power plant includes generating sets, auxiliary systems (including fuel, lubricating, cooling and exhaust processing systems), electrical systems, automation, structures and heat recovery (for combined heat and power plants). The multi-unit generation approach provides excellent availability with optimum efficiency even at part load of the power plant. The net electrical efficiency of the power plant exceeds 44% and start-up takes is below 10 minutes. Installing heat recovery with a steam turbine may increase power generation by about 10% which further reduces the heat rate of the plant. In combined heat and power plants, the overall efficiency higher then 85% can be reached, which helps to make local electricity production economically feasible. The engine cooling system uses closed-circuit radiator cooling and reduces the water consumption of the power plant to a near-zero level thus decreasing demand on local water resources. Buildings and halls designs help the plants to blend easily with surroundings, so that they can be operated in highly urbanized areas thanks to a very effective sound-proofing system. Advanced engine technology enables Wärtsilä gas power plants operation with full output power at high altitudes and with hot and dry ambient conditions [1].

The recent product in Wärtsilä's gas power plants portfolio is the GasCube available since January 2007. This type of power plant consists of one Wärtsilä 20V34SG engine and it is a complete solution including all auxiliaries and components necessary for power plant operation. The GasCube produces up to 9730 kW of electrical power; this optimum solution renders a very high fuel efficiency since Pomimo tego nadal są pewne paliwa, które nie są zalecane dla tego silnika. Głównym powodem jest niska wartość opalowa takich paliw jak gaz drzewny, gaz koksowniczy czy wodór. Silnik wymaga wysokiego ciśnienia gazu więc sprężanie tych paliw do ciśnienia rzędu 350 bar jest często nieopłacalne. Energia potrzebna na sprężenie gazu może być tak duża, że sprawność ogólna obiektu energetycznego będzie zbyt niska, aby zapewnić odpowiednio krótki czas zwrotu inwestycji. Jednak ciągłe zmiany na rynku paliw mogą zmienić sytuacje i może się okazać, że używanie tych paliw jest opłacalne i wtedy dodatkowe testy będą potrzebne, żeby zmierzyć sprawność silnika oraz żywotność komponentów.

5. Zastosowania w energetyce

Wszystkie silniki należące do grupy silników średniej wielkości mogą być przekonwertowane z jednej wersji na inną, co zapewnia klientom dodatkową swobodę wyboru. Układy pomocnicze są również standaryzowane, więc w większości przypadków nie zachodzi konieczność ich wymiany przy konwersji silnika [3]. Moduły Wärtsilä stosowane w energetyce zapewniają efektywną pracę z długimi przerwami między przeglądami i mogą być one używane z wieloma silnikami z tej samej.

Elektrownie gazowe firmy Wärtsilä mogą być wybudowane praktycznie w każdym miejscu na ziemi. Budowa modułowa zapewnia szybką, tanią i prostą instalację komponentów na miejscu przeznaczenia zapewniając zawsze taką samą jakość. Istniejące obiekty mogą być w prosty sposób rozbudowane o kolejne jednostki, nowe urządzenia pomocnicze, systemy elektryczne, nowa automatykę czy układy odzysku ciepła. Elektrownie wielosilnikowe zapewniają wysoką dostępność obiektu oraz optymalną sprawność w szerokim zakresie mocy. Sprawność elektryczna obiektu wynosi ponad 44% (netto) a start zajmuje poniżej 10 minut. Układy z turbiną parową pozwalają dodatkowo zwiększyć moc obiektu o 10%, co podnosi również sprawność ogólną obiektu. Elektrociepłownie Wärtsilä zapewniają sprawność łączną obiektu ponad 85%, co pozwala na stworzenie lokalnych elektrociepłowni ekonomicznie opłacalnych. Układ chłodzenia silnika pracuje w układzie zamkniętym i zmniejsza praktycznie do zera zużycie wody. Budynki są tak zaprojektowane, żeby łatwo dały się wtopić w otoczenie, wiec mogą być z powodzeniem budowane w silnie zurbanizowanych obszarach a ponadto maja wysokiej jakości systemy tłumienia hałasu. Zaawansowana technologia pozwala silnikom gazowym Wärtsilä na pracę z pełną mocą i wysoką sprawnością na znaczących wysokościach oraz w gorących i suchych strefach klimatycznych [1].

Ostatnio opracowany produkt w palecie elektrowni gazowych Wärtsilä to wprowadzona w 2007 roku do sprzedaży kompaktowa elektrownia. Elektrownia tego typu opiera się na jednym silniku Wärtsilä 20V34SG i jest kompletnym rozwiązaniem zawierającym wszystkie niezbędne urządzenia pomocnicze. Jedna elektrownia typu GasCube może mieć moc elektryczną do 9730 kW zapewniając wysoką sprawność dzięki zredukowaniu do minimum zapotrzebowania własnego na energię elektryczną. Elektrownia typu GasCube the own consumption of the power plant has been minimized. The GasCube is a pre-fabricated and totally pre-designed power plant, which gives high quality and fast delivery. All solutions used in the GasCube are as simple as possible but already proven to be reliable. Design is very compact, which gives a possibility to install a power plant at very small sites. The most of the auxiliary systems in the GasCube are installed in power skid. Fuel gas system includes main shut off valves (manual and automatic) located outside of house and compact gas ramp installed in the power skid with fuel gas control system and flow metering. For the engine maintenances cooling system includes maintenance water tank with connections for water supply and cooling water filling/emptying system. Engine combustion air is delivered from outside through dry filters and silencer. The building ventilation system provides efficient venting and low electricity consumption. Lubricating oil system includes engine mounted lube-oil cooler, filtration and pressure control. For lower emission crank case ventilation is equipped with oil mist separator. Lube-oil tanks are outside of GasCube. There are many possibilities for optional solutions outside the plant. This gas power plant design is perfect for deliveries even in areas lacking the proper infrastructure [5].

The Wärtsilä 34DF engine is very reliable source of power providing also low emission. It is a very good solution for independent power generation when power supply is a key factor. In 2003 Wärtsilä has won contract to supply power for Barajas airport in Madrid. The trigeneration plant based on six Wärtsilä dual-fuel engines delivers 33.6 MW of electric power, 24 MW of heat power and 18 MW of cooling power to the airport and its terminals. Overall plant efficiency is about 75%. In 2005 Dutch AMC hospital ordered three Wärtsilä dual-fuel engines to secure power supply for the biggest hospital in Amsterdam. This base load power plant can operate in island mode (without connection to the grid) or parallel with the public grid. The power plant delivers 12 MW of electric power, 12 MW of heat power and about 3 MW of cooling power. The Wärtsilä 50DF is ideal solution for big power plants with fuel flexibility. Client have freedom to choose what fuel he will be using for power generation in his power plant and selection can be made between fuels like natural gas, biogas, light fuel oil, heavy fuel oil, bio-diesel or vegetable oil. The biggest so far power plant based on Wärtsilä gas engines is located in Azerbaijan and includes eighteen Wärtsilä 18V50DF engines providing together more than 300 MW.

The Wärtsilä 32GD is very suitable not only when fuel quality is challenging. The engine is very good solution also for pumping stations. An Algerian town Tamanrasset located deep in the Sahara in the Ahaggar Mountains at an altitude of 1320 metres, almost a thousand metres higher than the source of water at In Salah. The contract requires Wärtsilä to supply 18 engine-driven pump sets and ancillary equipment to six pumping stations along the 740 kilometre of water pipeline route. The site conditions are quite extreme at Africa's largest desert with very high daytime temperatures and bitter cold at night. The two pipelines, each of them 800 mm in składa się z gotowych standardowych elementów odpowiednio zaprojektowanych, co zapewnia wysoka jakość i krótki czas dostawy i budowy. Wszystkie zastosowane rozwiązania są tak proste jak to tylko możliwe, ale sprawdzone pod kątem niezawodności. Elektrownia jest bardzo kompaktowa, co pozwala na wybudowanie jej nawet w miejscach o ograniczonej powierzchni. Większość urządzeń pomocniczych jest zainstalowana na specjalnie przygotowanych modułach. System paliwowy zawiera zawory bezpieczeństwa i regulacyjne umieszczone na zewnątrz budynku oraz układ kontroli przepływu gazu zainstalowany w pobliżu silnika. Na potrzeby przegladów i napraw układ chłodzenia zawiera dodatkowy zbiornik z układem napełniania i opróżniania. Powietrze trafia do silnika poprzez specjalne filtry i tłumiki. Układ wentylacji zapewnia wydajną wentylację budynku przy zachowaniu niskiego zużycia energii. Układ oleju smarnego zawiera filtr oleju, chłodnicę oleju oraz układ kontroli ciśnienia oleju. Aby obniżyć emisję zanieczyszczeń układ wentylacji skrzyni korbowej został wyposażony w separator mgły olejowej, a zbiorniki olejowe są umieszczone na zewnątrz budynku. Dodatkowe rozwiązania są możliwe do zastosowania. Tego typu elektrownia jest idealnym rozwiązaniem dla obszarów o niezbyt rozwiniętej infrastrukturze drogowej i sieci energetycznych [5].

Silnik Wärtsilä 34DF jest bardzo niezawodnym źródłem energii zapewniając jednocześnie bardzo niską emisję zanieczyszczeń. Jest to bardzo dobre rozwiązanie dla niezależnych źródeł energii, gdy dostawy energii są kluczowe. W 2003 r. Wärtsilä dostarczyła swoje silniki do portu lotniczego Barajas w Madrycie. Ta elektrownia trójgeneracyjna zawiera sześć silników dwupaliwowych Wärtsilä, które generują łącznie 33,6 MW energii elektrycznej, 24 MW ciepła oraz 18 MW chłodu na potrzeby lotniska oraz terminalu. Łączna sprawność obiektu wynosi około 75%. W 2005 roku szpital akademickiego centrum medycznego AMC w Amsterdamie zamówił trzy silniki dwupaliwowe Wärtsilä, aby zapewnić na własne potrzeby niezbędne dostawy energii. Ta elektrownia może pracować w trybie wyspowym (bez połączenia z siecią miejską) lub w połączeniu z siecią miejską. Elektrownia dostarcza 12 MW energii elektrycznej, 12 MW ciepła oraz około 3 MW chłodu. Silnik Wärtsilä 50DF jest idealnym rozwiazaniem dla dużych elektrowni, gdy wymagana jest duża elastyczność, co do stosowanego paliwa. Klient ma swobodę wyboru, jakie paliwo będzie używał, a wyboru może dokonać miedzy paliwami takimi jak gaz ziemny, lekki olej napędowy, ciężki olej napędowy, bio-diesel czy nawet nierafinowane oleje roślinne. Największa jak dotąd elektrownia tego typu znajduje się w Azerbejdżanie i zawiera 18 silników Wärtsilä 18V50DF o łącznej mocy elektrycznej ponad 300 MW.

Silnik Wärtsilä 32GD jest bardzo dobrym rozwiązaniem nie tylko w przypadkach, gdy paliwo stanowi główne wyzwanie. Silnik jest również bardzo dobrym źródłem energii na stacjach pomp i kompresorów. Miasto Tamanrasset w Algierii znajduje się na Saharze wśród gór Ahaggar na wysokości 1320 m n.p.m., co jest prawie tysiąc metrów wyżej niż źródło wody w In Salah. Wärtsilä dostarczy 18 diameter, will eventually be able to supply 100 thousands cubic meters of water each day. Water flow is about 4000 m³ (four million litres) per hour. Each pumping station will have three Wärtsilä 6L32GD engines powering centrifugal pumps via a speed increasing gearbox. The Wärtsilä 32GD engines were specified for two main reasons – their ability to use both diesel and gas as fuel and their variable speed capability. For the first few years, the engines will run on diesel fuel oil [4].

6. Summary

Wärtsilä gas power plants offer a net electrical efficiency of over 44%. A combined cycle solution can reach 48% of net electrical efficiency and in combined heat and power generation can reach nearly 90% of total efficiency. A maintenance schedule is based on operating hours and is independent from the number of start and stops. Wärtsilä gas power plants can operate on various gas fuels and if high gas pressure is required additional compressor unit will be included. Wärtsilä power plants operate at minimal water consumption. The multi-unit design enables high part-load plant efficiency, excellent plant availability and reduced need for back-up capacity. It provides also stepwise investment with smaller risk and optimized profit generation. Start-up of engines takes below 10 minutes and several starts and stops per day are possible. Wärtsilä gas power plants provide full integration, excellent flexibility and outstanding efficiency in all ambient conditions, which is a valuable characteristic for modern, decentralized power generation.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Gas power plants, Wärtsilä Corporation brochure.
- [2] Hägglund T.: The ultimate in fuel flexibility, InDetail Wärtsilä Technical Journal 02.2007, pp. 16-20, 2007.
- [3] Pagni J.: Gas conversions get the green light, Twentyfour7 Wärtsilä Stakeholder Magazine 02.2008, pp. 60-62, 2008.
- [4] Pagni J.: Water brings life to the desert, Twentyfour7 Wärtsilä Stakeholder Magazine 04.2008, pp. 62-63, 2008.
- [5] Power Cubes, Wärtsilä Corporation brochure.
- [6] Power Plants Product Programme 2009, Wärtsilä Corporation brochure.
- [7] Power Plants Product Programme 2010, Wärtsilä Corporation brochure.
- [8] Sutkowski M.: The combustion systems in the high-power stationary internal combustion engines, XX International Symposium on Combustion Process proceedings, 2007.
- [9] Sutkowski M., Latvasalo T.: The 20V34SG a High-Efficiency Lean-Burn Gas Engine for Highly Efficient Wärtsilä Gas Power Plants, Combustion Engines, Bielsko-Biala, 2007, No.2007-SC1, pp.27-38, PL ISSN 0138-0346.
- [10] Wärtsilä 32DF Technology review, Wärtsilä Corporation brochure.
- [11] Wärtsilä 32GD Engine technology, Wärtsilä Corporation brochure.

silników razem z pompami oraz sprzętem pomocniczym do sześciu stacji pomp pompujących wodę rurociągiem o długości 740 km od źródła do Tamarraset. Warunki panujące na największej pustyni świata są bardzo ekstremalne wliczając w to duże zmiany temperatury otoczenia w ciągu dnia. Dwie nitki rurociągu o średnicy 800 mm każda będą w stanie dostarczyć 100 tysięcy metrów sześciennych wody dziennie przy zapewnieniu wydatku rzędu 4000 m³ (4 milionów litrów) na godzinę. W każdej ze stacji pomp będą 3 silniki Wärtsilä 6L32GD napędzające pompy odśrodkowe poprzez przekładnie zwiększające prędkość obrotową. Silniki Wärtsilä 32GD były wybrane z dwóch powodów: ze względu na możliwość stosowania paliwa olejowego i gazowego oraz możliwość pracy ze zmienną prędkością obrotową. Podczas pierwszych paru lat silniki będą zasilane tylko olejem napędowym [4].

6. Podsumowanie

Elektrownie gazowe Wärtsilä oferują sprawność elektryczną netto ponad 44%. Układy gazowo-parowe pozwalają podnieść sprawność elektryczną netto do 48%, a w układach kogeneracyjnych nawet 90% sprawności ogólnej obiektu może być osiągnięte. Program przeglądów jest oparty na rzeczywistym czasie pracy silników i jest niezależny od liczby startów i zatrzymań. Elektrownie gazowe Wärtsilä mogą być zasilane wieloma paliwami a w przypadku, gdy jest wymagane wysokie ciśnienie gazu, dodatkowe kompresory mogą być zainstalowane. Elektrownie Wärtsilä pracują przy minimalnym zużyciu wody, a wykorzystanie wielu jednostek prądotwórczych zapewnia wysoką sprawność na mocach częściowych, wysoką dostępność obiektu oraz obniża zapotrzebowanie na moc rezerwową w systemie. Obiekty umożliwiają ponadto możliwość rozbudowy obniżając ryzyko finansowe oraz optymalizujac zyski. Możliwy jest startu obiektu w czasie poniżej 10 minut oraz kilka startów i zatrzymań w ciągu dnia. Elektrownie Wärtsilä zapewniają dużą elastyczność i wysoką sprawność w wymagających warunkach otoczenia, co jest cechą charakterystyczną nowoczesnych obiektów energetyki zdecentralizowanej.

- [12] Wärtsilä 34DF Technology review, Wärtsilä Corporation brochure.
- [13] Wärtsilä 34SG Engine technology 12 and 18V34SG, Wärtsilä Corporation brochure.
- [14] Wärtsilä 34SG Engine technology 16 and 20V34SG, Wärtsilä Corporation brochure.
- [15] Wärtsilä 34SG Engine technology for compressor drive, Wärtsilä Corporation brochure.
- [16] Wärtsilä 50DF Technology review, Wärtsilä Corporation brochure.

Mr. Marek Sutkowski, DSc., DEng. – Application Manager in Gas Plants at Wärtsilä Finland. Dr inż. Marek Sutkowski – Application Manager w dziale elektrowni gazowych, Wärtsilä Finlandia.

e-mail: marek.sutkowski@wartsila.com



Adam RAJEWSKI

PTNSS-2010-SS2-202

Plains End Power Station – gas reciprocating engines in a grid-stability power plant

The Plains End Power Station located in Colorado, USA, is one of the largest power plants with reciprocating engines as prime movers. In two units of this power plant there are totally 34 engine-generator sets driven by Wartsila reciprocating engines. Total installed capacity of the plant is ca. 230 MW. Plains End Power Station serves a source of peakload power and grid-stability plant, which is particularly important in an area with high wind power capacity. Features of the used engines like their high operational flexibility and very short start-up time, combined with the layout of multiple parallel gensets of relatively small outputs, greatly facilitates this type of operations, allowing to quickly and reliably supply amount of power currently needed for grid balancing. The paper presents operational experience and specific operational conditions of a peakload and grid-stability plant using gas reciprocating engines.

Key words: grid-stability plant, power industry, gas enegines

Elektrownia Plains End – gazowe silniki tłokowe jako moc interwencyjna w systemie elektroenergetycznym

Zlokalizowana w stanie Kolorado Elektrownia Plains End jest jednym z większych świecie obiektów energetycznych wykorzystujących silniki tłokowe jako podstawowe urządzenia wytwórcze. W dwóch blokach tej elektrowni pracują łącznie 34 zespoły prądotwórcze z gazowymi silnikami tłokowymi Wärtsilä. Łączna moc zainstalowana obiektu wynosi ok. 230 MW. Elektrownia Plains End służy jako źródło mocy szczytowej i interwencyjnej, szczególnie cenne w rejonie o wysokim poziomie mocy zainstalowanej w turbinach wiatrowych. Cechy zastosowanych silników, takie jak wysoka elastyczność oraz bardzo krótki czas rozruchu, jak również zastosowany układ z wieloma równoległymi jednostkami o względnie niewielkich mocach znacząco sprzyjają takiemu trybowi eksploatacji pozwalając na szybkie i niezawodne dostarczenie mocy aktualnie potrzebnej do zbilansowania sieci. W referacie przedstawione zostały doświadczenia eksploatacyjne oraz specyficzne warunki eksploatacji obiektu szczytowego i interwencyjnego opartego o gazowe silniki tłokowe.

Słowa kluczowe: moce interwencyjne, energetyka, silniki gazowe

1. Grid-stability power

Reliable operation of the power grid requires constant availability of a certain reserve power output which can quickly come into operation in case of any distortions in the grid. Traditionally each system had to deal with a possibility of a trip of any connected power unit or break down of a transmission line. Reserve capacity therefore had to be adapted to the grid topography and outputs of individual power units in a given area. The reserve capacity is intended to assure balancing power within the system in case of distortions and to allow keeping constant parameters in the grid (voltage, frequency).

Traditional methods for assuring back-up power in the grid are:

- Hydro power plants, particularly pumped storage plants
- Gas turbine power stations
- Spinning reserve.

The most effective method is to utilize hydro power. It can achieve its nominal output in approximately one minute from start-up command. Unfortunately construction of hydro plants is limited by geography.

Spinning reserve seems to be the easiest method of assuring reserve power. It requires operating some of the power units at partial loads. In case of emergency extra power is delivered simply by increasing output of those units. Spin-

1. Moc interwencyjna

Niezawodna praca systemu elektroenergetycznego wymaga, by w każdej chwili dostępna była określona moc rezerwowa, która może szybko wejść do pracy na wypadek wystąpienia zakłóceń w pracy systemu. Tradycyjnie w każdym systemie należało liczyć się na przykład z nieplanowanym wyjściem z pracy dowolnego bloku energetycznego lub przerwą w pracy linii przesyłowej. Rozmiary rezerwy dostosowywane były do topografii sieci przesyłowej oraz rozmiaru jednostek wytwórczych na danym obszarze. Rolą mocy interwencyjnej jest zapewnienie zbilansowania mocy w systemie na wypadek wystąpienia zakłóceń oraz utrzymanie stałych parametrów w sieci (napięcie, częstotliwość).

Tradycyjnymi metodami zapewniania mocy interwencyjnych w systemie elektroenergetycznym są:

- elektrownie wodne, szczególnie szczytowo-pompowe,
- elektrownie z turbinami gazowymi,
- utrzymywanie rezerwy wirującej.

Najefektywniejszym rozwiązaniem jest wykorzystywanie elektrowni wodnych. Są one zdolne do osiągnięcia pełnej mocy zainstalowanej w ciągu około jednej minuty od rozpoczęcia rozruchu. Niestety budowa elektrowni wodnych jest ograniczona przez uwarunkowania geograficzne.

Rezerwa wirująca jest z kolei najprostszym sposobem zapewnienia rezerwy mocy. Metoda ta polega na utrzymyning reserve can be maintained by practically every thermal power plant and hydro plants as well. It assures very fast reaction times. This method however has two major drawbacks: control range is limited by the minimal output of a given power generation unit, and part-load operations result with lower power generation efficiency. This solution is therefore energetically ineffective.

When it is not possible (or not feasible) to provide all needed reserve output in hydro power plants and/or as spinning reserve, it becomes necessary to construct specialized power generation units able to start-up and ramp-up very fast. Of course not all power generation technologies give such a possibility. Useful concepts, except for hydro plants, include various solutions based on liquid and gaseous fuels. Traditionally grid-stability services are provided by gasturbine power stations. Aeroderivative GTs can ramp-up to their nominal power output from a cold start conditions in approximately 15 minutes, and in case of the newest models the time gets closer to 10 minutes. Recently however also reciprocating engines enjoy significant popularity in a gridstability role, among them spark-ignited gas engines.

Over last two decades requirements for grid stability power capacity in developed countries increased considerably. Three reasons for this can be named:

- Increased capacity of individual baseload power units
- Increased requirements concerning electricity quality
- Rapid development of weather-dependent renewable power.

Because of the first of those factors there must be a possibility to replace the largest power unit connected to the grid, which can suddenly trip from any reason (today this might be a 1600 MWel nuclear unit).

The second factor requires more exact balancing to avoid intolerable distortions.

The most important however is the third factor, related to popular use of renewable energy sources, particularly wind power. Rapid development of this technology can significantly distort grid operations. Large concentration of wind turbines on a limited area can result with sudden losses of considerable power supply in case of decrease or increase (over design maximum) of the wind speed. Fast growth of wind power installed capacity can prove particular challenge for the Polish grid, where the generation is based on inflexible coal-fired power stations and additionally the grid itself is underdeveloped.

Necessity to provide appropriate balancing power for a power grid with significant capacity installed in wind turbines is well visible on the charts presented below. Fig. 1 shows forecasts of wind power supply to the E.ON-Netz grid in Germany for February 2008 (24-hour forecasting). Fig. 2 shows actual power output of wind turbines in that month. Fig. 3 presents difference between forecasts and real life generation.

Fig. 3 shows that maximum shortage of power due to erroneous forecasts reached 2000 MW, with a peak power output of wind turbines slightly below 8000 MW. Study [4] suggests that it is desirable to install reserve capacity equal

waniu w ruchu bloków energetycznych pracujących z obciążeniem częściowym. Dostarczenie mocy rezerwowej do systemu sprowadza się do zwiększenia mocy wyznaczonych jednostek wytwórczych. Rezerwę wirującą można utrzymywać praktycznie we wszystkich elektrowniach systemowych cieplnych i wodnych. Umożliwia też ona szybkie dostarczenie mocy interwencyjnej do systemu. Metoda ta ma jednak dwie zasadnicze wady: zakres regulacji ograniczony jest minimum technicznym mocy danej jednostki wytwórczej, a sama praca na obciążeniach częściowych powoduje spadek sprawności wytwarzania energii elektrycznej. Jest to zatem rozwiązanie nieefektywne energetycznie.

W razie braku możliwości (bądź nieopłacalności) zapewnienia odpowiedniej rezerwy mocy w elektrowniach wodnych i/lub w postaci rezerwy wirującej, konieczne jest zapewnienie specjalizowanych obiektów energetycznych, zdolnych do szybkiego wejścia do pracy. Rzecz jasna nie wszystkie technologie energetyczne zapewniają taką możliwość. Poza elektrowniami wodnymi użyteczne są tutaj obiekty na paliwa płynne – ciekłe i gazowe. Tradycyjnie w roli mocy interwencyjnych stosowane są turbiny gazowe. Lotniczopochodne modele turbin gazowych charakteryzują się czasem osiągnięcia mocy znamionowej ze startu zimnego rzędu 15 minut, a w przypadku najnowszych modeli czas ten zbliża się do 10 minut. W ostatnich latach obserwowane jest jednak także wykorzystanie w tej roli nowoczesnych silników tłokowych o zapłonie iskrowym.

W ciągu ostatnich dwóch dekad znacznie zwiększyły się wymagania dotyczące mocy interwencyjnych w systemach elektroenergetycznych państw rozwiniętych. Można wyróżnić trzy przyczyny takiego stanu rzeczy:

- wzrost mocy zainstalowanej pojedynczych bloków energetycznych elektrowni podstawowych,
- wzrost wymagań dotyczących jakości energii elektrycznej,
- gwałtowny rozwój zależnej od pogody energetyki odnawialnej.

Pierwszy z tych czynników sprawia, że większa moc rezerwowa musi być dostępna dla zbilansowania systemu w razie nieplanowanego wyjścia z pracy wielkiego bloku energetycznego (przykładowo bloku jądrowego o mocy 1600 MW₂).

Drugi element narzuca konieczność coraz dokładniejszego bilansowania systemu dla uniknięcia zakłóceń w pracy sieci.

Najistotniejszy jednak jest trzeci element, związany z wykorzystaniem energetyki odnawialnej, szczególnie turbin wiatrowych. Szerokie wykorzystanie tej technologii prowadzić może do zakłóceń w pracy systemu energetycznego. Duża koncentracja turbin wiatrowych na ograniczonym obszarze może prowadzić do nagłego spadku mocy dostarczanej do systemu w razie nagłego spadku lub wzrostu (ponad maksimum konstrukcyjne turbiny) prędkości wiatru. Gwałtowny rozwój energetyki wiatrowej może okazać się szczególnym wyzwaniem dla polskiego systemu elektroenergetycznego, w którym wytwarzanie oparte jest na nieelastycznych elektrowniach węglowych, a dodatkowo sieć przesyłowa jest słabo rozwinięta i niedoinwestowana.



Fig. 1. Forecast of power generated by wind turbines in February 2008, E.ON-Netz, Germany *Rys. 1. Prognoza mocy z elektrowni wiatrowych, luty 2008 r., E.ON-Netz, Niemcy*



Fig. 2. Power actually generated by wind turbines in February 2008, E.ON-Netz, Germany Rys. 2. Rzeczywista moc elektrowni wiatrowych w lutym 2008 r., E.ON-Netz, Niemcy

to 28% of wind capacity installed in a given area. According to the information published by the President of PSE Operator (Polish transmission grid operator) Mrs Stefania Kasprzyk construction of wind turbines with total capacity of 8000 MWel in Poland will require to install 1900 MWel of backup power (23.75%) [1].

2. Gas-fired reciprocating engine as a grid stability power generation unit

Reciprocating engines are quite popularly used as sources of backup power for industrial plants, commercial facilities, office buildings etc. Typical example of using high-power

engines in a role of backup power are nuclear power plants. In those cases however mostly Diesel engines running on liquid fuels are used. They can achieve full power output below 60 seconds from the start-up command. Spark-ignited engines fuelled with gas are a bit slower to ramp-up, nevertheless their performance is totally sufficient for assuring grid-stability services. With appropriately configured start-up Konieczność zapewnienia odpowiedniego bilansowania systemu elektroenergetycznego z dużą mocą zainstalowaną w turbinach wiatrowych dobrze obrazują przedstawione poniżej wykresy. Rys. 1 przedstawia prognozę mocy dostarczanej do sieci E.ON-Netz w Niemczech w lutym 2008 (prognozowanie 24-godzinne). Rys. 2 ukazuje rzeczywistą moc wyprodukowaną przez turbozespoły wiatrowe. Na rys. 3 zaprezentowano różnice pomiędzy prognozami a rzeczywistą produkcją.

Z rys. 3 wynika, że maksymalny niedobór mocy w wyniku błędnych prognoz sięgnał 2000 MW przy maksymalnej mocy dostarczanej z turbin wiatrowych do systemu na poziomie nieco poniżej 8000 MW. Opracowanie [4] sugeruje zapewnianie rezerwy zdolnej do szybkiego uruchomienia na poziomie 28% mocy zainstalowanej w farmach wiatrowych w danym rejonie. Według informacji udostępnionych przez prezes PSE Operator Stefanię Kasprzyk budowa farm wiatrowych o łącznej mocy 8000 MW w Polsce oznaczać będzie konieczność budowy elektrowni rezerwowych o łącznej mocy 1900 MW (23,75%) [1].



Fig. 3. Forecasting error (forecast minus actual power) for wind turbines, February 2008, E.ON-Netz, Germany

Rys. 3. Błąd prognozy mocy (prognoza pomniejszona o moc rzeczywistą) dostarczanej przez elektrownie wiatrowe w lutym 2008 r., E.ON-Netz, Niemcy

2. Gazowy silnik tłokowy w roli źródła mocy rezerwowej

Silniki tłokowe są od dawna stosowane jako źródła mocy rezerwowej dla obiektów przemysłowych, handlowych, biurowych i innych. Typowym przykładem użycia dużej mocy silników jako źródła mocy rezerwowej są elektrownie jądrowe. W takich przypadkach stosowane są jednak silniki system (starting air injection to all cylinders at sufficiently high pressure) it is possible to get full output well below 10 minutes. This result is considerably better than any gas turbine can achieve. High-power reciprocating engines also display better energy conversion efficiency than turbines and flatter efficiency curve which means higher efficiency at part-load operations. Engine-generator sets with output of approximately 10 MW each can achieve gross electrical efficiency around 44% - only largest gas turbines, with outputs above 100 MW can compete with that value. Additional advantages result from a different concept of an engine-based power station. Gas-turbine grid stability plants have usually one or two turbine units only. An engine-based plant has usually ten or more smaller units. This approach - combined with flat efficiency curve and low minimum output of an engine – allows an engine-based plant to work in a very wide range of power outputs at very high efficiency values. For instance a 100 MW plant of 10×10 MW engines can deliver practically any output between 3 and 100 MW, and appropriate management of individual units' start-ups and shut-downs allows operation on almost-nominal efficiency in practically entire range. Additional advantage of having multiple units is increased plant availability and reliability, and possibility to carry out maintenance or major overhauls without necessity to shut down entire plant - overhaul of one engine only slightly decreases capabilities. The major drawback of this solution is necessity to provide sufficiently large area to construct a plant with multiple reciprocating engines.

3. Plains End Power Plant

Located in Colorado (Denver area), the Plains End Power Plant provides intermediate-load and peakload poawer, as well as ancillary (grid-stability) services - both with readyto-start engines and spinning reserve. The plant consists of two parts. Plains End I was commissioned on 1 May 2002 and has installed capacity of 113 MWel. It is equipped with 20 sets with Wärtsilä 18V34SG engines. The Plains End II extension commissioned in 2008 is further 14 power generating sets with newer Wärtsilä 20V34SG engines, with total output of 118 MWel. The engines are fuelled with grid natural gas, with a methane number between 75 and 84, and LHV of some 34 MJ/Nm3. Except for the newer model of engines with higher specific power, the extension incorporated some features resulting from lessons learned on the first plant. Among these were increased engine hall ventilation efficiency and installation of frequency converters on cooling radiators, allowing to cut down own consumption of the plant during partial load operations or simply colder weather.

Until now the engines of the Plains End I have an average of 8000 running hours per unit, while those of the Plains End II – 5000 hours each. During last few years the first plant has been operated some 1500 hours a year, while the extension – 3000 h/a. Operational schedule is planned to avoid multiple engine overhauls at the same time. This allows to keep the plant in operation during maintenance of individual units.

When providing ancillary services the engine-generator sets (all at once or individually) can achieve full power in o zapłonie samoczynnym zasilane paliwami ciekłymi, zdolne do osiągnięcia pełnej mocy w czasie poniżej 60 sekund. Silniki o zapłonie iskrowym zasilane paliwem gazowym wykazują nieco mniejszą elastyczność, która jednakże jest całkowicie wystarczająca do stosowania ich jako źródeł mocy interwencyjnej w systemie elektroenergetycznym. Przy zastosowaniu odpowiednio skonfigurowanego układu rozruchowego (pneumatyczny wtrysk powietrza sprężonego do wszystkich cylindrów) możliwe jest osiągnięcie czasu uzyskania pełnej mocy znamionowej znacznie poniżej 10 minut. Jest to wynik istotnie lepszy od osiąganego przez najbardziej zaawansowane turbiny gazowe. Silniki tłokowe wielkich mocy charakteryzują się przy tym korzystniejszą od turbin gazowych sprawnością konwersji energii oraz mniejszą utratą sprawności przy obciążeniach częściowych. Silniki gazowe o mocach rzędu kilku-kilkunastu megawatów osiagają sprawności wytwarzania energii elektrycznej brutto na poziomie 44% – porównywalne parametry wykazują jedynie najbardziej zaawansowane modele turbin gazowych o mocach przekraczających 100 MW. Dodatkowe zalety wynikają z odmiennej koncepcji budowy obiektów rezerwowych wykorzystujących silniki tłokowe. Elektrownie interwencyjne z turbinami gazowymi składają się na ogół z jednej lub dwóch jednostek wytwórczych. Obiekt oparty o silniki tłokowe posiada natomiast wiele (kilka-kilkanaście) mniejszych zespołów. Dzięki takiemu podejściu - jak również płaskiej charakterystyce sprawności i niskiemu minimum technicznemu pojedynczych jednostek - możliwe jest osiągnięcie przez obiekt bardzo szerokiego zakresu mocy przy wysokiej sprawności. Przykładowo dla obiektu o mocy 100 MW składającego się z 10 silników o mocy 10 MW każdy, osiągalna będzie praktycznie każda moc z zakresu 3÷100 MW, a odpowiednie uruchamianie i odstawianie poszczególnych zespołów prądotwórczych umożliwi pracę ze sprawnością zbliżoną do sprawności znamionowej pojedynczego zespołu w bardzo szerokim zakresie mocy. Dodatkową zaletą dużej ilości równoległych jednostek jest zwiększona niezawodność oraz możliwość prowadzenia remontów przy jednoczesnym utrzymywaniu gotowości do pracy przy nieco tylko zmniejszonej mocy. Główną wadą jest konieczność zapewnienia większej przestrzeni na budowę obiektu wyposażonego w wiele silników tłokowych.

3. Elektrownia Plains End

Zlokalizowana w amerykańskim stanie Kolorado (w rejonie Denver) elektrownia Plains End zapewnia dostawy energii podszczytowej, szczytowej, a także usługi mocy interwencyjnej i rezerwę wirującą. Obiekt składa się z dwóch części. Elektrownia Plains End I uruchomiona 1 maja 2002 dysponuje mocą zainstalowaną 113 MW_e i posiada 20 zespołów prądotwórczych z silnikami tłokowymi typu Wärtsilä 18V34SG. Przekazane do eksploatacji w 2008 r. rozszerzenie Plains End II to kolejnych 14 zespołów z nowszymi silnikami Wärtsilä 20V34SG o łącznej mocy 118 MW_e. Silniki zasilane są sieciowym gazem ziemnym o liczbie metanowej w zakresie 75÷84 i wartości opałowej rzędu 34 MJ/Nm³. Poza nowszym modelem silników o większej mocy jednostkowej projekt drugiej części elektrowni uwzględnia doświadczenia

7 minutes 45 seconds when starting up from preheated conditions. In practice the transmission system operator only requires the time to be below 10 minutes. The generator synchronizes with the grid in time below 2 minutes. Then the load can be increased at a rate of maximally 20% of nominal power per minute. Preheated condition is maintained with electrical heaters with a total power of 2×30 kW per engine, though in most cases only one is in use. Engines are started up with injection of compressed air into cylinders. Fig. 4 presents a start-up curve registered by automation system on one of the engine-generator sets of the Plains End I.

Waste heat from the engines is dumped to the ambient air through radiators. Therefore there are no losses of water from the cooling system during normal operation and no water demand from the plant.

Plains End Power Plant is remotely dispatched by the distribution system operator. During first five years of operation the Plains End I was operated by the personnel of the supplier, Wärtsilä company. After the extension had been finished though the operation and maintenance was taken over by the Cogentrix company. Currently the crew of the power plant is 13 persons, including the plant manager, operational manager, one person of office staff and 10 operators, who also perform minor maintenance operations.

4. Wärtsilä 34SG engine

Wärtsilä 34 SG engines installed at the Plains End Power Plant are turbocharged four-stroke spark-ignited reciprocating engines operating at nominal speed of 720 rpm. They are coupled to synchronous generators with four pairs of poles through flexible couplings. Each engine-generator set is installed on a common base frame, which in turn is settled over the foundation with flexible vibration dampers. Table 1 shows technical data of a single power generation set based on a Wärtsilä 20V34SG engine in 50 Hz and 60 Hz options.

Cylinders of Wärtsilä 34SG engines are fitted with prechambers. Fuel is injected to the pre-chamber (through a mechanically-controlled valve) and through electronically-



Fig. 4. Record of a start-up procedure at one of the units at Plains End I. Note the increase from 0 to 100% load in 7 minutes 56 seconds [2]

Rys. 4. Zapis rozruchu zespołu prądotwórczego z Elektrowni Plains End I. Widoczny przyrost mocy od 0 do 100% w ciągu 7 minut 56 sekund [2] eksploatacyjne pierwszego bloku. Zwiększona została wydajność wentylacji hali maszynowni. Silniki elektryczne napędzające wentylatory chłodni suchych zostały zaopatrzone w przemienniki częstotliwości. Pozwala to na zmniejszenie zużycia energii na potrzeby własne przy pracy z obciążeniami częściowymi lub przy niższej temperaturze otoczenia, gdy wymaganą intensywność chłodzenia zapewnia mniejszy przepływ powietrza.

Do chwili obecnej zespoły zainstalowane w Plains End I przepracowały średnio po 8000 godzin, natomiast nowsze jednostki w Plains End II – po 5000 godzin. Plains End I w ostatnich latach pracuje przez ok. 1500 godzin rocznie, natomiast nowsza część elektrowni – po 3000 godzin na rok. Plan eksploatacji elektrowni zakłada przy tym nierównomierny przyrost czasu pracy silników tak, by planowe remonty nie wypadały w tym samym czasie. Pozwala to na utrzymywanie obiektu w ruchu podczas prowadzenia przeglądów poszczególnych jednostek.

W przypadku świadczenia usług interwencyjnych, zespoły prądotwórcze (wszystkie lub pojedynczo) są w stanie osiągnąć pełną moc w ciągu 7 minut 45 sekund przy starcie ze stanu podgrzanego; w praktyce operator systemu przesyłowego wymaga czasu w granicach 10 minut. Synchronizacja z siecią następuje w czasie poniżej 2 minut. Obciążenie silników można zmieniać o maksymalnie 20% w ciągu minuty. Stan podgrzany utrzymywany jest za pomocą podgrzewaczy elektrycznych o mocy łącznej 2×30 kW na zespół prądotwórczy (w większości przypadków wykorzystywany jest tylko jeden). Rozruch silników odbywa poprzez wtrysk sprężonego powietrza do cylindrów. Rys. 4 przedstawia krzywą rozruchu zarejestrowaną przez układ automatyki na jednym z zespołów prądotwórczych Plains End I.

Odprowadzanie ciepła z układu chłodzenia silników realizowane jest za pośrednictwem suchych chłodni wentylatorowych. Nie ma zatem strat wody chłodzącej w czasie normalnej eksploatacji obiektu.

Elektrownia Plains End sterowana jest zdalnie przez operatora systemu przesyłowego. W ciągu pierwszych pięciu lat istnienia Plains End I bieżąca eksploatacja prowadzona była przez personel dostawcy technologii, firmy Wärtsilä. W tym czasie stały personel obiektu składał się z 5 osób, pracujących przez 20 lub 24 godziny na dobę. Po rozszerzeniu eksploatację bieżącą elektrowni przejęła firma Cogentrix. Aktualna załoga składa się z 13 osób, w tym kierownika obiektu, kierownika eksploatacji, jednej osoby do obsługi biurowej oraz 10 operatorów, którzy wykonują także bieżące przeglądy.

4. Silnik Wärtsilä 34SG

Silniki serii Wärtsilä 34SG zastosowane w blokach Elektrowni Plains End to turbodoładowane czterosuwowe silniki o zapłonie iskrowym, pracujące z prędkością znamionową 720 obr/min. Są one sprzęgnięte z generatorami synchronicznymi o czterech parach biegunów za pośrednictwem sprzęgieł podatnych. Każdy zespół silnik-generator zainstalowany jest na wspólnej ramie nośnej, która osadzona jest na fundamencie za pośrednictwem sprężystych elementów tłumiących drgania. Tabela 1 przedstawia dane pojedynczego zespołu prądotwórcontrolled main gas admission valves located immediately upstream of the of cylinder inlet valves, individually for each cylinder. Air/fuel ratio in the pre-chamber is ca. 1, while in the main chamber it is approximately 2.1 (lean-burn concept). Independent control of gas admission valve for each cylinder assures optimization of combustion process and maximization of engine's efficiency.

Table 1. Technical parameters of an engine-generator set with	Wärtsilä
20V34SG prime mover [5]	

Tabela 1. Dane techniczne zespołu prądotwórczego z silnikiem	Wärtsilä
20V34SG [5]	

Parameter/parametr	Unit/ <i>jednostka</i>	50 Hz option/ wersja 50 Hz	60 Hz option/ wersja 60 Hz
Number of cylinders/liczba i układ cylindrów	-	20V	
Bore/średnica cylindra	mm	340	
Stroke/skok tłoka	mm	400	
Compression ratio/stopień sprężania	-	12 ¹⁾	
BMEP/średnie ciśnienie efektywne	bar	20.0	19.8
Medium piston speed/średnia pręd- kość tłoka	m/s	9.6	10.0
Gross electric power/moc elektrycz- na brutto	kW	8730	8439
Electrical efficiency/sprawność elektryczna ²)	%	44.3	44.3

5. Conclusions

The Plains End Power Plant is a successful example of gas engine application for peakload and grid-stability purposes. Positive experience from operation of the first plant resulted with further extension which doubled installed capacity. Plains End proves itself very well as a source of emergency and peakload power in the area with high capacity installed in wind turbines. Short start-up times, technical solutions of installed engines, and modularity of the whole plant assure operational flexibility needed for this type of duty, high availability, and high efficiency of power generation, both at full and part load operation.

Bibliography/*Literatura*

- Chojnacki I.: Obok wiatraków muszą powstać rezerwowe elektrownie za 7 mld zł, [w:] Gazeta Prawna, 17 lipca 2009.
- [2] Finn D., Ancillary Service Benefits. PowerGen International 2005, Las Vegas, grudzień 2005.
- [3] Heikkinen J.: The effects of growth in wind power capacity. Example from the USA. Debata "Bezpieczeństwo energetyczne Metropolii Polskich", Warszawa, luty 2009.

czego z silnikiem Wärtsilä 20V34SG przystosowanego do współpracy z siecią o częstotliwościach 60 oraz 50 Hz.

Silniki Wärtsilä 34SG posiadają cylindry ze wstępną komorą spalania. Paliwo podawane jest do komory wstępnej (zawór sterowany mechanicznie) oraz do kanałów dolotowych każdego cylindra osobno (zawór sterowany elektronicznie). W komorze wstępnej współczynnik nadmiaru powietrza wynosi ok. 1, podczas gdy w głównej komorze spalania przyjmuje on wartość ok. 2,1. Niezależnie sterowane wtryskiwacze paliwa gazowego zapewniają optymalizację pracy poszczególnych cylindrów, a zatem maksymalizację sprawności całego silnika.



Fig. 5. Plains End power station view *Rys. 5. Widok Elektrowni Plains End*

5. Wnioski

Elektrownia Plains End jest udanym przykładem zastosowania koncepcji elektrowni szczytowej i interwencyjnej wykorzystującej technologię gazowych silników tłokowych. Pozytywne doświadczenia z eksploatacji pierwszego bloku doprowadziły do rozbudowy obiektu i podwojenia jego mocy zainstalowanej. Elektrownia Plains End sprawdza się dobrze w roli źródła mocy szczytowej i rezerwowej w rejonie, w którym zainstalowana jest wysoka moc w turbinach wiatrowych. Krótkie czasy rozruchu, rozwiązania techniczne zastosowanych silników oraz modułowość elektrowni zapewniają wymaganą w takim zastosowaniu elastyczność pracy, dyspozycyjność oraz wysoką sprawność przy pracy z obciążeniem znamionowym i przy obciążeniach częściowych.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

- [4] Vuorinen A.: Planning of Optimal Power Systems 2009 Edition. Ekoenergo, Vammala, 2009.
- [5] Wärtsilä 34SG Engine Technology. Wärtsilä Corporation, Helsinki, 2009.

Mr. Adam Rajewski, MSc., MEng. – Assistant Lecturer at the Institute of Heat Engineering, Warsaw University of Technology, Sales Support Engineer, Wartsila Polska Sp. z o.o.

mgr inż. Adam Rajewski, asystent w Instytucie Techniki Cieplnej Politechniki Warszawskiej, inżynier wsparcia sprzedaży w firmie Wartsila Polska Sp. z o.o.

e-mail: adam.rajewski@wartsila.com



¹⁾ In case of using fuel with lower methane numbers, compretion ratio of 11 is used/w przypadku paliwa o niższej liczbie metanowej stosowany jest stopień sprężania 11.

²⁾ Tolerance 0%, gas fuel methane number $\geq 80/przy$ tolerancji 0%, liczba metanowa paliwa ≥ 80 .

PTNSS-2010-SS2-203

The impact of supply pressure on gas injector expenditure characteristics

The paper analyzes the changes in an LPG injector flow mass characteristics when input pressure is altered. The research was carried out at a test stand with an air-supplied injector. The test results (the pressure both before and behind an injector, a control signal and the current flowing through an electromagnetic coil) were analyzed for the impact of pressure on the injector characteristics. The analysis deals with a pressure effect on a unit mass flow, injector opening dead time (minimum time of a signal that causes an opening), the characteristics linearity, and its intersection point with a time axis. There was also analyzed a single injection time course, particularly emphasizing injector valve opening and closing time. It has been stated that the increase in pressure results in the increased unit mass flow and the simultaneous increase in injector dead time as well as a shift of the intersection point with a time axis along this axis.

Key words: injector, LPG, test bed research, characteristic

Wpływ ciśnienia zasilania na charakterystykę wydatku wtryskiwacza gazu

W artykule przedstawiono analizę zmiany charakterystyki wydatku trzpieniowego wtryskiwacza gazu LPG przy zmianie ciśnienia zasilania. Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym przy zasilaniu wtryskiwacza powietrzem. Przeanalizowano wyniki pomiarów ciśnienie przed i za wtryskiwaczem, sygnał sterowania oraz prądu przepływający przez cewkę, pod kątem wpływu ciśnienia na charakterystykę wtryskiwacza. Analiza objęła wpływ na wydatek jednostkowy, martwy czas otwarcia wtryskiwacza, liniowości charakterystyki oraz punku jej przecięcia z osią czasu. Przeanalizowano także przebieg pojedynczego wtrysku ze szczególnym naciskiem na czas otwarcia i zamknięcia zaworu wtryskiwacza. Wykazano, że wzrost ciśnienia powoduje zwiększenie wydatku jednostkowego przy jednoczesnym zwiększeniu martwego czasu wtryskiwacza oraz przesunięcie punktu przecięcia z osią czasu.

Słowa kluczowe: wtryskiwacz, LPG, badania stanowiskowe, charakterystyka

1. Introduction

Internal combustion engines fuelled by gaseous fuels (LPG or CNG) need to satisfy the same environmental requirements as petrol-fueled engines [6]. This implies a very precise quality control of an air-fuel mixture and thus the quantity of gas supplied. To obtain such accuracy, two conditions need to be fulfilled. The first one refers to a suitable supplying device, i.e. a gas injector; whereas the second, a proper system construction [3, 4] and the calibration of a control algorithm that calculates petrol injection time against gas injection time [2, 5]. The calibration of such an algorithm, by contrast, requires the knowledge of gas injector characteristics and its variability throughout the whole of system operation.

Gas injectors differ significantly from petrol ones, mainly in the size of a fuel outflow pipe. This is due to the change in working medium states, and therefore a substantial increase in the volumetric mass flow of a gaseous fuel as compared to that of a liquid fuel. This change involves certain phenomena that do not occur inside liquid-fuel based injectors. These phenomena are related to working medium compressibility and affect a fuel dosage process. The analysis of these phenomena are given in [1, 7] and show that the change of a working medium state makes flow stabilization time longer after an injector valve opens. This has a direct impact on an injector mass flow characteristics.

Simultaneously, most of sequential gas injection systems work with regulators where gas pressure is set as fixed

1. Wprowadzenie

Wymagania ekologiczne stawiane silnikom spalinowym zasilanym paliwem gazowym (LPG lub CNG) wymuszają spełnienie przez nie takich samych wymagań jak w przypadku silników zasilanych benzyną [6]. Oznacza to konieczność bardzo dokładnego sterowania jakością mieszanki paliwowo-powietrznej, a zatem ilością podawanego gazu. Aby uzyskać taką dokładność konieczne spełnienie dwóch warunków. Pierwszym jest zastosowanie odpowiedniego urządzenia wykonawczego jakim jest wtryskiwacz gazu. Drugim natomiast jest prawidłowe zabudowanie układu [3, 4] i kalibracja algorytmu sterującego, przeliczającego czasu wtrysku benzyny na czas wtrysku gazu [2, 5]. Kalibracja algorytmu wymaga natomiast znajomość charakterystyki wtryskiwacza gazowego wraz z jej zmiennością w całym zakresie pracy układu.

Wtryskiwacze gazu różnią się znacząco od wtryskiwaczy benzyny przede wszystkich wielkością kanału wypływu paliwa. Wynika to ze zmiany stanu skupienia czynnika roboczego, a zatem ze znacznego zwiększenie objętościowego wydatku paliwa gazowego w stosunku do paliwa płynnego. Zmiana ta pociąga za sobą pojawienie się zjawisk nie występujących wewnątrz wtryskiwaczy paliwa płynnego. Zjawiska te związane są ze ściśliwością czynnika roboczego i wpływają na przebieg procesu podawania paliwa. Analizy tych zjawisk przedstawiono w pracach [1, 7] wykazując, że zmiana stanu skupienia czynnika roboczego wpływa na wydłużenie czasu stabilizacji przepływu po otwarciu zaworu overpressure above an intake manifold. As a result, injector inlet pressure changes during operation. Additionally, there are control errors during gas pressure control that come from significant engine dynamics and evaporation system (LPG systems) inertia and a pressure control (in LPG and CNG systems.) This variation affects an injector mass flow characteristics, changing not only its slope (i.e. unit mass flow), but also the intersection point of this characteristics with a time axis.

This paper examines how the changes in input pressure influence a gas injector characteristics.

2. Test stand and research object

2.1 Test stand

The research was conducted on the test stand, as shown in Fig. 1. This test stand consists of an air handling system, comprising a piston compressor, an air dryer and a membrane input pressure controller. This system brings air into an injector section where the tested injector and pressure measurement systems are mounted. The test stand enables to measure pressure before and after the injector.

The test stand is fitted with a control unit developed at the Lublin University of Technology that can control the injector with any frequency, injection signal time and a current time course. This enables to conduct various types of research on gas injectors.

The test stand was fitted with a measurement system by National Instruments NI CompactDAQ cDAQ-9178 and data

acquisition cards NI 9215 that enable a simultaneous measurement of voltage signals with a frequency of 100 kHz. A current sensor Tektronix TCP305 with an amplifier TCPA300 was used to measure the current in the injector coil. The pressure before the injector (input pressure) was measured with a sensor MPX5700 of a measurement range from 0 to 0.7 MPa of absolute pressure; whereas the pressure behind the injector was measured with a sensor MPX4250 of a measurement range from 0 to 0.25 MPa of absolute pressure. The test stand had also an air flow meter SFE3 by FESTO. During the measurements, all the sensors were supplied with constant supply voltage by a laboratory feeder.

2.2 Research object

The research was carried out on the VALTEK injector rail (Fig. 2). The rail had got four injection sections (separate injectors) of a mandrel design. The electromagnetic coil of a resistance of 3 Ω made the mandrel move, which enforced a pulse-width modulation control (PWM). The mass flow control was done by selecting an appropriate injection nozzle that is screwed into the rail body. The injection nozzle was 2.6 mm in diameter.

3. Research objective and scope

The test was to determine the effect of input pressure (pressure at the injector entrance) on its characteristics, defined as the relationship between supplied gas mass and control signal time. wtryskiwacza. Ma to bezpośredni wpływ na charakterystykę wydatku wtryskiwacza.

Jednocześnie większość układów wtrysku sekwencyjnego gazu pracuje z reduktorami, w których ciśnienie gazu ustawiane jest jako stała wartość nadciśnienia nad kolektorem dolotowym. Powoduje to zmianę ciśnienia zasilania wtryskiwacza w czasie pracy. Do tego dokładają się uchyby regulacji ciśnienia gazu wynikające z dużej dynamiki pracy silnika oraz bezwładności układu odparowania (układy LPG) i regulacji ciśnienia (układy LPG i CNG). Zmienność ta wpływa na charakterystykę wydatku wtryskiwacza, nie tylko zmieniając jej kąt nachylenia (czyli wydatek jednostkowy), ale także punkt przecięcia tej charakterystyki z osią czasu.

Celem pracy jest zbadanie wpływu zmian ciśnienia zasilania na charakterystykę wtryskiwacza gazu.

2. Stanowisko badawcze i obiekt badań

2.1 Stanowisko badawcze

Badania zostały przeprowadzone na stanowisku badawczym, przedstawionym na rys. 1. Stanowisko to składa się z układu przygotowania powietrza, obejmującego sprężarkę tłokową, osuszacz powietrza oraz membranowy regulator ciśnienia zasilania. Układ ten doprowadza powietrze do sekcji wtryskiwaczowej, w której zamocowany jest badany wtryskiwacz oraz układy pomiaru ciśnienia. Stanowisko umożliwia pomiar ciśnienia przed i za wtryskiwaczem.

Stanowisko wyposażone jest w badawczą jednostkę sterującą opracowaną na Politechnice Lubelskiej pozwalającą



Fig. 1. Test stand Rys. 1. Stanowisko badawcze

na sterowanie wtryskiwaczem z dowolną częstotliwością, długością trwania impulsu wtrysku oraz przebiegiem prądu. Pozwala to na przeprowadzenie szerokiego wachlarzu badań wtryskiwaczy gazowych.

Stanowisko wyposażono w układ pomiarowy firmy National Instruments NI CompactDAQ cDAQ-9178 wraz z kartami pomiarowymi NI 9215, umożliwiającymi pomiar symultaniczny sygnałów napięciowych z częstotliwością do 100 kHz. Do pomiaru prądu w cewce wtryskiwacza zastosowano sondę prądową Tektronix TCP305 wraz ze wzmacniaczem TCPA300. Do pomiary ciśnienia przed Research/Badania



Fig. 2. Object of the research – injector rail VALTEK Rys. 2. Objekt badań – listwa wtryskowa VALTEK

The research was conducted in steady states at controlled constant input pressure, specified frequency and control signal time. The input pressure was controlled according to the indications of a manometer and an additional sensor, mounted before the injector. This pressure was respectively 160, 180, 200, 220 and 250 kPa of absolute pressure. The control of injector opening was during injector opening time from 2.5 to 12 ms and a continuous control signal was up to 3.0 ms, and then the control was done using a rectangular signal of a frequency of 10 kHz and an induction of 40%. The injection frequency was 13.3 Hz (which corresponds with a sequential supply for a speed of 1600 rpm).

Quick-changing values (control signal, current in the coil, pressure before and after the injector) were measured in each measurement point using the measurement system described in chapter 2 at a sampling rate frequency of 50 kHz. Between 600 and 700 consecutive injections were recorded. An air mass flow rate was measured as an air stream and then converted into the mass flow in a single injection. The injector was supplied with air during the tests.

4. Research results

The results were analyzed with the software, developed by the author, in the LabView 8.2 environment. For each operation point (defined as input pressure and control signal time), the mean time course of the successive cycles (an exemplary time course is in Fig. 3) was worked out and the subsequent cycles were analyzed with respect to:

- a) control signal time (*t_wtr_imp*) using a control signal;
- b) real injection opening time (t_wtr_r) using a signal from the pressure sensor (beginning of a pressure increase was assumed to be an injection start, and beginning of a pressure decrease, its end – Fig. 4);
- c) injector opening lag time (t_op) using the analysis of a pressure signal and a control signal as an injection start lag from a control signal start.

Later on, based on all the subsequent cycles, such defined values were averaged. Simultaneously, real input pressure was defined as the mean value of an input pressure time course. It was respectively: 169, 194, 208, 231 and 259 kPa. This difference was due to a gauge error that indicated how pressure was controlled.

wtryskiwaczem (ciśnienia zasilania) zastosowano czujnik MPX5700 o zakresie pomiarowym od 0 do 0,7 MPa ciśnienia bezwzględnego. Do pomiaru ciśnienia za wtryskiwaczem zastosowano czujnik MPX4250 o zakresie pomiarowym od 0 do 0,25MPa ciśnienia bezwzględnego. Stanowisko wyposażone było także w przepływomierze powietrza firmy FESTO serii SFE3. Wszystkie czujniki zasilane były z zasilacza laboratoryjnego utrzymującego stałe napięcie zasilania w czasie pomiarów.

2.2 Obiekt badań

Badania przeprowadzono na listwie wtryskowej firmy VALTEK (rys. 2). Listwa ta zawiera cztery sekcję wtryskowe (oddzielne wtryskiwacze) o konstrukcji trzpieniowej. Ruch trzpienia wywoływany jest cewką elektromagnetyczną o rezystancji 3 Ω , co wymusza sterowane z podtrzymaniem prądowym. Regulacja wydatku odbywa się poprzez dobór odpowiedniej dyszy wtryskowej wkręcanej w korpus szyny. Badania przeprowadzono na dyszy wtryskowej o średnicy 2,6 mm.

3. Cel i zakres badań

Celem badań było określenie wpływu ciśnienia zasilania (ciśnienia na wejściu do wtryskiwacza) na jego charakterystykę, rozumianą jako zależność masy podawanego gazu od czasu trwania impulsu sterującego.

Badania prowadzono w stanach ustalonych przy stałym regulowanym ciśnieniu zasilania, określonej częstotliwości i długości trwania sygnału sterującego. Ciśnienie zasilania regulowano na podstawie wskazań manometru oraz dodat-kowego czujnika umieszczonego przed wtryskiwaczem i wynosiło ono odpowiednio: 160, 180, 200, 220 i 250 kPa ciśnienia bezwzględnego. Sterowanie otwarciem wtryski-wacza obejmowało zakres czasu otwarcia od 2,5 do 12 ms, przy czym impuls ciągły sterowania wynosiła maksymalnie 3,0 ms a następnie sterowanie odbywało się z wykorzy-staniem sygnału prostokątnego o częstotliwości 10 kHz i wypełnieniu 40%. Częstotliwość wtrysku wynosiła 13,3 Hz (co dopowiada zasilaniu sekwencyjnym przy prędkości obrotowej 1600 obr/min).

W każdym punkcie pomiarowym mierzono wartości szybkozmienne (sygnał sterujący, prąd w cewce, cieśninie przed i za wtryskiwaczem) za pomocą układu pomiarowego opisanego w rozdziale 2 z częstotliwością próbkowania wynoszącą 50 kHz. Zapis obejmował od 600 do 700 kolejnych wtrysków. Wydatek powietrza mierzono jako strumień powietrza i następnie przeliczono na wydatek masowy w czasie jednego wtrysku. Badania przeprowadzono zasilając wtryskiwacz powietrzem.

4. Wyniki badań

Analizę wyników badań przeprowadzono z wykorzystaniem opracowanego przez autora oprogramowania w środowisku LabView 8.2. W każdym punkcie pracy (określonym jako ciśnienie zasilania i czas trwania impulsu sterującego) analiza obejmowała opracowanie uśrednionego przebiegu z kolejnych, zarejestrowanych cykli (przykładowy przebieg przestawiono na rys. 3) oraz analizy kolejnych cykli pod kątem:



Fig. 3. Mean time course of measured values (input pressure 250 kPa, injection time 12 ms)

Rys. 3. Przebieg uśredniony mierzonych sygnałów (ciśnienie zasilania 250 kPa, czas wtrysku 12 ms)

The mean values were analyzed.

For each operation point, the dose of the injected fuel (air) during a single injection was specified after analyzing the signal of the air flow meter that was mounted at the end of the measurement system.

Then, the injector mass flow characteristics was made for each value of the input pressure (Fig. 5). It is as a relationship between an input mass in one injection (m_wtr) given in mg and injection time (t_wtr) as a control signal time given in ms. Simultaneously, the analysis of quick-changing values helped develop the characteristics that shows how injection real time (t_wtr_r) depends on control signal time $(t_wtr_imp) -$ Fig. 6. The analysis indicated that the characteristics became linear only after 6 ms of control signal time. Therefore, the analysis of an unit mass flow (coefficient of a characteristics gradient) and the intersection point of the characteristics with an X axis was done for the range of 6 to 12 ms.

Figures 5 and 6 present the results of the approximation of a linear function. In each case, a very high match rate exceeding 0.98 was obtained. The further analysis (for the injector mass flow characteristics) included the slope

- a) czasu trwania impulsu sterującego (t_wtr_imp) na podstawie sygnału sterowania;
- b) rzeczywistego czasu trwania wtrysku (t_wtr_r) na podstawie sygnału z czujnika ciśnienia (za początek wtrysku przyjęto początek wzrostu ciśnienia za wtryskiwaczem a jako koniec przyjęto początek spadku ciśnienia – rys. 4);
- c) czasu opóźnienia otwarcia wtryskiwacza (t_op) na podstawie analizy sygnału ciśnienia i impulsu sterującego, jako opóźnienie początku wtrysku od początku impulsu sterującego.

Tak określone wartości były następnie uśredniane ze wszystkich kolejnych cykli. Jednocześnie określono rzeczywiste ciśnienie zasilania jako średnią wartość przebiegu ciśnienia zasilającego. Wynosiło ono odpowiednio: 169, 194, 208, 231 i 259 kPa. Różnica ta wynikała z błędu wskazań manometru zastosowanego jako wskaźnik regulacji ciśnienia.

Analizie poddano wartości średnie.

W każdym punkcie pracy określono także dawkę paliwa (powietrza) wtryskiwaną w czasie pojedynczego wtrysku. Określono to na podstawie analizy sygnału przepływomierza powietrza umieszczonego na końcu układu pomiarowego.

Następnie dla każdego ciśnienia zasilania sporządzono charakterystykę wydatku wtryskiwacza (rys. 5). Przedstawiono ją jako zależność masy podanej w jednym wtrysku (m_wtr) wyrażonej w mg od czasu wtrysku (t_wtr) rozumianego jako czas impulsu sterującego wyrażonego w ms. Jednocześnie na podstawie analizy wartości szybkozmiennych opracowano charakterystykę zależności rzeczywistego czasu trwania wtrysku (t_wtr_r) od czasu trwania impulsu sterującego (t_wtr_imp) -rys. 6. Analizując opracowane charakterystyki zauważono, że liniowość uzyskują one dopiero po czasie trwania impulsu 6 ms. Dlatego też analizę wydatku jednostkowego (współczynnika pochylenia charakterystyki) oraz punktu przecięcia charakterystyki z osią X przeprowadzono dla zakresu od 6 do 12 ms.

Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono wyniki aproksymacji funkcją liniową, w każdym przypadku otrzymując bardzo wysoki współczynnik dopasowania przekraczający 0,98. Dalszej analizie poddano (w przypadku charakterystyki



Fig. 4. Method of definitions of control signal time (*t_wtr_imp*) and real injection opening time (*t_wtr_r*) – input pressure 250 kPa Rys. 4. Sposób określania czasu impulsu sterującego (*t_wtr_imp*) i czasu rzeczywistego otwarcia wtryskiwacza (*t_wtr_r*) – ciśnienie zasilania 250 kPa



coefficient of a straight line a and the intersection point of this straight line with an X axis – hereinafter designated as t_0 – zero time. For the relationship between real time and signal control time, the analysis covered only the intersection point of a straight line with an X axis – hereinafter designated as t_0 .

Injector zero-time t_0 was determined as follows:

$$t_0 = -\frac{b}{a} \tag{1}$$

where a and b are the coefficients of the equation of a straight line: $y = a \cdot x + b$.

wydatku wtryskiwacza) współczynnik nachylenia prostej a oraz punkt przecięcia prostej z osią X – oznaczany dalej jako t_0 – czas zerowy. W przypadku zależności czasu rzeczywistego od czasu impulsu przeanalizowano jedynie punkt przecięcia prostej z osią X – oznaczany dalej jako t_0 .

Czas zerowy t_0 wyznaczano jako (1), gdzie: a i b – współczynniki równania prostej: $y = a \cdot x + b$.

W czasie każdej serii pomiarowej na zakładanym ciśnieniu zasilania określono także minimalny czasu otwarcia wtryskiwacza – tzw. martwy czas otwarcia wtryskiwacza *t_pocz* jako najkrótszy czas trwania impulsu sterującego po którym następuje otwarcie wtryskiwacza. Określono także In each measurement series for the assumed input pressure, the minimum injector opening time, the so-called injector opening dead time *t_pocz*, was defined as the shortest control signal time followed by injector opening. Also, injector opening lag time was defined as the time between a control signal start and a gas flow start.

5. Analysis of the results

Figure 7 shows how injector opening dead time t_pocz depends on input pressure. It is noted that as the pressure increases, the injector opening dead time increases linearly. This is due to increasing an injector anti-opening force that linearly depends on the pressure this electromagnetic coil needs to overcome. The increase in pressure requires more energy that is stored in the coil, which leads to increasing magnetic forces that influence the injector valve pivot. This is also apparent in injector opening lag time t_op (Fig. 8). The increase in pressure causes a linear lag time increase (its slope corresponds with the change of injector opening dead time).



Rys. 7. Zależność martwego czasu otwarcia wtryskiwacza od ciśnienia zasilania

Figure 9 presents the relationship between an injector unit mass flow a (injector straight-line slope coefficient) and input pressure. This value is linearly dependent on input pressure, which is consistent with the theory of compressible fluid (gases) mechanics saying that, after reaching a critical flow speed, the value of injection flow mass depends linearly on input pressure as in the formula:

$$\dot{m}_{\rm przep} = \mu_{\rm p} \cdot F_{\rm przep} \cdot \frac{p_{\rm o}}{\sqrt{R \cdot T_{\rm o}}} \cdot \Psi$$
 (2)

where: μ_p – flow ratio, F_{przep} – a valve mass flow surface, p_o – input pressure, T_o – input temperature, R – gas constant of a flowing gas, ψ – a flow type coefficient.

Therefore, it can be concluded that for the tested input

czas opóźnienia otwarcia wtryskiwacza, rozumiany jako czas pomiędzy początkiem sygnału sterującego a początkiem wypływu gazu.

5. Analiza wyników badań

Na rysunku 7 przedstawiono zależność czasu martwego czasu otwarcia wtryskiwacza *t_pocz* od ciśnienia zasilania. Jak można zauważyć wraz ze wzrostem ciśnienia rośnie liniowo martwy czasu otwarcia wtryskiwacza. Wynika to ze wzrostu siły przeciwdziałającej otwarciu wtryskiwacza, zależnej liniowo od ciśnienia, jaką musi pokonać cewka elektromagnetyczna. Wzrost ciśnienia wymaga zwiększenie ilości energii zgromadzonej w cewce, prowadzącej do wzrostu siły przyciągania trzpienia zaworu wtryskiwacza. Widoczne jest to także w czasie opóźnienia otwarcia wtryskiwacza *t_op* (rys. 8). Wzrost ciśnienia powoduje liniowy wzrost tego opóźnienia (o nachyleniu zgodnym ze zmianą martwego czasu otwarcia wtryskiwacza).

Rysunek 9 przestawia zależność jednostkowego wydatku wtryskiwacza a (współczynnika nachylenia prostej



Rys. 8. Zależność czasu opóźnienia otwarcia wtryskiwacza od ciśnienia zasilania

charakterystyki wtryskiwacza) od ciśnienia zasilania. Wartość ta jest liniowo zależna od ciśnienia, co jest zgodne z teorią przepływów płynów ściśliwych (gazów) mówiącej, że po osiągnięciu prędkości krytycznej przepływu wartość wydatku zależy liniowo od ciśnienia zasilania zgodnie ze wzorem (2),

gdzie: μ_p – współczynnik przepływu przez przepustnicę, F_{przep} – powierzchnia przepływu przez przepustnicę, p_o – ciśnienie zasilania, T_o – temperatura zasilania, R – stała gazowa przepływającego gazu, ψ – współczynnik rodzaju przepływu.

Zatem można uznać, że w przypadku analizowanych ciśnień zasilania oraz danej konstrukcji wtryskiwacza mamy do czynienia z przepływem krytycznym przez zawór (lub pressure and the injector contracture, there is a critical mass flow through the injector valve (or reducer). The analysis so far cannot help specify the section that controls the flow so a further analysis is necessary, using for example the CFD method (as showed in [1, 7]).



Fig. 9. Relationship between injection flow rate and input pressure Rys. 9. Zależność jednostkowego wydatku wtryskiwacza od ciśnienia zasilania

As the pressure increases, injection zero time (intersection point of the characteristics with an X axis) increases as well, as seen in Fig. 10. This increase, however, is not linear. Injection zero time was determined by the injector

mass flow characteristics (dotted line) as well as by the relationship between injector opening real time and injection signal time (solid line), which is given in Fig. 10. These values practically coincide in both cases. This means that the difference between real time and a control signal directly influences the injector mass flow characteristics. The increase in pressure increases the difference between real time and a control signal, and thus reduces injector opening real time. This means that the increase in injector opening lag time (Fig. 8) is simultaneously accompanied by reduced injector closing lag time.

6. Discussion

Based on the characteristics in Figs 4 and 5, it can be noted that they are not linear throughout their all ranges. It is easy to see the "bulge" in the initial part of the characteristics. This is evident both for a fuel dosage and the difference between real opening time and a control signal. Therefore, the question arises about what causes this phenomenon.

The four different areas of injection characteristics are marked in Fig. 11. The same areas zwężkę) wtryskiwacza. Na podstawie przeprowadzonych analiz nie można określić przekroju regulującego przepływ – konieczne jest przeprowadzenie dodatkowych analiz, przykładowo z wykorzystaniem metody CFD (jak pokazano w pracach [1, 7]).

> Wzrost ciśnienia powoduje także wzrost zerowego czasu wtrysku (przecięcia charakterystyki z osią X) – rys. 10. Wzrost ten nie jest jednak liniowy. Na rysunku 10 przedstawiono zerowy czas wtrysku wyznaczony zarówno z charakterystyki wydatku wtryskiwacza (linia przerywana) jak też z zależności czasu rzeczywistego otwarcia wtryskiwacza od czasu trwania impulsu wtryskowego (linia ciągła). W obu przypadkach wartości te praktycznie się pokrywają. Oznacza to, że różnica pomiędzy czasem rzeczywistym a impulsem sterującym bezpośrednio wpływa na kształt charakterystyki wydatku wtryskiwacza. Wzrost ciśnienia powoduje zwiększenie różnicy miedzy czasem rzeczywistym i impulsem sterującym a więc skrócenie rzeczywistego czasu otwarcia wtryskiwacza. Oznacza to, że przy jednoczesnym wzroście czasu opóźnienia otwarcia wtryskiwacza (rys. 8) następuje skrócenie czasu opóźnienia jego zamknięcia.

6. Dyskusja

Analizując charakterystyki przedstawione na rys. 5 i 6 można zauważyć, że nie są one liniowe w całym zakresie. Wyraźnie widoczne jest "wy-

brzuszenie" charakterystyki w początkowym zakresie. Widać to zarówno na dawce paliwa jak i na różnicy miedzy czasem rzeczywistego otwarcia a czasem impulsu sterującego. Pojawia się zatem pytanie o przyczynę tego zjawiska.



Fig. 10. Relationship between injection zero-time t_0 and input pressure Rys. 10. Zależność zerowego czasu wtrysku t 0 od ciśnienia zasilania



Rys. 11. Obszary charakterystyki wtryskiwacza

can be marked on both the injector mass flow characteristics and the relationship between opening real time and control signal time (Fig. 11). These areas can be describes as follows:

Area 1: Area of "starting" – it covers the range of control signal times that are near injector opening dead time. The area covers injector half-opening and gas flow stabilization time and its settling. In the first part, injector mass flow changes rapidly, even after control signal time is changed minimally, which indicates that the flow area has changed (and thus the pivot valve lift has changed). Later, there is the period of gas flow stabilization according to the phenomena described in [1, 7];

Area 2: Area of stable operation at a full current – here the injector characteristics becomes even but at a higher level than a basic characteristics;

Area 3: Area of transition;

Area 4: Area of stable operation at a limited current.

The major difference between areas 2 and 4 is the amount of energy stored in the coil. Changing a control method based on a full current (continuous coil supply) into a current uphold (the coil is powered by an alternating pulse-width modulated power signal) – Fig. 12 – changes the amount of energy stored in the coil at the end of a control signal. This results in shorter injector closing lag Na rysunku 11 zaznaczono 4 różniące się od siebie obszary charakterystyki. Identyczne obszary można wyznaczyć zarówno na charakterystyce wydatku wtryskiwacza jak i na zależności miedzy czasem rzeczywistego otwarcia a czasem impulsu sterującego (rys. 11). Obszary te można oznaczyć jako:

Obszar 1: Obszar "rozruchowy" – obejmuje on zakresu czasów impulsu sterującego bliskich martwemu czasowi otwarcia wtryskiwacza. Obszar ten obejmuje zakres niepełnego otwarcia wtryskiwacza oraz okresu stabilizacji i ustalenia się przepływu gazu. W pierwszym zakresie tego obszaru następuje gwałtowna zmiana wydatku wtryskiwacza nawet po minimalnej zmianie czasu impulsu sterującego, co świadczy o tym, że zmieniło się pole przepływu (a zatem zmienił się wznios trzpienia zaworu). W dalszej części następuje okres stabilizacji przepływu zgodnie ze zjawiskami opisanymi w pracach [1, 7].

Obszar 2: Obszar stabilnej pracy przy pełnym prądzie – w okresie tym następuje wyrównanie charakterystyki wtryskiwacza, ale na poziomie wyższym niż charaktery-

styka podstawowa.

Obszar 3: Obszar przejściowy

Obszar 4: Obszar stabilnej pracy przy ograniczonym prądzie

Podstawową różnicą miedzy obszarami 2 i 4 jest ilość energii zgromadzonej w cewce. Zmiana sposobu sterowania cewką z pełnego prądu (ciągłego zasilania cewki) na podtrzymanie prądowe (zasilanie cewki sygnałem zmiennym prostokątnym o stałym wypełnieniu) – rys. 12 – powoduje zmianę ilości energii zgromadzonej w cewce na końcu trwania impulsu sterującego. Powoduje to skrócenie czasu



Rys. 12. Przebieg czasowy prądu w cewce dla 3 czasów wtrysku

time in area 4 of the characteristics. This difference can be even 0.7 ms.

Area 3 is a transition period between areas 2 and 4. Here, the amount of energy stored in the coil and injector closure lag time change.

7. Conclusions

- 1. The increase in input pressure causes:
 - a) linear increase in an injector unit mass flow
 - b) linear increase in injection dead time
 - c) linear increase in injection lag time
 - d) non-linear increase in injection zero time, which follows decreasing injector closure lag time.
- 2. The change in injection dead time almost equals the change in injector opening lag time. This is due to the need to obtain more energy in the electromagnetic coil, and therefore a more significant force that would influence the valve mandrel.
- 3. Changing the powering method of the coil (control) changes injector closing lag time and injector operation characteristics.

opóźnienia zamykania wtryskiwacza w obszarze 4 charakterystyki. Różnica ta wynosi nawet 0,7 ms.

Obszar 3 stanowi natomiast okres przejściowy pomiędzy obszarami 2 i 4. W tym zakresie zmienia się ilość energii zgromadzonej w cewce i zmienia się też czas opóźnienia zamknięcia wtryskiwacza.

7. Wnioski

- 1. Wzrost ciśnienia zasilania powoduje:
- a)liniowy wzrost wydatku wtryskiwacza, b)liniowy wzrost martwego czasu wtrysku,
- c)liniowy wzrost czasu opóźnienia wtrysku,
- d)nieliniowy wzrost zerowego czasu wtrysku, co wynika ze spadku czasu opóźnienia zamknięcia wtryskiwacza.
- Zmiana martwego czasu wtrysku jest prawie równa zmianie czasu opóźnienia otwarcia wtryskiwacza. Wynika to z konieczności uzyskania zwiększonej energii w cewce elektromagnetycznej, a zatem większej siły oddziałującej na trzpień zaworu.
- Zmiana sposobu zasilania (sterowania) cewki zmienia czas opóźnienia zamknięcia wtryskiwacza zmieniając także charakterystykę jego pracy.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- Czarnigowski J., Wendeker M., Jakliński P., Rola M., Grabowski Ł., Pietrykowski K.: FD model of fuel rail for LPG systems, SAE 2007-01-2053.
- [2] Jakliński P., Czarnigowski J., Wendeker M.: The Effect of Injection Start Angle of Vaporized LPG on SI Engine Operation Parameters, SAE 2007-01-2054.
- [3] Jakliński P., Grabowski Ł., Wendeker M., Czarnigowski J., Szczęsny P., Barański G., Sochaczewski R.: Analiza wpływu umieszczenia wtryskiwacza LPG na parametry pracy silnika o zapłonie iskrowym, PTNSS-2007-SS4-222, Silniki Spalinowe, nr 4/2007, s. 33-41.
- [4] Lee S., Kuswaka J., Daisho Y.: Mixture Formation and Combustion Characteristics of Directly Injected LPG Spray, SAE Technical Paper 2003-01-1917.
- [5] Małek A, Wendeker M., Czarnigowski J., Grabowski Ł., Jakliński P., Barański G., Sochaczewski R., Podleśny M.: Stanowisko do badań prehomologacyjnych dla pojazdów wyposażonych w układ sekwencyjnego wtrysku gazu LPG, PTNSS CONGRESS-2007 P07-C148, Silniki Spalinowe PTNSS-2007-SC2.

- [6] Regulamin nr 83 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ) — Jednolite przepisy dotyczące homologacji pojazdów w zakresie emisji zanieczyszczeń w zależności od paliwa zasilającego silnik, Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej L(legislacja) nr. 119 z 6.5.2008, str. 1–181.
- [7] Wendeker M., Jakliński P., Czarnigowski J., Rola M., Grabowski Ł., Pietrykowski K.: CFD model of fuel rail for LPG systems, SAE Technical Paper 2007-01-2053.

Mr. Jacek Czarnigowski, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Lublin University of Technology. Dr inż. Jacek Czarnigowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: j.czarnigowski@pollub.pl



PTNSS-2010-SS2-204

Producer gas combustion in the internal combustion engine

The investigation presented in the paper concerns producer gas combustion in both the spark ignited (SI) and the dual-fuel compression ignition (CI) engine with a diesel pilot of 15% with respect to its nominal dose, at compression ratio (CR) of 8, 12 (for the SI engine) and 17 (for the CI engine). The research tasks were mainly focused on combustion instabilities such as engine work cycles unrepeatability and combustion knock onset. The investigation included also combustion of such gases as methane, biogas and hydrogen, which were taken for making comparison between them and the producer gas. The conducted analysis shows that producer gas is resistant to generate knock even if it contains significant hydrogen content of 16%. However, high work cycles unrepeatability is observed when producer gas is combusted in the SI engine. Obtained results led to conclusion that producer gas can be burnt more efficiently in the dual-fuel CI engine than the SI one. Neither misfiring nor knocking have occurred during its combustion in that engine.

Key words: IC engine, producer gas, knock

Spalanie gazu generatorowego w tłokowym silniku spalinowym

W artykule opisano wyniki badań spalania gazu generatorowego w silniku z zapłonem iskrowym i w silniku dwupaliwowym z pilotową dawką oleju napędowego. Głównie skoncentrowano się na wyznaczeniu stabilności spalania tego gazu za pomocą współczynnika niepowtarzalności kolejnych cykli jego pracy oraz możliwości wystąpienia spalania stukowego. W celu porównania uzyskane wyniki przedstawiono łącznie z odpowiednimi wynikami dla spalania wodoru, metanu i biogazu. Z przeprowadzonej analizy wynika, że gaz generatorowy w porównaniu do pozostałych gazów jest odporny na generowanie spalania stukowego pomimo znaczącej zawartości wodoru (do 16%), jednakże silnik iskrowy zasilany tym gazem wykazuje względnie dużą niestabilność kolejnych cykli spalania. Znacznie lepszą powtarzalność kolejnych cykli spalania zaobserwowano podczas spalania gazu generatorowego w dwupaliwowym silniku wysokoprężnym z zapłonem inicjowanym pilotową dawką oleju napędowego.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, gaz generatorowy, spalanie stukowe

1. Introduction

Investigation conducted in several research centers confirms usefulness of gaseous renewable fuels such as wood gas or digestion gas (also called biogas) to feed the internal combustion (IC) reciprocating engine [1, 2]. Producer gas obtained from organic waste gasification can also be applied as a fuel for the such the piston engine. Such the measure was undertaken more than once in past. Particularly, attempts to adapt the spark ignited (SI) engine to work on wood gas are known. In the paper results of indicating the engine fueled with modeled producer gas are presented. The gas was combusted in both the SI engine and the compression ignition (CI) engine with ignition initiated by a diesel pilot dose.

Producer gas combustion in the SI piston engine characterizes itself with high unrepeatability of consecutive engine work cycles, that is caused by relatively low combustibles content [3]. Furthermore, apart from combustibles as methane and carbon monoxide, hydrogen, which is prone to generate combustion knock, is presented in the producer gas. The knock especially appears in the engine with high compression ratio (CR). Therefore, the research of the producer gas fueled engine described in this paper was mainly focused on determination of work cycles unrepeatability and knock intensity defined here as maximal amplitude of combustion pressure fluctuations. Additionally, both these

1. Wstęp

Analizy prowadzone w wielu ośrodkach naukowych wykazują przydatność odnawialnych paliw gazowych takich jak gaz drzewny lub biogaz fermentacyjny do napędu silników tłokowych [1, 2]. Gaz generatorowy pozyskiwany w wyniku zgazowania odpadów organicznych także może być wykorzystywany jako paliwo do silnika tłokowego. Takie przedsięwzięcie było w przeszłości już niejednokrotnie realizowane. Szczególnie znane są próby przystosowania silnika iskrowego do pracy na gazie drzewnym. W artykule przedstawiono wyniki badań indykowania silnika tłokowego zasilanego modelowym gazem generatorowym. Badany gaz spalano zarówno w silniku z zapłonem iskrowym jak również w silniku wysokoprężnym z zapłonem inicjowanym przez pilotową dawkę oleju napędowego.

Spalanie gazu generatorowego w silniku tłokowym z zapłonem iskrowym charakteryzuje się dużą niepowtarzalnością kolejnych cykli pracy silnika co jest spowodowane relatywnie niewielką zawartością składników palnych w tym gazie [3]. Ponadto wśród gazów palnych poza metanem i tlenkiem węgla występuje wodór, który ma skłonności do generowania stuku. Stuk ten szczególnie wyraźnie się objawia w silniku o wysokim stopniu sprężania. Dlatego w badaniach koncentrowano się głównie na wyznaczeniu niejednostajności biegu silnika zasilanego gazem generatoquantities were also determined for combustion of methane, digestion gas (also called as biogas) and hydrogen performed on the same test bench with respect to make comparison between these fuels and the producer gas.

The engine work cycles unrepeatability is expressed by the coefficient of variance (COV) of indicated mean effective pressure (IMEP, p.) following the equation:

$$COVp_{i} = \frac{Std. Dev. (IMEP)}{Mean (IMEP)} \cdot 100\%$$
(1)

While, knock intensity of the i individual combustion event was defined as the maximal amplitude $IP_{maks,i}$ of highpass filtered combustion pressure fluctuations with cut-off frequency of 3.5 kHz. This pressure intensity of the series consisted of n individual consecutive combustion events with the pressure intensity $IP_{maks,i}$ was determined as the mean value IP_{ir} computed as follows:

$$IP_{\text{sr}} = \sum_{i=1}^{n} IP_{\text{maks},i}$$
(2)

2. Test bench description

Research was conducted on the test bed described in details in [4]. The test bed consisted of an IC engine coupled with a power generator of 20 kVA, which worked as engine dynometer.

Engines taken to research were as follows:

- SI engine with CR = 8 or 12 and swept volume of 825 cm³ of the single cylinder. Originally the engine was 2 cylinder inline CI Deutz F2L511. One cylinder was modified to be able to work at spark ignition terms.
- modified CI Deutz F2L511 with CR of 17 and diesel fuel dose adjustable in wide range for research purpose.

Gases of the interest are presented in the Table 1.

3. Results

As far as low and highly diluted combustible content in the producer gas is concerned combustion duration of this gas is relatively long and requires significantly advanced spark timing in the SI engine. In the Fig. 1a exemplary plots of producer gas combustion pressure from 125 combustion events in the each series in the SI engine with 3 different spark timings at CR = 12 are depicted. As seen, there is high unrepeatability

of combustion pressure traces in the each test series. After averaging, these series are presented as the p-v plots in the Fig. 1b. Significant drop in the area of useful work can be observed with spark timing changing from -35 to -20° crank angle degrees (CA deg).

rowym oraz intensywności pulsacji ciśnienia indykowanego, które przyjęto jako wiarygodny wskaźnik intensywności potencjalnego stuku. Dodatkowo, w celu porównania, obydwie wielkości wyznaczano także dla spalania metanu, biogazu i wodoru na tym samym stanowisku badawczym.

Niepowtarzalność kolejnych cykli pracy silnika wyrażano za pomocą współczynnika wariancji średniego ciśnienia indykowanego według wzoru (1).

Natomiast intensywność stuku wyrażano jako intensywność IP pulsacji ciśnienia indykowanego. Przebieg pulsacji ciśnienia uzyskiwano poprzez filtrowanie górno-przepustowe z częstotliwością graniczną 3,5 kHz ciśnienia spalania. Intensywność tę dla serii pomiarowej złożonej z n cykli spalania obliczano jako wartość średnią IP_{śr} ze zbioru wartości maksymalnej amplitudy pulsacji IP_{maks,i} występujących w pojedynczych, kolejno po sobie następujących cyklach spalania według zależności (2).

2. Opis stanowiska badawczego

Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym, szczegółowo opisanym w [4]. Stanowisko składało się z silnika spalinowego sprzęgniętego z prądnicą synchroniczną 20 kVA spełniającą funkcję hamulca.

Silniki użyte do badań były następujące:

- silnik z zapłonem iskrowym i stopniu sprężania ε = 8 i 12 oraz pojemności skokowej 825 cm³. Silnik powstał w wyniku modyfikacji jednego z cylindrów silnika wysokoprężnego Deutz F2L511.
- zmodyfikowany silnik wysokoprężny Deutz F2L511 o stopniu sprężania ε = 17 z możliwością ustawiania pilotowej dawki oleju napędowego.

Badaniom poddano gazy przedstawione w tabeli 1.

Table 1. Selected properties of gases used for investigation Tabela 1. Wybrane własności gazów użytych do badań

Gas composition/ skład gazu generatorowego	Volumetric content/ udział objętościowy	Energetic/ udział ener- getyczny	Digestion gas/ biogaz	Methane/ metan	Hydro- gen/ wodór
Hydrogen/ wodór	16%	50%	-	-	100%
Carbon dioxide/ dwutlenek węgla	13%	19%	35%	-	-
Carbon monoxide/ tlenek węgla	16%	0%	-	-	-
Methane/metan	3%	31%	65%	100%	-
Nitrogen/azot	52%	0%	-	-	-
Molar weight/masa molowa	26.04	25.8	16	2	
Lower heating value/wartos	3.4	22.7	35.0	10.7	
Lower heating value of stoid Wartość opałowa mieszanki	3.4	3.16	3.33	3.16	
A/F stech. [Nm ³ /Nm ³]		0.98	6.2	9.52	2.38

3. Wyniki badań

Ze względu na niewielką ilość substancji palnej i jej duże rozrzedzenie w gazie generatorowym jego przebieg spalania w silniku o zapłonie iskrowym jest względnie powolny i wymaga stosowania stosunkowo wczesnych kątów zapłonu. Na rysunku 1a pokazano fragmenty przykładowych przebiegów



Fig. 1. Combustion pressure vs crank angle for producer gas combustion in the SI engine at CR of 12, stoich. mixture, with variable spark timing (ST) (a), pressure-volume (p-v) diagram for test series from the Fig. 1a (b)

Rys. 1. Fragment rozwiniętego wykresu indykatorowego przedstawiający spalanie gazu generatorowego w silniku o ε =12, λ =1 (a), fragment uśrednionego zamkniętego wykresu indykatorowego dla serii pomiarowych z rys. 1a (b)

Increase in engine work cycles unrepeatability is also seen when someone compares plots in the Fig. 1a recorded from the engine with the CR of 12 and plots presented in the Fig. 2 taken from the engine with the CR of 8. This increase was probably caused by lower temperature of combustible mixture at ignition, that also made the ignition lag much longer, even it had been relatively long.

Moreover, work cycles unrepeatability COVp_i of producer gas combustion under optimal spark timing is the highest among the gases taken for investigation (Fig. 3). The minimum of COVp_i is located for the spark timing in the range from -45° to -30° CA deg.

In this range the highest IMEP (p_i) is also observed (Fig. 4). Relatively low IMEP of the engine fueled producer gas in comparison with other gases is caused by low heating value of the producer gas-air mixture.

Due to hydrogen presence in the producer gas, weak resistance to combustion knock onset is expected. In the Fig. 5 mean intensity of pressure fluctuations IP_{sr} computed as mean of fluctuation maximal amplitude from the each of 125 combustion events is depicted. As concluded from knock analysis, despite high compression ratio, producer gas (zawierających po 125 cykli) ciśnienia spalania gazu generatorowego dla różnych kątów zapłonu w silniku ZI o $\varepsilon = 12$. Widoczna jest duża niepowtarzalność przebiegów ciśnienia dla pojedynczych cykli spalania. Po uśrednieniu ciśnienia serie te przedstawiono w postaci zamkniętego wykresu indykatorowego (rys. 1b). Można zauważyć znaczący spadek pola pracy użytecznej przy zmianie kąta zapłonu od -35 do -20° .

W porównaniu do przebiegów z rys. 1a zarejestrowanych dla silnika o $\varepsilon = 12$ zaobserwowano wzrost niepowtarzalności kolejnych cykli pracy (rys. 2) gdy stopień sprężania silnika zmniejszono do $\varepsilon = 8$. Ten wzrost niepowtarzalności prawdopodobnie wynika z niższej temperatury w chwili zapłonu mieszanki palnej, co wydłuża i tak już względnie długą zwłokę zapłonu.

Ponadto, porównując ze sobą przebiegi ciśnienia spalania wodoru, metanu, biogazu i gazu generatorowego (rys. 3) przy optymalnie ustawionym kącie zapłonu można także zauważyć że spalanie gazu generatorowego wykazuje się najwyższą niepowtarzalnością COVp_i kolejnych cykli pracy silnika. Najniższa wartość COVp_i dla tego gazu występuje dla kąta zapłonu w przedziale od –45° do –30° OWK. W tym przedziale kąta zapłonu występuje również najwyższa wartość średniego ciśnienia indykowanego p_i.



Fig. 2. Exemplary combustion pressure vs crank angle for hydrogen(a), methane (b) and producer gas (c) combustion in the SI engine at CR = 8 and stoich. mixture at optimal spark timing

Rys. 2. Przykładowe przebiegi serii pomiarowych złożonych z 125 cykli ciśnienia indykowanego dla wodoru (a), metanu (b) i gazu generatorowego (c) dla optymalnego kąta zapłonu w silniku ZI o $\varepsilon = 8$ i $\lambda = 1$



Fig. 3. COVp_i vs spark timing for combustion of selected gaseous fuels (methane, biogas, producer gas) in the SI engine at CR = 8 and stoichiometric mixture

Rys. 3. Zależność współczynnika wariancji (niepowtarzalności średniego ciśnienia indykowanego COVp) dla wybranych gazów w funkcji kąta zapłonu przy częściowym otwarciu przepustnicy

does not generate knocking, which can be observed during methane or biogas combustion. Mean knock intensity coming from hydrogen combustion reached 5 MPa and its maximum IP in individual combustion events was to 8 MPa, so to keep clarity of plots in the figure 5 the hydrogen knock intensity IP_{sr} was not inserted in the Fig. 5.

Furthermore, investigation on combustion of producer gas in the compression ignition dual fuel engine fueled with the diesel dose (ON) reduced to 15% was conducted. Intensity of pressure fluctuations were also determined in this case. In the figure 6a combustion pressure history vs crank angle for the CI dual fuel engine fueled with methane, biogas and producer gas is plotted. Someone can notice that unrepeatability of combustion events for these gases does not differ significantly between each and other.

Unrecognized combustion instability was observed during producer gas combustion in this engine, as shown in the Fig. 6b. This instability appeared as bi-stable combustion characterized with two stable values which were alternated. Mechanism of that combustion has not been explained so far. It can be supposed that cylinder exhaust residue can W tym przedziale kąta zapłonu występuje też najwyższa wartość p_i (rys. 4). Niewielkie średnie ciśnienie indykowane dla silnika zasilanego gazem generatorowym w porównaniu do silnika zasilanego metanem lub biogazem związane jest z relatywnie niedużą wartością opałową mieszanki tego gazu z powietrzem.

Z powodu występowania wodoru w gazie generatorowym, można spodziewać się skłonności do generowania stuku przez silnik zasilany takim gazem. Na rysunku 5 przedstawiono średnią wartość z maksymalnych amplitud pulsacji IP_{st} występujących w pojedynczych cyklach spalania danej serii pomiarowej złożonej ze 125 cykli spalania. Z analizy pulsacji ciśnienia spalania wynika, że gaz generatorowy, pomimo stosowania względnie wysokiego stopnia sprężania, nie generuje stuku, który można zaobserwować podczas spalania metanu i biogazu. Aby zachować przejrzystość wykresu, nie zamieszczono intensywności pulsacji IP_{st} dla wodoru, ponieważ charakteryzowała się ona wartością dochodzącą do 5 MPa. A w przypadku pojedynczych cykli spalania niejednokrotnie wielkość IP przekraczała 8 MPa.

Badaniom poddano także spalanie gazu generatorowego w silniku wysokoprężnym zasilanym obniżoną do około 15% pilotową dawką oleju napędowego (ON). Ponadto badano również intensywność pulsacji ciśnienia spalania w silniku przy tym sposobie zapłonu gazu generatorowego. Na rysunku 6a przedstawiono przykładowe przebiegi ciśnienia spalania metanu, biogazu i gazu generatorowego w silniku dwupaliwowym z zapłonem inicjowanym pilotową dawką oleju napędowego. Z przebiegów przedstawionych na rys. 6a można wywnioskować, że w silniku dwupaliwowym z pilotową dawką ON niepowtarzalność kolejnych cykli spalania gazu generatorowego niewiele się różni od spalania metanu lub biogazu.

Podczas spalania gazu generatorowego w tym silniku zauważono pewną niestabilność spalania, którą przedstawiono na rys. 6b. Niestabilność ta polegała na naprzemiennym generowaniu przebiegów spalania o dwóch różnych, ale stosunkowo stabilnych wartościach maksymalnego ciśnienia spalania. Dotychczas mechanizm tego zjawiska nie został wyjaśniony. Przypuszcza się, że przyczyną takiego bistabilnego przebiegu





Fig. 4. Indicated mean effective pressure (IMEP) vs spark timing (a), gross indicated efficiency vs spark timing for the SI engine at CR = 12 and stoichiometric mixtures of methane, biogas and producer gas

Rys. 4. Średnie ciśnienie indykowane w funkcji kąta zapłonu dla wybranych paliw gazowych w silniku o stopniu sprężania $\varepsilon = 12$ (a), sprawność indykowana brutto (b)



Fig. 5. Averaged maximal amplitude of high frequency filtered combustion pressure vs spark timing for methane, biogas and producer gas combustion in the SI engine at CR = 12



spalania może być inna po każdym cyklu pozostałość reszty spalin, która znacząco wpływa na przebieg spalania gazu o niewielkiej kaloryczności, i której ilość m.in. zależy od ciśnienia wydechu. Zatem pozostałość reszty spalin i przebieg ciśnienia spalania mogą zmieniać się bistabilnie, nawzajem podtrzymując zaobserwowane zjawisko. Zauważono, że ze wzrostem dawki pilotowej ON zjawisko to zanika.

Intensywność pulsacji ciśnienia IP_{śr} w silniku dwupaliwowym była nieco wyższa, aniżeli w silniku ZI przy spalaniu tych samych gazów. Jednakże spalanie stukowe nie występowało, a pulsacje ciśnienia były wyższe, ponieważ sprzyjał temu inny kształt komory spalania, a także przebieg spalania mieszaniny gazu z olejem napędowym był bardziej gwałtowny, co wykazano za pomocą maksymalnej wartości przyrostu ciśnienia spalania dp/dθ (tabela 2). Na rysunku 7 zestawiono wyniki średniej intensywności pulsacji ciśnienia IP_{śr} dla różnych gazów spalanych w silniku ZI i silniku dwupaliwowym ZS. Intensywne spalanie stukowe można



Fig. 6. In-cylinder combustion pressure vs crank angle for combustion of selected gaseous fuels with the 15% diesel pilot in the compression ignition (CI) engine at CR = 17 (a), bi-stable combustion pressure in the producer gas + diesel fuel combustion in the CI engine

Rys. 6. Serie przebiegu ciśnienia indykowanego w dwupaliwowym silniku ZS o ε = 17 zasilanym gazem generatorowym, metanem i biogazem z pilotową dawką ON (a), dwutaktowy przebieg spalania gazu generatorowego (b)

contribute to generate such the bi-stable combustion. The incylinder exhaust residue amounts can vary itself with various exhaust pressure. Combustion duration of the low calorific producer gas can differ significantly when the gas is extra diluted with various exhaust residue amounts. Thus, both the exhaust residue and exhaust pressure are the quantities which can vary and assume two stable values supporting this bi-stable combustion. With increasing the diesel pilot dose the bi-stable combustion phenomena slightly disappeared.

Combustion pressure fluctuations intensity IP_{sr} in the dual fuel CI engine was slightly higher than in the SI engine fueled with the same gases. However combustion knock does not occur but pressure fluctuations were higher because of different combustion chamber shape and other, more rapid combustion process of diesel dose and gas when compared with the SI engine. The combustion rate of the mentioned fuels in these engines is expressed by maximum of the combustion pressure rate maks. $dp/d\theta$, which is shown in the Table 2. Summary of

było zaobserwować podczas spalania wodoru zarówno w silniku ZI jak i ZS. W przypadku pozostałych gazów niewielki stuk obserwowano przy spalaniu metanu i biogazu w dwupaliwowym silniku ZS.

4. Wnioski

- 1. Spalaniu gazu generatorowego w silniku wolnossącym z zapłonem iskrowym towarzyszy duża niepowtarzalność kolejnych cykli pracy takiego silnika. Natomiast intensywność pulsacji ciśnienia spalania, na podstawie której można by wnioskować o występowaniu spalania stukowego w silniku ZI jest marginalna, nawet wówczas gdy stopień sprężania tego silnika wynosi $\varepsilon = 12$ a zawartość wodoru w gazie jest na poziomie około 16%.
- 2. Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że ze względu na występowanie bardzo intensywnego spalania stukowego, niecelowe jest spalanie czystego wodoru w silniku dwupaliwowym z pilotową dawką oleju

Engine/silnik		Engine SI/ <i>silnik ZI</i> , $\varepsilon = 12$				Engine CI/ <i>silnik ZS</i> , $\varepsilon = 17$				
Fuel/paliwo	_	H ₂	CH ₄	Digestion gas/biogaz	Producer gas/ gaz gen.	$H_2+15\%$ Diesel/ $H_2+15\%$ ON	CH4+15% Diesel/CH ₄ +15%ON	Digestion gas+15% Diesel/biogaz +15%ON	Producer gas+15% Diesel/gaz gen. +15%ON	Diesel/ ON
max. dp/dθ	MPa/deg	0.49	0.37	0.36	0.24	0.95	1.2	1.1	0.45	0.88

Table 2. Maximum of dp/d θ for selected gaseous fuels burnt in the SI and the CI engines Tabela 2. Maksimum dp/d θ dla wybranych paliw gazowych spalanych w silnikach ZI i ZS

the IP_{sr} values obtained from the research is presented in the Fig. 7. Highly intensive combustion knock was observed in the both SI and CI engines with hydrogen as the applied fuel. Light knock was generated in case of fueling these engines with methane or biogas.

4. Conclusions

- 1. High work cycles unrepeatability is observed for producer gas combustion in the freely aspirated SI engine. However combustion pressure fluctuations intensity as symptoms of combustion knock can be neglected in the SI engine even if compression ratio of the engine is assumed 12 and the producer gas contains hydrogen of 16%.
- 2. On the basis of conducted research someone concludes that high combustion knock occurring during hydrogen combustion in the dual fuel engine makes usefulness of this gas as the engine fuel unjustified. On the other hand, combustion of gases rich in hydrogen content should not provide any difficulties as far as knock is concerned. Moreover, carbon dioxide as the gas content at amounts comparable to hydrogen significantly strengthens resistance of such a gas to knock onset. Producer gas can be considered as such the gas, which generates pressure fluctuations not higher than fluctuations from combustion of diesel fuel in the dual fuel CI engine.

The work was done as a part of the research developed project R10 019 02 sponsored by the Ministry of Science and Higher Education of Poland.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

 Kovács V.B., Meggyes A., Bereczky Á.: Investigation of utilization of pyrolysis gases in IC engine, GÉPÉSZET 2008, 6th Conference on Mechanical Engineering, Hungary, Budapest 2008. may 29-30, ISBN 978-963-420-947-8, CD proceedings.

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

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

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



Fig. 7. Comparison of the pressure pulsations intensity IP_{sr} from selected gaseous fuels (producer gas, hydrogen, methane, biogas) combustion in the SI engine and the CI dual fuel engine

Rys. 7. Porównanie amplitudy pulsacji ciśnienia spalania IP_{śr.} podczas spalania wybranych paliw gazowych w silniku ZI o $\varepsilon = 12$ i w silniku ZS o $\varepsilon = 17$ z pilotową dawką ON

napędowego. Jednakże nie powinno nastręczać trudności spalanie w silniku dwupaliwowym gazów, w których wodór jest jednym z gazów palnych, a ponadto występuje w nich dwutlenek węgla w ilości porównywalnej objętościowo do ilości wodoru. Takim gazem jest gaz generatorowy, który podczas spalania generuje pulsacje ciśnienia o amplitudzie średniej, nie większej, aniżeli w przypadku spalania wyłącznie oleju napędowego w tym silniku.

Pracę wykonano w ramach grantu rozwojowego R10 019 02 finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

[2] Török A.: Theoretical estimation of the environmental impact of biofuel mixtures, Transport 24(1): 26-29, 2009.

- [3] Szwaja S.: Hydrogen rich gases combustion in the IC engine, Journal of Kones, Vol.16, No.4, 447-455, 2009.
- [4] Borecki R., Szwaja S., Pyrc M.: Dual-fuel hydrogen-diesel compression ignition engine, Journal of Kones, Vol.15, No.2, 49-56, 2008.

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

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

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



Sławomir LUFT

PTNSS-2010-SS2-205

A dual-fuel compression ignition engine – distinctive features

For many years in the Department of Automobiles and Internal Combustion Engines in Technical University of Radom there are carried out investigations on dual-fuel compression ignition engine in which the ignition is initiated by a pilot diesel oil dose and the applied main fuels have properties similar to those applied in spark ignition engines. The tested fuels were methanol, ethanol, LPG and natural gas. Analysis of the obtained results allowed to make some generalizations and to determine advantages as well as problems which should be solved for higher efficiency, power and durability.

The paper will present information on efficiency, power, toxic exhaust emission and chosen parameters of combustion process of a dual-fuel compression ignition engine as well as on a difficult to control – knock combustion which may result in lower engine durability and piston crank mechanism failure.

Key words: dual fuel compression ignition engine, combustion process parameters, emission, knocking combustion

Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym – cechy charakterystyczne

W Zakładzie Pojazdów i Silników Spalinowych Politechniki Radomskiej od kilkunastu lat prowadzone są badania dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym, w którym zapłon realizowany jest od inicjującej dawki oleju napędowego, zaś jako paliwa główne wykorzystane były różne paliwa o właściwościach zbliżonych do stosowanych w silnikach o zapłonie iskrowym. Paliwami tymi były: alkohol metylowy, alkohol etylowy, gaz propan-butan, gaz ziemny. Analiza dotychczasowych wyników badań pozwoliła na dokonanie pewnych uogólnień i sformułowanie cech pozytywnych wyróżniających badany silnik, ale także problemów, które należy rozwiązać, by silnik cechował się dużą sprawnością, mocą oraz trwałością.

W referacie przedstawione zostaną informacje na temat sprawności takiego silnika, jego mocy, zawartości składników toksycznych w spalinach, wybranych parametrów procesu spalania, a także o trudnym do opanowania zjawisku spalania stukowego prowadzącym do obniżenia trwałości czy też awarii układu tłokowo-korbowego.

Słowa kluczowe: dwupaliwowy silnik o ZS, parametry procesu spalania, emisja, spalanie stukowe

1. Introduction

Nowadays, compression ignition engine is the most widespread source of drive in automotive vehicles and engine generators due to its high overall efficiency and favourable exhaust emission. Emerging reports on crude oil depletion [1] result in increased interest in investigation on other non-standard fuels for this type of engine and the system of dual-fuelling [2–9, 11–13]. For many years in the Department of Automobiles and Internal Combustion Engines in Technical University of Radom there are carried out investigations on dual-fuel compression ignition engine in which the main fuel were: methanol, ethanol, LPG and natural gas. Each time, ignition was initiated by a pilot diesel oil dose. The overall scheme of such system of fuelling is presented in Fig. 1.

In the initial phase of investigation, practical considerations, i.e. small modifications of the engine (with the possibility to return to the standard fuelling mode – with diesel oil only) spoke for the choice of such idea of fuelling system solution.

An important reason was also an expectation of improvement in the overall efficiency of such fuelled engine due to some common features of the applied fuelling system and often and often described in the literature HCCI (homogeneous-charge compression ignition) system [10]. It regards fast development of combustion of the main fuel

1. Wstęp

Tłokowy silnik spalinowy o zapłonie samoczynnym ze względu na dużą wartość sprawności ogólnej oraz korzystny skład spalin jest obecnie najbardziej rozpowszechnionym źródłem napędu pojazdów samochodowych a także różnego rodzaju agregatów stacjonarnych. Pojawiające się przewidywania mówiące o zmniejszeniu zasobów ropy naftowej [1] powodują, że coraz częściej prowadzone są badania i próby zastosowania innych, nietypowych dla tego silnika paliw z wykorzystaniem dwupaliwowego systemu zasilania [2–9, 11–13]. W Zakładzie Pojazdów i Silników Spalinowych od szeregu lat prowadzone są badania dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym, w którym jako paliwo główne stosowane były: alkohol etylowy, mieszanina propan-butan, gaz ziemny. Inicjacja zapłonu realizowana była każdorazowo od dawki oleju napędowego.

Ogólną ideę takiego systemu zasilania przedstawia rys. 1.

Za przyjęciem wyżej przedstawionej koncepcji rozwiązania układu zasilania przemawiały w początkowej fazie prowadzenia badań przede wszystkim względy praktyczne, tj. niewielki zakres przeróbek silnika bazowego, z możliwością szybkiego powrotu do zasilania standardowego (jedynie olejem napędowym).

Ważną przesłanką były także przewidywania dotyczące możliwości poprawy sprawności tak zasilanego silnika



Fig. 1. Dual-fuel compression ignition engine with the ignition of the main fuel-air homogeneous mixture initiated by pilot diesel oil dose



- air homogeneous mixture in the substantial part of the combustion chamber as a result of an ignition initiated by the sprayed and diffused pilot diesel oil dose.

Some distinctive features that appeared regardless of the applied fuel were observed carrying out investigation on the described solution with the application of various main fuels.

To describe these features the paper presents obtained investigation results regarding the following three various fuelling modes:

a) with the use of evaporated methanol with a mixer in the intake manifold,

ze względu na pewne wspólne cechy przyjętego systemu spalania do coraz częściej opisywanego systemu HCCI (*homogeneous-charge compression ignition*) [10]. Dotyczy to szybkiego rozwoju procesu spalania homogenicznej mieszaniny powietrza i paliwa głównego – w dużej części komory spalania w wyniku zapłonu od rozpylonej i rozprowadzonej w komorze spalania dawki oleju napędowego.

W wyniku badań opisanego rozwiązania przy stosowaniu różnych paliw głównych zaobserwowano pewne charakterystyczne cechy występujące niezależnie od stosowanego paliwa głównego.

W niniejszym artykule dla opisania i przybliżenia tych cech wykorzystano wyniki badań dla trzech różnych sposobów zasilania:

- a) z wykorzystaniem odparowanego alkoholu metylowego z mieszalnikowym systemem doprowadzenia tego paliwa,
- b) z wykorzystaniem paliwa LPG z mieszalnikowym systemem doprowadzenia paliwa głównego,
- c) w wykorzystaniem paliwa LPG z wtryskowym systemem doprowadzenia paliwa głównego.

2. Charakterystyki obciążeniowe jednostkowego zużycia energii

Wobec różnych wartości opałowych stosowanych paliw głównych zdecydowano się na sporządzenie charakterystyk obciążeniowych jednostkowego zużycia energii g_e^* [J/W·s] = f(M) [N·m], a nie jak to zwykle się wykonuje g_e [g/kW·h] = f(M) [N·m].

Na wykresach zamieszczonych poniżej zestawiono charakterystyki jednostkowego zużycia energii dla opisanych w rozdz. 1 przypadków zasilania a, b i c.



Fig. 2. Comparison of specific energy consumption g_e^* [J/W·s] for a dual-fuel engine: a) engine fuelled mainly with methanol [9], b) engine fuelled mainly with LPG via a mixer [11], c) engine fuelled mainly with LPG via an injection into the intake manifold [12]

Rys. 2. Porównania jednostkowego zużycia energii g_e* [J/W·s] przez silnik dwupaliwowy: a) silnik zasilany głównie metanolem [9], b) silnik zasilany głównie LPG poprzez mieszalnik [11], c) silnik zasilany głównie LPG poprzez wtrysk do kolektora dolotowego [12]

- b) with the use of LPG with a mixer in the intake manifold,
- c) with the use of LPG with an injector in the intake manifold.

2. Load characteristics of specific energy consumption

Because of different heating values of the applied main fuels, the author decided to prepare load characteristics of specific energy consumption $g_e^* [J/W \cdot s] = f(T) [N \cdot m]$ and not, as usually presented $-g_e^* [g/kW \cdot h] = f(T) [N \cdot m]$.

Plots presented in Fig. 2 compare specific energy consumption characteristics for the fuelling modes a, b, and c described in chapter 1.

Analysis of the plots presented in Fig. 2 shows that, for each of the applied fuels, it is possible to achieve maximum torque values higher than those achieved in the case of standard engine fuelling with simultaneous increase in the overall efficiency (specific energy consumption decrease), particularly over the range of full loads.



Fig. 3a. Emissions of principal pollutants and smoke level of the dualfuel engine fuelled mainly with methanol [9]

Rys. 3a. Zawartości podstawowych składników i zadymienia spalin silnika dwupaliwowego zasilanego głównie metanolem [9] Analiza zamieszczonych wykresów wykazuje, że dla każdego ze stosowanych paliw można uzyskać wyższą wartość maksymalnego momentu obrotowego uzyskiwanego przez silnik zasilany dwupaliwowo w porównaniu z przypadkiem zasilania standardowego przy jednoczesnej poprawie sprawności ogólnej silnika (zmniejszeniu jednostkowego zużycia energii), szczególnie w obszarze obciążeń całkowitych.

Należy tutaj zwrócić uwagę na fakt, że osiągana wartości momentu obrotowego a także jednostkowego zużycia energii zależy wyraźnie od wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego a także od regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku tej dawki. Te dwie wielkości, jak to się okazało w wyniku dalszych analiz stają się ważnymi parametrami regulacyjnymi silnika dwupaliwowego.

Należy tu dodać, że wielkości te wywierają wpływ na położenie granicy spalania stukowego, które to zjawisko jest obserwowane przy dużych obciążeniach silnika.

3. Charakterystyki obciążeniowe emisji podstawowych składników spalin

W trakcie sporządzania charakterystyk obciążeniowych mierzono zawartość podstawowych składników spalin dla opisanych stosowanych paliw. Wyniki zestawiono na poniższych wykresach.

Analiza zamieszczonych na rys. 3 charakterystyk wykazuje, że dla każdego przypadku stosowanego paliwa daje się zaobserwować charakterystyczne przebiegi zawartości składników w spalinach, które można uogólnić poniższymi spostrzeżeniami:

- w silniku dwupaliwowym w porównaniu z przypadkiem zasilania standardowego obserwuje się wzrost emisji tlenku węgla CO w obszarze obciążeń częściowych i zmniejszenie zawartości tego związku w obszarze obciążeń maksymalnych,
- w silniku dwupaliwowym wzrost emisji węglowodorów w obszarze obciążeń częściowych i obniżenie emisji do wartości porównywalnych z przypadkiem zasilania standardowego przy obciążeniach zbliżonych do maksymalnych,
- w silniku dwupaliwowym obserwuje się obniżony poziom zawartości tlenków azotu NO_x w spalinach w obszarze obciążeń częściowych i uzyskanie wartości porównywalnych lub wyższych w porównaniu z przypadkiem zasilania standardowego w obszarze obciążeń całkowitych,
- silnik dwupaliwowy charakteryzuje się obniżeniem poziomu zadymienia spalin w porównaniu z wersją zasilaną standardowo.

4. Podstawowe parametry procesu spalania

W trakcie badań każdej wersji zasilania silnika dwupaliwowego dokonywano rejestracji przebiegu ciśnienia spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego p = f(α). Zarejestrowane przebiegi posłużyły do sporządzenia charakterystyk szybkości narastania ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego, a te z kolei do sporządzenia charakterystyk zmienności maksymalnej wartości szybkości narastania ciśnienia w funkcji obciążenia (dP/d α)_{max} [MPa/°OWK] = f(M) [N·m].


Fig. 3b. Emissions of principal pollutants and smoke level of the dual-fuel engine fuelled mainly with LPG via mixer [11] Rys. 3b. Zawartości podstawowych składników i zadymienia spalin silnika dwupaliwowego zasilanego głównie LPG poprzez mieszalnik [11]

Particular attention should be payed here to the fact that the obtained torque and specific energy consumption values visibly depend on the pilot diesel oil dose quantity as well as on its injection timing. These two values, as it turned out in further analysis, become important regulation parameters of a dual-fuel engine.

It should be added that these values affect a location of the knock combustion limit. Phenomenon of knock combustion is observed at high engine loads.

3. Load characteristics of principal pollutants emissions

During preparation of load characteristics, emissions of principal pollutants were measured. The obtained results are given in the form of plots in Fig. 3a, 3b and 3c.

Analysis of the plots presented in Fig. 3 shows that, for each of the applied fuels, there may be observed characteristic runs of pollutants emissions which can be generalized with the following remarks:

- in a dual-fuel engine, in comparison to the standard fuelling mode, CO emission increases over the range of partial loads and decreases over the range of loads close to maximum;
- in a dual-fuel engine, HC emission increases over the range of partial loads and is comparable to that obtained for standard fuelling mode, over the range of loads close to maximum;





Rys. 3c. Zawartości podstawowych składników i zadymienia spalin silnika dwupaliwowego zasilanego głównie LPG poprzez wtrysk do kolektora dolotowego [12]

- in a dual-fuel engine, NO_x emission decreases over the range of partial loads and is comparable or higher to that obtained for standard fuelling mode, over the range of full loads;
- a dual-fuel engine is characterised by lower smoke level in comparison to the standard fuelling mode.

4. Basic combustion process parameters

During investigation, it was registered combustion pressure versus crankshaft angle $p = f(\alpha)$ for each fuelling version. The registered pressure courses served to prepare characteristics of the rate of pressure rise versus crankshaft angle and those, subsequently, to prepare variability characteristics of the maximum rate of pressure rise versus engine load (dP/d α)_{max} [MPa/°CA] =f(T) [N·m]. The registered characteristics are presented in Fig. 4.

Analysis of the presented courses of $(dP/d\alpha)max$ indicates that, over the range of loads close to maximum, a dual-fuel engine is characterised by considerably higher (in some cases even over twice) values of this parameter in comparison to the standard fuelling mode.

It should be stressed that this effect is an undesirable consequence of the applied combustion system in which an homogeneous air - main fuel mixture starts the combustion process from the earlier initiated diesel oil dose combustion in a substantial part of the combustion chamber. This effect is clearly heard as a "pinging" sound. The occurrence of knocking combustion over the range of high load limits the possibility of further increase of the engine load. Knocking combustion becomes a limit for engine performances and is a dangerous phenomenon leading to a fatigue failure of the assembly of piston and piston rings. The carried out durability investigation on a dual-fuel engine showed that, after relatively short time of engine operation at full load, there were observed failure cases typical for those induced by knocking combustion such as: damage of piston ring grooves, ring cracking as well as piston and cylinder scuffing.

5. Unfavourable effects resulting from knocking combustion in a dual-fuel engine

For many years in the Department of Automobiles and Internal Combustion Engines there are carried out investigations oriented towards prevention of the occurrence of knocking combustion. During laboratory tests, the process of combustion is being controlled with a knock sensor placed in the combustion chamber. During field investigations, engine head vibrations are registered (in a similar mode as in the spark-ignition engine) to detect knocking combustion. The range of knocking combustion is determined on the basis of the registered spectrum and, subsequently, the steering system changes regulating parameters to leave the range dangerous for engine durability. Exemplary results of investigation carried out by A. Różycki are presented in Fig. 6.

6. Conclusions

 A dual-fuel engine is characterised by improved overall efficiency and the same achieved torque in comparison to the standard fuelling mode. Improvement in the overall efficiency results from the improvement of thermal efficiency Zarejestrowane charakterystyki zestawiono na rys. 4.

Analiza zamieszczonych na wykresach przebiegów zmienności wartości (dP/d α)max wykazuje, że w obszarze obciążeń zbliżonych do maksymalnych silnik dwupaliwowy charakteryzuje się zdecydowanie wyższymi wartościami tego parametru w porównaniu z przypadkiem zasilania standardowego (w niektórych przypadkach nawet ponad dwukrotnie).



Fig. 4. Variability of the maximum rate of pressure rise versus engine load $(dP/da)_{max}$ [MPa/deg of CA] =f(T) [N·m] for the above-described fuelling modes: a) engine fuelled mainly with methanol [9], b) engine fuelled mainly with LPG via mixer [11], c) engine fuelled mainly with LPG via an injection into the intake manifold [12]

Rys. 4. Zmienność maksymalnej szybkości narastania ciśnienia w funkcji obciążenia silnika (dP/dα)_{max} [MPa/°OWK] = f(M) [N·m] dla opisanych przypadków zasilania silnika: a) silnik zasilany głównie metanolem [9], b) silnik zasilany głównie LPG poprzez mieszalnik [11], c) silnik zasilany głównie LPG poprzez wtrysk do kolektora dolotowego

Należy podkreślić, że efekt ten jest niepożądanym następstwem przyjętego systemu spalania, w którym homoge-



Fig. 5. Piston of a dual-fuel engine fuelled mainly with LPG and damaged in result of operation over the range of knocking combustion. There are seen a damage of three piston ring grooves and traces of scuffing on the piston skirt [11]

Rys. 5. Tłok silnika zasilanego dwupaliwowo zasilanego głównie LPG uszkodzonego wskutek pracy w obszarze twardego spalania. Widoczne wyłamanie trzech półek pierścieni uszczelniających oraz ślad zatarcia na powierzchni prowadzącej [11]



Fig. 6. Plots registered at the engine speed of 1800 rpm and the load which evokes knocking combustion: a) runs of: cylinder pressure, pressure in the injection line, injection nozzle lift, engine head vibrations and their spectral analysis: b) in the range of 69–71 ms – fuel injection period, c) in the range of 71–73 ms – initial phase of combustion [14]

Rys. 6. Wykresy przedstawiające zarejestrowane przy prędkości obrotowej silnika 1800 obr/min i obciążeniu, przy którym występuje zjawisko stuku: a) zmiany ciśnienia w cylindrze, zmiany ciśnienia w przewodzie wtryskowym, przebieg wzniosu iglicy wtryskiwacza i drgania głowicy oraz analizę widmową drgań głowicy: b) w zakresie 69–71 ms – okres wtrysku paliwa, c) w zakresie 71–73 ms – faza początkowa spalania [14]

niczna mieszanina paliwa głównego z powietrzem z dużą dynamika podejmuje proces spalania od zainicjowanego wcześniej procesu spalania dawki oleju napędowego w znacznej objętości komory spalania. Efekt ten jest wyraźnie słyszalny jako "twarda" praca silnika. Pojawienie się spalania stukowego w obszarze obciążeń wyższych ogranicza możliwość dalszego zwiększenia obciążenia silnika. Staje się granicą dla osiągów silnika i jest zjawiskiem niebezpiecznym prowadzącym do zmęczeniowego zużycia zespołu tłoka i pierścieni tłokowych. Prowadzone badania trwałościowe silnika dwupaliwowego wykazały, że po stosunkowo niedługim czasie pracy silnika przy pełnym obciażeniu silnika dwupaliwowego pojawiaja się awarie charakterystyczne dla efektów spalania stukowego, polegające na wyłamaniu półek podpierścieniowych, pękaniu pierścieni i zacieraniu tłoka i cylindra (rys. 5).

5. Efekty niekorzystne wynikające ze spalania stukowego w silniku dwupaliwowym

W Zakładzie Pojazdów i Silników Spalinowych od szeregu lat prowadzone są badania zmierzające do odsunięcia niebezpieczeństwa występowania spalania stukowego. Proces

spalania kontrolowany jest w warunkach badań laboratoryjnych czujnikiem spalania stukowego zabudowanym w komorze spalania. W warunkach eksploatacyjnych dla zidentyfikowania występowania spalania stukowego prowadzona jest rejestracja drgań głowicy (podobnie jak w silniku o zapłonie iskrowym). Na podstawie zarejestrowanego widma drgań może być określony obszar występowania spalania stukowego i na tej podstawie system sterowania dokonuje zmiany parametrów regulacyjnych, tak by wyjść poza ten niebezpieczny dla trwałości silnika obszar. Przykładowe wyniki badań prowadzonych przez dr inż. Andrzeja Różyckiego przedstawia rys. 6.

6. Wnioski

1. Silnik dwupaliwowy charakteryzuje się poprawą sprawności ogólnej i zachowaniem osiąganego momentu obrotowego w porównaniu z wersją zasilaną standardowo. Poprawa sprawności ogólnej wynika z poprawy sprawności cieplnej silnika w efekcie przybliżenia procesu spalania do obserwowanego w silnikach HCCI spalania objętościowego.

2. Obserwowany wzrost zawartości CO i HC w obszarze obciążeń częściowych jest spowodowany niecałkowitym i niezupełnym spalaniem paliwa zasadniczego (szczególnie w obszarach komory spalania niespenetrowanych strugą płonącego oleju napędowego) a także zjawiskiem wygaszania płomienia pomiędzy denkiem resulting from approaching by the combustion process the volumetric mode observed in HCCI engines.

- 2. The observed increase of CO and HC emissions over the range of partial loads results from incomplete combustion of the main fuel (particularly in the zones of combustion chamber which are beyond the zone of burning diesel fuel stream) as well as from extinguishing the flame in the zone between piston surface and cylinder head plane distant from the combustion chamber in the piston. Such an explanation is also confirmed by the course of specific energy consumption (engine efficiency).
- 3. The observed decrease of NO_x emission over the range of partial loads seems to result from incomplete combustion described in point 2. Increase of NO_x emission over the range of full loads is most likely caused by increased combustion temperature at high maximum pressures resulting from high rates of pressure rise.
- 4. Unfavourable effect of knocking combustion results from the occurrence of pressure rise in the process of combustion and rapid autoignition of the air – main fuel mixture beyond the zone of burning diesel fuel stream. Prevention of this phenomenon is possible by continuous registration of engine head vibrations. To solve this problem there is carried on investigation within the project granted by Ministry of Science and Higher Education No. N504301237. Results of investigation are presented by A. Różycki as well.

tłoka a głowicą odległym od komory spalania w tłoku. Potwierdza to także charakter przebiegu zużycia jednostkowego energii (sprawności silnika).

- 3. Obserwowany zmniejszenia zawartości NO_x w spalinach w obszarze obciążeń częściowych wydaje się być efektem opisanego w pkt. 6.2 niezupełnego i niecałkowitego spalania. Wzrost emisji NO_x w obszarze obciążeń całkowitych to najprawdopodobniej efekt wzrostu temperatur w procesie spalania przy dużych ciśnieniach maksymalnych wynikających z dużych szybkości narastania tego parametru (rys. 4).
- 4. Niekorzystny efekt spalania stukowego jest efektem pojawienia się dużych przyrostów ciśnienia w procesie spalania i gwałtownego samozapłonu homogenicznej mieszaniny paliwa głównego i powietrza w obszarze poza płonącą strugą dawki oleju napędowego. Zapobieżeniu temu zjawisku jest możliwe na drodze ciągłej rejestracji drgań głowicy. W tym zakresie prowadzone są badania w ramach projektu zleconego przez Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego Nr N504301237, których wyniki prezentowane są także przez dr inż. Andrzeja Różyckiego.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Khandare S. S., Garg R. D., Gaur R. R.: Investigation on the use of solid fuels for diesel engine. SAE Paper. 872094.
- [2] Kusaka J., Daisho Y., Kihara R., Saito T.: Combustion and exhaust gas emission characteristics of a diesel engine dualfuelled with natural gas. The Fourth International Symposium COMODIA'98 Proceedings, Japan, Koyoto 1998.
- [3] Jothi N.K.M., Nagarajan G., Renganarayanan S.: Experimental studies on homogeneous charge CI engine fuelled with LPG using DEE as an ignition enhancer. Renewable Energy, Elsevier vol. 32 (2007), pp. 1581-1593.
- [4] Furutani M., Ohta Y., Kono M., Hasegawa M.: An ultra-lean premixed compression-ignition engine concept and its characteristics. The Fourth International Symposium COMODIA'98 Proceedings, Japan, Kyoto 1998.
- [5] Stelmasiak Z.: Effect of the magnitude of diesel fuel initial dose on the work parameters of dual-fuel engine fed with diesel fuel and natural gas. Journal of Kones – Internal Combustion Engines, Vol. 8, No. 3-4, 2001.
- [6] Clark N.N., Atkinson Chr.M., Atkinson R.J.: Optimized emission reduction strategies for dual fuel compression ignition engines running on natural gas and diesel. www.cemr.wvu. edu/englab/projects/saturn.htlm, 2002.
- [7] Gebert K., Beck N.J., Barkhimer R.L.: Strategies to improve combustion and emission characteristics of dual-fuel pilotignited natural gas engines. SAE Paper 971712, 1997.
- [8] Chen Z., Konno M., Goto S.: Study on homogeneous premixed charge CI engine fuelled with LPG. JSAE, Elsevier vol. 22 (2001), pp. 265-270.

- [9] Luft S.: Studium silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego alkoholem metylowym. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Monografia Nr 29, 1997.
- [10] Takatsuto R., IgarashiT., Iida N.: Auto ignition and combustion of DME and n-butane /air mixtures in homogeneous charge compression ignition engine. The Fourth International Symposium COMODIA '98 Proceedings, Japan, Kyoto 1998.
- [11] Luft S.: Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym zasilany mieszaniną gazów propan-butan (LPG) i olejem napędowym. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Monografia Nr 54, 2002.
- [12] Luft S.: Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym z wtryskiem ciekłego LPG do kolektora dolotowego. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Monografia Nr 103, 2007.
- [13] Stelmasiak Z.: Wpływ niektórych parametrów regulacyjnych na osiągi dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego gazem ziemnym. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej Nr 155, Mechanika Nr 25, 2003.
- [14] Różycki A.: Drgania głowicy silnika wysokoprężnego zasilanego dwupaliwowo. Archiwum Motoryzacji, Wydawnictwo Naukowe Polskiego Towarzystwa Motoryzacji, Nr 2/2005.

Prof. Sławomir Luft, DSc., DEng. – Professor at the Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Radom.

Prof. Sławomir Luft – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Radomskiej.

e-mail: s.luft@pr.radom.pl



Vojtěch KLÍR Michal TAKÁTS

PTNSS-2010-SS2-206

Description of knock onset in SI turbocharged gas engine

Knock is an abnormal combustion process occurring in SI engines. To describe engine knock reliably is still challenge. Based on measured in cylinder pressure, the techniques of knock onset determination are introduced. The findings about knock intensity are discussed. Simulation of knock phenomena is mentioned. The results from model and experiment are compared.

Key words: knock onset description, knock intensity, gas fueled engine

Opis zjawiska powstawania stuku w doładowanym silniku gazowym

Spalanie stukowe jest anormalnym procesem spalania w silniku o zapłonie iskrowym. Ciągle brakuje wiarygodnego opisu zjawiska stuku. Przedstawiono sposób określania początku stuku na podstawie pomiaru ciśnienia w cylindrze. Omówiono spostrzeżenia dotyczące intensywności stuku. Wspomniano o modelowaniu zjawiska stuku. Porównano wyniki modelowania z wynikami eksperymentalnymi.

Słowa kluczowe: opis zjawiska powstawania stuku, intensywność stuku, silnik zasilany gazem

1. Introduction

Natural gas is regarded to be a fuel with high anti-knock potential for spark-ignited engines. Therefore the knock was considered to be insignificant. But nowadays engine are designed to minimize exhaust emissions while maximizing power and fuel economy. There are certain operating conditions which lead to occurrence of a knock for these supercharged engines with high power potential [1]. Due to the potential for engine damage it is very important to avoid knock but at the same time, due to efficiency reasons, it is desirable to operate engine as close to knock combustion as possible. Therefore it is necessary to deal with anti-knock behavior of methane based fuels. There is a call for the use of experimental and model description of knock phenomena.

The objective of this paper is to introduce the techniques of knock onset determination based on experimental and simulation methods as they are used at author's workplace.

2. Engine knock

2.1. Experimental knock description

Knock is an abnormal combustion process occurring in SI engines. It results in an abnormal auto-ignition of the end gas ahead of the propagating flame front. This phenomenon is characterized by the occurrence of pressure oscillations at a characteristic frequency. It can damage pistons, rings, and exhaust valves if heavy knock occurs [2]. The detection of this abnormal combustion and the evaluation of knock intensity is therefore challenging task in engine development. Several methods have been proposed and used for knock phenomena description.

Experimental methods refer to different physical quantities which are influenced by knock occurrence. These methods can be divided into several categories according to the physical quantity they use to detect knock [3]:

1. Wstęp

Gaz ziemny jest uważany za paliwo charakteryzujące się dobrymi właściwościami antystukowymi w silnikach o zapłonie iskrowym. Z tego względu spalanie stukowe było uważane za nieistotne w takich silnikach. Nowoczesne silniki są konstruowane tak, aby zminimalizować wydzielanie toksycznych składników spalin a jednocześnie osiągać możliwie dużą moc przy minimalnym zużyciu paliwa. Przy pewnych parametrach pracy silnika doładowanego zachodzą warunki do wystąpienia spalania stukowego [1]. Ze względu na niszczący efekt spalania stukowego należy go unikać, a z drugiej strony ze względu na sprawność wskazana jest praca silnika jak najbliżej granicy spalania stukowego. Z tego względu konieczne jest panowanie nad tym zjawiskiem w silnikach zasilanych metanem. Do opisu zjawiska stuku używa się zarówno metod eksperymentalnych, jak i modelowania.

Celem tego artykułu jest wprowadzenie do technik opisu zjawiska powstawania stuku w oparciu o metody eksperymentalne i modelowanie jak te, które zostały przedstawione w pracy.

2. Spalanie stukowe w silniku

2.1. Eksperymentalny opis stuku

Spalanie stukowe jest zjawiskiem anormalnym zachodzącym w silniku o zapłonie iskrowym. Objawia się to anormalnym zapłonem gazu w pewnej odległości od frontu rozprzestrzeniającego się płomienia. Zjawisko to charakteryzuje się występowaniem oscylacji ciśnienia o charakterystycznej częstotliwości. Intensywnie zachodzące zjawisko stuku może spowodować uszkodzenie tłoka, pierścieni i zaworów wydechowych [2]. Wykrywanie tego anormalnego spalania i ocena jego intensywności jest zatem istotnym wyzwaniem dla rozwoju silników. Jest wiele znanych metod opisu zjawiska stuku.

- methods based on in-cylinder pressure measurements,
- methods based on engine block vibration analysis,
- methods based on gas ionization analysis,
- methods based on heat transfer analysis.

The first method allows direct measurements of primary knock effect and detailed investigation of abnormal combustion phenomena. This category includes the largest number of methods currently used in laboratory tests. Signals generated by a pressure sensor are generally filtered in order to provide high frequency oscillations. This signal is then used to calculate knock indices. The in-cylinder pressure signal can be analyzed in the frequency domain as well. Many kinds of indices exist. Up to now, the in-cylinder pressure measurement is likely the most investigated way to detect knock because of the direct connection between knock and pressure oscillations.

The methods, currently employed on mass-produced engines for knock detection and control, are based on engine block vibration analysis. The high frequency pressure oscillations inside the cylinder, caused by end-gas autoignition, are transmitted through the engine structure, causing vibrations that can be detected by means of a vibration sensor installed on engine block. A careful selection of the most appropriate sensor location and signal processing technique is therefore required.

Alternative methods have been investigated as well. For example techniques based on gas ionization probe, by supplying a DC voltage after ignition and measuring corresponding current, in order to detect abnormal combustion phenomena through the sharp increase in ionization.

Knock detection can also be achieved through the analysis of the increase in heat transfer that accompanies the abnormal combustion. However, thermal effects are usually quite negligible under light knock conditions and hinder the successful application of these techniques for detection of knock levels, as required for knock control.

On author's workplace knock occurrence and its intensity are identified experimentally by evaluation of oscillation of in-cylinder pressure and by evaluation of vibration sensor signal using DSP based evaluation unit AKR. The first method is then primary used for off-line evaluation. Knock intensity is defined by amplitude of pressure oscillations. Knock is usually considered as occurring when the pressure oscillations exceed a predefined threshold value. Program INTEC [4] is used for evaluation in-cylinder pressure data. Figure 1 shows raw pressure trace recorded during a knocking cycle, along with the corresponding filtered signal (cut-off frequency 5 kHz) and difference between filtered and unfiltered pressure signal.

The second method is used for on-line monitoring of engine knock. The knock intensity is divided into three levels by the value of the output voltage from vibration sensor ECU:

0 V	Knock Free
0-2 V	Light Knock
> 2 V	Heavy Knock

2.2. Simulation models and knock model theory

Simultaneously with experimental investigation effort is dedicated to use the simulation method. Simulations can be

Metody eksperymentalne odnoszą się do różnych własności fizycznych, na które ma wpływ zjawisko spalania stukowego. Metody te mogą być podzielone na kilka kategorii ze względu na własności fizyczne wykorzystane do identyfikacji stuku [3]:

- metody bazujące na pomiarze ciśnienia w cylindrze,
- metody oparte na analizie drgań bloku silnika,
- metody oparte na analizie jonizacji gazu,
- metody oparte na analizie wymiany ciepła.

Pierwsza kategoria pozwala na bezpośrednie pomiary nieprzetworzonego efektu stuku oraz szczegółowe badanie tego anormalnego zjawiska spalania. Obejmuje ona największą liczbę metod obecnie używanych w badaniach laboratoryjnych. Otrzymane sygnały z czujnika ciśnienia są zazwyczaj filtrowane w celu oddzielenia oscylacji ciśnienia o wysokiej częstotliwości. Sygnał ten jest następnie wykorzystywany do obliczania wskaźników określających spalanie stukowe. Sygnały reprezentujące ciśnienie spalania mogą być analizowane także w dziedzinie częstotliwości. Występuje wiele wskaźników opisujących spalanie stukowe. Obecnie metoda wykorzystująca pomiar ciśnienia w cylindrze jest prawdopodobnie najbardziej miarodajną drogą wykrywania spalania stukowego ze względu na bezpośredni związek stuku z oscylacjami ciśnienia.

W masowo produkowanych silnikach do wykrywania i kontroli zjawiska stuku wykorzystuje się metody oparte na analizie drgań bloku silnika. Oscylacje ciśnienia w cylindrze silnika, o wysokich częstotliwościach, spowodowane samozapłonem reszty gazu, są przenoszone przez strukturę silnika, powodują jego drgania, które mierzone są przez zainstalowane na bloku silnika czujniki drgań. Dlatego ważny jest poprawny wybór miejsca montowania czujników drgań oraz wybór techniki przetwarzania sygnałów.

Rozwijane są także metody alternatywne – na przykład techniki oparte na wykorzystaniu sond jonizacyjnych zasilanych prądem stałym. W przypadku wystąpienia anormalnego procesu spalania następuje nagły wzrost jonizacji gazu a pomiarowi podlega prąd płynący przez sondę.

Wykrywanie procesu spalania stukowego może być także osiągnięte przez analizę wzrostu wymiany ciepła, który towarzyszy takiemu spalaniu. Jednakże, w przypadku lekkiego stuku efekty cieplne są zazwyczaj niewielkie, co utrudnia zastosowanie tej metody do określania poziomu stuku.

Autorzy w pracy określali występowanie stuku oraz jego intensywność przez ocenę oscylacji ciśnienia w cylindrze oraz przez ocenę sygnału z czujnika drgań DSP z modułem AKR. Metoda pierwsza została użyta jako metoda podstawowa oceny stuku na podstawie zarejestrowanych sygnałów. Intensywność stuku jest definiowana przez amplitudę oscylacji ciśnienia. Uważa się, że zjawisko stuku występuje, gdy oscylacje ciśnienia przekraczają zdefiniowaną wartość progową. Do oceny danych zawartych w sygnale ciśnienia w cylindrze użyto programu INTEC [4]. Rysunek 1 przedstawia nieprzetworzony przebieg ciśnienia zarejestrowany podczas cyklu ze spalaniem stukowym wraz z odpowiednim sygnałem odfiltrowanym (odcięte częstotliwości 5 kHz) oraz różnice pomiędzy filtrowanym i niefiltrowanym sygnałem.



Fig. 1. Pressure oscillations on knocking engine Rys. 1. Oscylacje ciśnienia w silniku ze spalaniem stukowym

performed with different width and depth of accuracy [2]. Knock prediction codes including detailed chemical kinetics have the largest level of physicality. These codes are based on the chemical reactions and are very complex. That is why attempts are made to implement empirical approach based on results from detailed model.

Empirical relationships are derived by matching an Arrhenius function to measured or calculated data on induction times, for given fuel-air mixtures, over the relevant mixture pressure and temperature ranges. The physicality decreases but on the other hand the computational time decrease. Introduced model is based on an empirical relationship for calculation of ignition delay. It is assumed that autoignition occurs when:

$$\int_{t=0}^{t=\tau_i} \frac{1}{\tau} dt = 1$$
 (1)

where τ is the induction time at the instantaneous temperature and pressure of the mixture, t is the elapsed time from the start of the end-gas compression process and τ_i is the time of autoignition.

A number of empirical relations for induction time for natural gas have been developed. These relations have the form:

$$\tau = \mathbf{A} \cdot \mathbf{p}^{-n} \cdot \exp\left(\frac{\mathbf{B}}{\mathbf{T}}\right) \tag{2}$$

For following calculation the correlation included as a part of in-house code OBEH [5, 6] was chosen. OBEH is 0-D model of the thermodynamics of the working cycle of the internal combustion engine, where knock model is integrated. This relation has form [7] while methane is assumed as a fuel:

$$\tau = 8.13 \cdot 10^{-4} \,\mathrm{p}^{-1} \exp\!\left(\frac{18508}{\mathrm{T}}\right) \tag{3}$$

where τ is in seconds, p is absolute in-cylinder pressure in Pa, and T is temperature of unburned mixture in K.

More correlations for methane and natural gas can be found in [8]. Definition of end-gas temperature is crucial when this kind of model is employed. Angle resolved patterns describing behavior of working substance during high pressure part of working cycle (in-cylinder pressure and temperature of unburned mixture) are then inputs for Druga metoda używana jest, jako metoda on-line kontroli spalania stukowego. Intensywność stuku jest podzielona na trzy poziomy przez wartość napięcia wyjściowego z czujnika drgań ECU:

0 V	bez stuku
0-2 V	lekki stuk
> 2 V	silny stuk

2.2. Modele symulacyjne oraz teoria modelu stuku

Równocześnie z badaniem doświadczalnym podjęto wysiłek wykorzystania metody symulacyjnej. Symulacje mogą być przeprowadzone z różną wnikliwością i dokładnością [2]. Programy uwzględniające proces stuku zawierają szczegółowe dane dotyczące kinetyki chemicznej. Programy te bazują na reakcjach chemicznych i są przy tym bardzo złożone. Dlatego podejmowane są próby wykorzystania podejścia empirycznego bazującego na wynikach z modeli szczegółowych.

Zależności empiryczne stanowią połączenie formuły Arrheniusa z wynikami pomiaru lub danymi obliczeniowymi dla czasu inicjowania zjawiska, dla danej mieszaniny paliwowo-powietrznej i danego zakresu temperatury i ciśnienia. Jest to wprawdzie ograniczenie w opisie zjawiska, ale dzięki temu zmniejsza się czas obliczeń. Przedstawiony model bazuje na empirycznej zależności obliczanego czasu zwłoki zapłonu. Zakłada się, że samozapłon występuje, gdy (1),

gdzie τ jest czasem opóźnienia samozapłonu przy chwilowej temperaturze i ciśnieniu mieszanki palnej, t jest czasem liczonym do początku procesu sprężania reszty gazu, τ_i jest czasem samozapłonu.

Jest wiele zależności empirycznych określających czas opóźnienia samozapłonu dla metanu. Zależności te są podawane w formie (2).

Korelacja taka została włączona do programu obliczeniowego OBEH, w którym prowadzono obliczenia. OBEH jest termodynamicznym zero-wymiarowym modelem obiegu, pracującego silnika tłokowego, z uwzględnieniem modelu stuku. Przyjmując jako paliwo metan zależność ta przybiera postać (3) [7].

W równaniu (3) τ wyrażone jest w sekundach, p jest ciśnieniem absolutnym w cylindrze [Pa], T jest temperaturą niespalonej mieszanki [K]. Więcej zależności dla metanu i dla gazu ziemnego można znaleźć w pracy [8].

Dla tego rodzaju modelu kluczowe jest zdefiniowanie temperatury reszty gazu. Rozwiązanie tej zależności względem kąta, opisującej zachowanie się czynnika roboczego w wysokociśnieniowej części cyklu roboczego (ciśnienie i temperatura niespalonej mieszanki w cylindrze), stanowi dane wejściowe do obliczeń. Te dane wejściowe mogą być otrzymane z analizy danych doświadczalnych przy użyciu programu INTEC lub z symulacji matematycznych z wykorzystaniem programu OBEH.

W celu określenia temperatury reszty gazu przetestowane zostały dwa podejścia (uproszczone dwustrefowe modele). OBEH bazuje na opisie bilansu energetycznego w szerokości warstwy, która nie podlega wpływowi płomienia. Jednakże wymaga to dodatkowych parametrów (fikcyjna grubość warstwy – zdefiniowana jako stosunek objętości do powierzchni i oporu cieplnego warstwy). calculations. These inputs can be obtained from evaluation of experimentally acquired data using INTEC or from mathematics simulations using OBEH.

Two approaches (simplified two-zone models) have been tested to determine the pattern of end-gas temperature. OBEH involves a routine based on description of energy balance across the layer which is not influenced by flame. However it calls for additional parameters (fictive thickness of layer – it define volume to surface ratio and thermal resistance of layer).

The simplest method for implementation of two zone approach is based on assumption that locally averaged cylinder charge temperature represents a weighting average of temperatures of both burnt and unburned zones while the burned fraction is the weighting factor. The unburned zone temperature Tu after start of combustion is computed assuming polytropic compression of the unburned charge – two zones mean temperature model (2ZMTM). Polytropic exponent is then calculated using relationship developed by Brunt [9].

3. Experimental results

The experiments were simultaneously performed on two turbocharged gas fueled engines: $4x\emptyset102/120$ mm and $4x\emptyset102/110$ mm. Table 1 brings basic information about engines features. A712 engine emulates "low cost" version of nowadays engines with low boost pressure and it is used mainly for preliminary testing. G432 engine represents "state of the art" for gas engines with high boost pressure and BMEP. Figure 2 shows an example of experimental investigation. The measurements were done 1700 rpm for widely open throttle. The Transit Natural Gas from public grid was used as a fuel. All monitored quantities were noted using DAQ system. As mentioned the intensity of knocking in measured point is described by the output voltage from vibration sensor evaluation unit (AKR in Fig. 2).

Figure 2 well demonstrates that the regimes with knocking were experimentally identified although the fuel with declared high knock resistance was used. These regimes are not so far from common working range for this type of engine.

Knock is usually described by its starting angle and by the value of normalized heat release at this onset. The value of normalized heat release is mainly used in mathematics models to describe knock occurrence and its intensity. In Fig. 3 part of output from in- cylinder pressure record evaluation is introduced for two cycles with various level of knock. This figure very well illustrates enunciation that the value of normalized heat release at knock onset doesn't determine knock intensity reliably. This value is almost same for both cases although the knock intensity identified by AKR voltage indicates significantly different level of knock. It is clear that the burning velocity is influenced when ignition timing is changed. Figure 4 then introduces patterns of in-cylinder pressures where it is possible to see difference between light and heavy knock.

Figure 5 shows patterns of filtered in-cylinder pressures for individual cycles, because the knock

Metodą prostszą do zastosowania w podejściu dwustrefowym jest bazowanie na założeniu, że lokalnie uśredniona temperatura ładunku stanowi średnią ważoną temperatur strefy spalonej i niespalonej, a część spalona jest czynnikiem ważącym. Temperatura niespalonej strefy Tu po rozpoczęciu procesu spalania jest liczona przy założeniu politropowego sprężania niespalonego ładunku – wg dwustrefowego średniotemperaturowego modelu (2ZMTM). Wykładnik politropy jest następnie liczony z wykorzystaniem zależności opracowanej przez Brunta [9].

3. Wyniki badań eksperymentalnych

Badania eksperymentalne były jednocześnie prowadzone na dwóch turbodoładowanych silnikach zasilanych gazem: 4xØ102/120 mm i 4xØ102/110 mm. Tabela 1 zawiera podstawowe informacje o badanych silnikach. Silnik A712 jest reprezentantem "niskonakładowych" współczesnych silników o małym stopniu doładowania, który jest używany głównie do badań wstępnych. Silnik G432 reprezentuje grupę współczesnych silników gazowych o dużym stopniu doładowania i dużej mocy. Rysunek 2 przedstawia przykładowe wyniki badań. Pomiary były prowadzone dla prędkości obrotowej 1700 obr/min dla pełnego otwarcia przepustnicy. Jako paliwo użyto gazu ziemnego z sieci publicznej. Wszystkie obserwowane wielkości były rejestrowane przy użyciu systemu DAQ. Jak wspomniano, intensywność stuku w punkcie pomiarowym jest reprezentowana przez napięcie wyjściowe z czujnika drgań (AKR na rys. 2).

Rysunek 2 dobrze uwidacznia zidentyfikowany eksperymentalnie obszar stuku mimo użycia paliwa charakteryzującego się zadeklarowaną odpornością na spalanie stukowe. Obszar stuku jest położony niezbyt daleko od zakresu pracy tego typu silnika.

Zjawisko stuku jest zazwyczaj scharakteryzowane przez kąt jego początku oraz przez wartość znormalizowanej funkcji wydzielania ciepła na początku jego powstawania. W modelach matematycznych do opisu zjawiska stuku oraz jego identyfikacji zazwyczaj używa się znormalizowanej funkcji wydzielania ciepła. Na rysunku 3 przedstawiono

Table 1. Exp	erimental facilitie
Tabela 2.	Warunki badań

Engine/silnik	A712	G432
Bore/średnica [mm]	4 x 102	4 x 102
Stroke/skok [mm]	110	120
Compression ratio/sto- pień sprężania	10	12
Cylinder head/głowica	2-valves/2-zaworowa	4-valves/4-zaworowa
Turbocharger/turbodola- dowanie	Uncontrolled/ niesterowane	VGT
λ – control/sterowanie sondą lambda	$\lambda = 1$ (closed loop) or lean burn/ $\lambda = 1$ (pętla zamknięta) lub mieszanki ubogie	$\lambda = 1$ (closed loop) or lean burn/ $\lambda = 1$ (pętla zamknięta) lub mieszanki ubogie
EGR	No/brak	Cooled up to 20%/ chłodzony do 20%
Intercooler/chłodnica po- wietrza doładowującego	Not at all/ <i>wybrane</i>	Powerfull









Fig. 4. In-cylinder pressure for knocking cycles Rys. 4. Ciśnienie w cylindrze ze stukiem

onset is well visible only from actual cycle. It represents differences between the actual cycles - well known as a cycle to cycle variability. Moreover there is variation enhanced by cycles with a without knocking in this case. The percent occurrence of knocking cycles should be used as knock intensity indicia. Figure 6 introduces measured knock onsets for above mentioned two operating points with different level of knock intensity. Value 50 of knock onset represents cycle where the knock didn't occur. Knock onsets are evaluated using INTEC. All individual cycles must be browsed in order to write down all knock onsets correctly. The application for evaluation of knock onset position is under preparation using Lab-View software. It is visible that when light knock takes place the record contains approx. 22% of knocking cycles. The number of knocking cycles is approx. 54% in case of heavy knock. The averaged value of knock onset is determined from this record. The averaged value can be compared with knock onset from simulation.

4. Model results

Inputs for knock model (in-cylinder pressure and temperature of unburned mixture) can be obtained directly from experiments (two zone model is used) and from code OBEH or from any other commercial code (0-D, 1-D). Former strategy in modeling of knocking is described in [10]. The main effort is dedicated to obtain very similar values of knock onsets for every operating point.





zarejestrowane wyniki pomiaru ciśnienia dla dwóch cykli o różnym poziomie stuku. Bardzo dobrze uwidaczniają one, że wartość znormalizowanej funkcji wydzielania ciepła na początku stuku nie daje pełnej informacji o intensywności stuku. Wartość ta jest prawie taka sama dla obydwu przypadków, mimo że określony poziom intensywności stuku na podstawie sygnału napięciowego z AKR jest inny. Wyraźnie widać, że szybkość spalania zmienia się przy zmianie czasu wystąpienia zapłonu. Rysunek 4 przedstawia przykłady przebiegu zmian ciśnienia w cylindrze z uwidocznioną różnicą między lekkim a mocnym stukiem.

Rysunek 5 przedstawia przykład odfiltrowanego przebiegu ciśnienia dla pojedynczych cykli, ponieważ początek stuku jest dobrze widoczny tylko dla bieżącego cyklu. Widać tutaj różnice pomiędzy cyklami, co jest dobrze znane, jako niepowtarzalność kolejnych cykli. Dodatkowo zjawisko to jest potęgowane przez obecność cykli z i bez zjawiska stuku. Procentowy udział cykli ze stukiem używany jest jako wskaźnik intensywności stuku.

Rysunek 6 przedstawia początki stuku dla wyżej wymienionych dwóch punktów pracy o różnym poziomie intensywności stuku. Wartość 50 przy określaniu stuku oznacza cykle, w których zjawisko stuku nie zaistniało. Do wyznaczenia początku stuku użyto programu INTEC. W celu otrzymania prawidłowych wartości początku stuku analizie poddawane były pojedyncze cykle. Program do analizy położenia początku stuku został napisany w środowisku Lab-View. Można zauważyć, że gdy występuje lekki



Fig. 6. Knock onset position *Rys. 6. Położenie początku stuku*

Preliminary results do not show good agreement with experimentally determined knock onsets. It was find out those differences between model and experimental data are given mainly by interpretation of evaluated knock onsets from experiment. In case when the value of the mean knock onset for given operating point is compared with results from model where the averaged input data were used the results are not promising. Figure 7 just describes variability of in-cylinder pressure traces for different way of evaluating. It is well visible that for operating point where the light knocks were measured the averaged pattern for ROHR doesn't contain information about knocking. Simultaneously the maximum of the incylinder pressure is lower in comparison with the maximum which corresponds to averaged pressure trace evaluated when only knocking cycles were taken into the account. It is clear that data generated by averaging of only the knocking cycles are more suitable as the inputs for the knock model when the results from model are consequently compared with averaged value of knock onset evaluated from experiment.

Figure 8 shows comparison between results from knock model and averaged knock onsets evaluated from experiments. The number 50 on knock onset axis represents knock free cycle. For model inputs based only on averaged values results from experiments do not show good agreement nevertheless the demand on plausible description of engine operating points with and without occurrence of knock is realized. These results demonstrate well above mentioned statement



Fig. 8. Knock model results Rys. 8. Wyniki modelowania stuku





Fig. 7. Different in-cylinder pressure traces used as the input for simulation Rys. 7. Różnice w przebiegach ciśnienia użytych jako dane wejściowe do modelowania

stuk w zbiorze zawartych jest około 22% cykli ze stukiem. W przypadku występowania silnego stuku liczba cykli ze stukiem wynosiła około 54%. Na podstawie tych danych została określona wartość średnia początku stuku. Ta wartość średnia może być porównywana z wynikami modelowania.

4. Wyniki modelowania

Dane wejściowe do modelu stuku (ciśnienie i temperatura niespalonej mieszanki w cylindrze) mogą być zaczerpnięte z badań eksperymentalnych (użyto modelu dwustrefowego) oraz z programu OBEH lub z innego programu komercyjnego. Podstawowe założenia modelowania stuku zawarte są w [10]. Główny nacisk położono na uzyskanie zbliżonych wartości początku powstawania stuku dla wszystkich punktów pracy.

Wstępne wyniki modelowania nie wykazały dużej zgodności w określaniu początku powstawania stuku z wynikami eksperymentalnymi. Odkryto, że różnice te pomiędzy modelem a eksperymentem wynikają głównie z interpretacji oszacowania początku stuku na podstawie eksperymentu. W przypadku, kiedy średnia wartość początku stuku dla danego punktu pracy zostanie porównana z wartością uzyskaną z modelowania, w którym jako dane wejściowe użyto wartości średnich, to rezultaty nie są satysfakcjonujące. Rysunek 7 przedstawia różnice w uzyskanych przebiegach ciśnienia w cylindrze przy różnych sposobach oszacowania. Wyraźnie widać, że dla punktu pracy, gdzie zmierzono lekki stuk, uśredniony przebieg dla ROHR nie zawiera informacji o stuku. Jednocześnie maksymalne ciśnienie w cylindrze jest niższe w porównaniu z ciśnieniem odpowiadajacym uśrednionemu ciśnieniu uzyskanemu w warunkach występowania we wszystkich cyklach zjawiska stuku. Oczywiste jest, że dane uzyskane w wyniku uśredniania tylko cykli ze stukiem są odpowiedniejszymi danymi wejściowymi do modelu stuku, i wtedy wyniki modelowania są porównywane z wartością początku stuku otrzymaną eksperymentalnie.

Na rysunku 8 przedstawiono porównanie wyników modelowania stuku z wynikami rzeczywistymi uzyskanymi przez uśrednianie cykli ze stukiem. Wartość 50 na osi początku stuku oznacza cykle bez stuku. Dla modelu, w którym dane wejściowe bazowały tylko na wartościach uśrednionych, wyniki nie dawały zadowalającej zgodności z eksperymentem. Mimo tych różnic, dla potrzeb opracowania, zrealizowano that the input data for knock model must be generated only from knocking cycles because the difference between results from model and from experiment is less for regimes with higher knock intensity. The results from knock model using averaged data for cycles with knock are introduced in Fig. 8 as well. The results looks very promising nevertheless the purposed strategy must be verified.

The in-house multi-zone model is modified in order to obtain more accurately information about behavior of working substance during high pressure part of working cycle. Accurately description of behavior of working substance could bring some new findings. Knock model should be further modified upon these findings.

5. Conclusion

The experimental and simulation methods implemented for knock phenomena description at author's workplace were introduced. Regimes with occurrence of knock were experimentally identified. The statement that the value of normalized heat release at knock onset doesn't determine knock intensity reliably was demonstrated. The examples of results from experiments and simulations were introduced. The new strategy for input data preparation was introduced.

Acknowledgement

The results presented in the article have been obtained in the framework of participation of author's workplace in the Integrated project InGas Integrated Gas Powertrain – Low Emission, CO_2 optimized and efficient CNG engines for passengers cars (PC) and light duty vehicles (LDV) SCS7-GA-2008-218447.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- Takáts M.: Odolnost plynných paliv proti klepání. XXXVI konference kateder a pracovišť spalovacích motorů, českých a slovenských vysokých škol, 2006.
- [2] Heywood J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, Inc., 1988.
- [3] Millo F., Ferrari, C.V.: Knock in S.I. Engines: A Comparison between Different Techniques for detection and Control (1998), San Francisco, 1998, SAE 982477.
- [4] Takáts M.: INTEC programové vybavení pro termodynamickou analýzu indikátorových diagramů. Knihovna programů Výzkumného Centra Josefa Božka, ČVUT Praha, 2000.
- [5] Macek J.: Matematický model pracovního oběhu pístového spalovacího motoru. Knihovna programů Ú220, OBEH.EXE.
- [6] Vávra J.: Preprocesor RUNOBEH.XLS, [Výzkumná zpráva], Praha, ČVUT FS, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, 2001.

Mr. Vojtěch Klír, Eng. – Assistant, Faculty of Mechanical Engineering, Czech Technical University in Prague.

Inż. Vojtěch Klír – Asystent na Wydziale Mechanicznym Politechniki w Pradze.

e-mail: vojtech.klir@fs.cvut.cz



je dla różnych punktów pracy silnika z i bez zjawiska stuku. Na podstawie przedstawionych wyników można sformułować wniosek, że dane wejściowe do modelu stuku powinny pochodzić tylko z cykli ze spalaniem stukowym, ponieważ różnica pomiędzy wynikami z modelowania a wynikami z eksperymentu jest mniejsza dla warunków pracy silnika z wysokim poziomem stuku. Wyniki modelowania, w którym przyjęto uśrednione dane z cykli ze stukiem są przedstawione także na rys. 8. Wyniki wyglądają bardzo obiecująco, chociaż sposób postępowania musi być zweryfikowany.

Wykorzystany wielostrefowy model jest ciągle modyfikowany pod względem uzyskiwania bardziej dokładnych informacji o zjawisku zachodzącym w ładunku w wysokociśnieniowej części cyklu roboczego silnika. Dokładny opis zjawiska zachowania się czynnika roboczego może przynieść nowe informacje. Model spalania powinien być wtedy poszerzony o te informacje.

5. Wnioski

Przedstawiono pracę autorów dotyczącą użycia metod eksperymentalnych i symulacyjnych do opisu zjawiska spalania stukowego. Warunki pracy silnika z występującym stukiem zostały wyznaczone eksperymentalnie. Stwierdzono, że wartość znormalizowanej funkcji wydzielania ciepła dla określenia parametrów stuku nie sprawdza się. Przedstawiono przykłady wyników eksperymentalnych i wyników modelowania. Zaprezentowano nowy sposób przygotowywania danych wejściowych do modelu.

Podziękowanie

Wyniki przedstawione w artykule uzyskane zostały w ramach projektu: InGas Integrated Gas Powertrain – Low Emission, CO2 optimized and efficient CNG engines for passengers cars (PC) and light duty vehicles (LDV) SCS7-GA-2008-218447.

- [7] Polášek M., Hofman K.: Simulation of knock invocation in cylinder of SI engine. Konference kateder a pracovišť spalovacích motorů, 2002.
- [8] Samuelsen S., McDonell V.: Correlation of Ignition Delay with Fuel Composition and State for Application to Gas Turbine Combustion, University of California, 2003.
- [9] Brunt M.F.J., Emtage A.L.: The Calculation of Heat Release Energy from Engine Cylinder Pressure Data, Detroit, 1998, SAE 981052.
- [10] Klír V.: Experimental and Model Description of Engine Knock in a Turbocharged SI engine In: MECCA Journal of Middle European Construction and Design of Cars. 2009, vol. 6, no. 2, p. 23-27. ISSN 1214-0821.

Prof. Michal Takáts, DSc., DEng. – professor at Faculty of Mechanical Engineering, Technical University in Prague.

Prof. dr hab. inż. Michal Takáts – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki w Pradze. e-mail: michal.takats@fs.cvut.cz



PTNSS-2010-SS2-207

Hendry S. TIRA Simaranjit S. GILL Kampanart THEINNOI Joshua SHENKER Chia S. LAU Athanasios TSOLAKIS Karl DEARN Dale TURNER Miroslaw L. WYSZYNSKI

The study of simulated biogas on combustion and emission characteristics in compression ignition engines

New renewable fuels have been developed for diesel engines, contributing to the reduction of carbon emissions and to fuel security. However, the combustion characteristics of these fuels and emissions still remain unclear. A study to investigate diesel engine performance integrated with biogas and hydrogen has been carried out. Biogas is principally a mixture of methane (CH₄) and carbon dioxide (CO₂) along with other trace gases. In this study the simulated gaseous biogas (60% CH₄ and 40% CO₂ vol.) and hydrogen (2% vol.) fuels were fed into the engine intake manifold and diesel fuel was injected into cylinder as a pilot ignition fuel. The effects of biogas and hydrogen showed reduced PM compared with diesel combustion. In addition, up to 39 and 33% reduction in total particulate mass and smoke, respectively, was seen. However, there was a slight increase in particle number when gaseous fuel addition was used, where the particulate size distributions have moved towards the nucleation region thus benefitting the after-treatment systems. Reduced thermal efficiency was observed for the gaseous fuel addition.

Key words: biogas, hydrogen, combustion, emissions, thermal efficiency

Wpływ biogazu na charakterystyki spalania i emisji silnika o zapłonie samoczynnym

Nowe odnawialne paliwa dla silników o zapłonie samoczynnym (ZS) przyczyniają się do zmniejszenia emisji dwutlenku węgla oraz do poprawy bezpieczeństwa zaopatrzenia w paliwa. Jednakże charakterystyki spalania tych paliw oraz ich właściwości emisyjne nie są wciąż w pełni zbadane. W artykule przedstawiono wyniki badań osiągów silnika ZS zasilanego w układzie podwójnym: olejem napędowym oraz biogazem i wodorem. Biogaz jest mieszaniną głównie metanu (CH₄) i dwutlenku węgla (CO₂) oraz śladowych ilości innych gazów. W przedstawionych badaniach stosowano symulowany (syntetyczny) biogaz, zawierający 60% CH₄ i 40% CO₂. Paliwa gazowe dostarczane były do kolektora dolotowego silnika, a paliwo ciekłe (olej napędowy) było wtryskiwane do cylindra jako dawka zapłonowa. Efektem zastosowania biogazu i wodoru było obniżenie emisji cząstek stałych w porównaniu ze spalaniem czystego oleju napędowego. Zaobserwowano obniżoną masową emisję cząstek stałych i zmniejszenie dymienia (odpowiednio o 39 i 33%). Przy użyciu paliwa gazowego zaobserwowano także nieznaczne zmiany liczby cząstek stałych, przy czym rozkład wymiarowy cząstek przesunął się w stronę obszaru nukleacyjnego, co jest korzystne z punktu widzenia sprawności układów oczyszczania spalin. Zastosowanie paliw gazowych spowodowało również zmniejszenie sprawności cieplnej silnika.

Słowa kluczowe: biogaz, wodór, spalanie, emisja, sprawność cieplna

1. Introduction

The requirements of reduced emissions, enforced by stringent legislation and concerns for global environmental degradation has driven the demand for alternative environmentally friendly fuels for internal combustion engines [1]. Growing demand for fossil fuels and anticipation of future depletion of worldwide petroleum reserves provide strong encouragement for research on alternative fuels [2]. Biogas is one gaseous fuel currently attaining considerable attention from researchers. Its production can originate from anaerobic fermentation of organic material such as animal manure waste, water and solid waste, with composition varying depending on its sources, but usually 50–70% CH₄, 25–50% CO₂, 1–5% H₂, 0.3–3% N₂ and traces of H₂S [3].

1. Wstęp

Wymagania redukcji emisji, wynikające z uregulowań prawnych i obaw o globalną degradację środowiska, prowadzą do wzrostu popytu na alternatywne, ekologiczne paliwa dla silników spalinowych [1]. Wzrastające zapotrzebowanie na paliwa kopalne oraz przewidywane wyczerpanie się w przyszłości światowych rezerw ropy naftowej stymulują prowadzenie badań nad paliwami zastępczymi [2]. Biogaz jest jednym z takich paliw, cieszącym się znacznym zainteresowaniem badaczy. Produkcja biogazu oparta być może na beztlenowej fermentacji surowców organicznych takich jak odpadowy nawóz zwierzęcy, ścieki i odpady stałe. Jego skład zmienia się zależnie od źródła surowców, lecz zwykle wynosi (objętościowo): 50–70% CH₄, 25–50% CO₂, 1–5% H₂, 0,3–3% N₂ oraz śladowe ilości H₂S [3]. Biogas as a fuel has considerably lower energy density on a volume basis (compared with methane or natural gas) on account of its high CO_2 content. The large quantity of CO_2 present in biogas reduces the overall calorific value, flame velocity and flammability range compared with natural gas. Published results have shown that the in-cylinder peak pressure and maximum power decrease due to the presence of CO_2 in biogas [4]. Biogas with content more than 45% of CO_2 can cause irregular running of engines and produces poor emissions [5]. Using this as a foundation, the present study utilised biogas containing 40% by volume CO_2 , on account for it being practically encountered in biogas.

Many experimental studies using various gaseous fuels/ sources such as natural gas, biogas, landfill and sewage gas reveal that the main constituent contributing to the heating value of the fuel is methane. Thus methane number could be used to classify various gaseous fuels in a similar way to the octane and cetane number used for gasoline and diesel engines respectively [6, 7]. Gaseous fuel such as biogas is known to have high resistance to knock when used as a fuel in internal combustion engines [1]. It is therefore suitable for high compression ratio engines with the possibility of improvements to engine efficiency.

Presently, H_2 has been characterised as a promising alternative fuel for internal combustion engines, showing promising capabilities in emission control and engine performance. Its use in internal combustion engines has been known to improve the fuel economy, combustion stability, extend the engine tolerance of EGR and reduce exhaust gas emissions [8]. Numerous researchers have previously studied the effect of adding a small quantity of H_2 to liquid fuels to improve their combustion properties. The property of H_2 , specifically its wide range of flammability makes it an ideal gaseous fuel to combine with liquid fuels, thereby improving combustion properties. Adding around 2%vol. of H_2 into diesel engines can effectively assist the reduction of NO_x emission without significantly affecting performance and drivability [9].

Research conducted on biogas indicates that emissions are reduced and the lean-burn characteristics are improved, and that HCCI (CAI) combustion of biogas is made possible when hydrogen produced on-line by fuel reforming with exhaust gas is added as part of the mixture [10, 11]. But there have been few explanations about biogas and H₂ mixture in case of particulate matter and its smoke emission characteristics. In the present work, the simulated biogas, 60% CH₄ and 40% CO₂, with additional H₂ were inducted into the engine and the combustion, particulate matter, smoke, emission and performance characteristics were investigated. The study compared the results of such characteristics whit the engine running solely on diesel fuel, diesel and biogas mixture and diesel, biogas and H₂ mixture.

2. Experimental setup

To perform the experiment, minor modifications to the test rig were performed, primarily to allow for duel fuelling. Today's common dual-fuel engines usually have a mixed gaseous fuel-air cylinder either through direct mixing in the Biogaz jako paliwo ma znacznie niższą objętościową gęstość energetyczną (w porównaniu z metanem czy gazem ziemnym) z powodu dużej zawartości CO_2 . Wysoka zawartość CO_2 w biogazie obniża jego wartość opałową, prędkość rozprzestrzeniania się płomienia i zakres palności w porównaniu z gazem ziemnym. Dane literaturowe wskazują, że maksymalne ciśnienie w cylindrze oraz moc maksymalna zmniejszają się właśnie z powodu obecności CO_2 w biogazie [4]. Biogaz o zawartości CO_2 wyższej niż 45% może powodować nieregularną pracę silnika oraz prowadzi do pogorszenia czystości spalin [5]. Z tego względu w przedstawionych w artykule badaniach stosowano symulowany (syntetyczny) biogaz, zawierający 40% obj. CO_2 , czyli w takiej ilości jaką spotka się w praktyce.

Wiele badań eksperymentalnych z zastosowaniem rozmaitych paliw gazowych takich jak gaz ziemny, biogaz, gaz ze składowisk śmieci oraz gaz z oczyszczalni ścieków potwierdza że głównym gazem odpowiedzialnym za wartość opałową paliwa jest metan. Tak więc liczba metanowa może być stosowana do oceny różnych paliw gazowych, w podobny sposób jak liczba oktanowa i cetanowa są stosowane odpowiednio do benzyn i olejów napędowych [6, 7]. Paliwa gazowe takie jak biogaz używane w silnikach spalinowych znane są z wysokiej odporności na spalanie stukowe [1]. Są one wobec tego odpowiednie dla silników o wysokim stopniu sprężania, co daje możliwość podwyższenia sprawności silnika.

Od pewnego czasu wodór H_2 jest opisywany jako obiecujące paliwo alternatywne dla silników spalinowych, wykazujące potencjalne możliwości obniżenia emisji oraz uzyskania wysokich osiągów silnika. Zastosowanie wodoru w silnikach spalinowych wykazywało zmniejszenie zużycia paliwa, poprawę stabilności spalania, rozszerzenie tolerancji na recyrkulacje spalin (exhaust gas recirculation EGR) oraz zmniejszenie emisji spalin [8]. Wiele prac poświęcono badaniom wpływu dodawania małej ilości H, do paliw płynnych na przebieg ich spalania. Właściwości H₂, a szczególnie jego szeroki zakres palności czyni go idealnym paliwem gazowym do łączenia z paliwami płynnymi, w celu poprawy ich własności palnych. Wprowadzenie około 2% H, w przypadku silników ZS, może skutecznie wspomagać zmniejszanie emisji NO, bez znacznego wpływu na osiągi i właściwości napędowe silnika [9].

Badania prowadzone z użyciem biogazu wykazują zmniejszenie emisji i poprawę wskaźników spalania ubogiej mieszanki, a także możliwość spalania biogazu w technologii zapłonu samoczynnego mieszanki jedno-rodnej HCCI (CAI), w sytuacji gdy jako część mieszanki dodawany jest wodór wytwarzany na bieżąco (on-line) poprzez reforming paliwa w kontakcie w gazami spalino-wymi [10, 11]. Istnieje jednak niewiele prac dotyczących charakterystyk emisji cząstek stałych i dymienia przy zastosowaniu mieszanek biogazu i H₂. W badaniach opisanych w niniejszym artykule stosowano symulowany biogaz zawierający CH_4 i CO_2 z dodatkiem H₂. Stosując te paliwa badano charakterystyki spalania, emisję cząstek stałych, dymienie i osiągi silnika. Otrzymane wyniki porównano z

intake manifold or direct injection into cylinder. The resultant mixture inside the cylinder at the end of compression stroke is ignited by a small amount of pilot liquid fuel. In respect to this study the gaseous fuels (biogas and H_2) acted as a supplement for the conventional diesel engine.

The experiment was carried out on a Lister-Petter TR1 engine, air-cooled, single-cylinder direct injection diesel engine. An electric DC dynamometer with a load cell was coupled to the engine and used to motor and load the engine. Figure 1 shows the experimental layout highlighting the feed of the gaseous fuel into the air intake and the sampling locations.



Fig. 1. Schematic diagram of experimental setup *Rys. 1. Schemat układu badawczego*

Flow meters – przepływomierze, Fresh air inlet – włot świeżego powietrza, EGR valve – zawór recyrkulacji spalin, Fuel injector – wtryskiwacz paliwa, SMPS – Scanning Mobility Particle Sizer – Analizator wykorzystujący skaningowy rozkład wielkości cząstek stałych, Exhaust gas out – wylot gazów spalinowych, Exhaust sample – próbka spalin, Cylinder Diesel engine – jednocylindrowy silnik ZS

A Horiba MEXA 7100DEGR emissions analyser was used for the measurements of carbon dioxide and, carbon monoxide by Non-Disperse Infrared (NDIR), oxygen by electrochemical method, nitrogen oxide ($NO_x = NO + NO_2$) and nitrogen monoxide (NO) by chemiluminescence detection (CLD), and hydrocarbons (HC) by flame ionization detector (FID).

An AVL 415S Smoke Meter was used for measuring the smoke in the exhaust gas of the engine. The result of the measurement was displayed as a filter smoke number (FSN) conforming to ISO 10054.

An SMPS (Scanning Mobility Particle Sizer) unit was used to measure the size distribution of fine particles by separating particles based on their electrical-mobility. The in-cylinder pressure was recorded by using a Kistler 6125B pressure transducer (1% measurement accuracy) mounted flush at the cylinder head and connected via a Kistler 5011 charge amplifier to a National Instruments data acquisition board. A digital shaft encoder was used to measure the crankshaft position. Data acquisition and combustion analysis were carried out using in-house developed LabVIEW- podobnymi wynikami uzyskanymi przy zasilaniu wyłącznie olejem napędowym.

2. Stanowisko badawcze

Dla przeprowadzenia opisanych w artykule badań, niezbędne było wykonanie pewnych zmian w typowym silnikowym stanowisku badawczym. Zmiany dotyczyły głównie zastosowania podwójnego zasilania paliwem. Współczesne silniki pracujące z podwójnym zasilaniem paliwem zwykle mają w cylindrze mieszankę powietrza i paliwa gazowego wytwarzaną albo przez bezpośrednie mieszanie w kolektorze wlotowym albo przez bezpośredni wtrysk do cylindra.

> Tak wytworzona mieszanka jest zapalana w cylindrze pod koniec suwu sprężania przez niewielką ilość wtryskiwanego paliwa płynnego.

> Badania przeprowadzono na jednocylindrowym silniku ZS typu Lister-Petter TR1, z bezpośrednim wtryskiem paliwa, chłodzonym powietrzem. Z silnikiem połączony był hamulec, elektryczny generator prądu stałego z miernikiem obciążenia, który napędzał silnik lub odbierał z niego moc. Na rysunku 1 przedstawiono stanowisko badawcze, ze szczególnym uwzględnieniem doprowadzania paliwa gazowego do wlotu powietrza oraz lokalizacji punktów pobierania próbek.

> W badaniach używano analizatora spalin marki HORIBA MEXA 7100DEGR, który był stosowany do pomiarów dwutlenku węgla i tlenku węgla metodą niedyspersyjnej absorpcji podczerwieni (NDIR), tlenu metodą elektrochemiczną, tlenków azotu ($NO_x = NO + NO_2$) oraz tlenku azotu (NO) metodą chemiluminescencyjną (CLD) oraz niespalonych węglowodorów (HC) metodą ionizacyjna (FID).

płomieniowo-jonizacyjną (FID).

Dymomierz AVL 415S był stosowany do pomiaru zadymienia spalin. Wynik pomiaru podawany był jako stopień dymienia (*Filter Smoke Number* FSN) zgodnie z normą międzynarodową ISO 10054.

Analizator wykorzystujący skaningowy rozkład wielkości cząstek (Scanning Mobility Particle Sizer SMPS) był stosowany do pomiaru rozkładu wymiarowego cząstek stałych poprzez ich separację w oparciu o mobilność w polu elektrycznym. Ciśnienie w cylindrze mierzone było z zastosowaniem przetwornika ciśnienia Kistler 6125B (dokładność pomiaru 1%) zamontowanego równo z wewnętrzną powierzchnią głowicy cylindra oraz wzmacniacza ładunku Kistler 5011 do karty pomiaru danych National Instruments. Do pomiaru położenia wału korbowego używany był cyfrowy przetwornik obrotowy. Pozyskiwanie danych i analiza spalania przeprowadzane były z zastosowaniem autorskiego oprogramowania stworzonego na platformie LabVIEW. Stanowisko badawcze zawierało również inne standardowe oprzyrządowanie takie jak: termopary do pomiaru temperatur oleju smarnego, powietrza na dolocie, w kolektorze dolotobased software. The test rig included other standard engine instrumentation, such as thermocouples to measure oil, air, inlet manifold and exhaust temperatures and pressure gauges mounted at relevant points [12].

The engine speed and load used were 1500 rpm and 4 bar IMEP (approximately 60% of the maximum load). The liquid fuel used was ultra low sulphur diesel (ULSD) provided by Shell Global Solutions UK with sulphur and aromatic hydrocarbon contents of 38 mg/kg and 23.7 wt% correspondingly. A standard fuel injection timing (22 CAD) of the engine was employed. For the gaseous fuels, a bottled biogas gaseous fuel with composition of 60% CH, and 40% CO₂ by volume and a bottled hydrogen gaseous fuel were used which were fed into the engine through the intake manifold. The volume of biogas and H, added to the engine was approximately 2% of the air intake. The injected gaseous fuels took part as supplement for liquid fuel, hence the engine was acting as a dual-fuel engine. The supplementary fuel (biogas and hydrogen) was mixed in advance before being injected into the combustion chamber. However in order to initiate combustion pilot liquid fuel was injected towards the end of compression stroke. Three conditions' were studied; firstly running the engine on diesel fuel, secondly feeding 2%vol. of biogas into the air intake and thirdly a mixture of 2%vol. biogas with 2% vol. H₂.

3. Results and discussion

3.1. Cylinder pressure and rate of heat release

Figure 2 shows the in-cylinder pressure and the rate of heat release (ROHR) recorded at engine speed and load of 1500 rpm and 4 bar IMEP. The Figure reveals that in the case of diesel fuelling the majority of the fuel is burnt at the premixed combustion phase. Additionally, the dual fuelled engine conditions show decreases in the in-cylinder pressure at the compression phase compared to diesel fuelling only. The addition of 2% biogas resulted in the in-cylinder peak pressure decreasing, however with further addition of 2% H₂ the in-cylinder peak pressure increased. The in-cylinder peak pressure and overall combustion with gaseous fuels shifted to a later stage (expansion stroke) resulting in no adverse effect on the engine. The lower calorific value of biogas and air mixture resulted in a decrease in cylinder pressure, although the higher calorific value of H₂ and air mixture resulted in an increase in in-cylinder pressure. In comparison to other investigations, similar results were observed showing H2 increasing the peak in-cylinder pressure in comparison to diesel fuel alone [13].

In the case of diesel operation the start of fuel evaporation could be identified from the pressure trace at -17 CAD, while with biogas addition, the start of diesel evaporation was advanced by 1 CAD, and with additional H₂ supplied the start of diesel evaporation was advanced by 3 CAD. This is essentially due to the lower density of biogas and H₂ compared to diesel fuel. However, the identified start of combustion was identical for all conditions (i.e. 9 CAD), resulting in an increased ignition delay for when biogas and H₂ were added. A significant shortening wym i gazów wylotowych, oraz manometry zamontowane w odpowiednich lokalizacjach [14].

Table 1. Test engine specificationTabela 1. Dane silnika badawczego

Engine specification/parametry silnika	Data/dane
Model	Lister-Petter TR1
Number of cylinders/liczba cylindrów	1
Bore/stroke/ średnica cylindra/skok	98.4 mm/101.6 mm
Connecting rod length/długość korbowodu	165 mm
Displacement volume/objętość skokowa	773 cm ³
Compression ratio/stopień sprężania (geometryczny)	15.45
Rated power/moc nominalna [kW]	8.6 at 2500 rpm
Peak torque/maks. moment obrotowy $[N \cdot m]$	39.2 at 1800 rpm
Injection system/uklad wtryskowy	Three hole direct injec- tion/wtrysk bezpośredni, wtryskiwacz trójotwor- kowy
Engine piston/tlok silnika	Bowl-in-piston/komora kulista w tłoku

W czasie pomiarów prędkość i obciążenie silnika wynosiły odpowiednio 1500 obr/min oraz 4 bar IMEP (średnie ciśnienie indykowane) – co stanowiło około 60% obciążenia maksymalnego. Paliwem ciekłym był olej napędowy ultra-niskosiarkowy (ULSD), o zawartości siarki i węglowodorów aromatycznych odpowiednio 38 mg/kg oraz 23,7% (masowo). Stosowano standardowy dla tego silnika kąt wyprzedzenia wtrysku (220 przed GMP). Jako paliwa gazowego używano gotowej mieszanki 60% CH₄ i 40% CO₂ (objętościowo) oraz wodoru dostarczanych z butli; paliwa gazowe doprowadzane były do kolektora dolotowego silnika. Objętość biogazu i wodoru kierowane do silnika stanowiły około 2% objętości powietrza wlotowego.

Paliwa gazowe dostarczane do silnika brały udział w procesie spalania razem z paliwem ciekłym, tak więc silnik działał jako silnik o podwójnym zasilaniu. Paliwa dodatkowe (biogaz i wodór) mieszane były przed wlotem do komory spalania. Dla zainicjowania spalania do komory spalania wtryskiwane było pod koniec suwu sprężania paliwo płynne. Zbadano trzy warianty zasilania, w pierwszym wypadku zasilając silnik wyłącznie olejem napędowym, w drugim wypadku doprowadzając do kolektora dolotowego 2% obj. biogazu, w trzecim zaś doprowadzając mieszankę 2% obj. biogazu i 2% obj. H₂.

3. Wyniki badań i ich dyskusja

3.1. Ciśnienie w cylindrze i szybkość wywiązywania się ciepła

Na rysunku 2 przedstawiono przebieg ciśnienia w cylindrze oraz szybkość wywiązywania się ciepła (ROHR) uzyskane przy prędkości silnika 1500 obr/min i obciążeniu 4 bar IMEP. Widoczne jest, że w przypadku zasilania samym olejem napędowym większość paliwa spala się w fazie



Rys. 2. Ciśnienie w cylindrze i prędkość wywiązywania się ciepła (ROHR)

of combustion duration was observed with biogas and H_2 fuel addition, as the end of combustion completed at an earlier CAD.

3.2. Performance of dual-fuel engine operation

Figure 3 below shows a slight decrease in engine indicated thermal efficiency as gaseous fuels are fed into the combustion chamber. This is due to diesel fuel and air replacement by gaseous fuel entering the combustion chamber creating incomplete combustion leading to higher specific fuel consumption. Moreover, though the calorific value of H_2 is high and it has high flame velocity, the addition of another gaseous fuel into the cylinder lead to a maximum air replacement. It indicates that the engine performance is



Fig. 3. Engine thermal efficiency (indicated) for the tested condition Rys. 3. Sprawność cieplna silnika (indykowana) dla badanego punktu pracy

spalania kinetycznego. Dodatkowo przy podwójnym zasilaniu silnika, ciśnienie w cylindrze w fazie sprężania jest niższe niż w przypadku zasilania wyłącznie olejem napędowym. Dodatek 2% biogazu spowodował spadek maksymalnego ciśnienia w cylindrze, jednakże dalszy dodatek 2% H, spowodował jego wzrost. Czas wystąpienia maksymalnego ciśnienia jak i ogólnie przebieg spalania z paliwami gazowymi przesunęły się do późniejszego okresu (suwu rozpreżania), co nie spowodowało jednak ujemnych efektów dla silnika. Niższa wartość opałowa mieszanki biogazu i powietrza spowodowała spadek maksymalnego ciśnienia w cylindrze, natomiast wyższa wartość opałowa mieszanki H, i powietrza spowodowała jego wzrost. W innych badaniach uzyskano podobne wyniki, tj. obecność H, powodowała wzrost maksymalnego ciśnienia w cylindrze w porównaniu z zasilaniem wyłącznie olejem napędowym [13].

W przypadku zasilania wyłącznie olejem napędowym początek odparowania paliwa mógł być zidentyfikowany z przebiegu ciśnienia w cylindrze przy –17 stopniach obrotu wału korbowego, podczas gdy przy dodatku biogazu początek odparowania oleju napędowego był przyśpieszony o 1° OWK, a przy dodatkowym zasilaniu wodorem H₂ początek odparowania oleju napędowego był przyspieszony o 3° OWK. Jest to z zasadzie spowodowane niższą gęstością biogazu i H₂ w porównaniu z olejem napędowym. Jednakże początek spalania był identyczny dla wszystkich warunków (tj. –9° OWK), dając w wyniku zwiększone opóźnienie spalania

> dla biogazu i H₂. Zaobserwowano znaczne zmniejszenie czasu trwania spalania przy dodatku paliwa biogazowego i H₂, ponieważ spalanie zakończyło się przy wcześniejszym kącie obrotu wału korbowego.

3.2. Parametry pracy silnika przy podwójnym zasilaniu

Rysunek 3 ukazuje niewielkie obniżenie indykowanej sprawności cieplnej silnika w przypadkach zasilania paliwami gazowymi. Jest to przypisywane wyparciu paliwa dieslowskiego i powietrza przez paliwo gazowe wpływające do komory spalania i co powoduje niekompletne spalanie prowadząc do zwiększenia znormalizowanego zużycia paliwa. Co więcej, chociaż wartość opałowa wodoru H, jest wysoka i ma on wysoką prędkość płomienia, dodatek jeszcze innego paliwa gazowego do cylindra prowadzi do maksymalnego wyparcia







highly affected by the quantity and quality of the gas entering the combustion chamber. Deterioration in thermal efficiency in dual-fuel mode can be explained as a result of the different patterns of heat release with different modes of fuelling.

3.3. Particulate matter

Particle size distribution of particulate matter from the tested engine operating condition showed the typical bimodal character. The diameter of the particles becomes smaller as the curve shifts towards the nucleation region. When the engine is running solely on diesel fuel, most of the particles are distributed within the accumulation region; hence majority of the particles are ultrafine, however those from a dual-fuel mode mainly consist of nanoparticles. The results illustrated in Fig. 4 are similar to a previous study, where for the shape and number size distribution of

the collected PM on filters showed that dual fuel PM were smaller and rounder than diesel PM [14].

For mass distribution the majority of the particulates (i.e. the particulate mass) are found in the accumulation mode. In number distributions, on the other hand, most particles are found in the nucleation mode. In other words, diesel particulate matter is composed of numerous small particles holding very little mass, mixed with relatively few larger particles which contain most of the total mass [14]. For biogas and H_2 addition in Fig. 4, it can be seen that majority of the ultrafine particles have reduced and those nanoparticles in the nucleation region have increased, hence resulting in lower total PM mass as illustrated in Figure 5. In this study up to a 39% reduction in total particulate mass was seen.

Based on the result of this work it revealed that the small particulate size is more advantageous for after-treatment systems due to the reduction in the powietrza. Wskazuje to że osiągi silnika są pod silnym wpływem ilości i jakości gazu wprowadzanego do komory spalania. Spadek sprawności cieplnej w reżimie dwupaliwowym widziany jest jako wynik bardzo różnych przebiegów wyzwalania ciepła przy różnych reżimach zasilania paliwem.

3.3. Emisja cząstek stałych

Rozkład wymiarowy cząstek stałych emitowanych przy badanych stanach pracy silnika wykazywał typowy charakter dwumodalny. Średnice cząstek stają się mniejsze gdy krzywa przesuwa się w stronę strefy nukleacyjnej. Gdy silnik pracuje wyłącznie na oleju napędowym, większość cząstek mieści się w zakresie akumulacyjnym, tak więc większość cząstek to cząstki ultradrobne, natomiast cząstki emitowane podczas pracy dwupaliwowej składają się głównie z nanocząstek. Wyniki przedstawione na rysunku 4 sa podobne do wyników wcześniejszych badań kształtu i rozkładu ilościowego cząstek zebranych na filtrach, które wykazały że cząstki emitowane przy pracy dwupaliwowej

są mniejsze i bardziej okrągłe niż cząstki emitowane przy zasilaniu wyłącznie olejem napędowym [14].

Biorąc pod uwagę rozkład masowy, większość cząstek (tj. większość masy cząstek stałych) znajduje się w zakresie akumulacyjnym. Z kolei dla rozkładu liczbowego większość cząstek znajduje się w zakresie nukleacyjnym (zarodkowym). Innymi słowy cząstki stałe emitowane z silnika składają się z dużej ilości małych cząstek niosących bardzo małą masę, zmieszanych ze stosunkowo niewielką ilością większych cząstek, które reprezentują większość całkowitej masy [14]. Przy dodatku biogazu i H₂, jak to widać na rysunku 4, ilość cząstek ultradrobnych zmalała, a ilość nanocząstek w zakresie nukleacyjnym zwiększyła się, co prowadzi do niż-



Fig. 5. Engine exhaust gas particle number and size distribution *Rys. 5. Liczba i rozkład wymiarowy cząstek stałych w spalinach* (Total particulate number – *całkowita liczba cząstek*, Total particulate mass – *całkowita masa cząstek*)



Fig. 6. Smoke number of engine exhaust gas Rys. 6. Wyniki pomiarów stopnia dymienia (FSN)



Fig. 7. Emission concentration of tested engine exhaust gas Rys. 7. Stężenia składników toksycznych w spalinach

catalyst deactivation. Particulate Matter consisting mainly of volatile organic materials (i.e. low diameter) is easier to oxidize over the catalyst, while there is no noticeable difference in the catalyst performance at the different engine operating conditions [15]. Moreover earlier studies using Johnson Matthey DOC technology, revealed that the converter can significantly modify PM size and composition by effectively removing organic carbon, such as SOF (soluble organic fraction), but has almost no effect on elementary carbon (soot) [16].

3.4. Smoke Characteristics

Figure 6 shows that there is a significant reduction in smoke opacity with biogas and H_2 addition compared to diesel fuel only. The improvements reach 33% and 67% with biogas and H_2 addition respectively. The reduction of smoke opacity in gaseous fuels addition was due to an increased premixed combustion in dual-fuel mode (Fig. 2). This premixed combustion leads to an increase in the amount of fuel-air mixture and hence increases the oxygen content of blended fuel. This suggests that smoke reduction can be

szej całkowitej masy cząstek stałych (rys. 5). W opisanych w niniejszej pracy badaniach zaobserwowano zmniejszenie całkowitej masy cząstek stałych nawet o 39%.

W oparciu o wyniki przedstawionych tu badań można stwierdzić że mniejsze rozmiary cząstek stałych są bardziej korzystne dla układów oczyszczania spalin z powodu zmniejszenia dezaktywacji katalizatora. Cząstki stałe składające się głównie z lotnego materiału organicznego (tj. cząstki mniejsze) są łatwiejsze do utlenienia na katalizatorze, przy czym nie ma zauważalnej różnicy w działaniu katalizatora przy różnych warunkach pracy silnika [15]. Co więcej, wcześniejsze badania z zastosowaniem reaktora utleniającego (*diesel oxidation catalyst* – DOC) z firmy Johnson Matthey pokazały, że reaktor katalityczny może znacznie zmodyfikować rozmiary i skład cząstek stałych poprzez skuteczne usunięcie organicznych związków węgla (rozpuszczalna frakcja organiczna SOF), natomiast prawie nie ma wpływu na węgiel elementarny (sadzę) [16].

3.4. Zadymienie spalin

Wyniki przedstawione na rysunku 6 wskazują na znaczne zmniejszenie zadymienia (*smoke opacity*) przy dodawaniu biogazu i H₂ w porównaniu z zasilaniem samym olejem napędowym. Poprawa ta osiąga 33% przy dodatku biogazu i 67% przy dodatku H₂. Zmniejszenie zadymienia spalin przy dodawaniu paliw gazowych było wynikiem zwiększonego spalania wstępnie zmieszanej mieszanki paliwowej przy podwójnym zasilaniu (rys. 2). To wstępne zmieszanie prowadzi to zwiększenia ilości mieszanki paliwowo-powietrznej i tym samym zwiększa zawartość tlenu w zmieszanym paliwie. Sugeruje to, że zmniejszenie zadymienia może być przypisane poprawie mieszania paliwa z powietrzem poprzez zwiększenie spalania mieszanki jednorodnej.

3.5. Emisja gazowych składników spalin

Przeprowadzone badania wskazują, że dodatek paliwa gazowego powoduje wzrost stężenia niespalonych węglowodorów HC w spalinach (rys. 7). Zaobserwowano duży wzrost emisji HC przy 2% dodatku biogazu. Z kolei dalszy dodatek 2% H₂ powodował zmniejszenie stężenia węglowodorów HC, choć w dalszym ciągu pozostaje ono wyższe niż w przypadku zasilania samym olejem napędowym. Wyniki te można łączyć z niższą temperaturą ładunku i wartością opałową mieszanych paliw z czego wynika mniej intensywne spalanie, co z kolei pozwala niektórym cząstkom paliwa na uniknięcie spalenia [17].

Zmniejszenie gęstości paliwa powoduje zwiększenie emisji tlenku węgla CO [1, 18]. W opisywanych badaniach gęstość mieszanki paliw zmniejszyła się z powodu niższej gęstości paliwa gazowego w porównaniu z olejem napędowym. Jednocześnie widać, że emisja tlenków azotu NO_x pozostała na podobnym poziomie przy zastosowaniu paliw gazowych. Dobrze znanym faktem jest, że zmniejszenie gęstości paliwa powoduje obniżenie emisji NO_x oraz wzrost emisji HC oraz CO. Z punktu widzenia redukcji emisji NO_x, zwiększenie szybkości wywiązywania się ciepła i wyższe ciśnienie w cylindrze są czynnikami szkodliwymi [19]. Z rysunku 2 widać, że maksymalne ciśnienie w cylindrze i szybkość wywiązywania się ciepła zmniejszają się z doattributed to an improved fuel-air mixing by an increased premixed combustion.

3.5. Emission Characteristics

The addition of gaseous fuel to the pilot fuel increases the HC concentration in the exhaust gas. A sharp increase was observed in HC emission with 2% biogas addition to diesel fuel. However, through further addition of 2% H_2 , there is a reduction in HC concentration, but this is still higher when compared to diesel fuel operation. These observations can be linked to the lower charge temperature and fuel mixing calorific value resulting in less combustion allowing small quantities of fuel to escape the combustion process [17].

Reducing the fuel density increases CO emission [1, 18]. In this study the density of blended fuel decreased because of the lower density of gaseous fuel compared to diesel fuel. However, it can be seen that the NO_x emissions remained more or less constant with gaseous fuels addition. It is well known that reducing fuel density lowers NO_x emission but increases HC and CO. From a NO_x control perspective, increased rate of heat release and pressure are counter-productive effects [19]. From Fig. 2, it can be seen that the peak in-cylinder pressure and rate of heat release decreases with biogas addition and then increases with H₂; a similar pattern is obtained with NO_x emission in Fig. 7.

4. Conclusion

The study of gaseous fuels such as biogas (60% CH_4 and 40% CO₂) and H₂ duel fuelled with diesel can reduce the peak in-cylinder pressure but further addition of H, increases the pressure compared to diesel fuel only. Deterioration in engine performance in terms of thermal efficiency was observed on the dual fuel mode. Nevertheless, improvements in particulate matter such as particulate size and number have been beneficial when using gaseous fuels like biogas and H₂. A noticeable increase in emissions, specifically HC and CO was observed during the dual fuel mode. However, diesel-biogas fuelling shows small improvements in NO_x compared to diesel fuel only. Dual-fuel combustion using biogas seems to be a promising way in controlling both smoke and particulate matter so that they can be eliminated easier by the after-treatment system. As an abundant source and renewable fuel, biogas gives an advantage in term of fuel-economy.

Acknowledgements

The Department of National Education of Republic of Indonesia is acknowledged for the provision of the PhD scholarship and maintenance grants to Mr. H.S. Tira.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

datkiem biogazu, a następnie zwiększają z dodatkiem H2. Podobny trend występuje dla NO₂ (rys. 7).

4. Wnioski

Badania paliw gazowych takich jak biogaz (60% CH₄ i 40% CO₂) oraz wodór H₂ dostarczanych w układzie podwójnego zasilania z olejem napędowym wykazały, że biogaz może obniżyć maksymalne ciśnienie w cylindrze, natomiast dalszy dodatek H, powoduje wzrost ciśnienia w porównaniu z zasilaniem samym olejem napędowym. Przy podwójnym zasilaniu zaobserwowano ogólnie pogorszenie sprawności cieplnej silnika. Jednocześnie przy zastosowaniu paliw gazowych takich jak biogaz i H, stwierdzono zmniejszenie emisji cząstek stałych zarówno pod względem liczbowym jak i wymiarowym oraz znaczący wzrost emisji niespalonych węglowodorów HC i tlenku węgla CO. Z kolei zasilanie olejem napędowym i biogazem spowodowało niewielkie zmniejszenie emisji tlenków azotu NO, w porównaniu z zasilaniem samym olejem napędowym. Podwójne zasilanie silnika ZS z użyciem biogazu wydaje się być obiecującym sposobem ograniczania emisji cząstek stałych i zadymienia spalin. Jako paliwo odnawialne dostępne w znacznych ilościach, biogaz może być korzystnym rozwiązaniem dla gospodarek paliwowych wielu krajów.

Podziękowania

Autorzy wyrażają wdzięczność Ministerstwu Edukacji Narodowej Republiki Indonezji za zapewnienie stypendium doktoranckiego oraz stypendiów na koszty utrzymania dla p. H.S. Tira.

Bibliography/Literatura

- [1] Nwafor O.M.I., Rice G.: Combustion characteristics and performance of natural gas in high speed indirect injection diesel engine. Renewable Energy, 1994. 5(Part II).
- [2] Ganesan V.: Safety aspects for the use of hydrogen, in Summer school of hydrogen energy.1984 IIT Madras.
- [3] Bedoya I.D., Arrieta A.A. Cadavid F.J.: Effects of mixing system and pilot fuel quality on diesel-biogas dual fuel engine performance. Bioresource Technology, 2009.100.
- [4] Jawurek H.H., Lane N.W., Rallis C.J.: Biogas/petrol dual fuelling of SI engine for rural third world use. Biomass, 1990. 13.
- [5] Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B.: Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine. Fuel, 2008. 87.
- [6] Malenshek M., Olsen D.B.: Methane number testing of alternative gaseous fuels. Fuel 2009. 88.
- Bari S.: Effect of carbon dioxide on the performance of biogas/ diesel dual-fuel engine. In World Renewable Energy Congress, WREC, 1996.
- [8] Henham A., Makkar M.K.: Combustion of simulated biogas in a dual-fuel diesel engine. Energy Conversion Management, 1998. 39(16-18).

- [9] Abu-Jrai A., Tsolakis A., Megaritis A.: The influence of H_2 and CO on diesel engine combustion characteristics, exhaust gas emissions, and after treatment selective catalytic NO_x reduction. International. Journal of Hydrogen Energy, 2007. 32(15).
- [10] Wyszynski M.L., MegaritisA., Karlovsky J., Yap D., Peucheret S., Lehrle R.S., Xu H., Golunski S.: Facilitation of HCCI combustion of biogas at moderate compression Ratios by application of fuel reforming and inlet air heating. Journal of KONES Internal Combustion Engines. 2004. 11(3-4).
- [11] Karlovsky J., Wyszynski M.L.: Bio fuel for clean and efficient engines: enabling controlled autoignition (CAI) combustion technology by fuel reforming, in Carbon Trust Research, Development & Demonstration Projects, Final Report, CT 2002-6-191. 2004, The University of Birmingham: Birmingham, UK. P. 34.
- [12] Theinnoi K., Tsolakis A., Chuepeng S., York A.P.E., Cracknell R.F., Clark R.H.: Engine performance and emissions from the combustion of low-temperature Fischer-Tropsch synthetic diesel fuel and biodiesel rapeseed methyl ester blends. Int. Journal Vehicle Design, 2009. 50(Nos. 1/2/3/4).
- [13] Verhelst S., Wallner T.: Hydrogen-fuelled internal combustion engines. Progress in Energy and Combustion Science, 2009. 35(6).
- [14] Mustafi N.N., Raine R.R.: A study of the emissions of a dual fuel engine operating with alternative gaseous fuels. SAE Technical Paper Series, 2008. SAE 2008-01-1394.
 - Mr. Hendry Sakke Tira, MEng. Master degree in mechanical engineering from Gadjah Mada University, Indonesia. PhD student at University of Birmingham, UK.

Mgr inż. Hendry Sakke Tira – absolwent Gadjah Mada University, Indonezja. Doktorant w Uniwersytecie Birmingham, Wielka Brytania.



Mr. Simaranjit Singh Gill, MEng. – Master degree in mechanical engineering from University of Birmingham, UK. PhD student at University of Birmingham, UK.

mgr inż. Simaranjit Singh Gill – absolwent (2009) i obecnie doktorant w Uniwersytecie Birmingham, Wielka Brytania.

Mr. Kampanart Theinnoi, MEng., PhD. – PhD Birmingham University, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Thailand.



dr inż Kampanart Theinnoi – doktorat z Uniwersytetu Birmingham, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Tajlandia.

Mr. Joshua Shenker, MEng. – Master degree in mechanical engineering from University of Birmingham, UK. PhD student at University of Birmingham, UK. Mgr inż. Joshua Shenker – absolwent (2009) i obecnie doktorant w Uniwersytecie Birmingham, Wielka Brytania.



- [15] Theinnoi K., Rounce P., Tsolakis A., Wyszynski M.L., Xu H.M., York A.P.E.: Activity of prototype on exhaust emissions from biodiesel fuelled engines. SAE Technical Paper Series, 2008. SAE 2008-01-2514.
- [16] Sumlya S., Yokota H.: Diesel oxidation catalyst system for PM control. SAE Technical Paper Series, 2008. SAE 2008-28-0069.
- [17] Papagiannakis R.G., Hountalas D.T.: Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas. Energy conversion and management, 2004. 45(18-19).
- [18] Sarvi A., Fogelholm C.J., Zevenhoven R.: Emissions from large-scale medium-speed diesel engines: 1. Influence of engine operation mode and turbocharger. Fuel Processing Technology, 2008. 89(5).
- [19] Sarvi A., Fogelholm C.J., Zevenhoven R.: Emissions from large-scale medium-speed diesel engine: 2. Influence of fuel type and operating mode. Fuel Processing Technology, 2008, 89(5).

Mr. Miroslaw L. Wyszynski, MEng., PhD., MSAE, MSIMP, PTNSS – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at University of Birmingham, UK. Prof. dr inż. Miroslaw L. Wyszyński, – Profesor w na Wydziale Mechanicznym Uniwersytetu Birmingham, Wielka Brytania.



e-mail: M.L.Wyszynski@bham.ac.uk

Mr. Athanasios Tsolakis, DEng., MIMechE – Senior lecturer in Automotive Engineering, School of Mechanical Engineering, University of Birmingham, UK. Dr inż. Athanasios Tsolakis, MIMechE – starszy adiunkt inżynierii samochodowej, Wydział Mechaniczny, Uniwersytet Birmingham, Wielka Brytania. e-mail: A. Tsolakis@bham.ac.uk



Mr. Chia S. Lau, BEng. – graduated from Nanyang Technological University, PhD student at University of Birmingham, UK.

Inż. Chia S Lau – absolwent Nanyang Technological University, Singapore (Beng Mech). Obecnie doktorant w Uniwersytecie Birmingham, Wielka Brytania.



Mr. Karl Dearn, PhD, MEng, Wh SSch, Wh Sch, AMIMechE – Lecturer in Mechanical Engineering, University of Birmingham, UK.

Dr inż. Karl Dearn, Wh SSch, Wh Sch, AMIMechE, – doktorat Birmingham adiunkt w Inżynierii Samochodowej, Uniwersytet Birmingham, Wielka Brytania.



Mr. Dale Turner, MEng (PhD Viva Voce 1st June 2010) – MEng University of Birmignham, currently Research Fellow, UK.

Mgr inż. Dale Turner, (obrona doktoratu 1 czerwca 2010) – absolwent Birmingham, pracownik naukowo-badawczy w Uniwersytecie Birmingham, Wielka Brytania.



Krzysztof Z. MENDERA

PTNSS-2010-SS2-208

Thermodynamic aspects of energetic utilisation of upgraded biogas in an IC engine

The paper presents the results of numerical modeling of an internal combustion engine fueled either with biogas or upgraded biogas with taking into account the specific thermodynamic properties of the working fluid. Key words: gas engine, engine cycle modelling, biogas, upgraded biogas, thermodynamic properties of the working fluid

Termodynamiczne aspekty silnikowego wykorzystania biogazu uszlachetnionego

Artykuł prezentuje wyniki modelowania numerycznego obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego zasilanego alternatywnie biogazem lub biogazem uszlachetnionym uwzględniające specyficzne właściwości termodynamiczne czynnika roboczego.

Słowa kluczowe: silnik gazowy, modelowanie obiegu silnika, biogaz, biogaz uszlachetniony, właściwości termodynamiczne czynnika roboczego

1. Introduction

Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources [1] reaffirmed the Community's commitment to the Community-wide development of energy from renewable sources beyond 2010. Council supported the mandatory target of a 20% share of energy from renewable sources in overall Community energy consumption by 2020 and a mandatory 10% minimum target to be achieved by all Member States for the share of biofuels in transport petrol and diesel consumption by 2020, to be introduced in a cost-effective way. Polish target (specified in Annex 1 National overall targets....) is 15% share of energy from renewable sources in gross final consumption of energy in 2020.

Thereby the opinion formulated in the Commission communication of 10 January 2007 (Renewable Energy Roadmap), that a 20% target for the overall share (in overall Community energy consumption) of energy from renewable sources and a 10% target for energy from renewable sources in transport would be appropriate and achievable objectives, was fully supported.

Directive 2009/28/EC defines 'energy from renewable sources' (energy from renewable non-fossil sources), as wind, solar, aerothermal, geothermal, hydrothermal and ocean energy, hydropower, biomass, landfill gas, sewage treatment plant gas and biogases. Directive also defines 'renewable energy obligation' which means a national support scheme requiring energy producers to include a given proportion of energy from renewable sources in their production, requiring energy suppliers to include a given proportion of energy from renewable sources in their supply, or requiring energy consumers to include a given proportion of energy from renewable sources in their supply.

2. Renewable energy sources

In accordance with Poland's energy policy until 2030 [10], accepted by the Council of Ministers on the 10th of Oc-

1. Wstęp

Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/28/ WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. w sprawie promowania stosowania energii ze źródeł odnawialnych [1] potwierdza zobowiązanie do rozwoju energii ze źródeł odnawialnych na terytorium Wspólnoty po roku 2010. Rada poparła obowiązkowy cel przewidujący 20% udział energii ze źródeł odnawialnych w całkowitym zużyciu energii we Wspólnocie do 2020 r. i obowiązkowy minimalny cel przewidujący 10 % udział biopaliw w ogólnym zużyciu benzyny i oleju napędowego w transporcie, który wszystkie państwa członkowskie są zobowiązane osiągnąć do 2020 r. i który należy zrealizować w sposób efektywny pod względem kosztów. Cel Polski (określony w załączniku 1 do Dyrektywy) to 15% udział energii odnawialnej w roku 2020.

Tym samym podtrzymana została opinia (wyrażona w komunikacie Komisji z dnia 10.01. 2007), że 20 % udział energii ze źródeł odnawialnych w całkowitym zużyciu energii (overall final consumption) i 10% udział energii ze źródeł odnawialnych w transporcie są celami odpowiednimi i osiągalnymi.

W dyrektywie 2009/28 zdefiniowano także "energię ze źródeł odnawialnych" (energię z odnawialnych źródeł niekonwencjonalnych niekopalnych) jako energię wiatru, energię promieniowania słonecznego, energię aerotermalną, geotermalną i hydrotermalną oraz energię oceanów, hydroenergię, energię pozyskiwaną z biomasy, gazu pochodzącego z wysypisk śmieci, oczyszczalni ścieków i ze źródeł biologicznych (biogaz) oraz "obowiązek stosowania energii odnawialnej" oznaczający krajowy system wsparcia zobowiązujący producentów energii do wytwarzania części energii ze źródeł odnawialnych, obligujący dostawców energii do pokrywania części swoich dostaw przez energię ze źródeł odnawialnych (OZE) lub zobowiązujący użytkowników energii do pokrywania części swojego zapotrzebowania przez energię ze źródeł odnawialnych.

2. Odnawialne źródła energii

Zgodnie z przyjętą przez Radę Ministrów w dniu 10 listopada 2009 roku "Polityką energetyczną Polski do 2030 tober 2009, nationwide energy consumption in the year 2020 must be of 4271 PJ and the 15% share of it corresponds to 641 PJ (complied with Poland's mandatory RES share). Figure 1 shows actual national primary energy consumption [5] and projected need for the final energy [10, Annex 2].

Defined in the Annex 2 of *Poland's* energy policy until 2030 market potential for the year 2020 (Table 1. Economic potential and possibilities for making the use of it – market potential of the renewable energy sources [10 annex 2]) is shown in the Fig. 2.

This potential (referring to the renewable resources for production of electric energy, network heat and transport fuels in Poland), in the year 2020 should reach

914 PJ (total) i.e. almost 1.5 times more then it comes of our country obligations (641 PJ). Estimated biogas potential alone exceeds 150 PJ. Aggregated potential of biofuels (bioethanol + biodiesel) is 63.5 PJ (i.e. more than 10% of actual consumption)¹⁾.



Fig. 2. Energy market potential (projection to 2020) *Rys. 2. Energetyczny potencjal rynkowy (projekcja na 2020)*

Characterised by even bigger "biogas optimism" is *Innovative Energy Technology – Energy Agriculture (IERE)* project [3], aiming to establish a system for promotion and support of agricultural biogas production and its use for electricity and heat production. The target is the annual biogas production (in the IERE project area), converted into pure biomethane²), of about 16 billion cubic meters (correspond-



Fig. 1. Actual and projected final energy consumption in Poland *Rys. 1. Dotychczasowe i przewidywane zużycie energii w Polsce*

roku" [10] krajowe zużycie energii w roku 2020 winno wynosić 4271 PJ, a stąd 15% udział (zgodnie ze zobowiązaniem Polski przypadający na OZE) to 641 PJ. Na rys. 1 pokazano dotychczasowe krajowe zużycie energii pierwotnej [5] oraz przewidywane zapotrzebowanie na energię finalną [10, zał. 2].

> Określony w Załączniku 2 do "*Polityki energetycznej Polski do 2030 roku*" potencjał rynkowy na r. 2020 (Tabela 1. Potencjał ekonomiczny oraz możliwości jego wykorzystania – potencjał rynkowy odnawialnych zasobów energii [10, zał. 2]) został zilustrowany na rys. 2.

> Potencjał ten (odnoszący się do zasobów odnawialnych do produkcji energii elektrycznej, ciepła sieciowego i paliw transportowych w Polsce) to w 2020 r. (w sumie) ponad 914 PJ, a więc blisko 1,5 raza więcej niż wynika to ze zobowiązań naszego kraju (641 PJ). Same szacunki potencjału biogazu to ponad 150 PJ. Sumaryczny potencjał biopaliw (bioetanol+biodiesel) to 63,5 PJ (a więc ponad 10% aktualnego zużycia)¹⁾.

> Jeszcze większym "optymizmem biogazowym" charakteryzuje się program Innowacyjna Energetyka – Rolnictwo

Energetyczne (IERE) [3], dążący do ustanowienia systemu promującego i wspierającego produkcję biogazu rolniczego oraz wykorzystanie go do produkcji energii elektrycznej i ciepła. Celem jest roczna produkcja biogazu (w obszarze IERE), wynosząca w przeliczeniu na czysty biometan²⁾ około 16 mld m³ (jest to energia pierwotna w ilości ok. 160 TWh, więc 576 PJ³⁾). Program IERE zakłada budowę (do 2020 r.)

¹⁾According to the Panorama of Transport [9], Poland's energy consumption in transport was 13426 Mtoe i.e about 564 PJ (2006).

²⁾ IERE project does not define the term ,,pure biomethane" but by proportion of annual production and primary energy follows it should be "pure methane" with LHV of 36 MJ/m³.

¹⁾ Wg Panoramy transportu [9] charakterystyczne dla Polski zużycie energii w transporcie wynosiło (w 2006 r.) 13 426 Mtoe tj. ok. 564 PJ.

²⁾ Program IERE nie definiuje pojęcia "czystego biometanu", ale z proporcji rocznej produkcji i energii pierwotnej wynika, iż chodzi tu o "czysty" metan o wartości opałowej 36 MJ/m³.

³⁾ Byłoby to ponad 60% całych naszych zobowiązań.



Fig. 3. Share of renewable energies in primary energy consumption of EU countries Rys. 3. Udziały energii odnawialnej w krajach Unii

ing to primary energy of about 160 TWh, i.e. 576 PJ³). IERE scheme assumes the building (until 2020) of biogas plants, integrated with cogeneration sources, delivering combined electric power of about 5 thousand MW.

Current renewable energy shares were evaluated using the data from *EurObservER's* reports (years 2007-2009) [4] and collected in the Fig. 3.

The figure shows percentage share of renewable energy in primary energy consumption of leading (in this area) European countries (in 2008 Portugal "fell out" of the first five, replaced by Denmark), Poland and European Union's average. It indicates that Poland in the years 2006, 2007, 2008 occupied 16th, 18th or 15th position respectively and the specific for our country⁴) renewable energy shares were always below EU average.

In the light of forecasts (both governmental [10] and ministerial [3]) meeting the target of the energy policy i.e. 15% share of renewable energy in the structure of energy consumption in 2020, although probably possible, is no doubt a real challenge but – taking into consideration the present accomplishments (see p. 3) – serious acceleration of the development of all kinds of renewable energy sources, especially biomass (biogas) and wind energy, must follow.

3. Biogas

In the context of engine applications, the production of biogas is especially interesting. Polish National Energy Regulatory Office webpage hosts an interactive map presenting data for localizations of RES, their kind and power production capabilities (nation and countywide). The values (December 2009 data), collected in the Table 1, indicate that total power installed in Poland is about 2 GW, of which nearly half belongs to water plants (being basically energy accumulators) and biogas participates in about 4% of installed power. Significant position belongs to wind RES. biogazowni zintegrowanych ze źródłami kogeneracyjnymi o łącznej mocy elektrycznej ok. 5 tys. MW.

Aktualne udziały energii odnawialnej określono w oparciu o dane zawarte w raportach *EurObserv 'ERa* z lat 2007-2009 [4] i zebrano na rys. 3.

Rysunek pokazuje procentowy udział energii odnawialnej w ogólnym zużyciu energii sześciu wiodących w tym zakresie państw europejskich (w r. 2008 Portugalia "wypadła" z pierwszej piątki, a jej miejsce zajęła Dania), Polski oraz średnią dla całej UE. Dowodzi, że Polska w latach 2006, 2007, 2008 zajmowała w Unii odpowiednio miejsce 16, 18 i 15, zaś charakterystyczne dla naszego kraju⁴⁾ udziały energii odnawialnej pniżej średniej unijnej.

były zawsze poniżej średniej unijnej.

W świetle prognoz (zarówno rządowych [10] jak i resortowych [3]) spełnienie celu polityki energetycznej, w zakresie 15% udziału energii odnawialnej w strukturze zużycia energii w 2020 r., choć być może wykonalne, jest niewątpliwie trudnym wyzwaniem i – biorąc pod uwagę dotychczasowe rezultaty (patrz p. 3) – musi nastąpić przyspieszenie rozwoju wykorzystania wszystkich rodzajów źródeł energii odnawialnej, a w szczególności energetyki biomasowej (biogazowej) i wiatrowej.

3. Biogaz

W kontekście zastosowań silnikowych szczególnie interesująca jest produkcja biogazu. Na stronie URE [8] znajduje się interaktywna mapa prezentująca dane o lokalizacji, rodzaju i mocy OZE (tak krajowe jak i powiatowe). Wartości (dane z grudnia 2009r.) zebrano w tablicy 1 wskazującej, że sumaryczna moc zainstalowana w Polsce to ok. 2 GW z czego blisko połowa to elektrownie wodne (będące w zasadzie akumulatorami energii), zaś biogaz (71 MW) partycypuje

Table 1. RES In Poland Tabela 1. OZE w Polsce

Source/źródło	Number of installa- tions/liczba instalacji	Power/moc [MW]	Share/ udział
Biogas/biogaz	125	70.89	3.56%
Sun/słońce	1	0.00	0.00%
Water/woda	724	945.21	47.42%
Biomass/bio- masa	15	252.49	12.67%
Wind/wiatr	301	724.66	36.36%
Co-combustion/ współspalanie	38	0.00	0.00%
Total/razem	1204	1993.244	100.00%

⁴⁾ Źródła się różnią. W opracowaniu GUS "*Gospodarka paliwowo-energe-tyczna w latach 2007, 2008*" [5] udziały energii odnawialnej w całkowitym zużyciu energii (za IEA) wynoszą odpowiednio 5,17% (2006) oraz 5,13% (2007) zaś w załączniku do Dyrektywy 2009/28/WE podaje się, że udział ten wynosił 7,2% w roku 2005.

³⁾ It would be more then 60% of our obligations.

⁴⁾ Sources differ. In the GUS (Polish Central Statistical Office) case study *Fuel-Energy Economy in the Years 2007, 2008* [5] renewables contribution to total energy consumption (after IEA) were 5.17% (2006) and 5.13% (2007). The Annex to the Directive 2009/28/EC states that this share was 7.2% in 2005.

The report elaborated by the Institute of Fuels and Renewable Energy and Agency for Regional Development [11] includes list (Table 2) of electricity producing biogas installations. Besides them there is ca. 40 biogas installations producing only heat (mainly municipal biogas) and about 10 small privately owned agricultural biogas installations. It should be underlined that present capacity of agricultural biogas installations (7.25 MW) stands only for 0.15% of the IERE project forecasted capacity.

4. Upgraded biogas

Basic disadvantage (from the power producing point of view) of biogas is its small energy density at STP conditions (like the other gaseous fuels) which involves additional processes (compression, liquidation) that make the biogas, after proper treatment, suitable for the use in the gas pipeline grid or as a fuel for mechanical vehicles propelled by gas internal combustion engines.

Biogas is still more often subjected to the upgrading process, that aims to eliminate:

- carbon dioxide (CO₂)
- hydrogen sulfide (H₂S)
- ammonia (NH₃)
- water (H₂O)
- oxygen and nitrogen (O_2, N_2) (air)
- molecules of other substances.

There are four basic methods of biogas upgrading, based on the differentiation of the following properties of chemical species:

- adsorption (e.g. PSA pressure swing adsorption)
- absorption (e.g. water scrubbing)
- permeation (e.g. membrane separation)
- cryogenic.

In Europe, pressure swing adsorption or water scrubbing are favoured [21]. In effect, biomethane is acquired, suitable both for the injection into the natural gas grid and automotive use, with no less than 95% of CH_4 (Dutch requirements are satisfied with 80%) [22]. It is characterised by Wobbe Index of 45 MJ/m³.

5. Thermodynamic properties of biogas mixtures

For the evaluation of the thermodynamic properties of the working fluid of internal combustion engine fuelled with biogas special spreadsheet was created (the polynomial NASA model [7, 16] was applied, illustrated in Fig. 4).

The transport properties – dynamic viscosity (η) and heat conductivity (λ) – are evaluated using the Lennard-Jones intermolecular potential model and Eucken's method. Properties of the gas mixtures are calculated by Wilke's empirical rule [14, 15] (enthalpy of chemical species is derived from NASA polynomials).

For the comparison two hypothetic fuels were taken:

- biogas having 100% CH₄ content (upgraded biogas, LHV
 = 50 MJ/kg)
- biogas with equal (50%) content of CH₄ and CO₂ (,,normal" biogas", LHV = 13.4 MJ/kg),

Two air-fuel mixtures were considered: stoichiometric and lean (air excess $\lambda = 1.5$). Calculations were performed

w ok. 4% mocy zainstalowanej. Znaczącą pozycję zajmują wiatrowe OZE.

Raport opracowany przez Instytut Paliw i Energii Odnawialnej oraz Agencję Rozwoju Regionalnego [11] zawiera wykaz (tablica 2) instalacji biogazowych produkujących energię elektryczną⁵⁾. Prócz tego istnieje również ok. 40 instalacji biogazowych produkujących wyłącznie ciepło (głównie z gazu miejskiego) i około 10 małych instalacji rolniczych, posiadanych przez osoby prywatne. Należy podkreślić, iż aktualna moc rolniczych instalacji biogazowych (7.25 MW) to zaledwie 0,15% mocy prognozowanej w programie IERE.

Table 2. Biogas plants in Poland producing electricity and heat Tabela 2. Instalacje biogazowe w Polsce służące do produkcji elektryczności i ciepła

Biogas plant/rodzaj instalacji	Number of plants/ <i>liczba instalacji</i>	Installed po- wer/dostępna moc [MW]
Agricultural biogas plants/rolnicze instalacje biogazowe	6	7.25
Sewage gas plants/instalacje w oczyszczalniach ścieków	46	23.65
Landfill gas plants/instalacje na składowiskach odpadów	73	39.99
Total/razem	125	70.89

4. Biogaz uszlachetniony

Podstawową wadą (z energetycznego punktu widzenia) biogazu jest jego niewielka gęstość energetyczna w warunkach normalnych (podobnie jak innych paliw gazowych) powodująca, że celowe są dodatkowe zabiegi (kompresja, upłynnianie) dzięki którym biogaz, poddany odpowiedniej obróbce, może zostać skierowany do sieci gazowej albo zostać użyty jako paliwo dla zasilania pojazdów mechanicznych napędzanych silnikami spalinowymi.

Biogaz jest coraz częściej poddawany uszlachetnianiu, którego celem jest eliminacja:

- dwutlenku wegla (CO₂),
- siarkowodoru (H₂S),
- amoniaku (NH₂),
- wody (H₂O),
- tlenu i azotu (O₂ i N₂) (powietrze),
- cząsteczek innych substancji,

tak by uzyskać właściwości zbliżone do charakterystycznych dla gazu ziemnego.

Znane są cztery podstawowe metody uszlachetniania biogazu wykorzystujące zróżnicowanie właściwości:

- adsorpcyjnych (np. PSA pressure swing adsorption),
- absorpcyjnych (np. płuczka wodna, water scrubbing),
- określających przepuszczalność (np. separacja membranowa),
- kriogenicznych.

⁵⁾ W chwili obecnej dobrze udokumentowane są tylko instalacje biogazowe produkujące elektryczność, które są zobligowane do uzyskania koncesji z URE oraz do składania corocznych raportów.



Fig. 4. Dimensionless specific heat of gaseous species Rys. 4. Bezwymiarowe cieplo właściwe gazów

for air with a relative humidity of 30% and residual gas fraction of ca. 5%. The mass fractions of each component for the unburned and burned mixture (for $\lambda = 1.5$) are presented in Fig. 5.

The results of the specific heat calculations (presented as specific heat ratio C_p/C_v which is crucial for heat release rate), presented in Fig. 6, prove that there are no substantial differences between the properties of unburned and burned mixture and the leaning of the mixture involves the 1% drop in C_p/C_v ratio (only slightly higher – ca. 2% – are differences in the fuel properties).



Fig. 5. Mass fractions of unburned and burned gas mixtures *Rys. 5. Udziały masowe składników świeżego ładunku oraz spalin*

W Europie najchętniej stosuje się adsorpcję ciśnieniową (PSA) lub płuczki wodne [21]. W efekcie uzyskiwany jest biometan, nadający się zarówno do "wpuszczenia" do sieci krajowej jak i do zastosowania w pojazdach samochodowych, mający nie mniej niż 95% CH_4 (wymagania holenderskie przewidują 80%) [22] i charakteryzujący się liczbą Wobbego na poziomie 45 MJ/m³.

5. Termodynamiczne właściwości roztworów biogazowych

Do oceny właściwości termofizycznych czynnika roboczego tłokowego silnika zasilanego biogazem przygotowano arkusz kalkulacyjny wykorzystujący do obliczeń ciepeł właściwych wielomiany NASA [7, 16], zilustrowane na rys. 4.

Obliczenia właściwości transportowych gazów (współczynniki lepkości dynamicznej η oraz przewodzenia ciepła λ) prowadzono stosując potencjały Lennarda-Jonesa oraz zmodyfikowaną metodę Euckena. Właściwości roztworów obliczono wg reguły Wilkego [14, 15].

Do porównań przyjęto dwa hipotetyczne paliwa:

- biogaz o 100% zawartości CH₄ (biogaz uszlachetniony) i wartości opałowej 50 MJ/kg,
- biogaz o równej (50%) zawartości CH₄ i CO₂ (biogaz "zwyczajny", W_d = 13,4 MJ/kg)

oraz rozważono dwa rodzaje mieszanki palnej (stechiometryczną i zubożoną o $\lambda = 1,5$).

Obliczenia przeprowadzono dla powietrza o wilgotności wzgl. 30% oraz współczynnika reszty spalin ok. 5%. Udziały masowe poszczególnych składników świeżego ładunku oraz spalin (dla mieszanki o $\lambda = 1,5$) pokazuje rysunek 5.

Wyniki obliczeń ciepeł właściwych (w postaci ilorazu C_p/C_v , którego wartość decyduje o szybkości wydzielania ciepła), pokazane na rys. 6, dowodzą, iż nie ma znaczących różnic pomiędzy właściwościami ładunku przed i po spalaniu, a zubożenie mieszanki prowadzi do obniżenia C_p/C_v o 1 procent (nieco większe – ok. 2% – są zmiany właściwości samego paliwa).

Kolejne rysunki prezentują lepkość dynamiczną (rys. 7 górny) oraz współczynnik przewodzenia (rys. 7 dolny) ładunku spalonego. Na rysunkach pokazano także aproksymacje, wyko-



Fig. 6. Specific heat ratios for fuel, unburned and burned gas mixtures *Rys. 6. Ilorazy* C_n/C_n *paliwa, ładunku niespalonego i ładunku spalonego*

Subsequent figures present values of dynamic viscosity (Fig. 7, upper) and thermal conductivity (Fig. 7, lower) of burned gas mixture together with approximations used by G. Woschni [12, 13] for his calculations of the heat transfer

rzystane przez G. Woschni [12, 13], do obliczeń współczynnika przejmowania ciepła. W przeciwieństwie do lepkości dynamicznej (rys. 7 górny – brak różnic), współczynnik przewodzenia (charakterystyczny dla spalania biogazu) wy-





raźnie odbiega od przyjętego przez Woschniego, szczególnie w zakresie wysokich temperatur, decydujących o wymianie ciepła (współczynnik przejmowania ciepła jest proporcjonalny do wyrażenia $\lambda/\eta^{0,8}$).

6. Modelowanie obiegu silnika

Ponieważ do oszacowania wpływu właściwości paliwa na osiągi silnika tłokowego niezbędne jest wprowadzanie zindywidualizowanych cech charakterystycznych czynnika roboczego (na co nie pozwalają programy komercyjne), przygotowano program modelujący (O-D) obieg 4-suwowego 1-cylindrowego wolnossącego silnika ZI o stopniu sprężania 9, w którym wykorzystano przedstawione wyżej obliczenia właściwości termodynamicznych. Założono, że obliczenia będą dotyczyć jedynie górnej pętli obiegu silnika tj. będą rozpoczynać sie przy tych samych parametrach termodynamicznych czynnika roboczego, niezależnie od jego jakości.

Rezultaty tych obliczeń ilustruje rysunek 8, a w tablicy 3 zebrano wartości indykowanych wskaźników silnika dla różnych paliw (metan tj.



Fig. 8. Results of thermal cycle modelling *Rys. 8. Wyniki modelowania obiegu silnika*

coefficient. On the contrary to dynamic viscosity approximations (upper figure shows negligible differences), the thermal conductivity coefficient (characteristic for biogas burned mixture) clearly differs from that applied by Woschni, especially in high temperature range, crucial for the heat transfer (heat transfer coefficient is proportional to the quotient of conductivity and viscosity $\lambda/\eta^{0.8}$).

6. Engine cycle simulation

For the evaluation the fuel properties influence on ICE performance it is substantial to take into account the composition and hence the specific thermodynamic properties of the combustion reactants and products. Since commercial codes do not allow for such intervention, special 0-D model was prepared for simulation of the thermodynamic cycle of 4-stroke 1-cylinder naturally aspirated spark ignition engine with compression ratio of 9:1. The presented above thermo-dynamic properties were applied in the calculations.

It was assumed that the modelling is limited to the upper loop of the engine cycle i.e. computations start at the same thermodynamic properties of the in-cylinder gas, regardless its combustion quality.

Numerical simulation results are illustrated in Fig. 8 while Table 3 presents the indicated values of engine parameters for various fuels (methane i.e. upgraded biogas and biogas with 50% content of CH_4 and various air excess values ($\lambda = 1$ and $\lambda = 1.5$).

Presented results indicate that the main feature of biogas upgrading is the possibility of IMEP improvement (by ca. 13% for $\lambda = 1$ and 8% for $\lambda = 1.5$) with moderate efficiency gain (3% and 1.5% respectively). These results are similar to the experimental ones presented in the literature [17, 18, 19, 20].

biogaz uszlachetniony oraz biogaz o 50% udziale CO_2) i składów mieszanki ($\lambda = 1 \text{ oraz } \lambda = 1,5$).

Przedstawione wyniki dowodzą, że uszlachetnianie biogazu to przede wszystkim możliwość podwyższenia średniego ciśnienia indykowanego (o ok. 13% dla $\lambda = 1$ i 8% dla $\lambda = 1,5$) przy stosunkowo niewielkich wzrostach sprawności (odpowiednio 3% i 1,5%). Wyniki te są zbieżne z rezultatami badań eksperymentalnych [17, 18, 19, 20].

Należy pamiętać, że "zwykły" biogaz ma także swoje specyficzne zalety: zawartość CO_2 podnosi jego odporność przeciwstukową, a to umożliwia wykorzystywanie go w silnikach o wyższych stopniach sprężania.

 Table 3. Indicated parameters

 Tabela 3. Indykowane wskaźniki charakterystyczne

Results/wyniki		Biogas/ biogaz $\lambda = 1.5$	Methane/ metan $\lambda = 1.5$	Biogas/ biogaz $\lambda = 1$	Methane/ metan $\lambda = 1$
IMEP/średnie ciś- nienie indykowane	MPa	0.692	0.747	0.947	1.069
Indicated thermal efficiency/spraw- ność indykowana		0.389	0.395	0.377	0.389
Max. pressure/ ciśnienie maksy- malne	MPa	3.89	4.16	4.90	5.64
Max. temperatu- re/temperatura maksymalna	К	1928	2061	2444	2729

Ewentualność ta została oszacowana w trakcie numerycznych badań porównawczych silnika:

 o stopniu sprężania 9, zasilanego biogazem uszlachetnionym, It must be kept in mind that "common biogas" has also its specific advantage: due to high CO_2 content, weak biogas has high antiknock properties and that is why it may be utilized in high compression ratio IC engines.

That feature was evaluated during numerical comparison of two engines, characterized by:

- CR = 9:1 and upgraded biogas fuelling
- CR = 12:1 and weak (50% CO₂) biogas fuelling.

The results, illustrated in Fig. 9 and Table 4, indicate that proper use of this specific feature of common biogas may practically eliminate the efficiency differences between engines fuelled with biogas and upgraded biogas.

7. Summary

Presented in p. 2 plans of obligatory development of biogas installations, particularly the IERE (*Innovative Energy Technology – Energy Agriculture*) with its schedule of electric power installed in cogeneration sources integrated with biogas plants (50 MW - 2009, 150 MW - 2010, 1000 MW - 2013, 5000 MW - 2020) bind us to consider the methods of optimal preparing and utilizing the biogas fuel. These methods should be effective from many points of view: energetic, economic (Directive 2009/28) and proper timing. The present degree of biogas installations development (current total power of 71 MW) does not offer the simple guarantee of realisation of the specified targets (71 MW corresponds to 1.4% of IERE plans for 2020 or 6% of the potential described in the *Poland's energy policy until 2030*.

The results of the numerical analysis taking into account the specific thermodynamic properties of engine working fluid may be summed up as follows:

1. First of all the upgraded biogas facilitate the increase in the power of gas engine and therefore should be used in – o stopniu sprężania 12, zasilanego biogazem o 50% udziale dwutlenku węgla.

Stosowne wyniki prezentuje rys. 9 oraz tablica 4 wskazując, iż wykorzystanie tej cechy zwykłego biogazu może praktycznie zniwelować różnice sprawności silników wykorzystujących biogaz i biogaz uszlachetniony.

Table 4. Indicated parameters (biogas engine has higher compression ratio)

Tabela 4. Indykowane wskaźniki charakterystyczne (silnik na biogaz ma podwyższony stopień sprężania)

Results/wyniki		Biogas/ biogaz $\lambda = 1.5$	Methane/ metan $\lambda = 1.5$	Biogas/ biogaz $\lambda = 1$	Methane/ metan $\lambda = 1$
IMEP/średnie ciśnienie indyko- wane	MPa	0.712	0.747	0.977	1.069
Indicated ther- mal efficiency/ sprawność indykowana		0.399	0.395	0.387	0.389

7. Podsumowanie

Przedstawione w p. 2 plany rozwoju (obligatoryjnego!) instalacji biogazowych, a w szczególności program IERE z jego "harmonogramem instalowania mocy elektrycznej w źródłach kogeneracyjnych zintegrowanych z biogazowniami (50 MW – 2009, 150 MW – 2010, 1000 MW – 2013, 5000 MW – 2020)" każą zastanowić się nad sposobem przygotowania paliwa biogazowego tak, by było ono optymalne zarówno z energetycznego (zgodnie z Dyrektywą 2009/28), ekonomicznego jak i "czasowego" punktu widzenia. Obecny poziom rozwoju instalacji biogazowych (aktualna całkowita moc instalacji biogazowych to ok. 71MW) nie daje prostych gwarancji realizacji postawionych celów (to jedynie 1,4%



Fig. 9. Results of thermal cycle modeling (biogas engine has higher compression ratio) *Rys. 9. Wyniki modelowania obiegu silnika (silnik na biogaz ma podwyższony stopień sprężania)*

vehicle engines (its high energy density makes it more attractive, but more expensive). There is necessity of the development of the infrastructure through local pipeline (at higher distance it may be expensive and difficult to realize from the logistic point of view) or the local natural gas distribution networks may be used. Automotive applications of upgraded biogas may require subsequent energy density enhancement;

2. The elimination of CO_2 does not guarantee the IC engine efficiency improvement and may be futile for stationary distributed energy resource systems – it will increase the cost of the installation and be the reason of the longer realization period and lower return on investment in the comparison to cogeneration plant fuelled by "common" biogas from a fermentation.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

planów IERE na r. 2020 lub 6% potencjału określonego w "Polityce energetycznej Polski do 2030 roku").

Wyniki przedstawionych badań numerycznych, uwzględniających w modelowaniu obiegu silnika specyficzne właściwości termodynamiczne biogazowego czynnika roboczego, podsumować można następująco:

- 1. Uszlachetniony biogaz umożliwia przede wszystkim zwiększenie mocy silnika gazowego i jako taki winien być stosowany w silnikach trakcyjnych (ważna jest także jego wyższa gęstość energetyczna zmniejszająca koszty transportu paliwa, ale podwyższająca jego cenę). Konieczny jest rozwój infrastruktury poprzez specjalnie do tego celu zbudowany gazociąg (co przy większych odległościach może być drogie i trudne do realizacji z logistycznego punktu widzenia) lub też można wykorzystywać sieć przesyłową gazu ziemnego. Wykorzystanie takiego biogazu w pojazdach będzie wymagać dalszego podniesienia jego gęstości energetycznej;
- 2. Eliminacja CO₂ nie gwarantuje wzrostu sprawności silnika i w przypadku stacjonarnej energetyki rozproszonej wydaje się być niecelowa – będzie podnosić koszta instalacji i wydłużać zarówno czas realizacji jak i zwrotu inwestycji w stosunku do zespołu kogeneracyjnego na "zwykły" biogaz pochodzący z procesów fermentacyjnych.

Bibliography/Literatura

- Dziennik Urzędowy Unii Europejskiej 5.6.2009 L 140/16 PI: Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/28/WE z dnia 23 kwietnia 2009 r. w sprawie promowania stosowania energii ze źródeł odnawialnych.
- 2. http://www.iea.org/stats/balancetable.asp.
- 3. Program Innowacyjna Energetyka. Rolnictwo Energetyczne. http://egie.pl/files/IERE.pdf.
- 4. www.energies-renouvelables.org (Le baromètre EurObserv'ER 2007, 2008, 2009).
- Gospodarka paliwowo-energetyczna w latach 2007, 2008. Główny Urząd Statystyczny, Warszawa 2009.
- BIOGAS BAROMETER JULY 2008. Le journal des énergies renouvelables N° 186 – 2008.
- NASA Polynomials, www.me.berkeley.edu/gri_mech/data/ nasa_plnm.html.
- 8. http://ww.ure.gov.pl/uremapoze/mapa.html.
- Panorama of Transport. Statistical Books Office for Official Publications of the European Communities, 2009, ISSN 1831-3280.
- Ministerstwo Gospodarki: Polityka energetyczna Polski do 2030 roku.

Prof. Krzysztof Z. Mendera, DSc., DEng., – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Science at Częstochowa University of Technology.



e-mail: mendera@imc.pcz.czest.pl

- National Report on current status of biogas production Poland. Instytut Paliw i Energii Odnawialnej Agencja Rozwoju Regionalnego. www.ipieo.pl www.arssa.pl.
- 12. Woschni G.: A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. SAE 670931.
- 13. Woschni G.: Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor. MTZ 26/4, 1965.
- 14. Poling B.E., Prausnitz J. M., O'Connell J. P.: The properties of gases and liquids. McGraw-Hill Book Company USA 2001.
- Mendera K.Z., Spyra A., Smereka M.: Analiza równania Woschni. VI Międzynarodowa konferencja naukowa silniki gazowe 2003 konstrukcja – badania – eksploatacja – paliwa odnawialne, 2003.
- 16. Mendera K. Z.: Thermodynamic properties of internal combustion engine working fluid. Journal of Kones Internal Combustion Engines, Vol. 9, 2004.
- 17. Roubaud A., Favrat D.: Improving performances of a lean burn cogeneration biogas engine equipped with combustion prechambers. Fuel 84 (2005), 2001–2007.
- Porpatham E., Ramesh A., Nagalingam B.: Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine. Fuel 87 (2008) 1651–1659.
- Jingdang Huang, Crookes R.J.: Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine. Fuel Vol. 77, No. 15, pp. 1793–1801, 1998.
- Crookes R.J.: Comparative bio-fuel performance in internal combustion engines. Biomass and Bioenergy 30 (2006), 461–468.
- 21. Lechwacka M.: Uszlachetnianie biogazu do jakości gazu ziemnego. POLEKO 2009.
- Petersson A., Wellinger A.: Biogas upgrading technologies developments and innovations. IEA Bioenergy, 2009.

Jerzy MERKISZ Jacek PIELECHA

PTNSS-2010-SS2-209

Investigations into CNG fuel vehicle emissions in real road condition

In the study the results of vehicle emission tests in road conditions were presented as only then information on real vehicle emissions could be obtained. The tests were carried out on sections of tens to hundreds kilometers in different road conditions. They include information on emissivity of vehicles in exploitation and deal with real conditions of vehicle movement. In order to measure concentration of toxic compounds a mobile analyzer for toxic tests SEMTECH DS by SENSORS Inc. was used. It is possible to add data sent directly from the vehicle diagnostic system to the central unit of the analyzer and make use of localization signal GPS. In the study the results of vehicle emission tests in road conditions were presented as only then information on real vehicle emissions could be obtained. They include information on real vehicle emissions could be obtained. They include information on real vehicle emissions of vehicle movement.

Key words: road emission, gasoline engine, CNG-fueled, real road conditions

Badanie emisji spalin pojazdu zasilanego gazem ziemnym w rzeczywistych warunkach ruchu

W artykule przedstawiono rezultaty z badań emisyjnych pojazdów w warunkach drogowych. Testy dla różnych typów pojazdów wykonywano na odcinkach kilkunastu do kilkudziesięciu kilometrów w różnych warunkach drogowych; dane te zawierają one informację o eksploatacyjnej emisyjności pojazdów i dotyczą rzeczywistych warunków ruchu pojazdu. Do pomiarów stężenia związków toksycznych wykorzystano mobilny analizator do badań toksyczności SEMTECH DS firmy SENSORS. Dodatkowo wykorzystano dane przesyłane z systemu diagnostycznego pojazdu oraz sygnału lokalizacji GPS. Wyniki posłużyły do zdefiniowania wskaźnika emisyjności pojazdu, który można wykorzystać do ekologicznej oceny pojazdów pod względem emisji związków toksycznych, różniących się m.in. przeznaczeniem, spełnianymi limitami toksyczności spalin, przebiegiem lub warunkami eksploatacji pojazdu.

Słowa kluczowe: emisja drogowa, silniki ZI, zasilanie CNG, rzeczywiste warunki ruchu

1. Introduction

Recently, a trend has been seen to treat the automotive environmental perils globally. Regulations admitting vehicles for use (homologation tests and conformity tests), periodical inspections and legal acts directly or indirectly related to the production, use and disposal of used-up products treat the environmental issues in a comprehensive way. In previous years, in individual countries the systems of emission control from vehicles were different, yet for some time now a far-reaching unification has been taking place [2, 3]. A growing number of vehicles worldwide and the pollution of the environment results in growing emission requirements. The current level of technological advancement in all branches of the industry including all kinds of transport results in more stringent requirements for the exhaust emissions testing equipment. In order for these requirements to be fulfilled in light of the ever-changing legislation sufficient concentration of the industry on this area became necessary. The testing of the exhaust emissions is a complex process. Currently used exhaust emission analyzers need special laboratory conditions and the homologation procedures include tests on chassis and engine dynamometers that do not entirely reflect the emissions under real traffic conditions. The latest results of the investigations under real traffic conditions indicate much higher exhaust emissions [1, 5, 8-10]. Hence, we can see a trend to make vehicle on-road emission testing a legal requirement.

1. Wprowadzenie

Obecnie zauważalna jest wyraźna tendencja do globalnego traktowania zagrożeń środowiska ze strony motoryzacji. Przepisy zezwalające na dopuszczenie pojazdów do użytkowania (badania homologacyjne i zgodności produkcji), okresowe badania kontroli stanu technicznego oraz pozostałe akty prawne, związane bezpośrednio i pośrednio z produkcją, użytkowaniem i zagospodarowaniem zużytych wytworów cywilizacji, traktują zagadnienia ochrony środowiska w sposób kompleksowy. Na przestrzeni minionych lat, w poszczególnych państwach istniały różne systemy badań i kontroli emisji spalin z silników samochodowych, jednak od pewnego czasu następuje w tym zakresie daleko posunieta unifikacja [2, 3]. Rosnąca liczba pojazdów na świecie oraz zanieczyszczenie środowiska naturalnego powoduje wzrost wymagań w zakresie emisji szkodliwych składników spalin. Obecny stopień zaawansowania techniki i technologii we wszystkich dziedzinach przemysłu, w tym również we wszelkich rodzajach transportu, powoduje wzrost wymagań w zakresie produkcji urządzeń do pomiarów emisji spalin. Aby te wymagania mogły być spełniane w stopniu koniecznym do zmieniających się okresowo przepisów konieczna stała się koncentracja przemysłu w tej dziedzinie. Badania emisji toksycznych składników spalin są procesem skomplikowanym. Obecne analizatory do pomiaru emisji wymagają szczególnych warunków laboratoryjnych, a procedury homologacyjne obejmują testy The purpose of the investigations was to measure the emission level of a vehicle fueled with different fuels (CNG/ gasoline, Euro 4 compliant) under real traffic conditions and at the same time the tests were an attempt to form an on-board emission measuring system.

2. Testing methodology

The emission tests were performed in the vicinity of Poznan in its suburban areas (Fig. 1). The tests were performed in two variants: for a vehicle fueled with gasoline and the same vehicle fueled with CNG. The characteristic of the route and the test parameters has been shown in Table 1. The measurements were carried out three times – the values presented herein are averaged.



Fig. 1. The route marked used to test the vehicle emission level (Poznan, Poland)

Rys. 1. Zaznaczona droga pojazdu podczas badań emisyjności (okolice Poznania)

 Table 1. Characteristics of the test (Gasoline, CNG)

 Tabela 1. Charakterystyka testu badawczego (zasilanie benzyną lub CNG)

Test parameter/parametr testu	Gasoline/ benzyna	CNG
Test time/czas testu [s]	3903	4139
Maximum speed/prędkość maksymalna [km/h]	107	108
Average speed/prędkość średnia [km/h]	57.8	54.8
Route length/długość drogi [km]	62.539	63.048
Fuel consumption/zużycie paliwa [dm3/100 km]	10.49	7930
[MJ/100 km]	333	278

3. Object of the test

The object of the test was a dual fuel vehicle (fueled with gasoline and compressed natural gas–CNG), fitted with a manual transmission. Mileage reading at the test start was 20,000 km (other parameters: a 4-cylinder, 2.0 dm³ engine fitted with a three way catalytic converter, EOBD–ISO 14230, Euro 4 compliant). The vehicle was originally factory designed for the CNG fueling which is the engine primary fuel; the cold engine start is done with gasoline (this type of fuel is also used as reserve).

In order to show similarity of the drives (the characteristics given in the table are insufficient) the operating time na hamowniach silnikowych i podwoziowych, które jednak nie odzwierciedlają emisji w rzeczywistych warunkach eksploatacji. Najnowsze wyniki badań prowadzonych w warunkach rzeczywistych ukazują, że w przypadku niektórych składników toksycznych spalin emisja ta jest większa o kilkaset procent [1, 5, 8–10]. W związku z powyższym dostrzegalny jest trend usankcjonowania pomiaru emisji w warunkach rzeczywistej eksploatacji pojazdów.

Celem badań była weryfikacja emisyjności pojazdu zasilanego różnymi paliwami (ZI, CNG, spełniającego normę Euro 4) podczas rzeczywistych warunków ruchu drogowego, a jednocześnie badania były próbą stworzenia pokładowego systemu pomiarowego związków szkodliwych.

2. Metodyka badań

Pomiary emisji spalin wykonano w okolicach Poznania głównie na obszarach podmiejskich (rys. 1). Testy wykonano w dwóch wariantach: dla pojazdu zasilanego benzyną i tego samego pojazdu zasilanego CNG. Charakterystykę trasy i parametrów badań przedstawiono w tabeli 1. Pomiary wykonano 3-krotnie – wartości przedstawione w artykule są wartościami uśrednionymi.

3. Obiekt badań

Obiektem badań był pojazd z silnikiem dwupaliwowym (zasilany benzyna lub sprężonym gazem ziemnym – CNG), wyposażonym w manualna skrzynie biegów o przebiegu 20 000 km (pozostałe parametry: silnik 4-cylindrowy o pojemności 2,0 dm3, wyposażony w reaktor trójfunkcyjny, system diagnostyczny EOBD - ISO 14230, spełniający normę Euro 4). Pojazd fabrycznie przystosowano do zasilania gazem ziemnym i jest to podstawowe paliwo w nim stosowane; rozruch w niskich temperaturach odbywa się przy zasilaniu benzyną (ten rodzaj paliwa stosowany jest również jako rezerwa). W celu stwierdzenia podobieństwa przejazdów (charakterystyka podana w tabeli 1 jest niewystarczająca) porównano udziały czasu pracy pojazdu jako zależność prędkości i przyspieszenia pojazdu (rys. 2). Z porównania danych przedstawionych na rys. 3 i 4 wynika, że przejazdy charakteryzowały się dużym podobieństwem warunków dynamicznych ruchu (porównano zakresy występowania przyspieszenia, stałej prędkości jazdy, hamowania pojazdem oraz zatrzymania). Wyniki porównania zamieszczone na rys. 5 wskazują, że w obu wariantach zasilania prędkość stała występowała przez 11% czasu trwania testu, przyspieszanie i hamowanie łącznie zajmowało około 81% czasu trwania testu, natomiast zatrzymanie to 8% czasu trwania testu. W związku z tym możliwe było porównanie emisyjność pojazdu zasilanego dwupaliwowo.

Do pomiarów stężenia związków toksycznych wykorzystano mobilny analizator do badań toksyczności SEMTECH DS firmy SENSORS (rys. 6) [4, 6, 7]. Analizator umożliwiał pomiar stężenia związków szkodliwych (CO, HC, NO_x, CO₂) oraz jednocześnie masowe natężenie przepływu spalin. Gazy spalinowe wprowadzane do analizatora za pomocą sondy pomiarowej utrzymującej temperaturę 191°C są filtrowane z cząstek stałych (w przypadku silników ZS) i następuje pomiar stężenia węglowodorów w analizatorze



Fig. 2. Characteristics of operating time share in speed and acceleration coordinates during the road tests: a) Gasoline; b) CNG *Rys. 2. Charakterystyka prędkości i przyspieszenia pojazdu zasilanego benzyną (a) oraz CNG (b)*



Fig. 3. Vehicle speed during the road tests – gasoline engine Rys. 3. Prędkość pojazdu podczas badań drogowych zasilanego benzyną wraz ze stanami pracy pojazdu



Fig. 5. Comparison of the vehicle during road tests Rys. 5. Porównanie warunków jazdy pojazdu podczas badań drogowych

shares have been compared as correlations of the vehicle speed and acceleration (Fig. 2). From the comparison of data shown in Fig. 3 and 4 it results that the drives were characterized by a high similarity of the dynamic traffic conditions (the ranges of accelerations, steady cruising speed, vehicle braking and stops have been compared). The results of the comparison



Fig. 4. Vehicle speed during the road tests – CNG engine Rys. 4. Prędkość pojazdu podczas badań drogowych zasilanego CNG wraz ze stanami pracy pojazdu



Fig. 6. A diagram of a portable analyzer SEMTECH, exhaust gas flow channels (==) and electrical connections circled (- -)
 Rys. 6. Schemat mobilnego analizatora SEMTECH z zaznaczonym

rys. 6. Schemat mobilnego analizatora SEMTECH z zaznaczonym przepływem spalin (==) i połączeniami elektrycznymi (−−)

płomieniowo-jonizacyjnym. Następnie spaliny są schładzane do temperatury 4°C i następuje kolejno pomiar stężenia tlenków azotu (metodą niedyspersyjną z wykorzystaniem promieniowania ultrafioletowego umożliwiającej jednoczepresented in Fig. 5 indicate that in both fueling variants that the steady speed continued for 11% of the test duration, the acceleration and braking took approximately 81% of the test duration and the stops 8% of the test duration. Hence, the comparison of the duel fuel vehicle emission level was possible.

For the measurement of the exhaust emissions a portable analyzer SEMTECH DS by SENSORS (Fig. 6) was used [4, 6, 7]. It measured the concentration of the exhaust components (CO, HC, NO_x , CO_2) in the exhaust gases. The exhaust mass flow was measured at the same time. The exhaust gases uptaken into the analyzer through a measuring probe maintaining the temperature of 191°C were filtered out of the particulate matter (diesel engines) and then the measurement of hydrocarbons took place in the FID analyzer (flame ionization detector). Then the exhaust gases were cooled down to the temperature of 4°C and the sny pomiar tlenku azotu i dwutlenku azotu), tlenku wegla i dwutlenku wegla (metoda niedyspersyjna z wykorzystaniem promieniowania podczerwonego) oraz tlenu (analizatorem elektrochemicznym). Do jednostki centralnej analizatora można doprowadzić dane bezpośrednio przesyłane z systemu diagnostycznego pojazdu oraz wykorzystać sygnał lokalizacji GPS. W badaniach wykorzystano pomiary emisji związków toksycznych, a także w celach porównawczych rejestrowano sygnały z pokładowego systemu diagnostycznego, m.in. prędkość obrotową silnika, obciążenie, prędkość pojazdu, temperaturę powietrza dolotowego. Niektóre z tych sygnałów posłużyły do określenia map gestości czasowych udziału czasu pracy pojazdu w warunkach eksploatacji rzeczywistej. Sygnał lokalizacji GPS wykorzystano do późniejszej wizualizacji uzyskanych danych. Widok pojazdu z aparaturą badawczą przedstawiono na rys. 7.



Fig. 7. The view of SEMTECH DS analyzer mounted in the vehicle during the tests *Rys.*, 7. *Widok analizatora SEMTECH DS zamontowanego w pojeździe podczas badań*

measurement of nitrogen oxides took place (non-dispersive ultraviolet method) enabling a simultaneous measurement of nitrogen monoxide, nitrogen dioxide, carbon monoxide, carbon dioxide (non-dispersive infrared method) and oxygen (electrochemical analyzer). In the tests the results of the measurements of the emissions were used along with the signals from the OBD and GPS systems for comparison (the analyzer central control unit received data directly from the vehicle OBD system and GPS – engine speed, engine load, intake air temperature). Some of these signals served to determine the time density characteristics under real operating conditions. The GPS signal was later used for the visualization of the obtained data. The view of the vehicle has been shown in Fig. 7.

4. Test results

The recorded values of the concentration of the individual emissions (CO, HC, NO_x) have been comparatively presented for a vehicle fueled with gasoline and compressed natural gas (Fig. 8–10). The vehicle speeds have been presented as well (Fig. 11) – such an interpretation better reflects the differences in the concentrations of individual components, as it also gives reference to the traffic conditions under which such

4. Wyniki pomiarów

Zarejestrowane wartości stężenia związków szkodliwych (CO, HC, NO) zaprezentowano porównawczo dla samochodu zasilanego benzyną oraz sprężonym gazem ziemnym (rys. 8-10). Porównawczo zaprezentowano również wartości prędkości pojazdów (rys. 11) - taka interpretacja lepiej odzwierciedla różnice w stężeniu odpowiednich związków, gdyż daje pogląd również na warunki ruchu w których takie stężenia zanotowano. Na rysunku 8 porównano stężenie tlenku węgla: podczas zasilania silnika benzyną jest ono znaczące w całym zarejestrowanym przebiegu, a jednocześnie kilkakrotnie większe niż dla zasilania CNG. Stężenie węglowodorów jest podobne do przebiegu CO-większe wartości są rejestrowane dla silnika zasilanego benzyną (rys. 9). Mniejsze stężenia wymienionych związków przy zasilaniu CNG są zgodne z oczekiwaniami, gdyż pojazd jest homologowany z zaznaczeniem głównego paliwa jakim w tym przypadku jest CNG. Odmiennie kształtuje się stężenie tlenków azotu (rys. 10) - większe wartości obserwowane są dla silnika zasilanego CNG. Oznacza to wyższą temperaturę w komorze spalania, a jednocześnie może wynikać z optymalizacji silnika (uzyskiwania większej mocy - większej sprawności) pod kątem tego paliwa.





Fig. 10. Concentration of NOx measured in the road tests:
gasoline, - CNG
Rys. 10. Stężenie tlenków azotu dla pojazdu zasilanego:
benzyną, - CNG

concentrations were recorded. In figure 8 the concentration of CO has been compared: while fueling with gasoline this concentration is significant in the whole recorded course and at the same time several times higher than when the engine was fueled with CNG. The concentration of HC is similar to the course of the CO concentration– higher values were recorded for gasoline (Fig. 9). Lower concentrations of the said components while fueling with CNG are in general as expected, because the vehicle was homologated with the primary fuel being CNG in this case. The concentration of NO_x is different in its nature (Fig. 10) – higher values were observed for CNG fueling. This denotes a higher temperature in the combustion chamber and at the same time this may results from the engine optimization towards that particular fuel (higher power output – higher efficiency).

5. Analysis of the test results

The obtained data regarding the concentrations of individual exhaust components served to form correlations that





Fig. 11. Vehicle speed in the road tests: ■ – gasoline, ■ – CNG Rys. 11. Prędkość jazdy pojazdu zasilanego: ■ – benzyną, ■ – CNG

5. Analiza wyników pomiarów

Uzyskane dane o wartości stężenia poszczególnych zanieczyszczeń posłużyły do opracowania zależności charakteryzujących wpływ dynamicznych właściwości pojazdu na emisję drogową związków szkodliwych. Dynamiczne właściwości pojazdu uwzględniono w sposób pośredni, wykorzystując podział całego zakresu jego prędkości oraz zakresu obliczonego przyspieszenia w rzeczywistych warunkach ruchu do wykonania macierzy natężenia emisji. Wykorzystane dane uśredniono w ramach poszczególnych przedziałów prędkości i przyspieszeń otrzymując charakterystykę udziału pracy pojazdu w poszczególnych przedziałach oraz charakterystyki macierzy emisji poszczególnych związków szkodliwych. Maksymalne natężenie emisji tlenku węgla (rys. 12a oraz 13a), określone w miligramach na sekundę, rozłożone są w obszarze wszystkich wykorzystywanych prędkości pojazdu oraz przyspieszeń pojazdu.

Wartości te są skorelowane z przyspieszeniem pojazdu: w miarę wzrostu przyspieszenia wzrasta również emisja



Fig. 12. Characteristics of the exhaust emissions (Gasoline) in the speed and acceleration coordinates during the road tests: a) CO, b) HC, c) NO_x , d) CO₂

Rys. 12. Charakterystyka emisji zanieczyszczeń w przedziałach prędkości i przyspieszenia podczas badań pojazdu zasilanego benzyną: a) CO, b) HC, c) NO, d) CO,

characterize the influence of the dynamic vehicle properties in the exhaust emissions. The dynamic vehicle properties have been considered in the analysis in an indirect way by using the whole range of its speed and calculated acceleration under real traffic conditions to develop matrices of the emission intensity. The used data have been averaged within individual ranges of speeds and accelerations thus obtaining the characteristics of the share of the operating time and the characteristics of the matrices of the emissions of the individual exhaust components. The maximum intensity of the CO emission (Fig. 12a and 13a), given in milligrams per second falls in the area of all vehicle speeds and accelerations.

These values are correlated with the vehicle acceleration: the emission of CO grows with the acceleration. The emission of hydrocarbons is different (Fig. 12b and 13b): for the vehicle fueled with gasoline the emission is significant for maximum vehicle speeds and accelerations. In other areas the HC emission is miniscule. For the vehicle fueled with CNG a higher HC emission occurs for high acceleration values at all vehicle speeds. One should note however it is 10 times lower than for engines fueled with gasoline.

The area of increased emission of NO_x (Fig. 12c and 13c) falls in the range of highest vehicle speeds and high vehicle acceleration (high engine load). This is related to the increased fuel metering and engine speed. In the other areas of vehicle operation on gasoline we observe the emission

tlenku węgla. Odmiennie jest z emisją węglowodorów (rys. 12b oraz 13b): dla pojazdu zasilanego benzyną znacząca występuje dla maksymalnych prędkości i przyspieszenia pojazdu, w pozostałym obszarze jest znikoma. Dla pojazdu zasilanego CNG zwiększona emisja HC występuje dla dużych wartości przyspieszenia przy każdej prędkości pojazdu. Należy jednak zauważyć, że jest ona 10-krotnie mniejsza niż dla zasilania benzyną.

Obszar zwiększonego natężenia emisji tlenków azotu (rys. 12c oraz 13c) przypada dla zakresu maksymalnych prędkości pojazdu oraz dla znacznego jego przyspieszenia, a więc znacznego obciążenia silnika. Związane jest to ze zwiększeniem dawki paliwa a jednocześnie wzrostem prędkości obrotowej silnika. W pozostałym obszarze pracy pojazdu dla silnika zasilanego benzyną obserwowany jest poziom emisji 0,1-0,3 mg/s, natomiast dla silnika zasilanego CNG to poziom emisji wynoszący 0,5-1,5 mg/s. Dla średnich wartości prędkości i przyspieszenia emisja tlenków azotu z pojazdu zasilanego CNG jest 5-krotnie większa niż przy zasilaniu benzyną. Emisja dwutlenku węgla (rys. 12d oraz 13d) ma zbliżony charakter dla badanych rodzajów zasilania paliwem: zwiększa się z miarę wzrostu prędkości i przyspieszenia pojazdu. Różny jest natomiast poziom tej emisji, wynikający z różnego paliwa stosowanego do siników. Dla pojazdu zasilanego benzyną obserwuje się liniowy wzrost emisji CO, przy wzroście prędkości (dla tej samej

level of 0.1–0.3 mg/s and 0.5–1.5 mg/s for engine fueled with CNG. For the average values of speed and acceleration the emission of NOx from a CNG fueled vehicle is 5 times higher than in the case of gasoline fueling. The emission of CO_2 (Fig. 12d and 13d) is similar in the nature and course (grows with the vehicle speed and acceleration) for both types of fuels but has different levels depending on the applied fuel.

wartości przyspieszenia), natomiast maksymalne wartości emisji dwutlenku węgla osiągają wartości 10 g/s (silnik o pojemności 2,0 dm³, odpowiada to stężeniu CO₂ w spalinach na poziomie 13,5%). Dla pojazdu z silnikiem zasilanym CNG jest obserwowany również liniowy wzrost emisji CO₂ przy wzroście prędkości (dla tej samej wartości przyspieszenia pojazdu). Maksymalne wartości są mniejsze niż dla





Rys. 13. Charakterystyka emisji zanieczyszczeń w przedziałach prędkości i przyspieszenia podczas badań pojazdu zasilanego CNG: a) CO, b) HC, c) NO_x d) CO₂

For the vehicle fueled with gasoline we can observe a linear growth of the emission of CO_2 at the speed growth (the same value of acceleration) and the maximum values of the CO_2 emission reach 10 g/s (for a 2.0 dm³ engine – this corresponds to a CO_2 concentration in the exhaust on the level of 13.5%). For the vehicle fueled with CNG we also observe a linear growth of the emission of CO_2 as the speed grows (for the same vehicle acceleration). The maximum values are lower then it is for the case of gasoline fueling– the maximum emission is 8 g/s (this corresponds to a CO_2 concentration in the exhaust on the level of 2.0 dm³ engine – the maximum emission is 8 g/s (this corresponds to a CO_2 concentration in the exhaust on the level of approximately 12%).

6. Conclusions

Having determined the on-road exhaust emissions for the test vehicle fueled with CNG and gasoline the resulting correlations were that the emission level from the vehicle fueled with gasoline is higher in the case of CO, HC, CO₂, but lower in the case of NO_x (Fig. 14). Converting the values from Fig. 14 into relative emissions (Fig. 15), assuming zasilania benzyną – maksymalna emisja to 8 g/s (odpowiada to stężeniu CO_2 w spalinach na poziomie ok. 12%).

6. Zakończenie

Wyznaczając wartości emisji drogowej zanieczyszczeń dla pojazdu zasilanego benzyną i CNG otrzymano zależności, że emisyjność pojazdu zasilanego benzyną jest większa dla takich składników jak CO, HC, CO₂, natomiast pojazd zasilany benzyną emituje mniej tlenków azotu (rys. 14). Przeliczając wartości z rys. 14 na emisję względną (rys. 15), przyjmując, że emisyjność bazowa (emisja = 1) to emisja z pojazdu zasilanego benzyną, otrzymano następujące wartości: pojazd zasilany CNG wykazuje większe walory ekologiczne charakteryzując się 20-krotnie mniejszą emisją drogową tlenku węgla, 5-krotnie mniejszą emisją węglowodorów, mniejszą o 27% emisją dwutlenku węgla. Niekorzystna jest natomiast emisja drogowa tlenków azotu, która jest 5-krotnie większa od emisji pojazdu zasilanego benzyną. Należy


Fig. 14. Comparison of the emission values in the road test for vehicles: fueled with Gasoline and CNG

Rys. 14. Porównanie wartości emisji drogowej dla pojazdu zasilanego benzyną oraz CNG

that the base emission is (emission = 1) the emission from the vehicle fueled with gasoline, the authors obtained the following values: vehicle fueled with CNG indicates better ecological properties characterized by a 20 times lower onroad emissions of CO, 5 times lower emissions of HC and the emission of CO₂ lower by 27%. The on-road emission of NO_x is unfavorable though, which is 5 times higher than in the case of the vehicle fueled with gasoline. It should be noted that the above data refer to an extra urban cycle.

From the presented results (characteristics of the operating time share in given speed and acceleration ranges and characteristics of the emission intensity) we can calculate the multiplication factor of the growth/reduction of the exhaust emissions under real traffic conditions as compared to the homologation test. The emission level factor (for an individual exhaust component) has been defined as follows:

$$k_{j} = \frac{E_{\text{real}, j}}{E_{\text{NEDC}, j}}$$
(1)

where: j – exhaust component for which the emission level factor has been determined, $E_{real,j}$ – emission intensity obtained under real traffic conditions ([g/s]), $E_{NEDC,j}$ – emission intensity obtained in the NEDC test ([g/s]). The emission intensity obtained under real traffic conditions can be calculated using the characteristics of the operating time share of the vehicle drive u(a,V) and the characteristics of the emission intensity for j exhaust component $e_j(a,V)$ expressed in grams per second:

$$E_{real,j} = \sum_{a} \sum_{V} u(a, V) \cdot e_{j}(a, V)$$
(2)

If there is insufficient information on the vehicle exhaust emissions in the NEDC test, the maximum permissible values can be assumed as per the Euro emission standards applicable for a given vehicle. The maximum permissible values for a given exhaust component expressed in g/km can be converted into the values of the emission intensity (in g/s) knowing the duration (1180 s) and covered distance





zaznaczyć, że powyższe dane odnoszą się do jazdy pozamiejskiej.

Z przedstawionych wyników, m.in. z charakterystyk udziału czasu pracy pojazdu w danych przedziałach prędkości i przyspieszenia oraz charakterystyk natężenia emisji można obliczyć krotność zwiększenia/zmniejszenia emisji w rzeczywistych warunkach ruchu w stosunku do testu homologacyjnego. Wskaźnik emisyjności pojazdu (dla danego związku szkodliwego) zdefiniowano na podstawie (1).

gdzie: j – związek szkodliwy, dla którego określono wskaźnik emisyjności, $E_{rzecz,j}$ – natężenie emisji uzyskane w warunkach rzeczywistych ([g/s]), $E_{NEDC,j}$ – natężenie emisji uzyskane w teście NEDC ([g/s]). Natężenie emisji w warunkach rzeczywistych można obliczyć wykorzystując charakterystykę rozkładu czasu jazdy pojazdu u(a,V) oraz charakterystykę natężenia emisji dla j-tego związku szkodliwego e_j(a,V) wyrażonego w gramach na sekundę (2).

Jeżeli brak jest informacji na temat emisji związków szkodliwych z pojazdu w teście NEDC, można przyjąć wartości dopuszczalne według normy toksyczności spalin Euro, która obowiązuje dla danego pojazdu. Wartości emisji dopuszczalnej dla danego związku podawane w g/km można przeliczyć na wartości natężenia emisji (w g/s), znając czas



Fig. 16. Porównanie wskaźnika emisyjności pojazdu z wykorzystaniem danych o rzeczywistej emisji w teście NEDC lub przyjęciu wartości odpowiadającym wartościom dopuszczalnym według normy

Fig. 16. The comparison of the vehicle emission factor with the use of data on real on-road emission in the NEDC or assuming values corresponding to the admissible values according to the standard

(11,007 m) in the homologation test. The correlations served to determine the emission level factors of the tested vehicle (Fig. 16).

The obtained emission level factors for the vehicle fueled with gasoline and CNG characterize the exhaust emission level of a vehicle under road conditions as compared to the emission standards that the vehicle should comply with. The values of the CO emission factor for gasoline fueling $(k_{CO} = 3.9)$ proves a significant (4 times) excess of the Euro 4 standard for this vehicle. The other values of the emission factor (for hydrocarbons and NO₂) are not in excess of the values set out in the exhaust emission regulations.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

trwania (1180 s) i pokonywany dystans (11 007 m) w teście homologacyjnym. Zależności takie posłużyły do wyznaczenia wskaźników emisyjności związków szkodliwych badanego pojazdu (rys. 16).

Uzyskane wskaźniki emisyjności dla pojazdu zasilanego benzyną i CNG charakteryzują emisyjność pojazdu w warunkach drogowych w odniesieniu do normy emisji spalin, którą pojazd powinien spełniać. Wartość wskaźnika emisji tlenku węgla dla zasilania benzyną ($k_{co} = 3,9$) dowodzi znacznego (czterokrotnego) przekraczania normy Euro 4 dla tego pojazdu. Pozostałe wartości wskaźnika emisji (dla weglowodorów i tlenków azotu) nie przekracza wartości ustalonych w przepisach toksyczności spalin.

Nomenclature/Skróty i oznaczenia

а	acceleration/przyspieszenie

- CNG compressed natural gas/sprężony gaz ziemny
- EOBD european on board diagnostic/europejski system diagnostvki pokładowej
- Euro 4 European exhaust emission limit/europejskie normy toksyczności spalin
- FID flame ioznization detector/analizator płomieniowo-jonizacyjny
- NDIR non-dispersive infrared/niedyspersyjny na podczerwień
- NDUV non-dispersive ultraviolet/niedyspersyjny na ultrafiolet
- emission factor/wskaźnik emisyjności k
- Е emission intensity/emisja sekundowa
- u operating time share/udział czasu pracy
- NEDC New European Driving Cycle/Nowy Europejski Test .Jezdnv

Bibliography/Literatura

- [1] Gao Y., Checkel M.D.: Emission Factors Analysis for Multiple Vehicles Using an On-Board, In-Use Emissions Measurement System. SAE Technical Paper Series 2007-01-1327.
- [2] Greening P.: European Light-Duty & Heavy Duty OBD -Legislative Update. On-Board Diagnostic Symposium: Light and Heavy Duty, 2007.
- [3] Jehlik H.: Challenge X 2008 - Hybrid Powered Vehicle On-Road Emissions Findings and Optimization Techniques: A 4 Year Summary. Sensors 5th Annual SUN (SEMTECH User Network) Conference, 25-26.09.2008.
- [4] Johnson K., Durbin T., Cocker D., Miller J., Agama R., Moynahan N., Nayak G.: On-Road Evaluation of a PEMS for Measuring Gaseous In-Use Emissions from a Heavy-Duty Diesel Vehicle. SAE Technical Paper Series 2008-01-1300.
- [5] Khair M., Khalek I., Guy J.: Portable Emissions Measurement for Retrofit Applications - The Beijing Bus Retrofit Experience. SAE Technical Paper Series 2008-01-1825.

- [6] Khalek I.: Status Update on the PM-PEMS Measurement Allowance Project. Sensors 5th Annual SUN (SEMTECH User Network) Conference, Ann Arbor 2008.
- [7] Korniski T., Gierczak C., Wallington T.: Laboratory Evaluation of the 2.5 Inch Diameter SEMTECH® Exhaust Flow Meter with Gasoline Fueled Vehicles. Sensors 4th Annual SUN (SEMTECH User Network) Conference, Ann Arbor 2007.
- [8] Merkisz J., Pielecha J., Gis. W.: Gasoline and LPG Vehicle Emission Factors in a Road Test. SAE Technical Paper Series 2009-01-0937
- [9] Quan H.: ARB's Stockton Heavy-Duty Vehicle Laboratory and Portable Emission Monitoring System (PEMS) Activities. Sensors 5th Annual SUN (SEMTECH User Network) Conference, Ann Arbor 2008.
- [10] Tsinoglou D., Koltsakis G., Samaras Z.: Performance of OBD Systems for Euro 4 Level Vehicles and Implications for the Future OBD Legislation. [In:] Predelli O.: Onboard-Diagnose II, Expert Verlag, 2007.

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

Prof. Jerzy Merkisz – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej. e-mail: Jerzy.Merkisz@put.poznan.pl



Mr. Jacek Pielecha, DEng. - doctor in the Faculty of Working Machines and Transportation at Poznan University of Technology.

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

e-mail: Jacek.Pielecha@put.poznan.pl



Marek RUDKOWSKI Sławomir DUDEK Ryszard WOŁOSZYN

PTNSS-2010-SS2-210

Test results of an external exhaust gas recirculation system of a Cooper Bessemer GMVH-8 engine-compressor

The paper presents results of research designed and constructed by the authors of external exhaust gas recirculation Integral Engine-Compressor Cooper Bessemer GMVH-8. This system was used primarily to reduce emissions of nitrogen oxides.

Key words: exhaust recirculation, reduce of NO_x emission, CNG engine-compressor, gas engine

Wyniki badań układu zewnętrznej recyrkulacji spalin motosprężarki Cooper Bessemer GMVH-8

W artykule przedstawiono wyniki badań zaprojektowanego i wykonanego przez autorów układu zewnętrznej recyrkulacji spalin motosprężarki Cooper Bessemer GMVH-8. Układ ten został zastosowany głównie w celu obniżenia poziomu emisji tlenków azotu.

Słowa kluczowe: recyrkulacja spalin, redukcja emisji NO, sprężarka silnika CNG, silnik gazowy

1. Technical data of the Integral Engine-Compressor Cooper Bessemer GMVH-8

Additional information:

—	middle pressure of the end of compression	
	stroke	23 bar
_	maximum burning pressure	57 bar
_	spread of pressure compression value	
	between cylinders	5.25 bar
_	exhaust temperature:	
	– middle value	370°C
	– maximum valve	400°C

2. Basic investigations of the pollution of the engine-compressor exhaust

Despite the long-term operation of GMVH8 engine-compressor its technical state is very good. The modern Altronic ignition system (a result of the subsequent modernizations) was applied together with the gas supply system with a full monitoring of parameters in the different points (Fig. 2–9).

The results of the exhaust pollution measurements without this system is presented in Table 2. The measurements were performed at different engine-compressor loads with constant engine speed as recommended on the basis of longstanding experience.

3. Design of the exhaust recirculation system.

Fig. 10 depicts a basic element of the exhaust recirculation system – a valve to control the volumetric flow rate (3). An example of the whole system is presented in Fig. 11. It shows: an exhaust connecting pipe (1), the heat exchanger (2) applied in the exhaust recirculation system, the place of the control valve location (3), the place of the exhaust supply to the air intake system of the engine (4) as well as the exhaust and air lines (5, 6).

1. Charakterystyka silnika motosprężarki GMVH 8

Informacje dodatkowe:

—	średnie ciśnienie końca sprężania (w stanie	
	nagrzanym, przy pełnym obciążeniu i pełnej	
	prędkości obrotowej)	23 bar
_	maksymalne ciśnienie spalania	57 bar
_	dopuszczalny rozrzut ciśnień między	
	cylindrami	5,25 bar
_	temperatura spalin na wylocie:	
	– średnia	370°C
	– maksymalna	400°C
	-	

2. Wstępne badania emisji zanieczyszczeń spalin silnika motosprężarki

Mimo długoletniej eksploatacji motosprężarek GMVH8 są one utrzymywane w bardzo dobrym stanie technicznym. W wyniku kolejnej modernizacji zastosowano nowoczesny układ zapłonowy i zasilania gazowego produkcji firmy ALTRONIC z pełnym monitoringiem parametrów w istotnych węzłach (rys. 2–9).W tabeli 2 przedstawiono pomiary emisji zanieczyszczeń spalin silnika motosprężarki, przed zastosowaniem układu recyrkulacji spalin.

Pomiary prowadzono przy różnych obciążeniach motosprężarki jednak przy stałej prędkości obrotowej, zalecanej na podstawie wieloletniego doświadczenia.

3. Projekt układu recyrkulacji spalin

Na rysunku 10 przedstawiono podstawowy element układu recyrkulacji spalin – zawór do sterowania natężeniem przepływu (3). Na rys. 11 przedstawiono schemat całego układu z króćcem poboru spalin (1), wymiennikiem ciepła spalin (2) stosowanych w obiegu recyrkulacji, miejsce usytuowania zaworu sterującego (3), miejsca wprowadzenia

Table 1. Technical data of the engine of Integral Engine-Compressor Cooper Bessemer GMVH-8
Tabela 1. Dane techniczne silnika motosprężarki GMVH 8

Lp.	Parameter/parametr	Value/wartość
1.	Manufacturer/produkcja	Cooper Bessemer Francja
2.	Type/ <i>typ</i>	GMVH 8
3.	Ignition/working cycle/zaplon/cykl pracy	Spark ignition/two stroke, turbocharging/ iskrowy/dwusuwowy, doładowany z chłodzeniem ladunku
4.	Design/konstrukcja	Vertical, V-type, liquid cooling/pionowy w układzie V, chłodzony cieczą
5.	Numer of cylinders/liczba cylindrów	8
6.	Diameter of a cylinder/średnica cylindra	355.6 mm
7.	Stroke of a piston/skok tłoka	355.6 mm
8.	Fuel/paliwo	Natural gas (metan) E/gaz ziemny wysokometanowy E (GZ-50)
9.	Ignition system/układ zapłonowy	High energetic, Altronic, twin spark pro cylinder/ wysokoenergetyczny Altronic, dwie świece zapłonowe na każdy cylinder silnika
10.	Supply system/układ zasilania	Gas delivery to the cylinder through the valve under pressure 3.50–3.85 bar Valve opening 125 – before TDC/wdmuch gazu ziemnego bezpośrednio do cylindra silni- ka, sterowany zaworem grzybkowym uruchomianym mechanizmem krzywkowym. Ciśnienie wdmuchu 3,50–3,85 bar. Otwarcie zaworu 125 °OWK przed GMP
11.	Firing order/kolejność zapłonów	1L-1P-4L-4P-2L-2P-3L-3P (L – left or R – right side)/(L – lewa, P – prawa strona silnika) cylindry 1L i 4L, 1P i 4P, 2L i 3L, 2P i 3P zapalają jednocześnie
12.	Nominal rpm/prędkość obrotowa, znamionowa	330 rpm
13.	Nominal power/moc znamionowa	1170 kW
14.	Nominal torque/moment obrotowy znamionowy	33855 N·m
15.	Power control/regulacja mocy silnika	Quantity governing/regulacja ilościowa; regulacja napełnienia cylindrów silnika poprzez sterowanie układu obejściowego spalin wokół turbosprężarki



Fig. 1. General view of the Integral Engine-Compressor Cooper Bessemer GMVH-8. Rys. 1. Widok ogólny motosprężarki Cooper Bessemer GMVH-8.



Fig. 2. Monitoring of the cooling parameters Integral Engine-Compressor Rys. 2. Monitorowanie parametrów chłodzenia motosprężarki



Fig. 4. Monitoring of the general parameters Integral Engine-Compressor Rys. 4. Monitorowanie ogólnych parametrów motosprężarki



Fig. 6. Monitoring of the crank system parameters Integral Engine-Compressor Rys. 6. Monitorowanie parametrów układu korbowego motosprężarki

The valve for hand steering of the exhaust flow rate added to the air intake system was constructed on the basis of calculations. To provide approximately linear flow of the exhaust gases the valve enabling exhaust flow rate control in the range of 0 to about 30% (in fresh mixture) was used.



Fig. 3. Monitoring of the gas sypply parameters Integral Engine-Compressor Rys. 3. Monitorowanie parametrów układu zasilania gazem motospreżarki



Fig. 5. Monitoring of the starting parameters Integral Engine-Compressor Rys. 5. Monitorowanie parametrów układu rozruchu motosprężarki



Fig. 7. Monitoring of the lubrication system parameters Integral Engine-Compressor

Rys. 7. Monitorowanie parametrów układu smarowania motosprężarki

spalin do układu dolotowego powietrza do silnika (4) oraz przewody spalinowe (5) i powietrzne (6).

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń skonstruowano i wykonano zawór do ręcznego sterowania natężeniem przepływu spalin dostarczanych do układu dolotu powietrza



Fig. 8. Monitoring of the exhaust system parameters Integral Engine-Compressor

Rys. 8. Monitorowanie parametrów układu wylotu spalin motosprężarki



Fig. 9. Monitoring of the gas compresor parameters *Rys. 9. Monitorowanie parametrów sprężarek gazu przesylowego*

Lp.	Warunki pracy silnika	$N_{e} = 1317 \text{ KM}$	$N_{e} = 1435 \text{ KM}$	$N_{e} = 1550 \text{ KM}$	$N_{e} = 1640 \text{ KM}$
	Parametr	$n_s = 330 \text{ obr/min}$	$n_s = 330 \text{ obr/min}$	$n_s = 330 \text{ obr/min}$	$n_s = 325 \text{ obr/min}$
1.	Stężenie O ₂ [% obj.]	14,9	16,0	14,0	15,5
2.	Stężenie CO ₂ [% obj.]	3,4	2,8	3,9	3,0
3.	Stężenie CO [ppm obj.]	129	88	343	86
4.	Stężenie NO [ppm obj.]	466	392	681	599
5.	Współczynnik nadmiaru powietrza λ [–]	3,44	4,20	3,00	3,82
6.	Ciśnienie P _D [Pa]	163	196	198	212
7.	Temperatura powietrza do spalania T_{p} [°C]	4,5	4,6	5,2	4,9
8.	Temperatura spalin T _s [°C]	341	341	348	348
9.	Temperatura punktu rosy T _{ROS} [°C]	42	39	44	41
10.	Strata wylotowa Q _A [%]	39,4	47,4	35,5	44,3
	Wynil	ki pomiarów CO i NO zre	edukowane dla 0 %obj. (D_2	
11.	Stężenie CO [ppm obj.]	443	369	1029	328
12.	Emisja CO [mg/m ³]	553	461	1286	410
13.	Stężenie NO [ppm obj.]	1603	1646	2043	2288
14.	Emisja NO [mg/m ³]	3291	3380	4195	4698
	Wyniki pomiarów CO i NO zredukowane dla 3 %obj. O ₂				
15.	Stężenie CO [ppm obj.]	380	317	881	281
16.	Emisja CO [mg/m ³]	475	396	1101	351
17.	Stężenie NO [ppm obj.]	1374	1411	1750	1959
18.	Emisja NO [mg/m ³]	2823	2899	3596	6406

Table 2. Initial tests of the engine exhaust emission of Integral Engine-Compressor Tabela 2. Badania początkowe emisji zanieczyszczeń spalin silnika motosprężarki

The basic problem was the high temperature of the exhaust gases entering the connecting pipe (1) from the outlet, which in the whole range of an engine load was 300°C or higher.

The maximum temperature of air delivered to the engine should not exceed 45° C, even in summer when the ambient temperature achieves $35-38^{\circ}$ C.

So the effective cooling system of the exhaust gases should be constructed (2). The system was made of the set of copper tubes panels cooled by water in an open cycle. The exhaust gases flow through the panels so they have the direct contact with do silnika. W celu zapewnienia przepływu zbliżonego do liniowego zastosowano układ zaworu grzybkowego o takiej charakterystyce aby była możliwość sterowania przepływem w zakresie od 0 do około 30% udziału spalin w świeżym ładunku. Podstawowy problem stanowiła wysoka temperatura spalin pobieranych z układu wylotowego króćcem (1), która w całym zakresie obciążeń silnika motosprężarki utrzymywała się na poziomie powyżej 300°C.

Maksymalna temperatura powietrza na dolocie do silnika nie może przekroczyć 45°C, przy czym należy

the tubes surface. In this way the exhaust temperature is reduced from 300° C to 70° C. Such cooled exhaust gases mixed with fresh air reach the temperature below 30° C.

4. Investigation of the GMVH8 enginecompressor, optimization of parameters

The measurements were performed with different engine loads, constant ignition advance angle and the constant air/gas pressures ratio.

Determination of the the influence of the exhaust recirculation degree on the effective engine-compressor parameters was the next stage of the research. After achivinig a thermal equilibrium of the engine the amount of exhaust gases in a fresh mixture was gradually increased and the following parameters were registred:

- NO_v concentration and emission
- $-CO^{x}$ concentration and emission
- CO₂ concentration and emission
- THC concentration and emission
- the temperature of exhaust at the intake to turbo-charger
- the pressure of exhaust at the intake to turbo-charger
- the temperature of an intake mixture at inlet and outlet of the air cooler
- the mixture pressure at inlet and outlet of the turbocharger
- the temperature of exhaust before and after the heat exchanger
- the load of engine working with an automatic control of ignition advance angle and the fuel mixture composition Degree of exhaust recirculation was calculated with the

following formula:

$$X_{EGR} = \frac{CO_{2d}}{CO_{2w} - CO_{2d}} \cdot 100\%$$
(1)

where: CO_{2w} [%] – concentration of carbon dioxide in the outlet manifold of engine, CO_{2d} [%] – concentration of carbon dioxide in the intake manifold of engine (before the mixture enters to the cylinders).

5. Results

Figures 12, 13 and 14 depict the dependence of NO_x , CO and CO, emissions versus exhaust recirculation degree.

High content of oxygen in exhaust comes from cylinder loop scavenging (as in a two stroke engine).



Fig. 10. Valve to control the flow of exhaust gas recirculation Rys. 10. Zawór do sterowania natężeniem przepływu spalin recyrkulacji

Wyniki badań układu zewnętrznej recyrkulacji spalin motosprężarki...

podkreślić, że taka temperatura musi być utrzymana również w upalne lata gdy temperatura otoczenia osiąga wartość 35–38°C. Wobec powyższego należało skonstruować wydajny układ chłodzenia spalin pobieranych do recyrkulacji (2). Układ ten wykonano z zestawu paneli rurek miedzianych, przez które przepływała woda bieżąca pobierana z sieci wodociągowej (układ otwarty) a spaliny pod własnym ciśnieniem prowadzono tunelem (obudową rurek), tak aby miały one bezpośredni kontakt z powierzchnią rurek w panelach. W ten sposób udało się obniżyć temperaturę spalin z poziomu około 300°C do wartości poniżej 70°C. Po wymieszaniu ochłodzonych spalin ze świeżym powietrzem, temperatura powietrza i spalin doprowadzanych do układu dolotowego utrzymywała się na poziomie poniżej 30°C.



Fig. 11. Scheme of exhaust gas recirculation of Integral Engine-Compressor GMVH-8

Rys. 11. Schemat układu recyrkulacji motosprężarki GMVH 8

4. Badania motosprężarki GMVH8, optymalizacja parametrów

Pomiary prowadzono przy różnych obciążeniach silnika, przy stałym kącie wyprzedzenia zapłonu oraz przy stałym stosunku ciśnienia, pod którym doprowadzono gaz i powietrze (turbodoładowanie) a więc przy stałym składzie mieszanki, dla różnych wartości stopnia recyrkulacji spalin.

Kolejnym etapem było określenie wpływu stopnia recyrkulacji spalin na parametry efektywne silnika motosprężarki.

Po osiągnięciu roboczego stanu cieplnego silnika stopniowo zwiększano udział recyrkulowanych spalin w świeżym ładunku doprowadzanym do cylindrów przy równoczesnej rejestracji następujących parametrów pracy silnika:

- stężenia i emisji NO_x
- stężenia i emisji CO
- stężenia i emisji CO₂

Analysis of Fig. 16 depicting the influence of recirculation degree on the engine power enables determination exhaust gases content in the mixture above which the significant $n_s = 327$ obr/min = const power loss is observed. In case of the applicated loadings the $X_{EGR 1}$ should be within the range of 12-13%.

Figures 12, 13 and 14 show that minimal emission of NO_x (reduction by 33%) can be achieved for $X_{EGR} = 15\%$, nevertheless 9% loss of power occures. Besides in this case CO emission increases by about 10% and CO₂ emission remains constant.

Analysis of Figs 17, 18, 19 and 20 verifies the above conclusions. It also confirms that such parameters like the effective power N_e , G_e and g_e describing general engine efficiency and the degree of recirculation $X_{EGR} = 15\%$ can be considered as optimal values for such emission reduction.

6. Conclusions

Application of the exhaust recirculation system reduces the NO_x emission by about 33%. Engine-compressor works in a very narrow range of loads and engine speeds 325-330rpm which eliminates necessity of using of a very complicated exhaust gases dosing system.

- 1. Application of the exhaust recirculation system enables the significant NO_x emission reduction.
- 2. The system should be chosen thoroughly the maximum X_{EGR} coefficient should not exceed 15% what corresponds to about 28% of exhaust gases content in a fresh mixture.



Fig. 12. Influence of EGR on the concentration of nitrogen oxides *Rys. 12. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na stężenie tlenków azotu*



Fig. 14. Influence of EGR on the concentration of carbon dioxide Rys. 14. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na stężenie dwutlenku węgla

COMBUSTION ENGINES, No. 2/2010 (141)

- stężenia i emisji THC
- temperatury spalin przed turbosprężarką
- ciśnienia spalin przed turbosprężarką
- temperatury zasysanego ładunku przed i za chłodnicą powietrza
- ciśnienia ładunku przed i za turbosprężarką
- temperatury spalin przed i za wymiennikiem ciepła
- obciążenia silnika przy automatycznej regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu i składu mieszanki paliwowo-powietrznej.

Stopień recyrkulacji spalin X_{EGR} określono metodą porównania stężenia CO_2 w układzie dolotowym i wylotowym (1),

gdzie: CO_{2w} [%] – stężenie dwutlenku węgla w układzie wylotowym silnika, CO_{2d} [%] – stężenie dwutlenku węgla w układzie dolotowym silnika (przed wejściem do cylindra).

5. Wyniki badań

Na rys. 12, 13 i 14 przedstawiono na wykresach słupkowych zależność emisji NO_x , CO i CO_2 od stopnia recyrkulacji spalin. Na uwagę zasługuje duża zawartość tlenu w spalinach pochodząca z powietrza płuczącego cylindry, zjawiska charakterystycznego dla silników dwusuwowych doładowanych.

Analizując wykres na rys. 16 obrazujący zależność wartości mocy silnika od stopnia recyrkulacji możemy określić granicę, przy której dalsze dodawanie spalin do świeżego ładunku powoduje wyraźną utratę mocy. W przypadku



Fig. 13. Influence of EGR on the concentration of carbon monoxide Rys. 13. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na stężenie tlenku węgla



Fig. 15. Influence of EGR on the concentration of oxygen *Rys. 15. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na stężenie tlenu*



Fig. 16. The effect of exhaust gas recirculation to the effective power of Integral Engine-Compressor

Rys. 16. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na moc efektywną motosprężarki



Fig. 17. Influence of EGR on engine load Rys. 17. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na obciążenie silnika



Fig. 19. Influence of EGR on the specific fuel consumption Rys. 19. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na jednostkowe zużycie paliwa



Fig. 21. Influence of EGR on the charge temperature at the inlet to the cylinders

Rys. 21. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na temp. ładunku na włocie do cylindrów występujących tu obciążeń granicę należałoby określić na poziomie $X_{EGR} = 12-13\%$.

Analizując wykresy rys. 12, 13 i 14 pod kątem granicy najmniejszej emisji NO_x , CO i CO_2 widzimy, że optimum leży bliżej $X_{EGR} = 15\%$ ale wówczas musimy liczyć się z około 9% spadkiem mocy. W tym przypadku uzyskujemy jednak ponad 33% obniżenie emisji NO_x przy około 10% wzroście emisji CO i praktycznie stałym poziomie emisji CO_2 .

Weryfikację powyższych wniosków daje nam analiza wykresów rys. 17, 18, 19 i 20. Potwierdza się, że z uwagi na takie parametry jak moc efektywna N_e, godzinowe G_e i jednostkowe zużycie paliwa g_e określające sprawność ogólną silnika wartość stopnia recyrkulacji rzędu X_{EGR} = 15% może być przyjęta jako wartość optymalna ze względu na rozpatrywane kryteria.

Notowany wzrost wartości temperatury spalin przy $X_{EGR} = 15\%$ rzędu 12°C stanowi niecałe 4% wartości wyjściowej przy $X_{EGR} = 0$, co przy istniejącej możliwości zwiększenia skuteczności układu chłodzenia spalin nie stanowi problemu.



Fig. 18. Influence of EGR on the mass fuel consumption Rys. 18. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na godzinowe zużycie paliwa



Fig. 20. Influence of EGR on the overall efficiency of the engine of Integral Engine-Compressor





Fig. 22. Influence of EGR on the exhaust gas temperature Rys. 22. Wphyw stopnia recyrkulacji spalin na temperaturę spalin



Fig. 23. Influence of exhaust gas recirculation on the overall performance Integral Engine-Compressor

Rys. 23. Wpływ stopnia recyrkulacji spalin na ogólne parametry motosprężarki

3. When the X_{EGR} value does not exceed $X_{EGR} = 15\%$ the general engine efficiency remains constant and equal to 32%. The value of power is sufficient.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Mr. Marek Rudkowski, DEng. – NGV AUTOGAS Sp. z o.o., Cracov, Poland. Dr inż. Marek Rudkowski – NGV AUTOGAS Sp. z o.o., Kraków, Polska. e-mail: mrudkowski@ngvautogas.com.pl



Mr. Sławomir Dudek, DEng. – NGV AUTOGAS Sp. z o.o., Cracov, Poland. Dr inż. Sławomir Dudek – NGV AUTOGAS Sp. z o.o., Kraków, Polska. e-mail: sdudek@ngvautogas.com.pl



Na rys. 23 możemy prześledzić przebieg omawianych wyżej zależności w formie wykresu. W pozycji pierwszej przedstawiającej przy nominalnej prędkości obrotowej $n_s = 327$ obr/min zależność kąta wyprzedzenia zapłonu od stopnia recyrkulacji spalin X_{EGR} obserwujemy występowanie wyraźnej granicy przy wartości $\alpha = 6^{\circ}$.Po przekroczeniu wartości X_{EGR} = 15% pojawia się konieczność opóźnienia kąta wyprzedzenia zapłonu o 1°. Przy stosowanej praktycznie w całym zakresie wartości 6° przed GMP oznacza to około 16% zmianę.

Po przekroczeniu wartości $X_{EGR} = 15\%$ obserwujemy wyraźne pogorszenie pozostałych parametrów.

6. Zakończenie

Przez zastosowanie metody recyrkulacji spalin ograniczono emisję NO_v o 33%.

Silnik motosprężarki pracuje w bardzo wąskim przedziale obciążeń i prędkości obrotowych $n_s = 325-330$ obr/min co eliminuje potrzebę stosowania skomplikowanych układów dozowania spalin.

- 1. Docelowy układ recyrkulacji spalin powinien być tak dobrany aby maksymalna wartość współczynnika X_{EGR} nie przekraczała 15% co oznacza około 28% udział spalin w świeżym ładunku.
- 2. W warunkach gdy wartość stopnia recyrkulacji spalin nie przekracza $X_{EGR} = 15\%$ sprawność ogólna silnika utrzymuje się w granicach 32% i obserwujemy wystarczający zakres mocy.
- Po zastosowaniu recyrkulacji spalin osiągnięto zakładane, znaczne ograniczenie emisji tlenków azotu.

Bibliography/Literatura

- Loukanine V., Khatchiyan A., Shislov I., Khamidullin R.: Analysis of Different Ways to Develop Low Emission Natural Gas Engines. NGV2000, 7th International Conference and Exhibition on Natural Gas Vehicles, Yokohama, Japan 2000.
- [2] Merkisz J., Kozak M.: Możliwości spełnienia nowych norm toksyczności spalin przez silniki zasilane paliwami gazowymi i konwencjonalnymi. Materiały V Międzynarodowej Konferencji Naukowej SILNIKI GAZOWE 2000. Częstochowa 2000.
- [3] Noble D., Beaumont A.: Control System for a Low Emissions Natural Gas Engine for Urban Vehicles. SAE Paper No. 910255.
- [4] Nylund N., Riikonen A.: Low Polluting Gas Fuelled Heavy-Duty Vehicles. SAE Paper No. 912365.
- [5] Saxena M., Mathur H., Radzimirski S.: Reduction of Fresh Charge Losses by Selective Exhaust Gas Recirculation (SEGR) In Two-Stroke Engines. SAE Paper No. 891806.
- [6] Teodorczyk A., Przastek J.: Analiza obliczeniowa wpływu recyrkulacji spalin na emisję NO_x w silniku o zapłonie iskrowym. Journal of KONES Internal Combustion Engines 1999.
- [7] Throop M., Cook J., Hamburg D.: The Effect of EGR System Response Time on NOx Feedgas Emissions during Engine Transient. SAE Paper No. 850133.

Mr Ryszard Wołoszyn, DEng. – doctor in the Faculty of Mechanical Engineering at Radom University of Technology.

Dr inż. Ryszard Wołoszyn – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Radomskiej. e-mail: rw@pr.radom.pl



Adam DUŻYŃSKI Wiesław BAWOR

PTNSS-2010-SS2-211

A summary of twelve months' operation of the new biogas cogeneration set in the WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Częstochowa

The paper presents a summary of twelve months' commercial operation of the new biogas cogeneration set with the GE JENBACHER engine, type JMS 316 GS-B.LC, which was installed at the end of December 2008 in the WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Częstochowa. The summary of the first six months of operation of this set is discussed in reference [4].

Key words: biogas engine, CHP - combined heat and power, industrial operation

Podsumowanie dwunastomiesięcznej eksploatacji nowego biogazowego zespołu kogeneracyjnego w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie

W pracy zaprezentowano podsumowanie dwunastomiesięcznej eksploatacji przemysłowej nowego biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER typu JMS 316 GS-B.LC zainstalowanego w końcu grudnia 2008 r. w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie. Podsumowanie pierwszych sześciu miesięcy eksploatacji tego zespołu omówiono w [4].

Słowa kluczowe: silnik biogazowy, energetyka skojarzona, eksploatacja przemysłowa

1. Introduction

As early as in the seventies of the past century, The WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Częstochowa, and actually its predecessor - the WARTA S.A. Commercial Water Company, undertook, on the initiative of Prof. Karol Cupiał from the Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering of the Częstochowa University of Technology (IMTiTS PCz), Poland's first trials on the utilization of biogas, a by-product of anaerobic sewage sludge fermentation, by using it for supplying piston engine-driven gas cogeneration sets [1]. Those works were initiated by the adaptation of the WOLA DV 6R unsupercharged engine to be double-fuel supplied with biogas and a reduced dose of fluid fuel, and the subsequent versions were adapted to operate on sole biogas as spark-ignition engines. In the seventies, jointly with ZMiN WOLA of Warsaw, the IMTiTS PCz constructed and tested a family of WOLA HENSCHEL engines: a 100 kW (unsupercharged) 6R, a 200 kW (unsupercharged) H12V, and a 300 kW (supercharged) models, in which the engine cooling heat and the exhaust gas heat were also utilized. Based on the positive results of long-lasting operational tests of these engines, carried out at PSW WARTA of Częstochowa, ZMIN WOLA of Warsaw started up their commercial-scale production. In the years 1996-99, the IMTiTS PCz carried out at the WARTA S.A. Waste Treatment Plant the KBN target project no. 9 T12D 003 95C/2587 "The prototype and optimization studies of the 8A20G gas engine-driven heat-recovery generating set and its implementation to series production at H. CEGIELSKI-POZNAŃ S.A.". These efforts resulted in the construction of Poland's largest and most modern heat & power-generating set with an 8A20G (600 kW/1000 rpm)

1. Wprowadzenie

Oczyszczalnia Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie, a właściwie jej poprzedniczka Przemysłowa Spółka Wodna WARTA S.A. w Częstochowie, już w latach siedemdziesiątych ubiegłego wieku, z inicjatywy prof. Karola Cupiała z Instytutu Maszyn Tłokowych Politechniki Częstochowskiej podjęła pierwsze w Polsce próby utylizacji biogazu - produktu ubocznego beztlenowej fermentacji osadów ściekowych poprzez jego wykorzystanie do zasilania gazowych zespołów kogeneracyjnych z silnikami tłokowymi [1]. Prace te zostały zapoczątkowane adaptacją wolnossącego silnika WOLA DV 6R do dwupaliwowego zasilania biogazem i zmniejszoną dawką paliwa płynnego, następne wersje adaptowano do pracy na samym biogazie jako silniki z zapłonem iskrowym. W latach osiemdziesiątych wspólnie z ZMiN WOLA Warszawa IMTiTS PCz skonstruował i przebadał rodzinę silników WOLA HENSCHEL - 6R 100 kW (wolnossący), H12V 200 kW (wolnossący) i 300 kW (doładowany), w których utylizowano także ciepło chłodzenia silnika i ciepło spalin. W oparciu o pozytywne wyniki długotrwałych badań eksploatacyjnych tych silników prowadzonych w PSW WARTA w Częstochowie ZMIN WOLA Warszawa uruchomiły ich produkcję przemysłową. W latach 1996-99 IMTiTS PCz zrealizował w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie projekt celowy KBN nr 9 T12D 003 95C/2587 "Prototyp i badania optymalizacyjne zespołu prądotwórczego z odzyskiem ciepła napędzanego silnikiem gazowym 8A20G oraz wdrożenie do produkcji servjnej w H.CEGIELSKI-POZNAN S.A.". W wyniku realizacji tych prac powstał największy i najnowocześniejszy krajowy zespół ciepło- i prądotwórczy z biogazowym silnikiem 8A20G (600 kW/1000 obr/min)

engine with the recovery of the heat of engine, oil, and blend cooling and the exhaust gas heat [5, 6]. The cogeneration set with this engine was commercially operated in the WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Częstochowa by IMTITS PCz workers up to 2006 [2], and in 2008 it was sold and substituted with a cogeneration set with a GE JENBACHER engine of larger power.

2. The Cogeneration Set with the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Biogas Engine

The WARTA S.A. Waste Treatment Plant receives each day averagely approx. 50 000 m³ of sewage and retains approx. 500–600 m³ of crude sewage sludge, and produces approx. 6500 m³ of biogas (about 272 m³/h) of a calorific value of approx. 23 MJ/m³ [19].

Currently, after the modernization of the biological, sludge, and gas parts, carried out in recent years, and including [19]: increasing the capacity of the bioreactors, introducing a sewage recycling system to them and changing the system of their aeration; building of a new, fourth closed 2900 m³-capacity fermentation chamber, thus increasing their previous capacity by 30%; changing the sludge agitation method; construction of chambers for gravity agitation and thickening of excessive and primary sludges; installation of a flexible double-shelled biogas gasholder of a capacity of 2150 m³; a new biogas cogeneration set with a GE JEN-BACHER JMS 316 GS-B.LC engine of an electric power of 828 kW and a thermal power of 870 kW was also purchased and started up in the renovated building (Fig. 1) in which the previous cogeneration set was operated. The supplier of the engine was KWE Technika Energetyczna Sp. z o.o. of Bielsko-Biala, the Authorized Representative of GE JEN-BACHER Gas Engines Division for Poland. The total cost of this investment project, which was carried out within 7 months, closed at a sum of 3.7 million PLN [19].

As a result of the modernization carried out, in addition to ecological effect, such as a significant reduction of the quantities of nitrogen and phosphorus, and thus the compounds responsible for the eutrophication of the Warta river aquatic environment, the biogas production was increased by approx. 40%, up to a level of about 2.2 million m³ annually [19]. A flow sheet of the WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Częstochowa is shown in Fig. 2.

The crude sewage sludge – thickened in the funnels of primary settling tanks to a dry matter content of approx. 5%, and the excessive sewage sludge – formed at the biological stage after thickening to a dry matter content of approx. 5–6% in the mechanical thickener, are routed to separate closed fermentation chambers, where, at a temperature of 35–37°C, they undergo anaerobic methane fermentation, and thus produced biogas is utilized in the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Cogeneration Set, which was commenced to be operated by the Treatment Plant at the end of 2008. This is a typical combined heat and power (CHP) plant, which generates electric energy and heat at a source of the gaseous fuel and in a place, where it is demanded. A drier for dewatered sewage sludge coming from the presses,

z odzyskiem ciepła chłodzenia silnika, oleju, mieszanki i ciepła spalin [5, 6]. Zespół kogeneracyjny z tym silnikiem był eksploatowany przemysłowo w OŚ WARTA S.A. przez pracowników IMTiTS PCz do roku 2006 [2], a w roku 2008 został sprzedany i zastąpiono go zespołem kogeneracyjnym z silnikiem GE JENBACHER większej mocy.

2. Zespół kogeneracyjny z silnikiem biogazowym GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC

Oczyszczalnia Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie przyjmuje dobowo średnio ok. 50 000 m³ ścieków, zatrzymuje ok. 500–600 m³ osadu surowego oraz produkuje ok. 6500 m³ biogazu (ok. 272 m³/h) o wartości opałowej ok. 23 MJ/m³ [19].

Obecnie po przeprowadzonej w ostatnich latach modernizacji części biologicznej, osadowej i gazowej obejmującej m.in. [19]: zwiększenie pojemności bioreaktorów, wprowadzenie w nich systemu recyrkulacji ścieków i zmianę systemu ich napowietrzania, budowę nowej, czwartej zamkniętej komory fermentacyjnej o pojemności 2900 m³ powiększającej dotychczasową ich pojemność o 30%, zmianę sposobu mieszania osadów, budowę komór do grawitacyjnego mieszania i zagęszczania osadów nadmiernych i wstępnych, instalację elastycznego dwupowłokowego zbiornika biogazu o pojemności 2150 m³, zakupiono także i uruchomiono – w zmodernizowanym budynku (rys. 1), w którym eksploatowano poprzedni zespół kogeneracyjny - nowy biogazowy zespół kogeneracyjny z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC o mocy elektrycznej 828 kW i mocy cieplnej 870 kW. Dostawcą silnika była firma KWE Technika Energetyczna Sp. z o.o. - Autoryzowany Przedstawiciel w Polsce GE JENBACHER Gas Engines Division z Bielska-Białej. Koszt całkowity tej inwestycji, zrealizowanej o okresie 7 miesięcy, zamknął się kwotą 3,7 mln zł [19].



Fig. 1. The thermal-electric power station facility of the WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Częstochowa, in which the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set is installed

Rys. 1. Budynek elektrociepłowni w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie w którym zainstalowano biogazowy zespół kogeneracyjny z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC

W wyniku przeprowadzonej modernizacji, oprócz czysto ekologicznych efektów, jak znaczące zmniejszenie ilości azotu i fosforu, a więc związków biogennych odpowie-



with an initial dry matter content of 17-30% [11], operates in the Waste Treatment Plant. The product of the installation is a granulate of a dry matter content of min. 90% and a grain size of 1-10 mm. The process of drying at 220–280°C is conducted by an indirect method in vertical shelf drying &

dzialnych za eutrofizację środowiska wodnego rzeki Warty, zwiększono o ok. 40% produkcję biogazu, do poziomu ok. 2,2 mln m³ rocznie [19].

Schemat technologiczny OŚ WARTA S.A. w Częstochowie przedstawiono na rys. 2. granulating units incorporated in two lines, each of a capacity of 41 m³/24 hrs, with the use of mineral oil as the heat carrier, for the heating of which natural gas is used, while the reserve fuel being light fuel oil. The implementation of the new technology by KEPPEL-SEGHERS has brought about the effect [19], whereby only 4000 tons of sewage sludge, and in a maximally dried and hygienized form, too, get through to the natural environment per year, instead of the previous 22,000 tons of environmentally noxious and hard utilizable sewage sludge (in a "cake-like" form). Moreover, dried and granulated sewage sludge is an energy raw-material, with a calorific value of 10.5–11.2 MJ/kg [3, 19], which is comparable to that of brown coal.

In the framework of the research & development project no. R10 019 02 entitled "The piston combustion engine in the sewage sludge gasification installation", which is being currently carried out, the IMTITS PCz is conducting investigation into the possibility of gasifying this granulate and utilizing thus obtained gas as a fuel for supplying the piston engine generating set [3].

The GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Biogas Engine [10] is a dive unit for the gas cogeneration set (Fig. 3) that generates electric energy and recovers heat from the systems





Fig. 3. The GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Coge-neration Set installed in the WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Częstochowa

Rys. 3. Biogazowy zespół kogeneracyjny z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC zainstalowany w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie

Osad surowy - zagęszczony w lejach osadników wstępnych do zawartości ok. 5% suchej masy i osad czynny nadmierny - powstający w stopniu biologicznym po zagęszczeniu do ok. 5-6% suchej masy w zagęszczaczu mechanicznym są kierowane do wydzielonych zamkniętych komór fermentacyjnych, gdzie w temp. 35-37°C poddawane są beztlenowej fermentacji metanowej, a wytworzony biogaz utylizowany jest w zespole kogeneracyjnym z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC, którego eksploatację oczyszczalnia rozpoczęła w ostatnich dniach 2008 roku. Jest to typowa instalacja energetyki skojarzonej CHP wytwarzająca energie elektryczną i ciepło w źródle paliwa gazowego i w miejscu zapotrzebowania. W oczyszczalni ścieków pracuje suszarnia odwodnionego osadu ściekowego pochodzącego z pras o początkowej zawartości suchej masy 17–30% [11]. Produktem instalacji jest granulat o zawartości suchej masy min. 90 % i wielkości ziaren 1-10 mm. Proces suszenia w temp. 220-280°C jest prowadzony metodą przeponową w pionowych półkowych suszarkogranularkach zabudowanych w dwóch liniach o wydajności 41 m³/dobę każda, przy zastosowaniu oleju mineralnego jako nośnika ciepła do którego podgrzania wykorzystuje się gaz ziemny, zaś paliwem rezerwowym olej opałowy lekki. Zastosowanie nowoczesnej technologii firmy KEPPEL-SE-GHERS spowodowało [19], że do środowiska trafia rocznie zamiast 22 000 t uciążliwych dla środowiska i trudnych do zutylizowania osadów ściekowych (w postaci "plackowatej") jedynie 4000 t i to w postaci maksymalnie wysuszonej i zhigienizowanej. Ponadto osuszony i zgranulowany osad ściekowy jest surowcem energetycznym o kaloryczności porównywalnej z węglem brunatnym – wartość opałowa 10,5-11,2 MJ/kg [3, 19].

IMTiTS PCz w ramach realizowanego obecnie projektu badawczo-rozwojowego nr R10 019 02 nt. "Tłokowy silnik spalinowy w instalacji zgazowania osadu ściekowego", prowadzi badania dotyczące możliwości zgazowania tego granulatu i wykorzystania pozyskanego gazu jako paliwa do zasilania zespołu prądotwórczego z silnikiem tłokowym [3].

Biogazowy silnik GE JENBACHER JMS 316 GS-B. LC [10] jest jednostką napędową gazowego zespołu kogeneracyjnego (rys. 3) wytwarzającego energię elektryczną oraz odzyskującego ciepło z układów: chłodzenia silnika, oleju smarującego, chłodzenia mieszanki palnej oraz ciepło unoszone przez spaliny. Jest to biogazowy, 16-cylindrowy, doładowany silnik ZI JENBACHER serii 3 w układzie V (70°) wyposażony w system regulacji składu mieszanki palnej LEANOX® z katalizatorem utleniającym CO. Silnik ten napędza samowzbudny synchroniczny generator trójfazowy AvK DIG 110 i/4 (1090 kVA/864 kWe/6,3 kV/1500 obr/min) firmy Cummins Generator Technologies Germany GmbH [10].

Silnik tłokowy spełnia aktualnie obowiązujące limity emisji spalin dla stacjonarnych biogazowych silników ZI zawarte w przepisach TA-Luft 2002 [8].

Podstawowe dane techniczne zespołu CHP z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC zamieszczono w tabeli 1.

of engine and lubricating oil cooling, air-fuel mixture cooling, and heat carried away with the exhaust gas. This is a biogas 16-cylinder supercharged ZI JENBACHER engine, series 3, of V-type (70°C), equipped with a LEANOX® air-fuel mixture composition regulation system with a CO oxidation catalyst. This engine drives an AvK DIG 110 i/4 (1090 kVA/864 kWe/6.3 kV/1500 rpm) self-excited synchronous three-phase generator supplied by Cummins Generator Technologies Germany GmbH [10].

The basic technical specifications of the CHP set with the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine are given in Table 1. Silnik ma chłodzone wodą, dwuzaworowe głowice oddzielne dla poszczególnych cylindrów. Zawory wlotowe i wylotowe wyposażone są w układy obrotowe – Rotocap zmniejszające zużycie zespołu zawór-gniazdo zaworowe. Wał korbowy osadzony jest na dziewięciu łożyskach. Silnik wyposażony jest w tłumik drgań skrętnych wału korbowego. Kute, hartowane i utwardzane korbowody mają skośnie dzielone stopy. Tłoki ze stopów lekkich mają w denku kanał chłodzenia olejem i są uszczelniane trzema pierścieniami. Wałek rozrządu łożyskowany w dziewięciu punktach jest napędzany od wału korbowego za pośrednictwem kół zębatych. Silnik wyposażony jest w standardowy trakt gazowy

Table 1. Basic technical specifications of the CHP set with the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine [10]

Tabela 1. Podstawowe dane techniczne zespołu CHP z silnik	kiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC [10]
---	--

Specification/wyszczególnienie	Unit/ Jednostka	Value/ <i>Wartość</i>
Number of cylinders/liczba cylindrów	-	16
Engine capacity/pojemność silnika	dm ³	38.934
Cylinder bore/średnica cylindra	mm	135
Piston stroke/skok tloka	mm	170
Compression ratio/stopień sprężania	-	12.5
Rotational speed – rated/prędkość obrotowa – znamionowa	rpm	1500
Average effective pressure/średnie ciśnienie efektywne	bar	17.70
Average piston velocity/średnia prędkość tłoka	m/s	8.5
Mechanical output power/moc wyjściowa mechaniczna	kW	861
Electric output power (at $\cos \varphi = 1.00$)/moc wyjściowa elektryczna (przy $\cos \varphi = 1,00$)	kW	828
Air-fuel mixture/water heat exchanger power, $\pm 8\%$ level 1/level 2/moc wymiennika ciepła mieszanka/woda $\pm 8\%$ 1 stopień/2 stopień	kW	131/38
Oil/water heat exchanger power, ±8%/moc wymiennika ciepła olej/woda ±8%	kW	95
Engine cooling warm water/process water heat exchanger power, 8%/moc wymiennika ciepła woda chłodząca silnik-woda technologiczna 8%	kW	253
Exhaust gas/process water heat exchanger power, $\pm 8\%/moc$ wymiennika ciepła spaliny-woda technologiczna $\pm 8\%$	kW	391
Total effective thermal power, ±8%/calkowita użyteczna moc cieplna ±8%	kW	870
Radiation heat/ciepło radiacji	kW	68
Electric efficiency of the set/sprawność elektryczna zespołu	%	39.6
Overall efficiency/sprawność całkowita		81.2
Engine efficiency loss – per each 100 m of altitude over 500 m above sea level/ <i>strata sprawności silnika – na każde 100 m ponad 500 m n.p.m.</i>	%	0.7
Engine efficiency loss – per 1°C above 25°C/strata sprawności silnika – na każdy 1°C ponad 25°C	%	0.5
Oil working pressure/ciśnienie robocze oleju	bar	4–5
Cooling water temperature on exit from the engine at full load/temp. wody chłodzącej na wyjściu z silnika przy pełnym obciążeniu	°C	90
Dry/wet engine / CHP set mass/masa silnika (suchy/mokry)/zespołu CHP	kg	4000/4490/10,900
Engine/CHP set length/długość silnika/zespołu CHP	mm	2860/5882
Engine/CHP set width/szerokość silnika/zespołu CHP	mm	1340/1958
Engine/CHP set height/wysokość silnika/zespołu CHP	mm	1800/2240
Operational oil consumption/eksploatacyjne zużycie oleju	g/kWh	0.2
Lubrication system capacity/pojemność układu smarowania	dm ³	300
Cooling system capacity/pojemność układu chłodzenia	dm ³	120
NO_x emission (dry exhaust gas at 5% O_2 – with 50% load)/ <i>Emisja</i> NO_x (spaliny suche przy 5% O_2 – przy 50% obciążenia)	Mg/m ³	500
CO emission (dry exhaust gas at 5% O_2 – with 50% load)/emisja CO (spaliny suche przy 5% O_2 – przy 50% obciążenia)	Mg/m ³	300

The piston engine currently meets the exhaust has emission limits applicable to stationary biogas ZI engines, as specified in the TA-Luft 2002 code [8].

The engine has two-valve water-cooled heads, separate for particular cylinders. The inlet and outlet valves are equipped with rotary systems (rotocap) which reduce the wear of the valve-valve seat assembly. The crankshaft is mounted on nine bearings. The engine is equipped with a crankshaft torsional vibration damper. The forged, hardened and toughened connecting-rods have obliquely divided feet. The light alloy pistons have an oil cooling channel in the head, and are sealed with two sings. The distribution shaft is bearing-mounted at nine points and is driven from the crankshaft via gear wheels. The engine is equipped with a standard gas path (Fig. 4) which consists of: a ball valve, a 3 µm-mesh biogas filter, a preliminary pressure regulator, a safety relief valve, a press-on valve manometer, solenoid valves with a tightness control system, a biogas pressure switch, and a biogas pressure regulator [13].

In the mixer (Fig. 5), the gas fuel is added to the sucked air in a different quantity through the variable servomotoractuated gas diaphragm, whereby the excess air factor, λ , is changed. This mixer is part of the LEANOX® air-fuel mixture regulation system. The operation of the JENBACHER Gas Engine has been optimized [10] so as to ensure exhaust gas emission as low as possible at engine operation with a lean air-fuel mixture under full load conditions. To achieve the lowest possible exhaust gas emission rates, the direct (rys. 4) który tworzą: zawór kulowy, filtr biogazu o oczkach 3 μm, wstępny regulator ciśnienia, zawór bezpieczeństwa spustowy, manometr z zaworem naciskowym, zawory elektromagnetyczne z układem kontroli szczelności, wyłącznik ciśnienia biogazu, regulator ciśnienia biogazu [13].



Fig. 4. The gas path of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Biogas Engine Rys. 4. Ścieżka gazowa silnika biogazowego GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC

W mieszalniku (rys. 5) paliwo gazowe dodawane jest do zassanego powietrza w różnej ilości poprzez zmienną – poruszaną serwomotorem – przesłonę gazu, zmieniając w ten sposób współczynnik nadmiaru powietrza λ .



Fig. 5. Schematic of the incorporation the activated carbon absorber into the gas path of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC engine [14] and its view

Rys. 5. Schemat włączenia absorbera z węglem aktywnym w trakt gazowy silnika GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC [14] i jego widok

relationship between the NO_x emission and the excess air factor was used. The LEANOX® regulation system used in these engines does not require the use of an oxygen sensor, i.e. the λ probe, which ages as the operation progresses, and it ensures ultimately low exhaust gas emission conditions. The purpose of the LEANOX® regulator is to calculate and set an optimal initial pressure using the current power output and air-gas mixture temperature. A linear relationship between these values is computed automatically by the DIA. NE engine management system. The LEANOX® regulator goes on automatically after the actual power has exceeded a threshold value (of approx. 30% of the total power output). A PI (proportional-integral) regulator with a stepper motor

Mieszalnik ten stanowi część systemu regulacji składu mieszanki palnej LEANOX®. Sterowanie silnika gazowego JENBACHER zostało zoptymalizowane tak [10], aby zapewnić jak najniższą emisję spalin przy jego pracy na ubogiej mieszance w warunkach pełnego obciążenia. Dla osiągnięcia najniższych z możliwych wskaźników emisji spalin, wykorzystano bezpośrednie powiązanie pomiędzy emisją NO_x a współczynnikiem nadmiaru powietrza. Zastosowany w tych silnikach system regulacji LEANOX® nie wymaga stosowania starzejącego się w miarę eksploatacji czujnika tlenu – sondy λ i zapewnia docelowo niskie warunki emisji spalin. Zadaniem regulatora LEANOX® jest obliczanie i ustawianie optymalnego ciśnienia początkowego is employed in the system, which changes the position of the diaphragm in the gas mixer, thus regulating the excess air factor, λ [10]. The DIA.NE system monitors also the knockless operation of the biogas engine by using vibration sensors placed on each of its blocks. This is a very convenient and user-friendly management & diagnostic interface, whose LCD screen panel is incorporated in the control cubicle of the CHP set. The turbo-compressor compresses the air-gas mixture and forces it into the mixture cooler. After passing through the turbo-compressor, the exhaust reaches the noise silencer. Then, flowing through the (exhaust gas/water) tubular heat exchanger, it gives up the heat to the process water. The design of the heat exchanger enables it to be put off-line by routing the exhaust gas through its bypass.

The biogas engine is equipped with an IC-922 (24V DC) WOODWARD high-energy microprocessor-controlled ignition module with individual coils for each cylinder. This is system featuring three sensors, each of them for engine rotational speed, crankshaft position, and timing phases. The system allows the spark discharge energy to be regulated in the range of 10–100%. The engine rotational speed, the ignition advance angle and its variations, hours of operation, and the messages of errors in ignition system operation can be displayed on a computer's screen through the RS232 interface. The transmission of data to the PC takes place either via the CAN bus or through the RS232 interface. Should the permissible rotational speed be exceeded, the speed controller cuts out the ignition and the gaseous fuel supply.

To enable a conventional oxidizing catalyst to be used, it is necessary to suitably prepare the biogas by removing its detrimental components. Therefore, in order to comply with the engine manufacturer's requirements for biogas quality [12], an absorber supplied by GE JENBACHER (Fig. 5), filled with a periodically exchanged bed of BA11-type activated coal (approx. 0.8 m³ of 4mm-diameter grain granulate), was employed in the biogas preparation installation. A criterion for the exchange of the bed is the increase in the resistance to biogas flow up to a level of 30 mbar.

The absorber removes silicon an sulphur compounds, and aromatic hydrocarbon compounds contained in the gas, thus contributing to a reduction of engine wear and a lowering of engine maintenance costs.

The limiting conditions for biogas [14]: relative humidity < 50%; maximum temperature 55°C; H₂S < 200 mg/Nm³; total halogen (Cl+2F) contents < 100 mg/Nm³.

The GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Cogeneration Set is supplied with biogas with the following average composition: CH_4 60–66%; CO_2 30–34%; H_2 approx. 4%; N_2 approx. 2%. In addition, small amounts of carbon monoxide, oxide, hydrocarbons, hydrogen sulphide, ammonia and nitrogen oxide are present in the biogas. The relatively high CO_2 content substantially enhances the antiknock properties of the gas, thus making it an attractive fuel for combustion engines.

In the gas distribution centre building, the airTOX Biogassystem instrumentation by FRESENIUS is installed, which serves for the continuous monitoring of chemical z wykorzystaniem bieżącej mocy wyjściowej i temperatury mieszanki powietrze-gaz. Liniowa zależność pomiędzy tymi wartościami jest obliczana automatycznie przez system zarządzania silnikiem DIA.NE. Regulator LEANOX® włącza się automatycznie po przekroczeniu wartości progowej mocy rzeczywistej (ok. 30% całkowitej mocy wyjściowej). W układzie zastosowano regulator PI (proporcjonalno-całkujący) z silnikiem krokowym, zmieniającym położenie przesłony w mieszalniku gazu, regulując w ten sposób współczynnik nadmiaru powietrza λ [10]. System DIA.NE nadzoruje także bezstukową pracę silnika biogazowego, korzystając z czujników drgań umieszczonych na każdym z jego bloków. Jest to bardzo wygodny i przyjazny dla obsługi interfejs zarządzająco-diagnostyczny, którego panel z ekranem LCD zabudowany jest w szafie sterowniczej zespołu CHP. Turbosprężarka spręża mieszankę powietrzno-gazową i tłoczy ją do chłodnicy mieszanki. Spaliny po przejściu przez turbosprężarkę trafiają do tłumika hałasu. Następnie, przepływając przez rurowy wymiennik ciepła (spaliny/woda), przekazują ciepło do wody technologicznej. Konstrukcja wymiennika ciepła umożliwia jego wyłączenie z pracy poprzez skierowanie spalin jego obejściem.

Silnik biogazowy wyposażony jest w wysokoenergetyczny, sterowany mikroprocesorowo moduł zapłonowy IC-922 (24V DC) WOODWARD z indywidualnymi cewkami dla każdego cylindra. Jest to instalacja wyposażona w trzy czujniki: prędkości obrotowej silnika, położenia wału korbowego oraz faz rozrządu. Układ ten umożliwia regulację energii wyładowania iskrowego w zakresie 10-100%. Prędkość obrotowa silnika, kąt wyprzedzenia zapłonu i jego zmiany, godziny pracy, komunikaty błędów w pracy układu zapłonowego mogą być wyświetlane na komputerze poprzez interfejs RS232. Transmisja danych do PC odbywa się za pośrednictwem magistrali CAN lub poprzez interfejs RS232. W przypadku przekroczenia dopuszczalnej prędkości obrotowej regulator prędkości odcina zapłon i dopływ paliwa gazowego. Aby możliwe było zastosowanie konwencjonalnego katalizatora utleniającego, konieczne jest odpowiednie przygotowanie biogazu - usunięcie zawartych w nim szkodliwych składników. Dlatego też w celu spełnienia wymagań producenta silnika odnośnie jakości biogazu [12] w instalacji jego przygotowania zastosowano absorber firmy GE JENBACHER (rys. 5) wypełniony okresowo wymienialnym złożem węgla aktywnego typu BA11 (ok. 0,8 m3 granulatu o średnicy 4 mm). Kryterium jego wymiany jest wzrost oporów przepływu biogazu przez złoże do poziomu 30 mbar.

Absorber usuwa zawarte w gazie związki krzemu, siarki, aromatyczne związki węglowodorów przyczyniając się do zmniejszenia zużycia silnika i obniżenia kosztów jego konserwacji. Warunki graniczne dla biogazu [14]: wilgotność względna < 50%; temperatura maksymalna 55°C; $H_2S < 200 \text{ mg/Nm}^3$; zawartość łączna halogenu (Cl+2F) < 100 mg/Nm³.

Gazowy zespół kogeneracyjny z silnikiem GE JENBA-CHER JMS 316 GS-B.LC zasilany jest biogazem o przeciętnym składzie: CH_4 60–66%; CO_2 30–34%; H_2 ok. 4%; N_2 ok. composition (CH₄, CO₂, O₂, H₂S) of the biogas produced – Fig. 6.



Fig. 6. The airTOX Biogassystem instrumentation by FRESENIUS for the monitoring of biogas chemical composition *Rys. 6. Aparatura airTOX Biogassystem firmy FRESENIUS monitorująca skład chemiczny biogazu*

The electric power of the cogeneration set is controlled either by setting a manual value from the SCADA overriding system level or through automatic operation allowing for the tariff B23 and the biogas gasholder fill state. In the automatic mode, the system controls the biogas gasholder fill state by attempting to increase the biogas inventory during operation beyond the peak tariff and to operate with the highest possible power within the peak tariff period. Information of which tariff is currently "active" is sent from the SCADA overriding system. Due to the slow process of biogas gasholder filling or emptying, the filling of the gasholder is checked every 10 minutes. If the gasholder is filled in 60% or more, the electric generator operates at full power. If the gasholder is less than 60% full and the fill check shows a continued decrease in biogas volume, the generator's power is reduced with 5% steps until the stored volume stops at a constant level. The increase in fill above 60% will cause the generator to resume operation at its full power. During cogeneration set operation beyond the peak, the biogas gasholder fill status is checked, similarly as for peak tariff operation, every 10 minutes. In the normal tariff, the system attempts to store the highest possible biogas amount (the complete possible fill), so as to allow electric generator operation at full power in the peak tariff. In the case, where the amount of biogas in the gasholder does not increase, but the gasholder fill has not reached 85%, the generator's power is reduced with 5% steps. On the other hand, when the gasholder fill has reached 85%, the generator's power is increased with 5% steps to limit the further increase in the amount of gas.

3. Technical and operational experience gained so far

The analysis outlined below concerns a relatively short, since only twelve months' (23.12.2008–31.12.2009), period of operation of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Cogeneration Set, during which it worked for 8450 hours (of which 8258 hrs in 2009).

2%. Ponadto w biogazie występują niewielkie ilości tlenku węgla, tlenu, węglowodorów, siarkowodoru, amoniaku i tlenku azotu. Stosunkowo duża zawartość CO_2 w znaczący sposób podnosi odporność przeciwstukową gazu, czyniąc go atrakcyjnym paliwem dla silników spalinowych. W budynku węzła rozdzielczego gazu zainstalowana jest aparatura airTOX Biogassystem firmy FRESENIUS do prowadzenia ciągłego monitoringu składu chemicznego produkowanego biogazu (CH₄, CO₂, O₂, H₂S) – rys. 6.

Sterowanie mocą elektryczną zespołu kogeneracyjnego odbywa się poprzez ręczne zadawanie z poziomu systemu nadrzędnego SCADA lub pracę automatyczna z uwzględnieniem taryfy B23 i stanu napełnienia zbiornika biogazu. W trybie automatycznym system kontroluje stan napełnienia zbiornika biogazu starając się zwiększyć zapas biogazu w czasie pracy poza taryfą szczytową, oraz pracując z możliwie wysoką mocą w czasie taryfy szczytowej. Informacje o tym, która taryfa jest aktualnie "aktywna", przesyłana jest z systemu nadrzędnego SCADA. Ze względu na powolny proces napełniania lub opróżniania zbiornika biogazu, jego napełnianie jest kontrolowane, co 10 minut. Jeśli zbiornik jest napełniony w 60% lub więcej, generator elektryczny pracuje z pełną mocą. Jeśli napełnienie zbiornika jest mniejsze niż 60% i kontrola napełnienia wykazuje dalszy spadek objętości biogazu moc generatora jest obniżana w krokach 5% do chwili, aż zgromadzona objętość zatrzyma się na stałym poziomie. Wzrost napełnienia powyżej 60% powoduje ponowną pracę generatora z pełną mocą. Podczas pracy zespołu kogeneracyjnego poza szczytem stan napełnienia zbiornika biogazu jest kontrolowany podobnie jak w przypadku pracy w taryfie szczytowej - co 10 minut. W wypadku taryfy normalnej układ dąży do zgromadzenia możliwie dużej ilości biogazu (całkowite możliwe wypełnienie) tak, aby umożliwić pracę generatora elektrycznego z pełną mocą w taryfie szczytowej. W wypadku, kiedy ilość biogazu w zbiorniku nie wzrasta, zaś wypełnienie zbiornika nie osiągnęło 85%, moc generatora jest obniżana w krokach 5%. Natomiast w sytuacji, kiedy wypełnienie osiągnęło 85% moc generatora jest zwiększana w krokach 5% w celu ograniczenia dalszego przyrostu ilości gazu.

3. Dotychczasowe doświadczenia techniczno--eksploatacyjne

Poniższa analiza dotyczy dotychczasowego stosunkowo krótkiego, bo jedynie dwunastomiesięcznego okresu eksploatacji (23.12.2008 – 31.12.2009 r.) biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC, w którym przepracował on 8450 godzin (w 2009 r. – 8258 h).

Producent silnika biogazowego firma GE JENBA-CHER wymaga do eksploatatora ścisłego przestrzegania planu konserwacji i przeglądów. Dokumentacja techniczna silnika JMS 316 GS-B.LC [10] zawiera szczegółowy ich zakres i harmonogram aż do 60 000 h pracy silnika, czyli do naprawy głównej, po której wszystkie czynności konserwacyjne powtarzają się od początku. Producent silników biogazowych firma GE JENBACHER w "Instrukcji tech-

The biogas engine's manufacturer, the GE JENBACHER company, requires the Operator to closely follow the maintenance and inspection schedule. The technical documentation of the JMS 316 GS-B.LC engine [10] provides a detailed inspection and maintenance scope and schedule up to 60,000 hours of engine operation, after which point the maintenance activities are repeated from the beginning. In its "Technical instruction - General Conditions - Operation and maintenance" [10], the biogas engine manufacturer, GE JENBACHER, states clearly that the product's properties promised by the manufacturer are only guaranteed on condition that the boundary conditions for GE JENBACHER gas engines, as specified in the Instruction TA no. 1100-0011 [10], be complied with, and that all activities recommended in the Operation Log, whose maintenance is obligatory, be carried out. All service activities on the GE JENBACHER JMS 212 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set installation recommended by the manufacturer must be carried out on time and by properly trained personnel only, and the engine operation should proceed without knocking. The time intervals of service activities [10] represent maximum values, which will be achieved with properly run operation and properly performed maintenance. Any extension of the service cycles, e.g. to avoid downtimes of biogas cogeneration sets during heating season, shall not be permitted.

In December 2008, the Service of KWE - Technika Energetyczna carried out training for WARTA Waste Treatment Plant employees in two groups. The first group consisted of shift supervisors, and the second group included individuals foreseen for performing maintenance work. The training session for the first group covered basic theoretical information on: the construction of the plant, the operation of the control panel, starting up and shutting down the plant, and doing everyday rounds and inspections. The training session for the second group, on the other hand, covered detailed theoretical information and the practical aspects of the subject matter, enabling the trainees to perform maintenance work, so called "small inspections", by themselves. In total, 14 persons were trained in both groups. The trained employees are able to operate the plant independently, while taking into account the guidelines provided in the GE Jenbacher documentation.

During last one year's operation of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set the Ope-rator carried out all maintenance operations, as required in [10], on time. So far, maintenance has been completed after: the first start-up, 2000, 4000, 6000 and 8000 hrs of CHP set operation. The inspection after 2000 hrs was carried out together with KWE Technika Energetyczna of Bielsko-Biala, the Authorized Representative of GE JENBACHER Gas Engines Division in Poland. The scope of all inspections carried out so far covered: checks and regulation of valve clearances, checks of the ignition system, the inspection of the gas path (biogas pressure regulation), the link mechanism and mixer regulation, the external table cooler, the electric generator, and venting of the gas engine's crankcase.

Since the commissioning of the generating set, the Operator has essentially encountered two significant problems.

nicznej - Ogólne warunki - eksploatacja i konserwacja" [10], wyraźnie stwierdza, że przyrzeczone przez producenta właściwości produktu są gwarantowane tylko pod warunkiem przestrzegania warunków brzegowych dla silników gazowych GE JENBACHER, określonych w instrukcji TA nr 1100-0011 [10] i wykonywania wszystkich zalecanych działań wg książki eksploatacyjnej, której prowadzenie jest obligatoryjne. Wszystkie wymagane przez producenta prace serwisowe na instalacji biogazowego układu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 212 GS-B.LC muszą być wykonywane terminowo i tylko przez odpowiednio przeszkolone osoby, a praca silnika powinna przebiegać bezstukowo. Przedziały czasowe prac serwisowych [10] stanowią wartości maksymalne, osiągane przy należycie prowadzonej eksploatacji i należycie wykonywanej konserwacji. Niedopuszczalne jest wydłużanie cykli serwisowych np. w celu uniknięcia postojów biogazowych zespołów kogeneracyjnych podczas sezonu grzewczego.

W grudniu 2008 r. serwis firmy KWE – Technika Energetyczna przeprowadził w dwóch grupach instruktaż dla pracowników OŚ WARTA. Grupa pierwsza składała się z dyspozytorów zmianowych, skład grupy drugiej tworzyły osoby przewidziane do wykonywania prac serwisowych. Instruktaż dla grupy pierwszej obejmował podstawowe informacje teoretyczne z zakresu: budowy urządzenia, obsługi panela sterowniczego, start i zatrzymanie urządzenia, codziennego obchodu i kontroli. Natomiast instruktaż dla grupy drugiej obejmował szczegółowe informacje teoretyczne oraz stronę praktyczną zagadnienia pozwalającą samodzielnie wykonywać prace serwisowe – "małe" przeglądy. Łącznie w obu grupach przeszkolono 14 osób. Przeszkoleni pracownicy są w stanie samodzielnie prowadzić eksploatację urządzenia mając na uwadze wytyczne zawarte w dokumentacji GE Jenbacher.

Podczas dotychczasowej - rocznej - eksploatacji biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC eksploatator wykonywał terminowo wszystkie wymagane w [10] czynności serwisowe. Dotychczas wykonano konserwację po: pierwszym uruchomieniu, 2000, 4000, 6000 i 8000 h pracy zespołu CHP. Przegląd po 2000 h pracy wykonany był wspólnie z firmą KWE - Technika Energetyczna Autoryzowany Przedstawiciel w Polsce GE JENBACHER Gas Engines Division z Bielsku-Białej. Zakres wszystkich dotychczasowych przeglądów obejmował: sprawdzenie i regulację luzów zaworowych, sprawdzenie instalacji zapłonowej, kontrolę: ścieżki gazowej (regulacji ciśnienia biogazu), mechanizmu dźwigniowego regulacji mieszalnika, zewnętrznej chłodnicy stołowej, generatora elektrycznego i odpowietrzenie skrzyni korbowej silnika gazowego.

Od chwili uruchomienia zespołu prądotwórczego eksploatator zetknął się zasadniczo z dwoma poważniejszymi problemami. Pierwszy wynikał z zakłóceń w zewnętrznej sieci elektrycznej (sygnalizacja asymetrii obciążeń faz). Problem drugi związany był bezpośrednio z uszkodzeniem regulatora cos φ . Usterka ta była ciężką do zdiagnozowania, przeprowadzona kilkukrotnie przez serwis firmy KWE – Technika Energetyczna zmiana nastaw regulatora nic nie The first of them was due to a disturbance in the external mains (signalization of phases load asymmetry). The second problem was directly associated with the failure of the $\cos \varphi$ governor. The failure was difficult to diagnose. Change of governor settings made several times by the KWE-Technika Energetyczna Service did not help; after changing the settings, the system behaved correctly for a few hours, after which the failure recurred. At last, a decision was made to replace the damaged governor, and the replacement was done by the KWE-Technika Energetyczna Service. Apart from the above-mentioned faults, the Biogas Cogeneration Set did not pose any technological and operational problems to the Operator.

The results of analysis of selected actual parameters of GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine CHP Set operation with electric load similar to the rated load during the last operation – which has been made based on the annual records of those parameters reported in [9] – are summarized in Table 2.

The data concerning the last operation time of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set, and the number of its start-ups and utilization rate are illustrated in Fig. 7 and 8.



Fig. 7. The time of operation and shutdowns and the number of start-ups of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set in the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa *Rys. 7. Czas pracy i postojów oraz liczba rozruchów biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC* w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie

In February 2009, a total of 142 hours of downtime of the Gas Cogeneration Set and an increased number (64) of its automatic shutdowns were noted due to disturbances in the external mains (signalization of phases load asymmetry). At the end of 2009, an uncontrolled increase in the number of automatic shutdowns (October -48, November -36) was noted again.

The data concerning the production of electrical energy and heat in the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set are represented in Fig. 9 through 11.

On the 5th of March, 2009, a billing system for electrical energy produced by the Biogas Cogeneration Set and used wholly for the Waste Treatment Plant's own purposes, using commercial electrical energy meters of the ZMD405CT manufactured by LANDIS+GYR DIALOG, and it has been pomogła, układ po przeregulowaniu zachowywał się kilka godzin poprawnie, po czym awaria się powtarzała. Zdecydowano się w końcu na wymianę uszkodzonego regulatora, wymiany dokonał serwis firmy KWE – Technika Energetyczna. Biogazowy zespół kogeneracyjny oprócz wspomnianych powyżej usterek nie sprawiał użytkownikowi żadnych problemów technologiczno – eksploatacyjnych. Wyniki analizy wybranych rzeczywistych parametrów pracy zespołu CHP z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC z obciążeniem elektrycznym zbliżonym do nominalnego podczas dotychczasowej eksploatacji – wykonanej w oparciu o roczne zapisy tych parametrów w [9] – zestawiono w tab. 2.

Dane dotyczące dotychczasowego czasu pracy biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBA-CHER JMS 316 GS-B.LC, liczby jego rozruchów oraz stopnia jego wykorzystania zilustrowano na rysunkach 7 i 8.

W lutym 2009 r. zanotowano łącznie 142 godziny postojów gazowego zespołu kogenracyjnego oraz zwiększoną liczbę jego automatycznych wyłączeń (64) z powodu zakłóceń w zewnętrznej sieci elektrycznej (sygnalizacja asymetri obciążeń faz). W końcu 2009 r. zanotowano ponownie, z podobnych przyczyn, niekontrolowany wzrost liczby automatycznych wyłączeń (październik – 48, listopad – 36)



Fig. 8. The monthly operation time utilization rate of the GE JENBACH-ER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set in the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa



Dane dotyczące produkcji energii elektrycznej i ciepła w biogazowym zespole kogeneracyjnym z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC przedstawiono na rysunkach 9 do 11.

Od 05.03.2009 r. uruchomiono w OŚ WARTA S.A. system rozliczania energii elektrycznej wyprodukowanej w biogazowym zespole kogeneracyjnym i wykorzystywanej w całości na potrzeby własne oczyszczalni ścieków z wykorzystaniem przemysłowych liczników energii elektrycznej standardu ZMD405CT firmy LANDIS+GYR DIALOG. Specyfiką tego systemu rozliczeń jest to, iż wyprodukowana energia elektryczna nie jest sprzedawana odbiorcy zewnętrznemu po cenie niższej od tej, po której oczyszczalnia musiałaby taką energię zakupić do pokrycia potrzeb własnych – uniknięto m.in.: znaczących opłat za przesył energii elektrycznej. W układzie rozliczeń zainstalowane in use ever since. The specific feature of this billing system is that electrical energy produced is not sold to an external purchaser at a price lower than the price for which the Treatment Plant would have to purchase to cover its own needs; thus, considerable charges for the transmission of electrical energy have been avoided. In the billing system, also uni są także liczniki jednokierunkowe, których zadaniem jest rejestracja ewentualnej energii przekazywanej z oczyszczalni do zewnętrznej sieci elektrycznej i jej rozliczanie zgodnie z zawartą umową z ZE. Od marca 2009 r. wdrożono także w OŚ WARTA S.A. procedurę potwierdzania wyprodukowanej "energii zielonej" i uzyskiwania w Urzędzie Regulacji

Table 2. Selected actual parameters of operation of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine CHP Set *Tabela 2. Wybrane rzeczywiste parametry pracy zespołu CHP z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC*

Specification/wyszczególnienie		Range of variation/ przedział zmian
Active power/moc czynna	kW	827-830
Engine biogas consumption/zużycie biogazu przez silnik	m³/h	260-319
Supercharging pressure/ciśnienie doładowania	bar	2.20-2.88
Throttle position/polożenie przepustnicy	%	100
Gas mixer position/pozycja mieszacza gazu	%	20.4-22.8
Turbocompressor bypass position/polożenie obejściowe turbosprężarki	%	20.1-36.9
Cooling water temperature/temperatura wody chłodzącej	°C	79.6–90.9
Cooling water pressure/ciśnienie wody chłodzącej	bar	1.03-1.65
Oil temperature/temperatura oleju	°C	66.0-89.0
Oil pressure/ciśnienie oleju	bar	3.91-4.32
Cooled mixture temperature/temperatura schłodzonej mieszanki	°C	41.8-61.1
Exhaust gas temperature after cylinder 1/temperatura spalin za cylindrem 1	°C	523-556
Exhaust gas temperature after cylinder 2/temperatura spalin za cylindrem 2	°C	525-583
Exhaust gas temperature after cylinder 3/temperatura spalin za cylindrem 3	°C	532–566
Exhaust gas temperature after cylinder 4/temperatura spalin za cylindrem 4	°C	523–565
Exhaust gas temperature after cylinder 5/temperatura spalin za cylindrem 5	°C	534–567
Exhaust gas temperature after cylinder 6/temperatura spalin za cylindrem 6	°C	523–563
Exhaust gas temperature after cylinder 7/temperatura spalin za cylindrem 7	°C	530–590
Exhaust gas temperature after cylinder 8/temperatura spalin za cylindrem 8	°C	531–571
Exhaust gas temperature after cylinder 9/temperatura spalin za cylindrem 9	°C	532-560
Exhaust gas temperature after cylinder 10/temperatura spalin za cylindrem 10	°C	525-567
Exhaust gas temperature after cylinder 11/temperatura spalin za cylindrem 11	°C	533–563
Exhaust gas temperature after cylinder 12/temperatura spalin za cylindrem 12	°C	526-556
Exhaust gas temperature after cylinder 13/temperatura spalin za cylindrem 13	°C	530–560
Exhaust gas temperature after cylinder 14/temperatura spalin za cylindrem 14	°C	531-562
Exhaust gas temperature after cylinder 15/temperatura spalin za cylindrem 15	°C	532–561
Exhaust gas temperature after cylinder 16/temperatura spalin za cylindrem 16	°C	536–591
Exhaust gas temperature before the exhaust gas-water heat exchange/temperatura spalin przed wymiennikiem ciepła spaliny-woda	°C	450–520
Exhaust gas temperature after the exhaust gas-water heat exchanger/temperatura spalin za wymiennikiem ciepla spaliny-woda	°C	216–294
Warm process water temperature after the exhaust gas-water heat exchanger/temperatura cieplej wody technolo- gicznej za wymiennikiem spaliany-woda	°C	64–96
Machine room air temperature/temperatura powietrza w maszynowni	°C	15-37
Outdoor air temperature/temperatura powietrza na zewnątrz	°C	-17-35
cos φ	_	0.8-1.0
Mean current/średni prąd	А	65–98
Mean voltage/średnie napięcie	V	6090–6294
Field voltage/napięcie wzbudzenia	V	18.2–35.3
Temperature of generator bearings on the Gas Engine side/temperatura lożysk generatora od strony silnika gazowego	°C	26.2-63.8
Temperature of generator bearings on the free side/temperatura lożysk generatora od wolnej strony	°C	23.3-66.7



Fig. 9. Electrical energy generated by the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set in the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa



directional meters are installed, whose purpose is to record any possible energy transferred from the Treatment Plant to the external power network and to account for it according to the contract concluded with the ZE (Electricity Board). In March 2009, a procedure was also implemented in the WARTA S.A. Waste Treatment Plant for the confirmation of "green energy" produced and the obtaining of "Certificates of Origin" from the Energy Regulation Authority for energy produced in the OZE, which can be advantageously sold by The Treatment Plant at the Commodity Energy Exchange [15, 17] to enterprises which, in the framework of the Property Rights Market that has been active in Poland since December, 2005, have to fulfil the duty imposed on them under the "Energy Law" to obtain "Certificates of Origin" from cogeneration and submit them to the President of the URE to be remitted.

In the period from 5.03.2009 to 31.12.2009, the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa obtained 10 Certificates of Origin for a total amount of 4943.41 MWh generated electrical energy, which made up 100% of electrical energy produced in that period. The number of any possible Certificates of Origin sold and the profit gained are confidential information and constitute the Company's business secret.

The first Certificate Origin from cogeneration obtained by the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa is presented in Fig. 12.

The data for the electrical energy balance of the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa are illustrated in Fig. 13. The slight differences in the amount of energy produced and allocated for internal purposes (March, 2009) resulted from the errors in its conversions on untypical current transformers during starting up the electrical energy measuring and billing system and from the fact that this system was only started up on March the 5th, 2009. The WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa orders electrical energy at a level of 1.5 MW from two independent sources, and, in addition, a so called safety power of 0.4 MW from a third source (in the event of a possible evacuation of the personnel and shutting down the technology).



Fig. 10. Heat energy generated by the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set in the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa

Rys. 10. Ciepło wyprodukowane przez biogazowy zespoł kogeneracyjny z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie



Fig. 11. The average hourly electric and thermal load of the GE JEN-BACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set in the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa

Rys. 11. Średnie godzinowe obciążenie elektryczne i cieplne biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B. LC w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie

Energetyki "Świadectw pochodzenia" za energię elektryczną wyprodukowaną w OZE, które mogą być korzystnie sprzedawane przez oczyszczalnię na Towarowej Giełdzie Energii [15, 17] w ramach działającego w Polsce od grudnia 2005 r. Rynku Praw Majątkowych [15], przedsiębiorstwom, które muszą wypełnić narzucony im "Prawem energetycznym" obowiązek uzyskania i przedstawienia do umorzenia Prezesowi URE "Świadectw pochodzenia" z kogeneracji.

OŚ WARTAS.A. w okresie od 5.03.2009 r. do 31.12.2009 r. uzyskała 10 świadectw pochodzenia, na łączną sumę 4943,41 MWh wytworzonej ilości energii elektrycznej, co stanowiło 100% energii elektrycznej wyprodukowanej w tym okresie. Liczba ewentualnych odsprzedanych świadectw pochodzenia oraz zysk są informacjami poufnymi i stanowią tajemnicę handlową firmy.

Pierwsze świadectwo pochodzenia z kogeneracji, uzyskane przez OŚ WARTA S.A., zaprezentowano na rys. 12.

Dane dotyczące bilansu energii elektrycznej OŚ WARTA S.A. zobrazowano na rys. 13. Niewielkie różnice w ilości energii wyprodukowanej i oddanej na potrzeby własne (03.2009 r.) wynikały z błędów jej przeliczeń na nietypowych przekładnikach prądowych podczas uruchamiania



Fig. 12. The first Certificate of Origin from cogeneration confirming the production of electrical energy in a renewable energy source, obtained by the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa

Rys. 12. Pierwsze świadectwo pochodzenia z kogeneracji potwierdzające wyprodukowanie energii elektrycznej w odnawialnym źródle energii uzyskane przez Oczyszczalnię Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie

In the period under analysis, the WARTA S.A. Waste Treatment Plant covered in average 53% (a maximum of 63% in May, and a minimum of 46.3% in February, 2009) of its energy demands with its own electrical energy production.

The degree of coverage of the WARTA S.A. Waste Treatment Plant's demand for electrical energy and heat in 2009 with its own production in the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set is illustrated in Fig. 14.

The heat needed for the uninterrupted operation of the WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Częstochowa can be acquired from three sources, i.e.: the Boiler Room, the Drier, and the Biogas Cogeneration Set. The WARTA S.A. Waste Treatment Plant's heat balance indicates that the annual heat demand is estimated at a level of 43,470 GJ. The amount of heat recovered in the Biogas Cogeneration Set in the period under consideration allowed the WARTA S.A. Waste Treatment Plant's heat demand to be covered in an average degree of 44%. In the summer season (16.04–15.10), a 45% surplus of Cogeneration Set produced heat as against the Treatment Plant's demand occurred, and this was wholly dissipated on the fan cooler mounted on the Thermal-Electric Power Station building. In the winter season (16.10–15.04) the heat produced in the Biogas Cogeneration Set was utilized in full.

The biogas balance of WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Częstochowa is shown in Figs 15 and 16, while the systemu pomiaru i rozliczania energii elektrycznej oraz z faktu uruchomienia tego systemu dopiero od 05.03.2009 r. OŚ WARTA S.A. zamawia z dwóch niezależnych źródeł moc elektryczną na poziomie 1,5 MW i dodatkowo z trzeciego źródła 0,4 MW tzw. mocy bezpieczeństwa (na wypadek konieczności ewentualnej ewakuacji załogi i wyłączenia technologii).

OŚ WARTA S.A pokrywała w analizowanym okresie własną produkcją energii elektrycznej średnio ok. 53% (maks. w maju 2009 r. – 63%, zaś min. w lutym – 46,3%) swojego zapotrzebowania w tym zakresie.



Fig. 13. Electrical energy balance of the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa

Rys. 13. Bilans energii elektrycznej Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie

Stopień pokrycia zapotrzebowania OŚ WARTA S.A. w 2009 roku na energię elektryczną i ciepło produkcją własną w biogazowym zespole kogeneracyjnym z silnikiem GE JEN-BACHER JMS 316 GS-B.LC zobrazowano na rys. 14.



Fig. 14. The degree of coverage of the WARTA S.A. Waste Treatment Plant's demand for electrical energy and heat in 2009 with its own production in the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set

Rys. 14. Stopień pokrycia zapotrzebowania Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w 2009 r. na energię elektryczną i ciepło produkcją własną w biogazowym zespole kogeneracyjnym z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC

Ciepło potrzebne dla niezakłóconej pracy OŚ WARTA S.A. może być pozyskiwane z trzech źródeł tj.: kotłowni, suszarni oraz biogazowego zespołu kogeneracyjnego. Z bilansu cieplnego OŚ WARTA S.A. wynika, że roczne zapotrzebowanie na ciepło kształtuje się na poziomie 43 470 GJ. Ilość unit biogas consumption by the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Cogeneration Set – in Fig. 17.

The biogas consumption in the flare stack occurs incidentally, most often during planned shutdowns of the Cogeneration Set. The amount of biogas combusted there is not subject to measurement and is the difference between its production and consumption by the Biogas Cogeneration Set and the Boiler Room.



Fig. 15. The biogas balance of the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa on a monthly basis

Rys. 15. Bilans biogazu Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie w układzie miesięcznym

The GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Biogas Engine is operated on MOBIL PEGASUS 610 SAE 40 class oil and equipped with a system of automatic oil level monitoring and topping up. The high level of sulphate ash (1 wt.%) in this oil causes the absorption of halides and hydrogen sulphide that may occur in biogas and helps to keep the combustion ciepła odzyskanego w biogazowym zespole kogeneracyjnym w rozpatrywanym okresie pozwoliła na średnie pokrycie 44% zapotrzebowania OŚ WARTA S.A. w tym zakresie. W okresie letnim (16.04–15.10) wystąpiła 45% nadwyżka wyprodukowanego ciepła w zespole w stosunku do zapotrzebowania oczyszczalni i zostało ono w całości rozproszone w chłodnicy wentylatorowej posadowionej na dachu budynku elektrociepłowni. W okresie zimowym (16.10–15.04) ciepło wyprodukowane w biogazowym zespole kogeneracyjnym zostało w całości wykorzytsane. Bilans biogazu OŚ WAR-TA S.A. pokazano na rys. 15 i 16, zaś jednostkowe zużycie biogazu przez zespół kogeneracyjny z silnikiem GE JEN-BACHER JMS 316 GS-B.LC – na rys. 17.



Fig. 16. The biogas balance of the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa in the last period of operation of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set

Rys. 16. Bilans biogazu Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie w okresie dotychczasowej eksploatacji biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC



Fig. 17. Unit biogas consumption by the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set in the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa

Rys. 17. Jednostkowe zużycie biogazu w zespole kogeneracyjnym z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie chamber clean and protects the valves against the action of the aggressive biogas. The better stability and oxidation resistance of the PEGASUS 610 oil is owing to high-paraffined base oils used. It contains also anti-wear additives and washing agents (detergents) and dispersing agents.

The Biogas Engine Manufacturer has not specified the maintenance period for lubricating oil. Undertaking any activities, as necessary for the protection and operational safety of the CHP installation and its availability is the responsibility of the Operator [10]. Therefore, in conformance with the GE JENBACHER recommendations [10], the Operator regularly (every 500 hrs of engine operation) takes samples and outsources the testing of their quality to a certified laboratory, which is the Signum Laboratory of EXXON MOBIL, as recommended by the Manufacturer.

During the last operation covering 8450 hours of engine running (as per 31.12.2009), the lubricating oil was exchanged four times (300 dm³ each time):

- 12.03.2009 after running 1603 hrs by the engine,
- 22.05.2009 after running 3274 hrs by the engine (1671 hrs since the oil exchange),
- 05.08.2009 after running 5010 hrs by the engine (1736 hrs since the oil exchange), and
- 29.10.2009 after running 6992 hrs by the engine (1982 hrs since the oil exchange),

which gives the average time between oil exchanges at a level of 1748 hrs.

According to information obtained the Operator, the actual unit consumption of lubricating oil by the GE JEN-BACHER JMS 316 GS-B.LC Engine (resulting from the difference between the amounts of lubricating oil purchased and used during the year) is estimated at a level of approx. 0.2 g/kWh, thus being lower than the figure declared by the Supplier in his offer, which is 0.3 g/kWh (until the first major repair). The GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Biogas Engine is operated on two JENBACHER P7.1V6 sparking plugs (Fig. 18).



Fig. 18. The GE JENBACHER P7.1V6 sparking plug used in the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Biogas Engine Rys. 18. Świeca zapłonowa GE JENBACHER P7.1V6 stosowana w silniku biogazowym GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC

The Manufacturer of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Biogas Engine has not specified the life of the Zużycie biogazu w pochodni występuje incydentalnie, najczęściej podczas planowanych postojów zespołu kogeneracyjnego. Ilość spalonego tam biogazu nie jest opomiarowana i jest różnicą pomiędzy jego produkcją i zużyciem przez biogazowy zespół kogeneracyjny i kotłownię.

Silnik biogazowy GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC eksploatowany jest na oleju klasy SAE 40 MOBIL PEGA-SUS 610 i jest wyposażony w układ automatycznej kontroli jego poziomu i uzupełniania [13]. Wysoki poziom popiołu siarczanowego (1% wagowo) [18] w tym oleju powoduje absorpcję halogenków i siarkowodoru mogących w występować w biogazie oraz pomaga utrzymać w czystości komorę spalania oraz chroni zawory przed wpływem agresywnego biogazu. Lepsza stabilność i odporność na utlenianie oleju PEGASUS 610 jest wynikiem zastosowania wysoko rafinowanych parafinowych olejów bazowych. Zawiera on także dodatki przeciwzużyciowe oraz dodatki myjące (detergenty) i dyspergujące.

Producent silnika biogazowego nie ustalił cyklu konserwacyjnego dla oleju smarującego. Za podejmowanie wszelkich działań niezbędnych dla ochrony i bezpieczeństwa eksploatacyjnego instalacji CHP i jej dyspozycyjności odpowiada jej eksploatator [10]. W związku z powyższym eksploatator regularnie pobiera zgodnie z zaleceniami GE JENBACHER [10] próbki oleju smarującego (co 500 h pracy silnika) i zleca badanie ich jakości w certyfikowanym laboratorium firmy EXXON MOBIL – Signum Laboratory przez niego rekomendowanym.

Podczas dotychczasowej eksploatacji obejmującej 8450 h (stan 31.12.2009 r.) pracy silnika, olej smarujący (w ilości po 300 dm³) wymieniono czterokrotnie:

- 12.03.2009 r. po przepracowaniu przez silnik 1603 h,
- 22.05.2009 r. po przepracowaniu przez silnik 3274 h (1671 h od wymiany oleju),
- 05.08.2009 r. po przepracowaniu przez silnik 5010 h (1736 h od wymiany oleju),
- 29.10.2009 r. po przepracowaniu przez silnik 6992 h (1982 h od wymiany oleju),

co daje średni czas między wymianami oleju na poziomie 1748 h.

Wg informacji uzyskanych od eksploatatora, rzeczywiste jednostkowe zużycie oleju smarującego przez silnik GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC (wynikające z różnicy zakupu i zużycia oleju smarującego w ciągu roku) kształtuje się dotychczas na poziomie ok. 0,2 g/kWh i jest niższe od zadeklarowanego w przez dostawcę w ofercie – 0,3 g/kWh (do pierwszej naprawy głównej). Silnik biogazowy GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC eksploatowany jest na świecach zapłonowych JENBACHER P7.1V6 (rys. 18).

Producent silnika biogazowego GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC nie określił trwałości świec zapłonowych. Za podejmowanie wszelkich działań niezbędnych dla ochrony i bezpieczeństwa eksploatacyjnego instalacji CHP i jej dyspozycyjności odpowiada jej eksploatator [10]. Okres między kolejnymi wymianami świec zapłonowych zależy od warunków brzegowych specyficznych dla danej instalacji CHP, a głównie od typu świec zapłonowych, jakości biosparking plugs. Undertaking any activities, as necessary for the protection and operational safety of the CHP installation and its availability is the responsibility of the Operator [10]. The period between successive replacements of the sparking plugs depends on the boundary conditions being specific to a particular CHP installation, and mainly on the sparking plug type, biogas quality, average pressure, gas mixture temperature, the ignition system type, and the limiting values of emission. The Biogas Engine's Manufacturer recommends regular checks of the sparking discharge voltage on individual sparking plugs to be carried out using a FLUKE 123 commercial scopemeter and, should the permissible value of 32 kV [8] be exceeded, their cleaning and adjustment, or replacement with new ones. The Operator performs regular checks (once a week) of sparking discharge voltage on individual sparking plugs. The obtained results are recorded. The Operator make efforts to ensure that sparking discharge voltages on individual sparking plugs do not exceed 25 kV. If the measured voltages are higher, a periodic replacement of the whole set (16 units) of sparking plugs is made, as the Operator has two sparking plug sets available. This approach is very practical in operational terms, as it shortens the shutdowns of the Biogas Cogeneration Set to a minimum necessary only for the replacement of sparking plugs. The time interval between successive replacements of sparking plugs (up to their cleaning and adjustment) does not exceeds 21 days.

The value of the electrode gap, as recommended by the Manufacturer for these sparking plugs, is 0.35 mm [10]. The manufacturer of the sparking plugs estimates their life at about 15,000 hours of operation. The option of reducing the sparking discharge energy to operate the engine at its lower levels, which is available in the ignition system, allows an extension of the life of the relatively expensive sparking plugs, whose unit price is going for about 1.5 thousand zlotys [6].

4. Conclusions

- As early as in the seventies of the 20th century, the WARTA S.A. Waste Treatment Plant, jointly with the IMTiTS PCz, initiated Poland's first work on the utilization of biogas being a by-product of anaerobic sewage sludge fermentation, by using it for supplying cogeneration sets coupled with piston engines to co-generate electric energy and heat.
- The new Cogeneration Set with the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine was commissioned at the WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Częstochowa on the 24th of December, 2008. The investment project, with a cost of 3.7 million zlotys, was completed in a very short time of seven months.
- The operation of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B. LC Engine Cogeneration Set so far has not posed any technical difficulties; the set operates trouble-free, and its technical condition is good.
- Following the Manufacturer's recommendations and schedule, the Operator carries out the required periodic maintenance activities by outsourcing them to the CHP Supplier – KWE Technika Energetyczna Sp. z o.o., the

gazu, średniego ciśnienia, temperatury mieszanki gazowej, rodzaju instalacji zapłonowej, wartości granicznych emisji. Producent silnika biogazowego zaleca regularna kontrole napięcia wyładowania iskrowego na poszczególnych świecach zapłonowych z wykorzystaniem skopometru przemysłowego FLUKE 123 i w razie przekroczenia wartości dopuszczalnej - 32 kV [8] - ich czyszczenie i regulację, ewentualnie ich wymianę na nowe. Eksploatator wykonuje regularną kontrolę (raz w tygodniu) napięcia wyładowania iskrowego na poszczególnych świecach zapłonowych. Uzyskane wyniki są ewidencjonowane. Eksploatator stara się, aby napięcia wyładowania iskrowego na poszczególnych świecach nie przekraczały wartości 25 kV. Jeżeli pomierzone napięcia są wyższe, następuje okresowa wymiana całego kompletu (16 szt.) świec zapłonowych, gdyż eksploatator posiada dwa komplety świec zapłonowych. Jest to bardzo praktyczne rozwiązanie pod względem eksploatacyjnym, ponieważ znacząco skraca to postoje biogazowego zespołu kogeneracyjnego do minimum niezbędnego jedynie do ponownej wymiany świec zapłonowych. Okres między wymianami świec zapłonowych (do ich czyszczenia i regulacji) nie przekracza 21 dni. Wartość odstępu międzyelektrodowego zalecana przez producenta dla tych świec zapłonowych wynosi 0,35 mm [10]. Producent świec zapłonowych szacuje ich żywotność na ok. 15 000 godzin pracy. Dostępna w układzie zapłonowym opcja zmniejszenia energii wyładowania iskrowego i pracy silnika przy mniejszych jej wartościach, umożliwia zwiększenie żywotności stosunkowo drogich świec zapłonowych, których cena jednostkowa kształtuje się w okolicach 1,5 tys. zł [6].

4. Podsumowanie

- Oczyszczalnia Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie wraz z IMTiTS PCz zapoczątkowała już w latach siedemdziesiątych XX. wieku krajowe prace dotyczące utylizacji biogazu będącego ubocznym produktem beztlenowej fermentacji osadów poprzez wykorzystanie go do zasilania zespołów kogeneracyjnych z silnikami tłokowymi produkujących w skojarzeniu energię elektryczną i ciepło.
- Nowy biogazowy zespół kogeneracyjny z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC uruchomiono w OŚ WARTA S.A. 24.12.2008 roku. Inwestycja o koszcie 3,7 mln zł, została zrealizowana w bardzo krótkim okresie czasu – siedmiu miesięcy.
- Dotychczasowa eksploatacja biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B. LC nie stwarza trudności technicznych, zespół pracuje bezawaryjnie a jego stan techniczny jest dobry.
- Eksploatator zgodnie z zaleceniami producenta i harmonogramem przeprowadza wymagane okresowe konserwacje zlecając je serwisowi dostawcy zespołu CHP – firmie KWE Technika Energetyczna Sp. z o.o. Autoryzowany Przedstawiciel w Polsce GE JENBACHER Gas Engines Division z Bielska-Białej.
- Gazowy zespół CHP eksploatowany jest od chwili jego uruchomienia bardzo intensywnie, osiągając wysoki średni wskaźnik wykorzystania miesięcznego czasu

Authorized Representative of GE JENBACHER for Poland.

- The CHP Gas Set has been operated very intensively since the time of its commissioning, attaining a very high average monthly operation time utilization rate of 94.4%, except for the month of February, when a 142-hour shutdown was noted, along with 64 hours of its restarting due to disturbances in the external power network.
- The Cogeneration Set had worked for 8450 hours by the Dec. the 31st, 2009, producing during this time 6042.7 MWh of electrical energy and 19,722.30 GJ (5478,42 MWh) of heat, while the coverage of the Treatment Plant's demands for electrical energy and heat by its own production was 53% and 44%, respectively.
- The average monthly load of the Cogeneration Set during the last operation was 0.715 MW, which accounted for 86.4 % of its rated load, while the average thermal load was, respectively, 0.648 MW, and 74.5 % of its rated load.
- The average biogas output of the WARTA S.A. Waste Treatment Plant in the period under analysis was at a level of 271.7 m³/h, while the rate of biogas consumption by the Cogeneration Set was 250.5 m³/h.
- The average unit biogas consumption in the operation period under examination amounted to 0.350 m³/kWh of electrical energy and 0.184 m³/kWh of electrical energy and heat.
- The last operational unit consumption of lubricating oil by the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine (oil topping up without replacement) is estimated at a level of 0.2 g/kWh, with the figure declared by the Supplier being 0.3 g/kWh.
- The operation of the GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC Engine Biogas Cogeneration Set brings about measurable energy, economic and ecologic benefits to the WARTA S.A. Waste Treatment Plant, by reducing practically to zero the atmospheric emission of methane-containing biogas (at the source of its generation). It has improved the energy management at the WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa, in terms of both electrical energy and heat, as well as the Treatment Plant's energy safety, as the Biogas Cogeneration Set is able to operate on an insular basis as a reserve supply source for the Treatment Plant, while preserving the technology parameters.
- As a result of the operation of the Biogas Cogeneration Set, the current operational costs of WARTA S.A. Waste Treatment Plant of Częstochowa have been substantially reduced owing to the reduction of electrical energy purchasing from external suppliers by over 50%; the utilization of the heat generated by cogeneration for in-house purposes; the elimination of the purchase of Boiler Room fuel oils in an amount of approx. 40 tons/year; the entry to the "Green Energy" Manufacturers list and obtaining regularly URE "Certificates of Origin" for electrical energy produced in the OZE (estimated by the Operator at a level of more than 5,000 MWh), which have a material value at the Commodity Energy Exchange.

pracy na poziomie 94,4%, z wyjątkiem miesiąca lutego w którym zanotowano 142 godziny postoju oraz 64 jego uruchomienia wywołane zakłóceniami w zewnętrznej sieci elektrycznej.

- Zespół kogeneracyjny przepracował do 31.12.2009 r. 8450 godzin, produkując w tym czasie 6042,7 MWh energii elektrycznej i 19 722,30 GJ (5478,42 MWh) ciepła, a pokrycie zapotrzebowania oczyszczalni na energię elektryczną i ciepło zostało pokryte własną produkcją odpowiednio w ok. 53% i 44%.
- Średnie obciążenie elektryczne zespołu kogeneracyjnego podczas dotychczasowej eksploatacji wyniosło 0,715 MW, co stanowiło 86,4% jego obciążenia nominalnego, zaś średnie obciążenie cieplne – odpowiednio: 0,648 MW, i 74,5% jego obciążenia nominalnego.
- Średnia produkcja biogazu w OŚ WARTA S.A. w analizowanym okresie kształtowała się na poziomie 271,7 m³/h, zaś zużycie biogazu przez zespół kogeneracyjny – 250,5 m³/h.
- Średnie jednostkowe zużycie biogazu w analizowanym okresie eksploatacji wyniosło 0,350 m³/kWh energii elektrycznej i 0,184 m³/kWh energii elektrycznej i ciepła.
- Dotychczasowe eksploatacyjne jednostkowe zużycie oleju smarującego przez silnik biogazowy GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC (uzupełnienia oleju bez wymian) kształtuje się na poziomie ok. 0,2 g/kWh, zaś deklarowane przez dostawcę w ofercie – 0,3 g/kWh.
- Eksploatacja biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC przynosi OŚ WARTA S.A. wymierne korzyści energetyczne, ekonomiczne i ekologiczne, redukując praktycznie do zera (u źródła jego wytwarzania) emisję do atmosfery biogazu zawierającego w swym składzie metan. Poprawiła ona gospodarkę energetyczną OŚ WARTA S.A., tak w zakresie energii elektrycznej jak i ciepła, a także bezpieczeństwo energetyczne oczyszczalni, ponieważ biogazowy zespół kogeneracyjny może pracować wyspowo jako rezerwowe źródło zasilania oczyszczalni z zachowaniem parametrów technologii.
- W wyniku eksploatacji biogazowego zespołu kogeneracyjnego zmniejszono znacząco bieżące koszty eksploatacji OŚ WARTA S.A. dzięki: ograniczeniu o ponad 50% zakupu energii elektrycznej od dostawców zewnętrznych, zagospodarowywaniu na potrzeby własne całego ciepła wyprodukowanego w kogeneracji, zrezygnowaniu z zakupu oleju opałowego do kotłowni w ilości ok. 40 t/rok, uzyskano wpisu na listę producentów "zielonej energii" i regularnemu pozyskiwaniu w URE "Świadectw pochodzenia" energii elektrycznej wyprodukowanej w OZE (szacowanej rocznie przez eksploatatora na ponad 5000 MWh), mające wartość materialną na Towarowej Giełdzie Energii.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Abbreviation/Skróty i oznaczenia

IMTiTS	PCz Instytut Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania
	Politechniki Częstochowskiej
CO,	dwutlenek węgla

- CO_2 dwddenek CH_4 metan
- H₂S siarkowodór

 H₂
 wodór

 N₂
 azot

 KBN
 Komitet Badań Naukowych

 PSW WARTA
 Przemysłowa Spółka Wodna WARTA

 ZMiN WOLA Warszawa
 Zakłady Mechaniczne im. M. Nowotki Warszawa

Bibliography/Literatura

- [1] Cupiał K., Dużyński A.: Dorobek Instytutu Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania Politechniki Częstochowskiej w dziedzinie konstrukcji, badań i eksploatacji silników gazowych. Materiały konferencyjne VII. Międzynarodowej Konferencji Naukowej SILNIKI GAZOWE 2006 – konstrukcja, badania, eksploatacja, paliwa odnawialne. s. 121–155, ZN PCz 162, Mechanika 26, Cz-wa 2006.
- [2] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: Podsumowanie ośmioletniej eksploatacji biogazowego zespołu ciepło- i prądotwórczego w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie. A summary of the eight years of operation of the biogas heat and power-generating set in the Waste Treatment Plant of WARTA S.A. in Częstochowa. s. 71–81, Silniki Spalinowe 1/2006 (124).
- [3] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J.: Analiza możliwości zasilania silników spalinowych gazem generatorowym ze zgazowania osadów ściekowych. Materiały Konferencji naukowej Perspektywy zasilania biogazem silników spalinowych. Fundacja: Instytut Ochrony Środowiska i Energii Odnawialnej w Szczecinie. s. 27-37, Szczecin – Malmö – Kristianstad 21-23.04.2009.
- [4] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J., Bawor W.: Podsumowanie sześciomiesięcznej eksploatacji nowego biogazowego zespołu kogeneracyjnego w Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie. Współczesne problemy energetyki gazowej i gazownictwa. Monografia pod redakcją Kaliny J., Kotowicza J., Skorka J., Walewskiego A. Energetyka Gazowa 2009. Wyd. Instytutu Techniki Cieplnej. Gliwice 2009. s. 415-436.
- [5] Cupiał K., Dużyński A., Grzelka J., Mendera K.: Biogazowy zespół prądotwórczy o mocy elektrycznej 600 kW z utylizacją ciepła. Materiały Międzynarodowej Konferencji Silnikowej KONES'99. Journal of KONES – Internal Combustion Engines – Warszawa – Zakopane 1999, vol. 6, nr 3-4, Scientific Publication of Permanent Committee of KONES, Kraków, s. 30–37.
- [6] Dużyński A.: Analiza rzeczywistych parametrów techniczno-eksploatacyjnych gazowych zespołów kogeneracyjnych.

Politechnika Częstochowska, seria Monografie nr 142. Częstochowa 2008. s. 335.

- [7] Dużyński A.: Dwudziestoletnia historia konferencji naukowych Silniki Gazowe. Materiały konferencyjne VII Międzynarodowej Konferencji Naukowej Silniki Gazowe 2006 – konstrukcja, badania, eksploatacja, paliwa odnawialne. s. 215-238. ZN PCz 162, Mechanika 26, Częstochowa 2006.
- [8] Kalmbach S., Schmölling J.: Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft - TA Luft. Schmidt Erich Verlag, 09/2004.
- [9] Dziennik eksploatacyjny biogazowego zespołu kogeneracyjnego z silnikiem GE JENBACHER JMS 316 GS-B.LC za okres 12.2008–12.2009. Materiały wewnętrzne Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie.
- [10] GE JENBACHER Documentation JMS 316 GS-B/LC wersja 2004.01.
- [11] Instrukcja eksploatacji Centralnej Oczyszczalni Ścieków w Częstochowie. Biuro Projektowo-Handlowe EKOPROJEKT, Zabrze, 08.2008.
- [12] Instrukcja techniczna nr 1000-0300. Jakość gazu pędnego. GE JENBACHER Documentation. 08.2005.
- [13] Modernizacja gospodarki energetycznej i cieplnej z zastosowaniem odnawialnych źródeł energii na centralnej oczyszczalni ścieków eksploatowanej przez Oczyszczalnię Ścieków WAR-TA S.A. w Częstochowie. Zespół prądotwórczy. Projekt wykonawczy. II. Część technologiczna. BIPROWOD-Warszawa Sp. z o.o. Warszawa, luty 2008 r.
- [14] Oczyszczanie gazu absorberami węgla aktywnego JENBA-CHER Energie.
- [15] Rynek Praw Majątkowych, www.tge.pl; www.polpx.pl, 02.2010 r.
- [16] Schemat technologiczny Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie. Materiały wewnętrzne Oczyszczalni Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie.
- [17] www.cire.pl/GE/, 06.2009 r.
- [18] www.ekonaft.com.pl/mobil_last/przemyslowe-mobil/n06_do_ silnikow_gazowych/full-mobil-pega-sus610.htm, 06.2009 r.
- [19] www.wartasa.cze.pl, 02.2010 r.

Mr. Adam Dużyński, DEng. – Vice-director of the Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering at the Częstochowa University of Technology.

Dr inż. Adam Dużyński – adiunkt, zastępca dyrektora Instytutu Maszyn Tłokowych i Techniki Sterownia Politechniki Częstochowskiej.

e-mail: duzynski@imc.pcz.czest.pl



Mr. Wiesław Bawor, MSc., MEng. – senior specialist, WARTA S.A. Waste Treatment Plant in Czestochowa.

Mgr inż. Wiesław Bawor – starszy specjalista. Oczyszczalnia Ścieków WARTA S.A. w Częstochowie.

e-mail: wbawor@wartasa.cze.pl



Robert FABJANOWICZ

PTNSS-2010-SS2-212

Exploitation problems of turbochargers installed on engines fuelled by gas

Article describes two selected operational problems of turbochargers installed on gas engines. Key words: turbocharger, breakdown, operation

Problemy eksploatacyjne turbosprężarek zainstalowanych na silnikach zasilanych gazem

Opracowanie zawiera opis dwóch wybranych zagadnień związanych z eksploatacją turbosprężarek w połączeniu z tłokowym silnikiem o zapłonie iskrowym zasilanym gazem. Zagadnienia opisują problemy eksploatacyjne, z jakimi stykają się eksploatatorzy silników.

Słowa kluczowe: turbosprężarka, awaria, eksploatacja

1. Admission

For nearly 100 years associating the internal-combustion engine as machines about the cyclical work with the machine is enjoying the unremitting popularity about the continuous work a turbocharger is which. At first idea turbo had charging up for the task providing with the higher ceiling of the work for piston air engines. At present getting is focusing the attention of engineers and designers as of the best indicators of the functioning of the internal-combustion engine that is minimizing the fuel consumption, limiting emission of toxic combustion products and the increase in the general efficiency of driving teams. It is forming in the main measuring cup with the need of the improvement to fill the cylinder of the internal-combustion engine with the working substance and it next is forcing into applying charging up the simplest way realizing above assumptions. Opposite for these expectations producers of turbochargers left designing and producing organizing about the very great technological progress and about the more and more high efficiency. ABB Turbocharging is a market leader assuring machines for gas engines more 500 kW.

Search better and better solution is also extorting the increase in the level of the technical support and the necessity of the increase in the awareness about the risk which is accompanying of advanced exploitations structurally of devices. This study contains the description of two problems associated with the exploitation of turbochargers installed on gas engines in the backrest for experience collected in the process of service and exploitation works.

2. Structure of turbocharger

Knowing structure of turbocharger allows for their correct exploitation and this allows for economic and failurefree work of driving or power-generating teams.

In Fig. 1 a diameter was described – with the description – at present using turbochargers of TPS series produced by ABB Turbocharging.

1. Wstęp

Od blisko 100 lat cieszy się niesłabnącą popularnością skojarzenie silnika spalinowego jako maszyny o pracy cyklicznej z maszyną o pracy ciągłej, jaką jest turbosprężarka.

Początkowo idea turbodoładowania miała za zadanie zapewnienie wyższego pułapu pracy tłokowym silnikom lotniczym. Obecnie uwagę inżynierów i konstruktorów skupia uzyskanie jak najlepszych wskaźników pracy silnika spalinowego a mianowicie zminimalizowanie zużycia paliwa, ograniczenie emisji toksycznych produktów spalania oraz wzrost ogólnej sprawności zespołów napędowych. Wiąże się to w głównej mierze z koniecznością poprawy napełnienia cylindra silnika spalinowego czynnikiem roboczym a to z kolei wymusza stosowanie doładowania jako najprostszego sposobu realizującego powyższe założenia.

Naprzeciw tym oczekiwaniom wyszli producenci turbosprężarek projektując i produkując urządzenia o bardzo dużym zaawansowaniu technologicznym i o coraz wyższej sprawności ogólnej. Liderem na rynku jest ABB Turbocharging zapewniając urządzenia dla silników gazowych powyżej 500 kW.

Poszukiwanie coraz lepszych rozwiązań wymusza również wzrost poziomu obsługi technicznej oraz konieczność wzrostu świadomości o ryzyku, jakie towarzyszy eksploatacji zaawansowanych konstrukcyjnie urządzeń.

Opracowanie to zawiera opis dwóch problemów związanych z eksploatacją turbosprężarek zainstalowanych na silnikach gazowych w oparciu o doświadczenia zebrane w trakcie prac serwisowych i eksploatacyjnych.

2. Budowa turbosprężarki

Znajomość budowy turbosprężarek pozwala na ich prawidłową eksploatację a to z kolei pozwala na ekonomiczną i bezawaryjną pracę zespołów napędowych lub prądotwórczych.

Na rys. 1 przedstawiono przekrój – wraz z opisem – obecnie stosowanej turbosprężarki serii TPS produkowanej przez ABB Turbocharging.



Fig. 1. Cutaway of typical turbocharger applied at present in gas engines: 1 - compressor wheel, 2 - turbine wheel, 3 - nozzle ring, 4 - diffuser, 5 - compressor casing, 6 - turbine casing, 7 - bearing casing, 8 - protection, 9 - radial bearings, 10 - thrust bearing, 11 - compressor sealing area, 12 - turbine sealing area

Rys. 1. Przekrój współczesnej turbosprężarki stosowanej obecnie w silnikach gazowych: 1 - wirnik sprężarki, 2 - wirnik turbiny, 3 - kierownica spalin, 4 – dyfuzor, 5 – korpus wirnika sprężarki, 6 – korpus wirnika turbiny, 7 – korpus łożyskowy, 8 – osłona, 9 – łożyska promieniowe, 10 – łożysko oporowe, 11 – uszczelnienie wirnika sprężarki, 12 – uszczelnienie wirnika turbiny

3. Influence of emergency alloys of the engine on the work of the turbocharger

In order to clarify consequences of emergency alloys of the engine work of the turbocharger, particularly in the area of the rotor of the turbine, one should introduce distribution of the thermal energy to the specificity.

Main stream of the thermal energy Q₁ reaching to working space of the rotor turbine in the exhaust stream leaving cylinders of the engine. Size stream Q₁ is dependent of the mass rate flow of the exhaust fumes and the temperature T_{d} (temperature before turbocharger). One should remind that temperature measured behind cylinders of the engine is lower than temperature T_d for size of the increase temperature ΔT resulting from the phenomenon of the changeable pressure (of pulsation) on the intake into the turbine and from the phenomenon of piling the pressure up resulting from the reduction of the diameter of the intake of the exhaust fumes into the turbine.

For example for nominal burdens in engines about (own evidence):

- CI ΔT is equaling (100-150)°C T_{d max} is equaling about 550°C.
- SI fed with fermentation gas (with biogas) or with mine methane – ΔT is equaling (150-250)°C and T_{d max} can achieve extremely 700°C.

After settling parameters of work of the driving team thermal power (lost power) intercepted by the rotor of the turbine is only toward the direct of the turbine dispersed and there is taking back by the stream of oil greasing sliding bearings. One can estimate count size of the power which is taking back by oil from the relation:

3. Wpływ awaryjnych stopów silnika na pracę turbosprężarki

Aby naświetlić konsekwencje awaryjnych stopów silnika na pracę turbosprężarki, a szczególnie w obszarze wirnika turbiny, należy przybliżyć specyfikę dystrybucji energii cieplnej.

Główny strumień ciepła Q1 dociera do przestrzeni roboczej wirnika turbiny w strumieniu spalin opuszczających cylindry silnika. Wielkość strumienia Q, jest uzależniona od masowego natężenia przepływu spalin oraz temperatury T₄ (temperatura przed turbosprężarką). Należy przypomnieć, że temperatura mierzona za cylindrami silnika jest niższa od temperatury T_d.

Dla przykładu dla obciążeń nominalnych w silnikach o (dane własne):

- ZS ΔT wynosi (100-150)°C T_{d max} wynosi około 550°C, ZI zasilanych gazem ziemnym ΔT wynosi (120–170)°C,
- ZI zasilanych gazem fermentacyjnym (biogazem) lub metanem kopalnianym – ΔT wynosi (150–250)°C i T_{d max} ekstremalnie może osiągnąć 700°C.



Fig. 2. Scheme of the flow the warmth in the turbine area (the arrows worms depicts directions of the flow of the warmth)



Po ustaleniu się parametrów pracy zespołu napędowego moc cieplna przechwytywana przez wirnik turbiny rozpraszana jest głównie w kierunku wału turbiny a tam odbierana jest przez strumień oleju smarującego łożyska ślizgowe.

Wartość tej mocy, jaka jest odbierana przez olej można szacunkowo policzyć z zależności empirycznej (dla turbosprężarek nie chłodzonych cieczą) [1]:

$$N_{so} = N_{e} \cdot 0.02 [W]$$

gdzie: N_{so} – moc cieplna przekazywana do oleju smarnego [W], N_o – moc efektywna silnika [W].

Ciepło Q₂ to pozostałe ciepło unoszone ze strumieniem spalin (pomniejszone w głównej mierze o ciepło przekazane do napędu turbiny). Ciepło Q_o, ulegające rozproszeniu poprzez obudowę turbiny można pominąć ze względu na niewielką wartość (około 1% ciepła, jakie dociera do turbosprężarki).

Doprowadzanie do natychmiastowego zatrzymania silnika z pracy pod obciążeniem bez biegu luzem unie-

$$N_{so} = N_{e} \cdot 0.02 [W]$$

where: N_{so} – power of losses sent to spreadable oil [W], N_{e} – effective power of engine [W].

Difference between stream Q_1 and stream Q_2 is a rate of the efficiency, with which an energy from the exhaust stream exchanged next for the mechanical energy necessary for the drive of the rotor of the compressor is being taken. One can omit warmth Q_0 undergoing dispersing the turbine through the casing on account of the little value (about 1% warmth which is reaching the turbocharger).

Correct cooling hot elements of the turbocharger is making impossible leading the engine to the immediate apprehension from work under burdening without gear with gap to the acceptable level of temperatures. Additionally having the determined inertia rotors of the turbocharger are whirling longer time at limited greasing, handing warmth to little layer oil which is not in proper way changed. Effect of this situation is adverse phenomenon of settling carbon deposit around hot elements. Elements which will be in direct vicinity of the rotor turbine:

- radial bearing,

- bung of the embankment of the turbine,
- ring-shaped sealing

Repeatedly the appearing situation with emergency stopping the engine causes reducing gap between the bearing and the bung, and the diameter open to reducing of spreadable ducts (Fig. 2). In extremely situation is pursuing the flow of oil for erasing the turbocharger for lack after through the bearing, what causes switching engine off from the exploitation.

A sedimentation of deposits is a separate issue which is requiring an explanation of burnt oil around sealing the ringshaped rotor of the turbine (Fig. 3 and 4). Developing with deposit of this area cause impediments in correct of flow the excess oil in direct of confluence hole from the bearing.

In consequence a sealing ring is stopping correctly working (the sealing ring is a mechanical-labyrinthine sealing), carbon deposits are erasing essential gap between the embankment of the turbine and the ring what is leading to the leakiness (Fig. 5). Leaks of oil for the combustion body of the turbine periodically being able to filter appear after between connections outside (peculiarly it is easy to observe it during the stop of the engine with the pump turned on periodically preliminary pre lubricating) or cause characteristic light blue smoking out the exhaust fumes.

4. Influence quality of engine oil on elements of turbocharger

A care of the correct state and a cleanness of oil greasing the engine with accessories are the second important issue. Minimizing the friction and receipt of the warmth from cooperating elements are main task engine oil. It is also acting as the sealing, this function of oil has the deciding influence on this quality. A direct contact with combustion products causes absorptions of mechanical and chemical pollutants. możliwia prawidłowe schłodzenie gorących elementów turbosprężarki do akceptowalnego poziomu temperatur. Dodatkowo wirniki turbosprężarki mając określoną bezwładność wirują dłuższy czas przy ograniczonym smarowaniu, oddając ciepło do niewielkiej warstwy oleju, która nie jest w należyty sposób wymieniana. Efektem tej sytuacji jest niekorzystne zjawisko osadzania skoksowanego oleju wokół gorących elementów. Narażone na to zjawisko są elementy będące w bezpośrednim sąsiedztwie wirnika turbiny:

- łożysko promieniowe,
- czop wału turbiny,
- uszczelnienie pierścieniowe.



Fig. 3. Bearing covered with deposit [1], new bearing [2] *Rys. 3. Lożysko pokryte osadem węglowym* [1], *lożysko nowe* [2]

Nagminnie pojawiająca się sytuacja z zatrzymywaniem awaryjnym silnika prowadzi do zmniejszenia luzu pomiędzy łożyskiem a czopem, oraz do zmniejszania czynnego przekroju kanalików smarnych (rys. 3). W ekstremalnej sytuacji dochodzi do zatarcia turbosprężarki z braku przepływu oleju po przez łożysko, co powoduje wyłączenie silnika z eksploatacji.

Osobnym zagadnieniem, które wymaga wyjaśnienia jest sedymentacja osadów ze spalonego oleju wokół uszczelnienia pierścieniowego wirnika turbiny (rys. 4 i 5). Zabudowanie osadem tego obszaru powoduje utrudnienia w prawidłowym spływu nadmiaru oleju w kierunku otworu spływowego z korpusu łożyskowego.

W konsekwencji przestaje prawidłowo pracować pierścień uszczelniający (pierścień uszczelniający jest uszczelnieniem mechaniczno-labiryntowym), osady węglowe kasują niezbędny luz pomiędzy wałem turbiny a pierścieniem co prowadzi do nieszczelności (rys. 6).

Pojawiają się wycieki oleju do korpusu spalinowego turbiny okresowo mogące się przesączać po między połączeniami na zewnątrz (szczególnie łatwo to zaobserwować podczas postoju silnika z włączaną okresowo pompą wstępnego przesmarowania) lub powodują charakterystyczne błękitne zadymienie spalin.



Fig. 4. Bearing casing carbon deposit Rys. 4. Depozyt ze skoksowanego oleju wewnątrz korpusu łożyskowego



Fig. 5. Turbine sealing area carbon deposit Rys. 5. Osady węglowe w obszarze pierścienia uszczelniającego turbinyv

The majority of particulates getting to oil is being removed in the system of the filtration of oil, but a certain amount always circulates in circulation of the engine settling in channels and spaces, in which the speed of the flow considerably is dropping. These settlements are able periodically to free on self (under the influence of changes temperature, viscosities oil, changes level the vibration of the driving team) and penetrating into river beds cause damage. Structure of bearings is facilitating turbochargers absorption of hard particles deep into structures of material. Sliding bearings of contemporary turbochargers are most often of different grades of bronze or brass made (Fig. 7; 10), of which relatively the soft structure allows for sticking of deposits. A specific structure is formed like grind wheel which causes losses in bungs of the embankment of the turbocharger and directly cooperating elements (Fig. 8; 9). The most breakdowns caused by the higher described occurrence concern driving teams fed with gas from council stockpiles and with fermentation biogas. In both these cases an explicitly increased content of silica in oil was stated.

4. Wpływ jakości oleju silnikowego na elementy turbosprężarki

Drugim ważnym zagadnieniem jest dbałość o prawidłowy stan i czystość oleju smarującego silnik wraz z osprzętem. Głównym zadaniem oleju w silniku jest zminimalizowanie tarcia oraz odbiór ciepła ze współpracujących elementów. Spełnia również rolę uszczelnienia, ta funkcja oleju ma decydujący wpływ na jego jakość. Bezpośredni kontakt z produktami spalania powoduję absorpcję zanieczyszczeń mechanicznych i chemicznych.

Większość cząstek stałych przedostających się do oleju usuwana jest w systemie filtracji oleju, lecz pewna ilość zawsze krąży w obiegu silnika osadzając się w kanałach i przestrzeniach, w których prędkość przepływu znacząco spada. Osady te potrafią okresowo uwalniać się (pod wpływem zmian temperatury, lepkości oleju, zmian poziomu wibracji zespołu napędowego) i przedostając się do łożysk powodują uszkodzenia.



Fig. 6. Carbon deposit around piston ring of turbine side Rys. 6. Osady węglowe wokół pierścienia uszczelniającego wirnik turbiny

Konstrukcja łożyskowania turbosprężarek ułatwia absorpcję twardych cząstek w głąb struktury materiału. Łożyska ślizgowe współczesnych turbosprężarek wykonuje się najczęściej z różnych gatunków brązu lub mosiądzu (rys. 7, 10), którego stosunkowo miękka struktura pozwala na wbijanie się osadów. Tworzy się swoista struktura ściernicy, która powoduje ubytki w czopach wału turbosprężarki oraz elementach bezpośrednio współpracujących (rys. 8, 9).

Najwięcej awarii spowodowanych wyżej opisanym zjawiskiem dotyczy zespołów napędowych zasilanych gazem ze składowisk komunalnych oraz biogazem fermentacyjnym.

W obu tych przypadkach stwierdzono jednoznacznie podwyższoną zawartość krzemionki w oleju.

5. Podsumowanie

Znajomość opisanych powyżej problemów, jakie towarzyszą w trakcie eksploatacji zespołów napędowych zasilanych gazem w znacznym stopniu powinny wyostrzyć uwagę obsługi i osób odpowiedzialnych za eksploatację.



Fig. 7. Worn out thrust bearing – turbocharger TV 94 Rys. 7. Wytarty pierścień łożyska oporowego – turbosprężarka TV94



Fig. 8. Surface damages of the turbine shaft Rys. 8. Uszkodzenia powierzchni ślizgowej wału wirnika turbiny



Fig. 9. Damages of piston ring area – turbine side Rys. 9. Uszkodzenie powierzchni współpracy z pierścieniem uszczelniającym – wirnik turbiny

5. Summary

To a considerable degree they should sharpen the knowledge of driving teams described above problems which are accompanying in the process of the exploitation fed with gas attention of the service and the persons responsible for the exploitation. Competent evaluation of consequences which are accompanying and for emergency bases of the engine, whether the real supervision over the state and the quality of the engine oil and filters will allow in great measure to limit the failure frequency and to extend the use of sub-assemblies without the necessity of immediate repairs and to preserve emission of toxic compounds on the level assumed by the producer.

Exploitation problems of turbochargers installed on engine fed with gas – exploitation ailments.

The study contains the description two beloveds of issues associated with the exploitation of turbochargers in combination with the piston engine about the spark ignition with fed gas. Issues are describing exploitation problems exploiters of engines are encountering which.



Fig. 10. Damages of inner surface of the radial bearing *Rys. 10. Uszkodzenia powierzchni ślizgowej łożyska promieniowego*

Umiejętna ocena konsekwencji, jakie towarzyszą awaryjnym stopom silnika, czy właściwy dozór nad stanem i jakością oleju silnikowego i filtrów pozwoli w znacznej mierze ograniczyć awaryjność i wydłużyć eksploatację podzespołów bez konieczności natychmiastowych napraw oraz zachować emisję toksycznych związków na założonym przez producenta poziomie.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

[1] Summary Operation Manual of ABB Turbocharger.

Mr. Robert Fabjanowicz, MSc., MEng. – Service Workshop Manager of ABB Turbocharging, ABB Sp. z o.o., Gdańsk, Poland. Mgr inż. Robert Fabjanowicz – Service Workshop

Manager of ABB Turbocharging, ABB Sp. z o.o., Gdańsk, Polska.

e-mail: robert.fabjanowicz@pl.abb.com



Wojciech TUTAK Arkadiusz JAMROZIK

PTNSS-2010-SS2-213

Modelling of the thermal cycle of a gas engine using AVL FIRE Software

Paper presents results of modelling gas engine thermal cycle using AVL FIRE and KIVA 3V software. There are described three combustion models used in software. KIVA and FIRE software are used in Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering for analysis of thermal cycle of IC engines. FIRE software gives many possibilities with many combustion models. All used combustion models are dependent on turbulence of flow field before ignition. Comparison of modelling results of thermal cycle of IC engine is presented in paper. Pressure, temperature, heat release and turbulence parameters variations in function of crank angle as well as spatial distribution of above mentioned quantities at selected crank angles were determined.

Key words: internal combustion engine, thermal cycle, modelling, combustion

Modelowanie obiegu silnika gazowego z wykorzystaniem programu AVL FIRE

W pracy przedstawiono wyniki modelowania obiegu cieplnego silnika gazowego z wykorzystaniem programy ACL FIRE oraz programu KIVA-3V. Program KIVA oraz FIRE są programami wykorzystywanymi w Instytucie Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania do modelowania obiegu silnika. Program FIRE daje możliwość użycia wielu podmodeli spalania. Modele te są w dużej mierze zależne od turbulencji ładunku. Przedstawiono przebiegi zmian ciśnienia, temperatury, wydzielania ciepła oraz parametrów turbulencji w funkcji kąta obrotu wału korbowego oraz przestrzenne rozkłady wybranych parametrów.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, obieg cieplny, modelowanie, spalanie

1. Introduction

The numerical simulations with advanced computer programs gives possibilities to very complicated processes research conduct. In 2009 Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering began University Partnership Program with AVL Company and to modelling thermal cycle of IC engines using AVL FIRE software. Connection advanced programs with contemporary computers give a chance to modelling turbulent flow and heat processes with combustion, fuel injection, heat transfer, toxic components of exhaust gas and soot. In spite of this, models are still incomplete which require many values taken from experiment. Numerical simulations in additional allow researchers to observe spatial distribution of individual parameters. This make easier to understand a very complicated processes. Mathematical modelling gives possibilities to optimization shape of an intake manifold, an exhaust or a combustion chamber. This method is an essential method in design and optimization. The paper presents results of combustion process modelling in spark ignition test engine Deutz 1650 cm³. Modelling was carried out using three-dimensional CFD: AVL FIRE and KIVA-3V.

2. AVL FIRE programe characteristic

The AVL FIRE software belongs to contemporaries programs which are used to modelling of thermal cycle of internal combustion engines. FIRE allows modelling flow and thermal processes occur in the intake manifold, in combustion chamber of IC engine and exhaust pipe with a catalyst and a particulate filter. This programme enables the calcula-

1. Wstęp

Modelowe numeryczne z wykorzystaniem coraz bardziej zaawansowanych programów komputerowych umożliwia relatywnie niskim kosztem prowadzić badania bardzo skomplikowanych procesów. Instytut Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania od 2009 roku, w ramach University Partnership Program z firmą AVL, do modelowania obiegu cieplnego silnika tłokowego wykorzystuje program AVL FIRE. Połączenie tak zaawansowanych programów komputerowych z możliwościami obliczeniowymi współczesnych komputerów daje możliwości modelowania turbulentnych procesów cieplno-przepływowych ze spalaniem, wtryskiem paliwa, wymianą ciepła oraz mechanizmami tworzenia się toksycznych składników spalin i sadzy. Mimo to, są to ciągle modele niekompletne, wymagające szeregu wartości wielkości wejściowych zaczerpniętych z eksperymentu. Modelowanie w układzie 3D daje dodatkowo możliwość obserwacji poszczególnych parametrów w czasoprzestrzeni, co znacznie ułatwia poznanie często bardzo złożonych zjawisk. Modelowanie takie daje możliwość optymalizacji kształtu układu dolotowego, wydechowego czy komory spalania. Jest to metoda nieodzowna w procesie projektowania i optymalizacji.

W prezentowanej pracy przedstawiono wyniki modelowania procesu spalania w badawczym silniku o zapłonie iskrowym Deutz 1650 cm³. Modelowanie przeprowadzono przy użyciu wykorzystywanych w IMTiTS Politechniki Częstochowskiej, nowoczesnych programów do modelowania trójwymiarowego CFD: AVL FIRE oraz KIVA-3V. tion of transport phenomena, mixing, ignition and turbulent combustion in internal combustion engine. Homogeneous and inhomogeneous combustion mixtures in spark ignition and compression ignition engine can be modelled using this software as well. Kinetics of chemical reactions phenomena is described by combustion models which take oxidation processes in high temperature into consideration. Several models apply to auto ignition processes. AVL FIRE allows modelling knock process which occurs in combustion chamber of IC engine. In fifth models, with different complication level, are taken an influence of turbulence intensity on combustion rate into consideration. The choice depends on modelled object or calculation possibilities. User can use several combustion models: Eddy Breakup Model, Turbulent Flame Speer Closure Model, Cohorent Flame Model, PDF Model, NO formation models: Extendend Zeldovich Models, Heywood Models, soot formation and oxidation models: Lund Flamelet, Frolov Kinetic, Kennedy/Hiroyasu/Magnussen, turbulence models: k-epsilon, k-zeta-f, laminar, LES, ignition models: Diesel, Diesel Multiple Ignition Location, HCCI, Knock (Shell Model), Knock (Shell Model with temperature coupling), AnB Knock, Empirical Knock Model, Diesel ignited gas engine, complex fuel spray models and others. There is reach library of fuels like petrol, diesel and hydrogen or DME. This program allows building three-dimensional computational greed, characterise of boundary conditions of surfaces and initial conditions of simulation. The postprocessor gives possibility to visualization of results. AVL FIRE version 2009 include FIRE ESE Diesel module which was designed for modelling diesel combustion chambers. Injector is modelled as element which takes place inside the combustion chamber. The shape of combustion chamber and tip of injector can be freely shaped. The project of combustion chamber can be imported from others CAD programs. FIRE allows importing meshes form many specialist programs. In Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering computational mesh is generated by ICEM CFD software. FIRE allows take boundary layer into consideration.

3. Combustion models in AVL FIRE

Two models were taken into account: Eddy Breakup Model (EBM) and Turbulent Flame Speed Closure Model (TFSCM) [3]. In both models the oxidation processes of a fuel with air is determined by turbulent processes which occurs in combustion chamber. Combustion process is described by a single step irreversible reaction:

$$\frac{1 \text{ kg} \left[C_{n} H_{m} O_{k} \right] + S \text{ kg} \left[a_{1} O_{2} + a_{2} N_{2} \right]}{\Rightarrow (1+S) \text{ kg} \left[a_{3} C O_{2} + a_{4} H_{2} O + (1-a_{3} - a_{4}) N_{2} \right]^{(1)}}$$

where: a_1 , a_2 , a_3 , a_4 , S – dimensionless coefficients for reactions.

3.1. Eddy breakup model (EBM)

The Eddy Breakup Model (EBM) [3] represents models which are based on turbulent mixing mechanism. This type was described by Magnussen, Hjertegar and Spalding. This model assumes that a turbulent flame, fuel and oxygen are

2. Charakterystyka programu AVL FIRE

Program AVL FIRE [3] należy do najnowocześniejszych narzędzi wykorzystywanych w modelowaniu obiegu cieplnego tłokowego silnika spalinowego. Program FIRE daje możliwość modelowania procesów cieplno-przepływowych począwszy od układu dolotowego przez komorę spalania silnika aż do układu wydechowego z katalizatorem i filtrem cząstek stałych. Program AVL FIRE umożliwia obliczanie zjawisk transportu, mieszania, zapłonu i turbulentnego spalania w silniku tłokowym o spalaniu wewnętrznym. Modelować można spalanie zarówno mieszanek homogenicznych przygotowanych w komorze spalania jak i mieszanek heterogenicznych (niehomogenicznych) utworzonych przez wtrysk paliwa do komory, ponadto obliczenia mogą dotyczyć silnika o zapłonie iskrowym albo silnika wysokoprężnego. W programie AVL FIRE kinetyka zjawisk chemicznych jest opisana przez modele spalania uwzględniające procesy utleniania w wysokiej temperaturze. Kilka dostępnych modeli dotyczy analizy samozapłonu paliw węglowodorowych. W modelach tych możliwe jest połączenie schematu utleniania paliwa w wysokiej temperaturze z samozapłonem w silniku wysokopreżnym.

AVL FIRE umożliwia modelowanie zjawiska spalania stukowego w silniku tłokowym. Modele spalania stukowego opisują procesy stuku uwzględniające zużycie paliwa i tworzenie się gorących ognisk samozapłonu ładunku. Wpływ turbulencji na szybkość reakcji tworzenia i spalania mieszanki palnej jest uwzględniony w pięciu dostępnych modelach spalania o różnym stopniu złożoności. Wybór zależy od obiektu modelowania, potrzeby wnikliwości analizy zjawiska oraz możliwości obliczeniowych.

Użytkownik dostaje możliwość wykorzystania najnowszych modeli spalania (m.in. Eddy Breakup Model, Turbulent Flame Speer Closure Model, Cohorent Flame Model, PDF Model i inne), modeli tworzenia się toksycznych składników spalin (m.in. Extendend Zeldovich Models, Heywood Models), modeli tworzenia się cząstek sadzy (m.in. Lund Flamelet, Frolov Kinetic, Kennedy/Hiroyasu/Magnussen), kilku modeli turbulencji (m.in. k-epsilon, k-zeta-f, laminar, LES), szereg modeli zapłonu i samozapłonu (m.in. Diesel, Diesel Multiple Ignition Location, HCCI, Knock (Shell Model), Knock (Shell Model with temperature coupling), AnB Knock, Empirical Knock Model, Diesel ignited gas engine), bardzo rozbudowane modele rozwiązywania zagadnień wtrysku paliwa i inne. Użytkownik dostaje także dużą bibliotekę paliw od tradycyjnych jak benzyna, olej napędowy, przez najczęściej spotykane paliwa gazowe po wodór i DME.

Program pozwala na stworzenie trójwymiarowej siatki przestrzeni obliczeniowej, określenie warunków brzegowych poszczególnych powierzchni oraz warunków początkowych symulacji oraz wizualizację otrzymanych wyników w bogato wyposażonym postprocesorze. Użyteczną funkcją jest możliwość śledzenia online większości obliczanych parametrów w czasie działania solvera. Wersja FIRE 2009 ma moduł Fire ESE Diesel przeznaczony do modelowania komory spalania silnika o zapłonie samoczynnym. Wtryskiwacz jest modelowany jako element fizyczny występujący w komorze spalania. Kształt komory spalania oraz końcówki wtryskiwacza można w dowolny situated in the same eddies which are separated from eddies containing hot combustion products.



Rys. 1. Idea turbulentnego modelu spalania

In the worked out by Magnusen model the results mainly depends on turbulent field of fresh charge parameters. The rate of combustion is determined by the rate of intermixing on the smallest scales of eddies containing fuel and oxygen. This is determined by the rate of dissipation of eddies. The rate of chemical reactions depends on an initial kinetic energy and turbulent length scale as well. The time scales of the chemical reactions are very short compared with the scales which determine turbulent transport processes. The mean rate of the chemical reaction can be described as:

$$\omega_{\rm fu} = \frac{C_{\rm fu}}{\tau_{\rm R}} \overline{\rho} \min\left(\overline{y}_{\rm fu}, \frac{\overline{y}_{\rm Ox}}{S}, \frac{C_{\rm Pr} \overline{y}_{\rm Pr}}{1+S}\right)$$
(2)

where: C_{fu} , C_{Pr} – empirical coefficients, τ_R – turbulent mixing time scale for reaction, ρ – density, \overline{y}_{fu} – fuel mass fraction, \overline{y}_{O_2} – oxygen mass fraction, \overline{y}_{Pr} – hot product mass fraction, S – stoichiometric oxygen requirement.

The first two quantities of the "minimum" operator determine whether the reactants are presents in adequate quantity to occur chemical reaction. Third of them determine reaction probability. This ensures that the flame is not spread without hot products. $C_{_{fu}}$ and $C_{_{Pr}}$ are empirical coefficients, $\tau_{_R}$ is the turbulent mixing time scale for reaction. Coefficient C_{fu} depends on turbulence and fuel parameters. This parameter requires adjustment with respect to experimental combustion data from real engine. The general assumption is that the rate of combustion processes depend on the intermixing rate occurs in molecular scales, in eddies containing reactants and hot products and eddies formed in results of dissipation process. The advantage of this model is its simplicity, which do not involve knowledge of many parameters of chemical reactions. In this model, worked out by Magnusen, the results mainly depends on turbulent field of fresh charge parameters like initial turbulent kinetic energy and turbulent time and length scales.

3.2. Turbulent flame speed closure model (TFSCM)

The Turbulent Flame Speed Closure Model is destined for modelling combustion processes of homogeneous and inhomogeneous mixtures in spark ignition engine. The essence of this model is the determination of rate of chemical sposób kształtować. Kształt komory spalania można także importować z innych programów typu CAD. Do programu FIRE można importować siatki obliczeniowe stworzone w innych specjalistycznych programach. W Instytucie Maszyn Tłokowych i Techniki Sterowania do tworzenia siatek obliczeniowych wykorzystuje się program ICEM CFD. Program pozwala na uwzględnienie w obliczeniach warstwy przyściennej o zadeklarowanych przez użytkownika parametrach.

3. Modele spalania programu AVL FIRE

W programie AVL FIRE wykorzystano dwa modele spalania: Eddy Breakup Model (EBM) i Turbulent Flame Speed Closure Model (TFSCM) [3]. W modelach tych złożony proces utleniania paliw węglowodorowego w powietrzu, z precyzyjnym odzwierciedleniem procesu turbulentnego spalania, opisany jest przez pojedynczą reakcję nieodwracalną (1), gdzie: a₁, a₂, a₃, a₄, S – bezwymiarowe współczynniki stechiometryczne dla danej reakcji.

3.1. Eddy Breakup Model (EBM)

Model (EBM) [3] jest przedstawicielem modeli spalania opartych na mechanizmie mieszania turbulentnego, przedstawionego przez Magnussena, Hjertegera i Spaldinga. W modelu zakłada się, że turbulentny płomień, reaktanty – paliwo i tlen – są zawarte w tej samej strukturze wirowej oraz że są oddzielone od struktur zawierających gorące produkty spalania.

W modelu opracowanym przez Magnussena, rezultaty zależą głównie od parametrów pola turbulencji ładunku. Szybkość reakcji zależy zarówno od początkowej energii kinetycznej turbulencji jak i od turbulentnej skali długości.

Skale czasowe reakcji chemicznych są dużo mniejsze od skali czasowych charakteryzujących proces turbulentnego transportu. Szybkość reakcji chemicznych jest determinowana przez wzajemne mieszanie się struktur wirowych na poziomie skal molekularnych, czyli przez szybkość dyssypacji struktur wirowych. Średnia szybkość reakcji może być przedstawiona przez zależność (2),

gdzie: C_{fu} , C_{Pr} – współczynniki empiryczne, τ_{R} – skala czasowa reakcji, ρ – gęstość, \overline{y}_{fu} – udział masowy paliwa, \overline{y}_{O_2} – udział masowy tlenu, \overline{y}_{Pr} – udział masowy produktów spalania, S – stechiometryczny współczynnik spalania.

Pierwsze dwie wielkości w warunku "min" ustalają czy paliwo i tlen są obecne w dostatecznej ilości aby reakcja przebiegła, trzeci wyraz określa prawdopodobieństwo zachodzenia reakcji chemicznych czyli zapewnia, że płomień nie rozprzestrzenia przy braku gorących produktów. C_{fu} i C_{Pr} są współczynnikami empirycznymi, $\tau_{\rm R}$ jest skalą czasową mieszania turbulentnego dla zachodzących reakcji. Współczynnik C_{fu} zależy od parametrów paliwa oraz od parametrów turbulencji ładunku. Współczynnik ten wymaga wyznaczenia na podstawie wyników spalania w rzeczywistym silniku.

Można zatem założyć, że o szybkości spalania decyduje szybkość wzajemnego wymieszania się w skali cząsteczkowej wirów zawierających substraty i gorące produkty oraz wirów utworzonych w wyniku procesu rozproszenia-dyssypacji. Atrakcyjność modelu polega na tym, że nie wymaga on znajomości szeregu zmiennych reakcji procesu utleniania paliwa węglowodorowego.
reactions depending on fresh charge turbulence parameters in the cylinder of internal combustion engine. The turbulence intensity and turbulence scales of charge have significant impact on combustion process. These parameters have influence on fire structure like the flame thickness and flame spread. The rate of chemical reaction is described by two mechanisms: first – auto ignition model (AI) and second – flame propagation scheme (FP).

The first one is described by Arrhenius equation. In the second mechanism the flame propagation mainly depends on the turbulent flame speed. Depending on conditions one of these mechanisms is the dominant one. The fuel reaction rate can be described by operator:

$$\omega_{\rm fu} = \max$$
 (Auto – ign $\omega_{\rm AI}$, FlamePropagation $\omega_{\rm FP}$) (3)

The first mechanism was constructed for combustion air factor 0.5 to 0.65 and pressure from 0.3 to 12 MPa. The rate of auto ignition reaction is described by:

$$\omega_{\rm AI} = a_1 \rho^{a_2} y_{\rm fuel}^{a_3} y_{\rm O_2}^{a_4} T^{a_5} \exp\left(-\frac{T_{\rm a}}{T}\right)$$
(4)

where: $a_1,...,a_5$ – empirical coefficients, T_a – activation temperature, T – temperature, ρ – density, y_{fu} – fuel mass fraction, y_{02} – oxygen mass fraction.

In the second mechanism, the reaction rate $\omega_{\rm FP}$ is described by gas density, turbulent combustion speed S_t and gradient of mass fraction $\nabla y_{\rm fuel}$.

$$\omega_{\rm FU} = \rho S_{\rm T} \nabla y_{\rm fuel} \tag{5}$$

Initially this model had been worked out for homogenous premixed combustion mixtures, next was adapted to inhomogeneous charges. Previous relationship which described reaction rate ω_{FP} was written as the product of the gas density, fuel mass fraction gradient and the turbulent burning velocity.

$$\omega_{\rm FP} = \rho S_{\rm T} \nabla c f_{\rm st} \tag{6}$$

This approach was described for homogeneous premixed combustion mixtures and near-wall treatment of the reaction rate. Small eddies of fresh charge and the other motions of fluid cause increase of the flame front. The flame surface increase cause increase of combustion rate of air-fuel mixture. The high turbulence level which cause of the high flame propagation rate in internal combustion engine can be achieved by squish effect and the suitable shape of the combustion chamber.

4. Combustion model in KIVA 3V

Numerical researches were conducted using also KIVA-3V software. The engine work cycle model in the code is based on system of mass, momentum and energy conservation equations describing three dimensional, unsteady flow field with chemical reactions (combustion). The code solves three dimensional Navier-Stokes equations for the mixture of compressible liquids, which enables taking into account creation and development of shock wave in gas. Periodic W modelu opracowanym przez Magnussena, rezultaty zależą głównie od parametrów pola turbulencji ładunku. Szybkość reakcji zależy zarówno od początkowej energii kinetycznej turbulencji jak i od turbulentnej skali długości.

3.2. Turbulent flame speed closure model (TFSCM)

Model TFSC [3] jest przeznaczony do modelowania procesu spalania homogenicznych mieszanek w silniku o zapłonie iskrowym. Istotą modelu jest wyznaczenie stopnia reakcji w zależności od parametrów turbulencji ładunku znajdującego się w cylindrze silnika.

O procesie spalania w znaczący sposób decyduje intensywność turbulencji i skala turbulencji ładunku, które to wpływają na strukturę płomienia czyli grubość frontu płomienia oraz prędkość jego rozprzestrzeniania się. Szybkość reakcji chemicznych jest określana przy pomocy dwóch mechanizmów: jeden to zapłon samoczynny (auto-ignition, AI) a drugi to mechanizm rozprzestrzeniania się płomienia (FP). Pierwszy jest opisany równaniem Arrheniusa a w drugim mechanizmie propagacja płomienia zależy przede wszystkim od szybkości spalania turbulentnego. W zależności od warunków fizyko-chemicznych jeden z tych mechanizmów jest dominujący (3).

Pierwszy mechanizm jest wykorzystywany dla współczynników nadmiaru powietrza od 0,5 do 0,65 i ciśnień od 0,3 do 12 MPa. Szybkość kinetycznej reakcji samozapłonu określona jest zależnością (4),

gdzie: $a_1,...,a_5$ – współczynniki empiryczne, T_a – temperatura aktywacji, T – temperatura, ρ – gęstość, y_{fu} – udział masowy paliwa, y_{02} – udział masowy tlenu.

W drugim mechanizmie, szybkość reakcji ω_{FP} jest opisana jako efekt gęstości gazów, prędkości spalania turbulentnego S, oraz gradientu udziału masowego paliwa ∇y_{fuel} (5).

Takie podejście było początkowo zastosowane do opisu procesu spalania mieszanek homogenicznych. Następnej kolejności model ten zastosowano także do opisu procesów spalania mieszanek niehomogenicznych. Poprzednia zależność na szybkość ω_{FP} uległa pewnym zmianom. Gradient masy cząsteczkowej paliwa został zastąpiony przez funkcję zmian reakcji w mieszance stechiometrycznej (6).

To podejście mogło zostać wykorzystane przy analizie spalania mieszanek homogenicznych i wyznaczaniu szybkości reakcji w warstwie przyściennej. W transporcie płomienia biorą udział małe zawirowania świeżego ładunku oraz pozostałe ruchy towarzyszące procesowi turbulencji co powoduje znaczący wzrost powierzchni frontu płomienia. Wzrost powierzchni frontu płomienia powoduje wzrost szybkości spalania mieszaniny paliwowo-powietrznej. Wysoki poziom turbulencji a przez to wysoką efektywną szybkość propagacji płomienia w silniku tłokowym może być osiągnięta przez tzw. squish oraz odpowiedni kształt komory spalania.

Program FIRE jest programem komercyjnym dla którego w dostępnej literaturze nie znaleziono dokładniejszego opisu zastosowanych algorytmów obliczeniowych.

4. Model spalania programu KIVA-3V

Badania numeryczne były prowadzone z wykorzystaniem programu KIVA-3V. Model KIVA-3V bazuje na rozwiązywaniu równań zachowania masy, pędu, energii i boundary conditions and walls (with turbulent wall law, free slide and without slide, with adiabatic wall and with diversified temperature distribution on the wall) are used as boundary conditions in the KIVA-3V code. Three turbulence models are implemented: κ - ϵ , RNG κ - ϵ and SGS (*Sub-Grid Scale*).

The combustion submodel consists of four kinetic and six equilibrium reactions. The kinetic reactions are: one global reaction (oxidation of hydrocarbon fuel $C_n H_m$) with extended Zeldovich mechanisms for NO_x formation. The rate of equilibrium reaction doesn't depend on time and depends only on temperature.

$$C_n H_m + O_2 \stackrel{\kappa_r}{\Rightarrow} CO_2 + H_2 O \tag{7}$$

$$O + N_2 \Leftrightarrow NO + N$$
 (8)

$$N + O_2 \Leftrightarrow NO + O$$
 (9)

$$N + OH \Leftrightarrow NO + H$$
 (10)

The equilibrium reactions are:

$$H_2 \Leftrightarrow 2H$$
 (11)

$$O_2 \Leftrightarrow 2O$$
 (12)

$$N_2 \Leftrightarrow 2N$$
 (13)

$$O_2 + H_2 \Leftrightarrow 2OH$$
 (14)

$$O_2 + 2H_2O \Leftrightarrow 4OH$$
 (15)

$$O_2 + 2CO \Leftrightarrow 2CO_2$$
 (16)

The kinetic reaction proceeds at a rate of $\dot{\omega}_r$ given by:

$$\dot{\omega}_{r} = k_{r} \prod_{i} \left[\frac{\rho_{i}}{M_{i}} \right]^{a_{i}} = k_{r} [C_{n}H_{m}]^{a_{1}} [O_{2}]^{a_{2}}$$
 (17)

where: k_r – rate coefficient for reaction, ρ_i – mass density of species i, M_i – molecular weight of species i, a_1 , a_2 – integer stoichiometric coefficients for reaction.

Rate coefficients for reaction are assumed to be of a generalized Arrhenius from:

$$k_{r} = A_{r}T^{r}\exp(-E_{r}/T)$$
(18)

where: $A_r - constant$, $E_r - activation energy$, T - temperature.

5. Research object

The research object was a spark ignition engine powered by gas fuel. This is test engine which was adapted from two cylinders compression ignition engine DEUTZ. As a result of the reconstruction was adaptation of this engine to combustion of methane and decreased compression ratio to 8.

Figure 2 shows cross-section of cylinder of the test engine with asymmetrical placed sparking plug.

ilości składników, opisujących nieustalone, trójwymiarowe pole przepływu z reakcją chemiczną (spalaniem).

W podmodelu reakcji chemicznych procesu spalania paliwa węglowodorowego uwzględniono cztery reakcje kinetyczne i sześć reakcji równowagowych. Pierwsza reakcja kinetyczna określa utlenianie paliwa ($C_n H_m$). Kolejne trzy opisują, zgodnie z rozszerzonym modelem Zeldowicza, mechanizm tworzenia tlenku azotu. Dla reakcji kinetycznych szybkość przebiegu reakcji chemicznych w czasie jest określana przez zastosowanie wyrażenia typu Arrheniusa. Dla reakcji równowagowych przebieg reakcji nie jest zależny od czasu, a ilość substratów i produktów zależy jedynie od stałej równowagi reakcji zależnej z kolei jedynie od temperatury [1] (7)–(16).

Dla dowolnego węglowodoru szybkość ogólnej reakcji chemicznej (spalania) (17),

gdzie: k_r – współczynnik szybkości przebiegu reakcji, ρ_i – gęstość i-tego składnika, M_i – masa cząsteczkowa i-tego składnika, a_1, a_2 – bezwymiarowe współczynniki stechiometryczne dla określonej reakcji.

Współczynnik szybkości reakcji kinetycznych ma ogólną postać określoną wyrażeniem Arrheniusa (18),

gdzie: A_r – stała, E_r – energia aktywacji, T – temperatura.

5. Obiekt modelowania

Obiektem badań jest silnik z zapłonem iskrowym zasilany paliwem gazowym. Jest to silnik badawczy, który powstał na bazie dwucylindrowego silnika wysokoprężnego Deutz. W wyniku zmian konstrukcyjnych zastosowano w silniku zapłon iskrowy i przystosowano silnik do pracy na metanie, zmieniono kształt komory spalania co doprowadziło do zmniejszenia stopnia sprężania do wartości 8.

Na rys. 2 przedstawiono przekrój cylindra silnika badawczego z niesymetrycznie umieszczoną świecą zapłonową.



Fig. 2. Combustion chamber of the modeled engine [7] Rys. 2. Komora spalania silnika badawczego [7]

6. Modelowanie obiegu silnika badawczego

Modelowanie w programie AVL FIRE oraz KIVA-3V zostało przeprowadzone dla paliwa gazowego – metanu, dla tych samych warunków brzegowych i początkowych. We

Compression ratio/stopień sprężania	8
Stroke/skok tloka	105 mm
Cylinder diameter/średnica cylindra	100 mm
Engine cubic capacity/pojemność skokowa 825 cm ³	
Number of cylinders/liczba cylindrów	2
Direction of cylinders/uklad cylindrów vertical/pione	
Length of connecting-rod/dlugość korbowodu 136 mm	
Rotational speed/ <i>prędkość obrotowa</i> 1500 rps	

Table 1. Main engine parameters Tabela 1. Podstawowe parametry silnika

wszystkich przypadkach wykorzystano model turbulencji κ - ϵ [3].

Siatka obliczeniowa komory spalania silnika badawczego skonstruowana w preprocesorach obu programów była zbliżona i składała się z podobnej liczby komórek i węzłów.

Model zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej wymaga podania kąta OWK wystąpienia zapłonu, objętości obszaru występowania zapłonu wraz z jego położeniem wewnątrz komory spalania. Program daje możliwość modelowania zapłonu wielopunktowego oraz umożliwia uaktywnienie podmodeli spalania stukowego.



Fig. 3. Geometric mesh of combustion chamber at TDC *Rys. 3. Siatka komory spalania modelowanego silnika w GMP tloka*

6. Modelling of thermal cycle of test engine

Modelling in AVL FIRE and KIVA-3V software was conduct for gas fuel – methane, for these same boundary and initial conditions. In both cases was used k-e turbulence model. The computational mesh of combustion chamber of test engine in both cases was made of this same number of cells and nodes.

The model of fuel-air mixture ignition requires of ignition crank angle occurrence, volume of ignition area and its location inside combustion chamber. There is possibility to model multi spark plug ignition and allows modelling combustion knock process.

Calculation starts in BDC at the beginning of compression stroke for these same starting conditions and finished 180 degree after TDC. Calculations were conduct for combustion air factor equal 1.0 and ignition crank angle equal 10 degree before TDC.

7. Results of calculations

A number of characteristic quantities of combustion process in the test engine were obtained as a result of numerical analysis. Chosen quantities courses are presented at mentioned below figures. Pressure courses in the analyzed engine are presented in figure 4. In both cases for FIRE and KIVA-3V the compression pressure achieved this same value. Results of modeling in KIVA-3V code and AVL FIRE using Eddy Breakup model achieved almost the same course. TFSC model used in AVL FIRE was caused bigger differences in the maximum peak of pressures. Combustion process in this case proceeded relatively slowly.

The heat release and heat release rate courses are presented in Fig. 5. TFSC model in analysed case gave the bigObliczenia rozpoczynały się w DMP na początku suwu sprężania trwały przez 360° OWK do zakończenia suwu pracy silnika. Obliczenia prowadzono dla współczynnika nadmiaru powietrza: 1,0 i kąta wyprzedzenia zapłonu 10° OWK przed GMP.

 Table 2. Chosen input parameters of modelled process

 Tabela 2. Wybrane parametry wejściowe modelowanego procesu

Ignition timing/kąt wyprzedzenia zapłonu	10° before TDC/ 10° przed GMP
Combustion air factor/współczynnik nadmiaru powietrza	1.0
Initial temperature/temperatura mieszanki na początku sprężania	293 K
Initial pressure/ciśnienie mieszanki na począt- ku sprężania	0.9 bar
Fuel/paliwo	CH_4
Turbulence kinetic energy (180° before BDC)/ energia kinetyczna turbulencji (180° przed GMP)	0.1 J/m ³
Turbulence length scale (180° before BDC)/ skala turbulencji (180° przed GMP)	1.12 cm

7. Wyniki modelowania

W wyniku analizy numerycznej uzyskano szereg wielkości charakteryzujących proces spalania w silniku badawczym. Przebiegi wybranych wielkości w funkcji zależności od kąta obrotu wału korbowego przedstawiono na poniższych rysunkach.

Na rysunku 4 przedstawiono przebieg ciśnienia. Ciśnie nie sprężania osiągało te same wartości dla obydwu progest heat release. Heat release in this case was characterised by long time duration. Results obtained from KIVA-3V code were characterised by smaller heat release but heat release rate occurs faster.



gramów obliczeniowych. W przypadku modelowania ze spalaniem przebiegi zmian ciśnienia dla programu KIVA -3V oraz FIRE z modelem spalania Eddy Breakup osiągnęły bardzo dużą zgodność natomiast model TFSC spowodował większą wartość maksymalną ciśnienia oraz przebieg spalania zachodził stosunkowo wolniej.

Na rysunku 5 przedstawiono przebieg wydzielania się ciepła oraz szybkość wydzielania się ciepła. Model spalania TFSC zastosowany w analizowanym przypadku charakteryzował się największym wydzielonym ciepłem a jednocześnie wydzielanie ciepła następowało w najdłuższym odcinku czasu. Model zastosowany w programie KIVA-3V charakteryzował się najmniejszym wydzielonym ciepłem a jednocześnie całe ciepło zostało wydzielone w najkrótszym czasie.

Energia kinetyczna turbulencji osiąga swoje maksimum w czasie rozprzestrzeniania się płomienia. Model w programie KIVA-3V charakteryzował się kilkukrotnie większą wartością maksymalną energii kinetycznej turbulencji.



Fig. 5. Heat release and heat release rate Rys. 5. Wydzielone cieplo oraz szybkość wydzielania ciepla





Rys. 7. Przyrost ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego Fig. 7. Pressure growth speed courses in function of crank angle

The maximum value of turbulent kinetic energy was achieved during flame spread. The maximum value of turbulent kinetic energy obtained from KIVA-3V code has several time higher level then obtained from other models.

KIVA-3V code gave in this case the highest increase of pressure which in consequence had an influence on other parameters of thermal cycle. Maximum $dp/d\phi$ gained the

Obieg cieplny silnika uzyskany programem KIVA-3V charakteryzował się największym przyrostem ciśnienia co miało w konsekwencji wpływ na pozostałe parametry charakteryzujące obieg. Maksimum dp/dφ wynosiło 0,9 MPa/°OWK dla programu KIVA-3V, a najmniejszy przyrost ciśnienia osiągnięto dla modelu TFSC 0,3 MPa/°OWK.



Fig. 8. Spatial distribution of temperature and turbulent kinetic energy in selected crank angles *Rys. 8. Czasoprzestrzenny rozkład temperatury i energii kinetycznej turbulencji dla wybranych kątów OWK*

value of 0.9 MPa/deg in KIVA-3V code and the smallest increase in pressure was obtained from TFSC model 0.3 MPa/deg. Spatial distributions of temperature and turbulent kinetic energy in combustion chamber of test engine are presented on Fig. 8.

8. Conclusion

Paper presents results of modelling gas engine thermal cycle using AVL FIRE and KIVA-3V software. There are described three combustion models used in software. KIVA and FIRE software are used in Institute of Internal Combustion Engines and Control Engineering for analysis of thermal cycle of IC engines. Comparison of modelling results of thermal cycle of IC engine is presented in paper. All used combustion models are dependent on turbulence of flow field before ignition. FIRE software gives many possibilities with many combustion models, but they require verification. Pressure, temperature, heat transfer and turbulence parameters variations in function of crank angle as well as spatial distribution of above mentioned quantities at selected crank angles were determined.

This same initial and boundary conditions were taken in all analysed cases. Results are different in respect of values and courses. Unfortunately this article did not include results from experiment. Comparison of modelling and experimental results will be presented in next paper.

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- [1] Amsden A.A., O'Rourke P.J., Butler T.D.: KIVA-II, A computer program for Chemically Reactive Flows with Sprays. Los Alamos National Laboratory LA-11560-MS (May 1989).
- [2] Amsden A.A.: KIVA-3, A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries. Los Alamos National Laboratory, LA-12503-MS. 1993.
- [3] AVL FIRE version 2009, ICE Physics & Chemistry, Combustion, Emission, Spray, Wallfilm. AVL LIST GmbH, 2009.
- [4] Jamrozik A.: Modelling of two-stage combustion process in SI engine with prechamber. MEMSTECH 2009, V-th International Conference Perspective Technologies and Methods in MEMS Design Polyana, UKRAINE, 22-24 April 2009.
- [5] Jamrozik A.: Modelowanie procesu tworzenia tlenku azotu w komorze spalania gazowego silnika ZI. Materiały konferencyjne VII Międzynarodowej Konferencji Naukowej Silniki Gazowe 2006 – konstrukcja, badania, eksploatacja, paliwa odnawialne. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej 162, Mechanika 26, Częstochowa-Hucisko 2006.
- [6] Kesler M., Leżański T., Rychter T., Wolański P.: System spalania o zapłonie strumieniowym – analiza teoretyczna i badania

Mr. Wojciech Tutak, DEng. – doctor in the Faculty of at Czestochowa University of Technology. Dr inż. Wojciech Tutak – adiunkt na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki Politechniki Częstochowskiej.





Czasoprzestrzenny rozkład temperatury i energii kinetycznej turbulencji w komorze spalania silnika badawczego dla analizowanych modeli spalania pokazano na rys. 8.

8. Podsumowanie

W pracy przedstawiono wyniki modelowania obiegu cieplnego silnika tłokowego przy pomocy dwóch programów komputerowych AVL FIRE oraz KIVA-3V, które należą do specjalistycznych kodów przeznaczonych do modelowani obiegu silnika spalinowego. Program KIVA-3V jest programem, który od szeregu lat wykorzystywany jest przez IMTiTS w badaniach silników tłokowych. Nowo pozyskany program FIRE jest obecnie jednym z najnowocześniejszych narzędzi numerycznych zawierających szereg zaawansowanych czasoprzestrzennych podmodeli procesu tworzenia i spalania mieszanki palnej w silniku tłokowym. W rezultacie modelowania FIRE i KIVA otrzymano szereg wielkości charakteryzujących proces spalania w silniku badawczym, które byłyby bardzo trudne do uzyskania drogą pomiarów. Pomimo, że wszystkie modelowane przypadki charakteryzowały się takimi samymi warunkami brzegowymi i początkowymi, wyniki analizy dla poszczególnych modeli nie są jednakowe i różnią się zarówno co do wartości jak i przebiegu w zależności od kąta obrotu wału korbowego.

Niestety prezentowany artykuł nie zawiera wyników badań empirycznych, dlatego nie jest możliwa właściwa ocena zastosowanych modeli procesu spalania. Kolejne prace powinny w oparciu o pomiary stanowiskowe na hamowni dokonać weryfikacji modeli zastosowanych w programie AVL FIRE.

silnikowe. International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES'93, Gdańsk – Jurata, 1993.

- [7] Szwaja S., Jamrozik A.: Analysis of Combustion Knock in the SI Engine. Silniki Spalinowe/Combustion Engines, Mixture Formation Ignition & Combustion, Nr 2009-SC2, June 2009.
- [8] Tutak W., Jamrozik A., Kociszewski A., Sosnowski M.: Experimental Research into Turbulence Field in Combustion Chamber of Internal Combustion Engine. Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 13, No. 2, European Science Society of Powertrain and Transport Publication, Warsaw 2006.
- [9] Tutak W.: Thermal cycle of SI engine modeling with initial swirl process into consideration, Combustion Engines, 1/2008 (132), 2008.
- [10] Tutak W.: Modelling of Flow Processes in the Combustion Chamber of IC Engine. MEMSTECH'2009. Proceedings of the 5th International Conference MEMSTECH'2009. Perspective Technologies and Methods in Mems Design. Lviv – Polyana, Ukraine. s. 45-48, 2009.
- [11] Warnatz J., Maas U., Diable R.W.: Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation. Springer, 2006.
- [12] www.avl.com

Mr. Arkadiusz Jamrozik, DEng. – doctor in the Faculty of at Czestochowa University of Technology.

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

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



Marcin SZLACHETKA Mirosław WENDEKER Jacek CZARNIGOWSKI Piotr JAKLIŃSKI Łukasz GRABOWSKI

PTNSS-2010-SS2-214

A simulation research of a hydrogen injection system for a Wankel engine

The paper presents the results of simulations of a gaseous fuel supply system in a Wankel engine. The testing was conducted on a zero-dimensional model of the designed injection system that was fuelled by gaseous hydrogen into the intake manifold in the RX 50 Wankel engine. The Dymola software and its Pneumatics Module were used in the simulation. The experiments determined what phenomena would occur inside the injection system and helped develop a tool to optimize its design. The analysis dealt with the changes in the pressure and mass flow rate in the individual components of such a supply system. The research was done in steady states for one value of speed and load as the inlet system pressure.

Keywords: Wankel engine, hydrogen, supply system

Badania symulacyjne układu wtrysku wodoru w silniku Wankla

W artykule przedstawiono wyniki badań symulacyjnych układu zasilania paliwem gazowym silnika Wankla. Badania przeprowadzono na modelu zerowymiarowym projektowanego układu wtrysku wodoru w stanie lotnym do kolektora dolotowego silnika Wankla RX 50. Badania symulacyjne przeprowadzono w programie Dymola wykorzystując moduł Pneumatics. Celem badań było określenie zjawisk zachodzących wewnątrz układu i opracowanie narzędzia pozwalającego na optymalizację jego konstrukcji. Analizowano zmiany ciśnień oraz wydatku masowego w poszczególnych elementach układu zasilania silnika. Badania przeprowadzono w stanach ustalonych dla jednej wartości prędkości obrotowej i obciążenia silnika wyrażonego jako ciśnienie w układzie dolotowym.

Słowa kluczowe: silnik Wankla, wodór, układ zasilania

1. Introduction

The interest in alternative fuels has been growing in automotive industry. Other gaseous fuels, e.g. hydrogen become to be as attractive as very popular fuels including LPG or CNG.

Using hydrogen to fuel internal combustion engines is widely discussed, mainly due to its reduced power as compared with that of petrol. This is the effect of its low volumetric energy density. Under normal conditions, this value for hydrogen is 0.01079 MJ/dm³, while for gasoline is 34.2 MJ/dm³ [5, 7].

Additionally, hydrogen burns differently from gasoline, which results from its extremely different properties such as density, volumetric energy density, minimum ignition energy, combustion rate, combustion temperature, etc. [7]. Table 1 specifies the properties of hydrogen and currently used hydrocarbon fuels such as CNG and gasoline that are important for combustion. Hydrogen has a much higher octane number than gasoline, and its diffusion in air is faster, which enhances a charge homogenization [4].

Based on the general characteristics of the hydrogen combustion process, it can be concluded that hydrogen-fueled internal combustion engines hardly emit toxic components, and their efficiency may exceed the efficiency of conventional gasoline engines [7]. This is due to, for instance, the following properties of hydrogen:

1. Wprowadzenie

W przemyśle motoryzacyjnym obserwuje się wzrost zainteresowania alternatywnymi paliwami do pojazdów samochodowych. Oprócz bardzo popularnych paliw takich jak LPG, CNG, zainteresowaniem zaczynają się cieszyć inne paliwa gazowe między innymi wodór.

Stosowanie wodoru do zasilania silników spalinowych wywołuje wiele dyskusji, głównie ze względu na obniżoną moc w porównaniu z silnikami benzynowymi. Powodem jest mała objętościowa gęstość energii wodoru. W warunkach normalnych objętościowa gęstość energii wodoru wynosi 0,01079 MJ/dm³ natomiast benzyny 34,2 MJ/dm³ [5, 7].

Jednocześnie wodór spala się inaczej niż benzyna. Wynika to z krańcowo różnych właściwości, takich jak gęstość, objętościowa gęstość energii, minimalna energia zapłonu, szybkość spalania, temperatura spalania itp. [7]. W tabeli 1 podano istotne dla procesu spalania właściwości wodoru w porównaniu z obecnie stosowanymi paliwami węglowodorowymi takimi jak CNG i benzyna. Wodór posiada znacznie większą liczbę oktanową w porównaniu z benzyną, szybsza jest także dyfuzja wodoru w powietrzu co umożliwia bardzo dobrą homogenizację ładunku [4].

Analizując charakterystykę ogólną procesu spalania wodoru można stwierdzić, że silniki spalinowe zasilane wodorem wykazują prawie zerową emisję składników toksycznych, a ich sprawność może przekroczyć sprawność

Properties/właściwości	Fuel type/ <i>rodzaj paliwa</i>		
	H ₂	CNG	Petrol/benzyna
Density/gęstość [kg/m ³]	0.0824-0.0838	0.65-0.72	730-744
Octane number/liczba oktanowa [LOM]	130	125	86
Lower calorific value/dolna wartość opałowa [MJ/kg]	119.7-119.9	44.2-46.7	43.0-44.8
Upper calorific value/górna wartość opałowa [MJ/kg]	141.7	52.7	48.3
Air combustibility range/zakres palności w powietrzu [% v/v]	4-75	4.3-15	1.4-76
Minimal ignition energy/minimalna energia zapłonu [mJ]	0.02	0.28-0.29	0.24-0.25
Flame rate/szybkość płomienia [m/s]	1.85-1.90	0.38	0.37-0.43
Self-ignition temperature in air/temperatura samozaplonu w powietrzu [°C]	585	450-540	257-277
Suppression gap/szczelina tłumienia [mm]	0.64	2.1	2
Stoichiometric air/fuel ratio/stechiometryczny stosunek paliwo/powietrze [kg/kg]	0.029	0.058-0.069	0.066-0.068
Stoichiometric share/stechiometryczny udział [% v/v]	29.53	9.48	1.65-2.0
Diffusion speed in air/szybkość dyfuzji w powietrzu [cm/s]	<2.00	<0.51	<0.17
Combustion heat/cieplo spalania [MJ/kg air]	3.37	2.56-2.90	2.79-2.83

Tabela 1. Podstawowe właściwości paliw silnikowych [3, 4, 7, 8] Table 1. Basic properties of automotive fuels [3, 4, 7, 8]

the fuel contains no toxic components, so the only toxic gas emitted during a combustion is NO_x that is the effect of the thermal decomposition of nitrogen from atmospheric air,

 a low ignition threshold of lean hydrogen mixtures enables stable burning the mixture if it is very diluted [1, 2, 7].

Thus, hydrogen as a fuel can be used in the engines with difficult combustion conditions, e.g. Wankel engines. A combustion chamber in this engine is "crescent-shaped", which, in the case of traditional fuels, influences significantly a combustion process, e.g. extinguishing a flame in boundary regions. Here, a major advantage of hydrogen is its low susceptibility to this phenomenon (as the parameter of "a suppression gap as seen in Table 1). In comparison with piston engines, Wankel engines do not have, e.g. inlet valves that reach a high temperature during engine operation, which protects the system against accidental firing an air-hydrogen mixture at an early stage of induction, and as a result, a flash-back into the intake manifold [6]. As a consequence, the Wankel engine becomes a perfect engine to be fuelled by a hydrogen fuel.

The paper presents the research that was done in the project "Hydrogen-Based Fuelling in the Wankel Engine". The research has dealt with the phenomena that occur in the developed hydrogen supply system.

2. Research object

The simulation was done on the hydrogen supply system used in a naturally-aspirated four-stroke internal combustion engine with the XR50 rotary piston manufactured by Aixro GmbH. The engine parameters are shown in Table 2. The engine is based on the Wankel patent. The main engine components include:

- a sealed steel rotor (just like a piston with rings in piston engines),
- a steel eccentric crankshaft,
- a central aluminum casing coated with nickel,
- aluminum side covers.

konwencjonalnego silnika benzynowego [7]. Wynika to między innymi z następujących właściwości wodoru:

- paliwo to nie zawiera żadnych składników toksykotwórczych, dlatego jedynym toksycznym gazem powstającym w procesie spalania jest NO_x tworzony przez termiczną dysocjację azotu z powietrza atmosferycznego,
- niski próg zapalności ubogich mieszanek wodorowych umożliwia stabilne spalenie mieszanki w warunkach dużego rozcieńczenia [1, 2, 7].

Wodór jest paliwem pozwalającym zatem na zastosowanie do silników o trudnych warunkach spalania takich jak np. silnik Wankla. W silniku tym komora spalania ma kształt "półksiężyca" co w przypadku konwencjonalnych paliw powoduje duży wpływ na przebieg procesu spalania, wygaszania płomienia w regionach przyściennych. Ogromną zaletą wodoru w tym przypadku jest mała podatność na to zjawisko (widoczna w postaci parametru "szczeliny tłumienia" w tab. 1). Jednocześnie silniki Wankla w porównaniu z silnikami tłokowymi nie posiadają między innymi zaworów wylotowych, które podczas pracy silnika osiągają wysoką temperaturę, co zabezpiecza układ przed przypadkowymi zapłonami mieszaniny wodorowo-powietrznej w czasie początku napełniania, a przez to cofania się płomienia do kolektora dolotowego [6]. Powoduje to, że silnik Wankla jest idealnym silnikiem do zasilania paliwem wodorowym.

Artykuł powstał w ramach prac związanych z projektem: "Zasilanie wodorem silnika Wankla". Celem prac była analiza zjawisk zachodzących w projektowanym układzie zasilania silnika wodorem.

2. Obiekt badań

Obiektem badań modelowych jest układ zasilania wodorem wolnossącego, 4-suwowego silnik spalinowy z obrotowym tłokiem XR50 produkowany przez firmę Aixro GmbH. Parametry silnika przedstawia tab. 2. Silnik bazuje na patencie Wankla. Główne elementy silnika to: The edges of the rotor are in constant contact with a trochoid by means of top sealing. As a consequence, there are 3 combustion chambers separate from each rotor surface, which made possible 3 cycles to proceed simultaneously in this four-stroke engine. The rotor rotates three times slower than the eccentric crankshaft, so the next combustion chamber performs one working cycle during each rotation.

The fresh mixture flows first through one side of the rotor, then through the rotor and axially through the eccentric crankshaft to the other rotor side. Thus, the mixture cools and lubricates the rotor, main bearings and eccentric shaft. For the rotational speed of approx. 5500 rpm, the throttle in the second runner of the intake pipe opens.

Table 2. Specifications of the XR50 en	gine
Tabela 2. Dane techniczne silnika XK	250

Power/moc	33 kW at 8750 rpm	
Torque/moment	39 Nm at 7500 rpm	
Weight/ciężar	17 kg	
Capacity/pojemność	294 cm ³	
Max. rpm/maksymalna prędkość obrotowa	10,400 rpm	
Ignition system/układ zapłonowy	Magnetoinductive/magnetoin- dukcyjny	
Clutch/sprzęgło	2-disc, dry/2-dyskowe, suche	
Power transmission/przeniesienie napędu	chain – type 428/lańcuch typ 428	
Spark plug/świeca zapłonowa	Denso U22ETR	
Starter/rozrusznik	12 V/0.4 kW	

The additional flow of an air-fuel mixture is controlled with a vacuum relief valve connected to the connector pipe at the throttle body. The charge passes directly into the combustion chamber and enhances engine induction.



Fig. 2. Fuel system model: 1 – tank H₂, 2 – reducer, 3 – regulator,
4 – fuel rail, 5 and 6 – hydrogen injectors, 7 – manifold, 8 – spark-plug
Rys. 2. Model układu wtryskowego: 1 – zbiornik H₂, 2 – reduktor,
3 – regulator, 4 – szyna paliwowa, 5 i 6 – wtryskiwacze wodoru,
7 – układ dolotowy z przepustnicą, 8 – świeca zapłonowa

- stalowy rotor z uszczelnieniami (analogiczne do tłoka z pierścieniami tłokowymi w silniku tłokowym),
- stalowy mimośrodowy wał korbowy,
- aluminiowa obudowa centralna z niklowym pokryciem,
- aluminiowe pokrywy boczne.

Krawędzie rotora stykają się stale z trochoidą poprzez uszczelnienia wierzchołkowe. Tworzą się w ten sposób 3 oddzielne komory spalania z każdej powierzchni rotora. Pozwala to realizować jednocześnie 3 cykle pracy zachodzące w silniku 4-suwowym. Rotor obraca się trzy razy wolniej niż mimośrodowy wał, a więc podczas każdego obrotu kolejna komora spalania wykonuje jeden cykl pracy.

Świeża mieszanka przepływa w pierwszej kolejności przez jedną stronę rotora, następnie przez rotor i osiowo przez mimośrodowy wał na druga stronę rotora. W ten sposób mieszanka chłodzi i smaruje rotor, główne łożyska i mimośrodowy wał. Przy prędkości obrotowej około 5500 obr/min otwiera się przepustnica umieszczona w drugim kanale przewodu dolotowego.



Rys. 1. Obiekt badań Fig. 1. Research object

Dodatkowy przepływ mieszanki paliwowo-powietrznej sterowany jest zaworem podciśnieniowym połączonym z króćcem umieszczonym w korpusie przepustnicy. Ładunek przechodzi bezpośrednio do komory spalania i poprawia napełnianie silnika.

Na poniższym rysunku przedstawiono schemat układu zasilania wodorem silnika Wankla. Opracowany układ zasilania składa się z reduktora, regulatora ciśnienia, wtryskiwaczy oraz przewodów paliwowych. Reduktor będzie zamontowany przy zbiorniku ciśnienia. Jego celem jest redukcja ciśnienia z około 20 MPa (ciśnienie w butli) do około 1 MPa (ciśnienie zredukowane). Następnie ciśnienie jest dokładnie regulowane przez regulator ciśnienia, którego celem jest utrzymanie stałego ciśnienia 0,4 MPa przed wtryskiwaczami (rys. 2). Wtryskiwacze podłączone są do kolektora dolotowego. Sterowanie wtryskiwaczami odbywa The figure below shows the diagram of the hydrogen supply system used in a Wankel engine. The developed supply system consisted of a reducer, pressure regulator, injectors and fuel pipes. The reducer was mounted at the pressure tank. It reduced the pressure from about 20 MPa (gas pressure in the tank) to about 1 MPa (reduced pressure). Then, the pressure was carefully controlled by the pressure regulator which was to maintain the constant pressure of 0.4 MPa before the injectors (Fig. 2). The injectors were connected to the intake manifold. They were controlled with an electronic control unit. Fuel dosing was controlled with control signal time and in consequence with injector opening time.

3. Objective and scope of research

The research was to learn about the flow phenomena in different parts of the injection system that will be mounted in the Wankel engine. The cyclic opening of hydrogen injectors may contribute to pressure pulsations in different components of the injection system. This, in turn, may adversely affect a mean mass flow rate.

The AVL BOOST software analyzed the parameters of a hydrogen-fuelled Wankel engine. Based on the developed model, one obtained the data on the amount of air and fuel that should be in the cylinder during a given cycle, depending on the pressure in the inlet manifold and engine rotational speed. The research results (Tab. 3) are the boundary conditions for the model of the hydrogen injection supply

system. The time of a hydrogen fuel injection was determined on the basis of a calculated fuel mass and injector characteristics. Two injectors provided the required fuel mass under any engine operation conditions and during the assumed minimum control sigsię za pomocą jednostki sterującej a wielkość dawki regulowana jest czasem trwania impulsu sterującego – a przez to czasem otwarcia wtryskiwacza.

3. Cel i zakres badań

Celem badań było uzyskanie wiedzy dotyczącej zjawisk przepływowych w poszczególnych elementach układu wtryskowego, który zostanie zabudowany na silniku Wankla. Cykliczne otwieranie wtryskiwaczy wodoru może przyczynić się do powstawania pulsacji ciśnień w poszczególnych elementach układu wtryskowego. To z kolei może wpłynąć negatywnie na średnie masowe natężenia przepływu przez układ.

Do analizy układu zasilania wodorem silnika Wankla wykorzystano oprogramowanie AVL BOOST. Na podstawie opracowanego modelu uzyskano dane o ilości powietrza i paliwa jaka powinna się znaleźć w cylindrze w danym cyklu pracy w zależności od ciśnienia w układzie dolotowym i prędkości obrotowej silnika. Wyniki badań przestawione w tabeli 3 stanowią warunki brzegowe modelu układu zasilania wtryskiem wodoru. Na podstawie wyznaczonej masy paliwa oraz charakterystyki wtryskiwacza określono czas wtrysku paliwa wodorowego. Zastosowano dwa wtryskiwacze w celu dostarczenia żądanej masy paliwa w każdych warunkach pracy silnika, w zakładanym minimalnym czasie trwania impulsu sterującego (mniejszej niż czas pojedynczego cyklu pracy).

Table 3. Researche results Tabela 3. Wyniki badań

Rotational speed [rpm]/prędkość obrotowa [obr/min]	Pressure in the inlet system/ciśnienie w układzie dolotowym [kPa]	Air mass in the com- bustion chamber/masa powietrza w komorze spalania [mg]	Lt [kg/kg]	Fuel mass/ masa paliwa [mg]	Injection time/ czas wtrysku [ms]
3700	40	115.35	34.64	3.33	7.23
4500	50	146.18	-	4.22	10.18
6000	45	133.71	_	3.86	8.40

nal time (shorter than the time of a single cycle).

- The research conditions were specified by:
- hydrogen pressure in the tank -20,000 kPa,
- outlet pressure in the regulator mounted at the tank 1 000 kPa,
- outlet pressure in the hydrogen pressure regulator 400 kPa,

The testing was done during an injection from the both injectors. They started after 0.5 s as soon as the solenoid valves mounted at the hydrogen cylinder and regulator opened. This time was necessary so that the pressure in the injection could reach an appropriate level and became stabilized in the injection system. Each injector was powered by a single signal (without pulse-width modulation) for 7.23 ms.

4. Modeling tools

The computer modeling was done using the Dymola v5.3d software. This software is used to simulate the flow of various gases and to do a zero-dimensional simulation.

Badania przeprowadzono w warunkach określonych przez:

- ciśnienie wodoru w zbiorniku: 20 000 kPa,
- ciśnienie na wyjściu z regulatora zamontowanego przy zbiorniku: 1000 kPa,
- ciśnienie na wyjściu z regulatora ciśnienia wodoru: 400 kPa,

Badania przeprowadzono przy wtrysku z oby wtryskiwaczy, przy czym wtryskiwacze uruchamiane są 0,5 s po otwarciu elektrozaworów przy butli i regulatorze. Czas ten potrzebny jest do osiągnięcia i ustabilizowania się odpowiedniego ciśnienia w układzie wtryskowym. Wtryskiwacze zasilane były pojedynczym impulsem (bez zastosowania modulacja szerokości impulsu) na okres 7,23 ms każdy.

4. Narzędzia modelowe

Modelowanie przeprowadzono w programie Dymola v5.3d pozwalającym między innymi na symulację przepływu różnych gazów. Program Dymola umożliwia prowadzenie Universal versions of this software are able to simulate almost all systems if their models can be systems of differential or differential-algebraic equations. Such models help understand better how real or designed systems are constructed and work.

The Dymola software has got a basic library to create a variety of models and commercial libraries to create hydraulic and pneumatic systems as well as propulsion systems to be used in vehicles. The Pneumatics commercial library was used to develop this model.

In any simulation, it is possible to change model parameters, a step and a method of integration. Calculations can be also done for other initial conditions.

5. Fuel injection system model in the Wankel engine

The model developed is a mapping of the above hydrogen supply system. The model includes the fuel circuit which consists of:

- an electronic control unit (ECU),
- a fuel tank,
- a pressure regulator,
- fuel pipes,
- a fuel rail,
- fuel injectors.

The diagram of the hydrogen supply system model is given in Figure 3. To optimize the simulation, the system was divided into five submodels:

- the control system submodel,
- the fuel tank submodel,
- the two-stage pressure regulator submodel,
- the fuel injector submodel,
- the engine inlet system submodel.

Figure 4 shows a schematic diagram of the two-stage pressure reducer submodel. It consists of a solenoid valve of the two pressure regulators and the reducer inner chamber and nozzle. The DeltaPMeas1 system as shown in the



Fig. 3. The injection system model in Dymola software Rys. 3. Model układu wtryskowego w programie Dymola

badań zerowymiarowych. Pakiety uniwersalne oprogramowania umożliwiają symulacje praktycznie dowolnego systemu, jeśli jego model może być przedstawiony w postaci układu równań różniczkowych lub różniczkowo-algebraicznych. Modele budowane są w celu lepszego zrozumienia struktury i działania rzeczywistego lub projektowanego systemu.

Pakiet Dymola zawiera podstawowe biblioteki, dzięki którym możliwe jest tworzenie różnorodnych modeli oraz biblioteki komercyjne umożliwiające budowanie układów pneumatycznych, hydraulicznych oraz układów napędowych pojazdów. Podczas opracowywania modelu korzystano z komercyjnej biblioteki Pneumatics.

Podczas symulacji można zmienić parametry modelu, krok, metodę całkowania. Obliczenia można też przeprowadzić dla innych warunków początkowych.

5. Model układu wtryskowego silnika Wankla

Opracowany model jest odwzorowaniem powyższego układu zasilania wodorem. Model obejmuje tor paliwowy w skład którego wchodzą:

- jednostka sterująca (ECU),
- zbiornik paliwa,
- regulator ciśnienia,
- przewody paliwowe,
- szyna paliwowa,
- wtryskiwacze paliwa.

Schemat modelu układu zasilania wodorem przedstawia rys. 3. Ze względu na optymalizację procesu symulacji analizowany układ podzielono na pięć podmodeli:

- podmodel układu sterowania,
- podmodel układu zbiornika paliwa,
- podmodel dwustopniowego regulatora ciśnienia,
- podmodel wtryskiwacza paliwa,
- podmodel układu dolotowego silnika.

Rysunek 4 przedstawia schemat podmodelu dwustopniowego reduktora ciśnienia. Składa się on z zaworu elektromagnetycznego dwóch regulatorów ciśnienia oraz komory wewnętrznej reduktora i dyszy. Widoczny na schemacie układ DeltaPMeas1 służy do pomiaru masy czynnika przepływającego przez reduktor ciśnienia.



Fig. 4. Block diagram of the two-stage pressure regulator *Rys. 4. Schemat blokowy dwustopniowego regulatora ciśnienia*



Fig. 5. Block diagram of the injector *Rys. 5. Schemat blokowy wtryskiwacza*

diagram measured the mass of the medium that was flowing through the pressure reducer.

Figure 5 shows the submodel of the fuel injector system. It included the electromagnetic coil system and the inlet and outlet connector pipes. The DeltaPMeas2 system measured the mass of the medium flowing through the injector. BooleanIn-Port1 controlled the input of the control signal that controlled injector operation.

6. Analysis of the results

The following figures present the simulation results on the flow of the gaseous fuel through the fuel system components. The paper presents the simulation that was carried out only for 3700 rpm and engine load as the pressure (0.4 MPa) in the inlet system. The pressure time courses in the diagrams were given as absolute pressure.

Figure 6 shows the pressure time course in the regulator. As soon as the solenoid valve opened, it was noted that the pressure increased linearly. The pressure time course at the inlet of the first-degree regulator was marked in blue. As soon as the pressure became stabilized in the system, the pressure before the regulator remained constant at 1 MPa. The pressure in the chamber regulator was marked in red. The first-degree regulator maintained the pressure constant at 0.6 MPa. The Na rys. 5 przedstawiony został podmodel układu wtryskiwacza paliwa. Obejmuję on układ cewki elektromagnetycznej oraz króćce wejściowy i wyjściowy. Układ DeltaPMeas2 służy do pomiaru masy czynnika przepływającej przez wtryskiwacz. Wejście sygnału sterującego pracą wtryskiwacza realizowane jest przez port "BooleanInPort1".

6. Analiza wyników badań

Na poniższych rysunkach przestawiono wyniki badań modelowych przepływu paliwa gazowego przez elementy układu paliwowego silnika. Przedstawiono badania wykonane tylko dla prędkości obrotowej silnika 3700 obr/min i obciążenia silnika wyrażonego jako ciśnienie w układzie dolotowym równym 0,4 MPa. Przestawione na wykresach przebiegi ciśnień podane są jako wartości ciśnienia bezwzględnego.

Rysunek 6 przedstawia przebieg ciśnienia w regulatorze. W momencie otwarcia elektrozaworu widoczne jest liniowe narastanie ciśnienia, kolorem niebieskim oznaczony jest przebieg ciśnienia na wejściu do regulatora pierwszego stopnia. Po ustabilizowaniu się ciśnienia w układzie, ciśnienie przed regulatorem utrzymuje się na stałym poziomie i wynosi 1 MPa. Kolorem czerwonym oznaczone jest ciśnienie panujące w komorze regulatora. Wartość tego ciśnienia







Rys. 7. Przebieg ciśnienia w szynie paliwowej

second-degree regulator maintained the pressure at 0.4 MPa. This pressure was necessary to make the mass flow rate of the injectors correct, and its value was marked green. The pressure became stabilized completely after 160 ms.

The fuel injectors opened after 0.5 seconds, the moment the solenoid valves at the hydrogen cylinder and in the pressure regulator opened. This time was needed to generate the adequate pressure in the fuel rail. Figure 7 shows the time course of the pressure in the fuel rail at the start of the injectors. The peak pressure pulsations that resulted from



Fig. 8. Mass flow rate in the fuel rail *Rys. 8. Wydatek masowy w listwie paliwowej*

the operation of the injectors were 0.016 MPa as soon as the injectors closed, and terminated within about 8 ms.

The gaseous fuel mass flow rate in the rail is shown in Fig. 8. To obtain the expected mass flow of the hydrogen fuel through the fuel rail, the inlet connector pipe was 12 mm and the outlet connector pipes were 6 mm in diameter. Consequently, the injector mass flow reached 0.0065 kg/s the moment it became stabilized. As soon as the fuel injectors closed, there were return flows in the rail due to, e.g. the rapid closing of the injectors and a large fuel flow mass. The flow time course after the injectors closed was identical to the pressure wave in the fuel rail as soon as the injector

closed with respect to both the amplitude change and time (frequency), as shown in Fig. 7. The return flow maximum value was 0.003 kg/s.

Figure 9 shows the pressure time course in the injector outlet connector pipe for three consecutive working cycles of the hydrogen injector.

When the injector was closed the outlet connector pipe pressure was the same as the outlet system pressure and equaled 0.04 MPa. The opening of the injector made the pressure increase smoothly to reach the peak value of 0.127 MPa. The peak pressure was when the injector began to close. After 4 ms from the moment the injector closed, the pressure in the outlet utrzymuje regulator pierwszego stopnia na stałym poziomie 0,6 MPa. Regulator drugiego stopnia utrzymuje ciśnienie 0,4 MPa, które jest wymagane do zapewnienia prawidłowego wydatku wtryskiwaczy. Wartość tego ciśnienia oznaczona jest kolorem zielonym. Pełna stabilizacja ciśnienia uzyskiwana jest po 160 ms.

Wtryskiwacze paliwowe uruchamiane są 0,5 s po otwarciu elektrozaworów przy butli oraz w regulatorze ciśnienia. Czas ten potrzebny jest na wytworzenie odpowiedniego ciśnienia w szynie paliwowej. Na rys. 7 przedstawiony jest

> przebieg ciśnienia w szynie paliwowej w momencie uruchomienia wtryskiwaczy. Powstałe w wyniku pracy wtryskiwaczy maksymalne pulsacje ciśnienia wynoszą 0,016 MPa w momencie zamknięcia wtryskiwaczy i wygasają w okresie około 8 ms.

> Wydatek masowy paliwa gazowego w szynie paliwowej przedstawiony jest na rysunku 8. Aby zapewnić zakładany wydatek przepływu paliwa wodorowego przez szynę paliwową założono średnicę w króćcu dolotowym 12 mm, natomiast króćce wylotowe mają średnicę 6 mm. Umożliwiło to w momencie ustabilizowania się masowego natężenia przepływu wtryskiwaczy uzyskać wartość równą 0,0065 kg/s. Po zamknięciu wtryskiwaczy

w szynie paliwowej występują przepływy zwrotne wynikające między innymi z szybkiego zamykania się wtryskiwaczy oraz dużej masy wypływającego paliwa. Przebieg fal przepływów po zamknięciu wtryskiwaczy jest zgodny zarówno w zmianie amplitudy jaki i okresie (częstotliwości) z falą ciśnień w szynie paliwowej po zamknięciu wtryskiwacza (rys. 7). Maksymalna wartość przepływu zwrotnego wynosi 0,003 kg/s.

Na rys. 9 przedstawiony został przebieg ciśnienia w króćcu wylotowym wtryskiwacza dla trzech kolejnych cyklów pracy wtryskiwacza wodoru.

W czasie kiedy wtryskiwacz jest zamknięty ciśnienie w króćcu wylotowym równe jest ciśnieniu w układzie do-



Fig. 9. Pressure course at the injector outlet Rys. 9. Przebieg ciśnienia na wyjściu z wtryskiwacza



Fig. 10. Mass flow rate in the injector Rys. 10. Wydatek masowy wtryskiwacza

connector pipe was decreasing to reach 0.04 MPa. There were no sudden pressure jumps which could interfere with the flow.

The mass flow rate of the fuel flowing out of one in-

jector is shown in Fig. 10. The three successive injector openings were demonstrated. The moment the injector closed completely, there were slight return flows. Their peak value was 0.0005 kg/s. The fading flow waves were noted in the outlet runner after the injector closed just as it was in the case of the flow inside the injector rail.

The peak mean injector mass flow rate was 0.00325 kg/s. The complete injector opening and closing were within less than 1 ms.

Another important part of the fuel system was the flexible pipe connecting the injector to the inlet manifold. The time course of hydrogen fuel mass flow through this flexible pipe is

004010

004009

004008

[edW] emsed 0.04005 0.04005 0.04004 0.04003 0.04003

004002

004001

004000

003999

1.00



Fig. 11. Course of mass flow rate in the inlet system Rys. 11. Przebieg wydatku masowego w układzie dolotowym

widoczne sa gasnace fale przepływowe po zamknięciu wtryskiwacza. Maksymalny średni wydatek wtryskiwacza wynosi 0,00325 kg/s. Pełne otwarcie i zamknięcie wtryskiwacza następuje w czasie poniżej 1 ms. Kolejnym ważnym elementem

1.04

układu paliwowego jest przewód elastyczny łączący wtryskiwacz z układem dolotowym silnika. Na rys. 11 kolorem czerwonym oznaczono przepływ paliwa wodorowego przez przewód elastyczny. Zauważalne są znaczne zmiany w przepływie paliwa spowodowane między innymi wymiarami przewodu elastycznego oraz

Fig. 12. Pressure in the inlet system Rys. 12. Przebieg ciśnienia w układzie dolotowym

1.02

time [s]

1.03

lotowym i wynosi 0,04 MPa. Otwarcie wtryskiwacza powoduje płynne narastanie ciśnienia do maksymalnej wartości 0,127 MPa. Maksymalna wartość ciśnienia występuje w momencie kiedy wtryskiwacz zaczyna się zamykać. Po upływie 4 ms od zamknięcia wtryskiwacza ciśnienie w króćcu wylotowym zmniejsza się do wartości 0,04 MPa. Nie występuja gwałtowne skoki ciśnienia, które mogłyby zaburzać przepływ.

Wydatek masowy paliwa wypływajacego z jednego wtryskiwacza przedstawiony jest na rys. 10. Przedstawiono trzy kolejne otwarcia wtryskiwacza. W momencie całkowitego zamknięcia wtryskiwacza następują

niewielkie przepływy zwrotne, których maksymalna wartość wynosi 0,0005 kg/s. Podobnie jak w przypadku przepływu wewnątrz szyny wtryskowej tak i w przewodzie wylotowym

1.01

marked in red in Fig. 11. Numerous significant changes in the fuel flow were noted, due to, e.g. the size of the flexible pipe and its roughness. The change in the fuel mass flow in the inlet system was marked in blue in Fig. 11. The moment the injector closed, the fuel flow reached its peak value of 0.00575 kg/s. After about 4.5 ms, the fuel flow in the flexible pipe reached its minimum value. The pressure in the inlet system (Fig. 12) changed slightly and reached its peak value of 0.040092 MPa.

7. Conclusions

The simulations of the hydrogen-fuelled Wankel engine made possible to verify the initial assumptions concerning the design of the reducer and injector. It has helped understand the phenomena that occur in the various parts of the injection system. The analysis covered the pressure time courses in the fuel rail and pipes that connected the injector and the inlet system. The peak pressure pulsations in the fuel rail that resulted from the injectors' operation were 0.016 MPa the moment the injectors closed. Also, there were noted the significant changes in the fuel flow inside the pipe connecting the injector and the intake manifold. Their maximal values were 0.002 kg/s. The peak mean injector mass flow rate was 0.00325 kg/s. chropowatością przewodu. Kolorem niebieskim na rys. 11 przedstawiona jest zmiana przepływu paliwa w układzie dolotowym. W momencie zamknięcia wtryskiwacza przepływ paliwa osiąga maksymalną wartość 0,00575 kg/s. Po upływie ok. 4,5 ms przepływ paliwa w przewodzie elastycznym osiąga wartość minimalną. Ciśnienie w układzie dolotowym (rys. 12) zmienia się nieznacznie osiągając maksymalną wartość 0,040092 MPa.

7. Podsumowanie

Przeprowadzone badania modelowe układu zasilania wodorem silnika Wankla umożliwiły weryfikację wstępnych założeń konstrukcyjnych reduktora oraz wtryskiwaczy. Uzyskano wiedzę na temat zjawisk zachodzących w poszczególnych elementach układu wtryskowego. Analizowano przebiegi ciśnienia w szynie paliwowej oraz w przewodach łączących wtryskiwacz z szyną paliwową i układem dolotowym. Powstałe w wyniku pracy wtryskiwaczy maksymalne pulsacje ciśnienia w szynie paliwowej wynoszą 0,016 MPa w momencie zamknięcia wtryskiwaczy. Zauważono także znaczne zmiany w przepływie paliwa w przewodzie łączącym wtryskiwacz z kolektorem dolotowym wynoszące maksymalnie 0,002 kg/s. Uzyskano maksymalny średni wydatek wtryskiwacza 0,00325 kg/s.

[7] Surygała J.: Wodór jako paliwo. Wydawnictwo Naukowo-

[8] White C.M., Steeper R.R., Lutz A.E.: The hydrogen – fueled

Mr. Marcin Szlachetka, MSc., MEng. - postgraduate

in the Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin

Mgr inż. Marcin Szlachetka – doktorant na Wydziale

Mr. Jacek Czarnigowski, DEng. - doctor in the

Faculty of Mechanical Engineering at the Lublin

Dr inż. Jacek Czarnigowski – adiunkt na Wydziale

Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: j.czarnigowski@pollub.pl

internal combustion engine: a technical review. Inf. J. of Hy-

Techniczne, Warszawa 2008.

drogen Energy, 2006.

University of Technology.

University of Technology

Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: m.szlachetka@pollub.pl

Paper reviewed/Artykuł recenzowany

Bibliography/Literatura

- Das L. M.: Hydrogen engines: a view of the past and a look into the future. Int. J. of Hydrogen Energy, 1990.
- [2] Fulton J., Lynch F., Marmaro R.: Hydrogen for Reducing Emissions from Alternative Fuel Vehicles. SAE Paper 931813.
- [3] Karim G.A.: Hydrogen as a spark ignition engine fuel. Inf. J. of Hydrogen Energy, 2003.
- [4] Kukkonen C., Shelef M.: Hydrogen as an Alternative Automotive Fuel. SAE Paper 940766.
- [5] Merkisz J., Pielecha I.: Alternatywne napędy pojazdów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
- [6] Morimoto K., Teramoto T., Takamori Y.: Combustion Characteristics in Hydrogen Fueled Rotary Engine. SAE Paper 920302.

Prof. Mirosław Wendeker, DSc., DEng. – Professor, Head of the Department of Thermodynamics, Fluid Mechanics and Aviation Propulsion Systems, Lublin University of Technology.



Prof. dr hab. inż. Mirosław Wendeker – kierownik Katedry Termodynamiki i Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych Politechniki Lubelskiej. e-mail: m.wendeker@pollub.pl

Mr. Piotr Jakliński, DEng. - doctor in the Faculty

of Mechanical Engineering at the Lublin University

Dr inż. Piotr Jakliński- adiunkt na Wydziale Me-

chanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: p.jaklinski@pollub.pl

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

Dr inż. Łukasz Grabowski – doktor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej.

e-mail: grabowski@pollub.pl





of Technology.



ABB Turbocharging. Setting a new standard.

100

As exemplified by our new A100 generation, ABB is the world leader in the turbocharging of diesel and gas engines in the 500 kW plus power range. Worldwide more than 190,000 ABB turbochargers are in operation – on ships, in power stations and gen-sets, on diesel locomotives and large mobile equipment. A global network of more than 100 service stations ensures close proximity to our customers and fast, OEM quality service around the clock. www.abb.com/turbocharging

ABB Sp. z o.o. LBU Turbocharging Narwicka 7A, 80-557 Gdańsk phone: +48 58 732 4545 aft hrs: +48 601 67 6614 e-mail: turbo@pl.abb.com



Power and productivity for a better world™



Wydawca:

PINSS

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

ISSN: 0138-0346



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych Polish Scientific Society of Combustion Engines

