

ANDRZEJ KOWALEWICZ\*

## ADAPTACJA SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO DO ZASILANIA GAZEM NATURALNYM

### ADAPTATION OF A DIESEL ENGINE TO THE NATURAL GAS SUPPLY

#### Streszczenie

W artykule wykazano, że zasilanie dwupaliwowe jest korzystniejsze niż zasilanie CNG silnika iskrowego, omówiono różne rozwiązania konstrukcyjne silników dwupaliwowych oraz wpływ parametrów decydujących o spalaniu w silniku dwupaliwowym. Opisano także osiągnięcia silników dwupaliwowych oraz emisję związków szkodliwych i porównano je z osiągnięciami i emisją silników bazowych, tj. zasilanych olejem napędowym. Skupiono się na konkretnej realizacji koncepcji dwupaliwowego zasilania silnika doładowanego ADCR gazem CNG, podejmując problemy, jakie muszą być rozwiązane w wyniku adaptacji silnika do zasilania CNG, plan badań itd. Omówiono też zagadnienia o charakterze naukowym, jakie występują przy adaptacji silnika turbodoładowanego od zasilania gazem CNG.

*Słowa kluczowe: silnik wysokoprężny ADCR, zasilanie dwupaliwowe, CNG, ON*

#### Abstract

It is well known fact, that natural gas (CNG) is adequate fuel to SI engines, thanks to high octane number. In numerous cities Poland and all over the world buses driven by natural gas SI engines popular. Analyses show however, that CI engines adapted to fuelling with CNG known in literature as dual-fuel engines, due to pilot injection of diesel fuel, are more convenient than these driven with SI engines. In the paper different types of dual fuel engines are presented. Also performances and emissions of dual-fuel engines are discussed and compared with base engines fuelled only with diesel fuel. The concept of adaptation of very modern engine ADCR to CNG fuelling is proposed. Fundamental technical and scientific problems of adaptation are discussed.

*Keywords: diesel engine ADCR, two-fuel supply, CNG, ON*

\*Prof. dr hab. inż. Andrzej Kowalewicz, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Radomska.

## 1. Wstęp

Gaz naturalny (CNG) jest obecnie jednym z głównych nośników energii. Jego zasoby wynoszą ok.  $170 \cdot 10^{12} \text{ m}^3$  [3], są dostępne w wielu miejscach na świecie, ale ok. 3/4 tych zasobów jest zlokalizowanych w Azji i na Bliskim Wschodzie (tab. 1). Największymi producentami CNG są: Rosja ( $613 \cdot 10^9 \text{ m}^3/\text{rok}$ ), USA ( $510 \cdot 10^9 \text{ m}^3/\text{rok}$ ) i Kanada ( $181 \cdot 10^9 \text{ m}^3/\text{rok}$ ). Ze względu na swoje właściwości jest dobrym paliwem do silników spalinowych o zapłonie iskrowym (ZI), ale także może być stosowany do silników o zapłonie samoczynnym (ZS) po adaptacji do tzw. zasilania dwupaliwowego, a silnik taki określa się w literaturze jako **dwupaliwowy**. Zainteresowanie CNG wzrosło w ostatnich dziesięcioleciach XX w. ze względu na rosnące ceny paliw konwencjonalnych oraz poszukiwanie paliw nieropopochodnych, a także konieczność dywersyfikacji rynku paliwowego. Biopaliwa mogą stanowić najwyżej 20% rynku paliw silnikowych, a brak zgody na wykorzystywanie roślin jadalnych (zboż, buraków etc.) rośnie, gdyż ilość głodującej ludności świata stale się powiększa, a ceny żywności rosną.

Tabela 1

Rezerwy gazu naturalnego [3]

Kraj	Rezerwa $10^{12} \text{ m}^3$	Procent rezerw światowych
Świat	171,03	100,0
20 głównych producentów	152,66	89,3
Rosja	47,57	27,8
Iran	26,62	15,6
Katar	25,77	15,1
Arabia Saudyjska	6,65	3,9
Zjednoczone Emiraty Arabskie	6,00	3,5
Stany Zjednoczone A. P.	5,35	3,1
Nigeria	4,98	2,9
Algieria	4,56	2,7
Wenezuela	4,28	2,5
Irak	3,11	1,8
Indonezja	2,55	1,5
Malezja*	2,48	1,5
Norwegia	2,12	1,2
Turkmenistan	2,10	1,2
Uzbekistan	2,01	1,2
Kazachstan	1,87	1,1
Holandia	1,84	1,1
Kanada	1,76	1,0
Egipt	1,61	0,9
Ukraina	1,13	0,7

\* Źródło [www.eia.doe.gov](http://www.eia.doe.gov)

Właściwości CNG w aspekcie jego zastosowania jako paliwa podano w tab. 2.

Tabela 2

**Właściwości gazu naturalnego [5, 11]**

Właściwość	Wartość
Gęstość [kg/m <sup>3</sup> ]	0,79
Dolna wartość opałowa [MJ/kg/MJ/m <sup>3</sup> ]	45,0/33,6
Dolna wartość opałowa mieszanki stechiometrycznej $\lambda = 1$ [MJ/kg/MJ/m <sup>3</sup> ]	2,90/3,67
Masa cząsteczkowa	18
Stosunek stechiometryczny powietrze–paliwo [kg/kg]	17,2
*Maksymalna temperatura spalin [°C]	2236
*Prędkość laminarna spalania [cm/s]	40
*Temperatura samozapłonu [°C]	632
*Granice zapłonu (0,1013 MPa, 0°C) w odniesieniu do $\lambda = 1$	
– niższa	1,97
– wyższa	0,59
*Liczba oktanowa	120

\* Dla metanu (brak dla NG) [11].

Niniejszy artykuł dotyczy adaptacji silnika o zapłonie samoczynnym (ZS) do zasilania gazem naturalnym (dwupaliwowego). **Silnikiem dwupaliwowym** przyjęto nazywać silnik ZS zasilany paliwem o zbyt niskiej liczbie cetanowej, aby mógł nastąpić samozapłon oraz jednocześnie paliwem o dużej liczbie cetanowej, którego dawka, tzw. pilotująca, powoduje samozapłon i spalanie całego paliwa. Paliwem głównym jest zwykle gaz naturalny sprężony (CNG) [16], LPG [12] lub odparowany alkohol, np. etanol [6–8]. Drugim jest zwykle olej napędowy (ON) [8] albo ester metylowy kwasów tłuszczowych (FAME), z których w Europie wykorzystuje się ester metylowy oleju rzepakowego (RME) [6, 7].

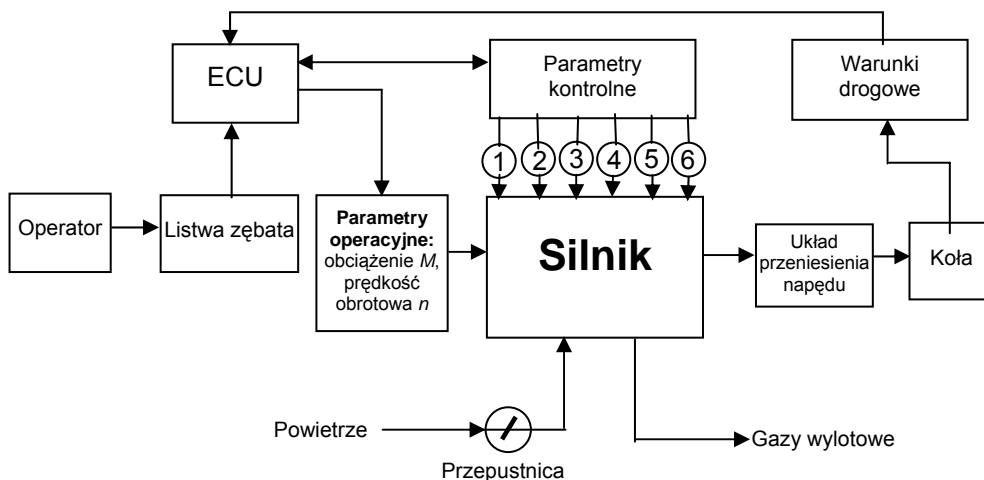
W celu wspomaganie zapłonu paliw o niskiej liczbie cetanowej próbuje się dodawać do nich paliwa o wysokiej liczbie cetanowej, tworząc mieszaninę np. cetanu [1] albo eteru dimetylowego [15] lub dietylowego [13]. Zwykle do zasilania za pomocą CNG dokonuje się adaptacji silnika ZS, dodając mu układ zapłonowy i instalując układ zasilania gazem albo tylko układ zasilania CNG, zachowując układ zasilania ON do wtrysku dawki pilotującej/zapłonowej. Silnik taki (dwupaliwowy) ma tę wyższość nad iskrowym, że może być zasilany – z braku CNG – tylko za pomocą ON. Inne zalety to:

- mniejsze zużycie, dłuższa żywotność,
- większa sprawność ogólna,
- większy moment obrotowy,
- większa odporność na spalanie stukowe,
- mniejsza hałaśliwość pracy.

Na temat badań dwupaliwowego zasilania istnieje dużo publikacji, ich przegląd podano w [10].

## 2. Wpływ parametrów operacyjnych i kontrolnych na osiągi i emisje silnika dwupaliwowego zasilanego CNG i ON

Osiągi i emisja silnika dwupaliwowego zależą, z jednej strony, od parametrów operacyjnych (prędkość obrotowa i moc momentu obrotowego – kontrolowane przez operatora) i, z drugiej strony, od parametrów kontrolnych, sterowanych automatycznie przez parametry operacyjne. Schemat układu sterowania silnika dwupaliwowego podano na rys. 1.



Parametry kontrolne:

1.  $m_{ON}$  – dawka pilotująca ON.
2.  $\varphi_{ON}$  – kąt wtrysku dawki pilotującej.
3. Stosunek masowy dawki CNG do dawki ON.
4.  $\lambda_{CNG}$  współczynnik nadmiaru powietrza dla CNG.
5. Współczynnik nadmiaru powietrza odniesiony do obu paliw.
6. Stopień recyrkulacji gazów wylotowych.

Rys. 1. Silnik dwupaliwowy jako obiekt regulacji  
Fig. 1. Dual fuel engine as an object of the control

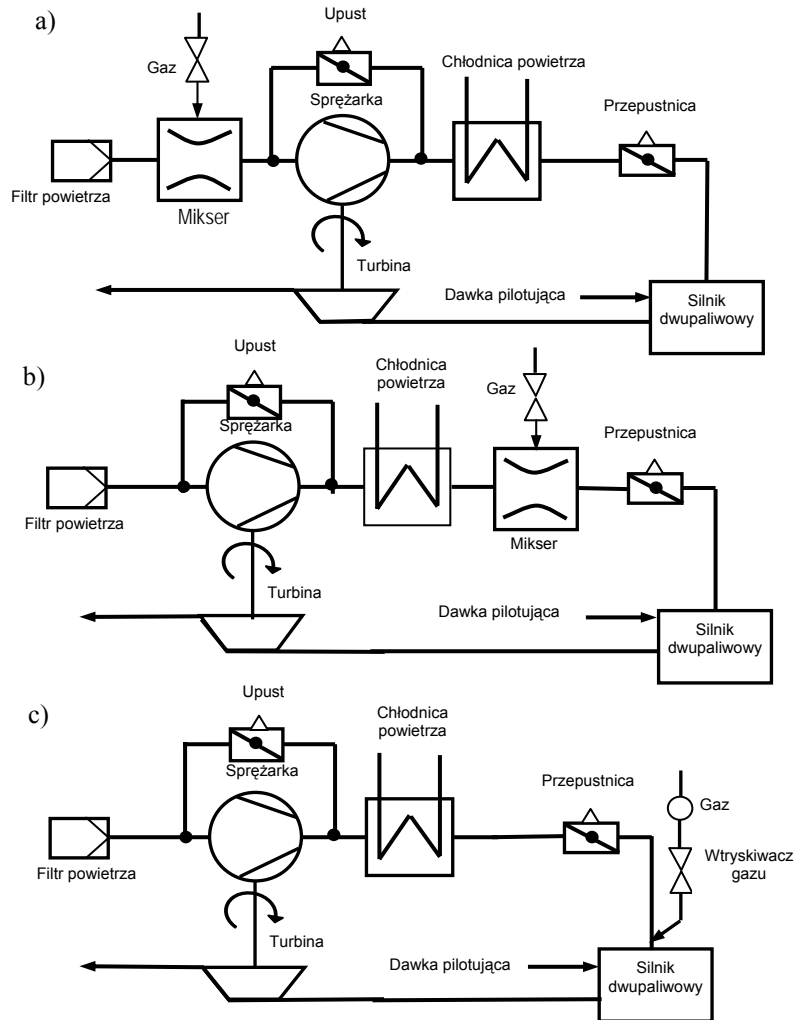
Parametry kontrolne wpływają bezpośrednio na cykl pracy silnika, chodzi mianowicie o:

1. Udział CNG w paliwie. Wzrost udziału CNG w sumarycznym paliwie powoduje:
  - wzrost ciśnienia w cylindrze silnika,
  - wzrost opóźnienia samozapłonu i czasu spalania,
  - wzrost skłonności do wystąpienia spalania stukowego,
2. Dawkę pilotującą ON,  $m_{ON}$ . Wzrost dawki pilotującej:
  - poprawia osiągi silnika,
  - zapobiega wystąpieniu stuku,

- przy dużych obciążeniach (małych  $\lambda_{\text{CNG}}$  i  $\lambda_{\text{ON}}$ ) CNG, spalając się, konsumuje tlen z powietrza, co przyczynia się do przedłużenia lub niespalenia ON i wzrostu emisji UHC.
  - 3. Kąt początku wtrysku dawki pilotującej. Kąt ten wpływa na emisję  $\text{NO}_x$ : wcześniejszy wtrysk – wyższa emisja  $\text{NO}_x$ , ale i większy moment obrotowy.
  - 4. Ilość powietrza w ładunku musi być w nadmiarze w stosunku zarówno do CNG, jak i ON ( $\lambda_{\text{CNG}} > 1$  i  $\lambda_{\text{ON}} > 1$ ) w całym zakresie pracy silnika.
  - 5. Recyrkulacja spalin wpływa na obniżenie ilości  $\text{NO}_x$  powstającego podczas spalania.
  - 6. Dławienie powietrza przepustnicą może być stosowane do wzbogacenia ładunku w oba paliwa bez zmiany ich proporcji, głównie przy dużych obciążeniach, w celu wyeliminowania stuków i obniżenia HC i CO.
- Ogólnie silnik dwupaliwowy w stosunku do silnika bazowego ma:
- mniejszą moc,
  - mniejszą emisję cząstek stałych i  $\text{NO}_x$ ,
  - wyższą emisję CO i HC (która może być obniżona przez zastosowanie dławienia powietrza),
  - skłonność do spalania stukowego, które w silniku ZS nie występuje (jest tylko tzw. twarde spalanie, które jest innej natury).

### 3. Rozwiązania konstrukcyjne turbodoładowanych silników dwupaliwowych

Najczęściej stosowane rozwiązania konstrukcji doładowanych silników dwupaliwowych przedstawiono na rys. 2. W rozwiązaniu a) gaz doprowadzany jest do mieszalnika przed sprężarką, w b) za sprężarką, a w c) jest wtryskiwany do cylindra silnika. Rozwiązania z mieszalnikiem gaz–powietrze są starszego typu, silnik ma mniejszą moc ze względu na mniejsze napełnienie, czego unika się, wtryskując gaz bezpośrednio do cylindra – rozwiązanie c). W rozwiązaniu a) istnieje niebezpieczeństwo wybuchu przy zatarciu się wirnika sprężarki, ale zaletą jest, że sterowanie ciśnieniem i wydatkiem mieszanki palnej realizowane jest obejściem bez zmiany jej składu (NG–powietrze), a w rozwiązaniu b) skład mieszanki za mieszalnikiem zmienia się przy otwarciu zaworu obejściowego. W przypadku c) dawka gazu na cykl musi być sterowana z centralnego układu sterowania, podobnie jak dawka ON. Obejście sprężarki (*by-pass*) sterowane jest ciśnieniem za sprężarką. Rolą przepustnicy (w dwu pierwszych rozwiązaniach) jest dławienie mieszanki gaz–powietrze przy utrzymaniu stałego składu CNG–powietrze i możliwość wzbogacenia udziału ON w ładunku przy wystąpieniu spalania stukowego. W przypadku wtrysku gazu c) dławienie przepustnicą zmniejsza wydatek powietrza i powoduje wzbogacenie ładunku w paliwo. Dla zmniejszenia emisji  $\text{NO}_x$  stosowana bywa także recyrkulacja spalin (EGR) pobieranych z za turbiny i kierowanych do kanału dolotowego silnika.



Rys. 2. Rozwiązania konstrukcyjne doładowanych silników dwupaliwowych zasilanych gazem [4]  
 Fig. 2. Design of dual fuel engines fuelled with CNG [4]

#### 4. Problemy, jakie występują w doładowanym silniku dwupaliwowym

Problemy, jakie muszą rozwiązać konstruktorzy doładowanych silników dwupaliwowych (zasilanych CNG i ON), są następujące:

1. Silnik musi pracować w całym zakresie parametrów operacyjnych przy nadmiarze powietrza zarówno w odniesieniu do CNG, jak i ON ( $\lambda_{\text{CNG}} > 1$ ,  $\lambda_{\text{ON}} > 1$ ). Jednak przy

- małych dawkach pilotujących ON i dużym nadmiarze powietrza w odniesieniu do obu paliw ma miejsce niespalanie gazu w obszarach peryferyjnych przestrzeni spalania, gdzie nie docierają krople dawki zapłonowej ON, co powoduje dużą emisję UHC i CO. Również zbyt duża wartość  $\lambda_{ON}$  przedłuża spalanie ON, zwłaszcza że mieszanka gaz–powietrze pali się szybciej i konsumuje tlen. Zwiększa to również emisję UHC i CO oraz obniża sprawność cieplną i przyczynia się do wzrostu temperatury spalin<sup>1</sup>.
2. Wzajemne proporcje paliw CNG i ON muszą być dobierane odpowiednio do warunków pracy silnika. Mały udział ON może spowodować:
    - przedłużenie spalania mieszanki CNG i powietrza, co z kolei obniża sprawność cieplną oraz skutkuje pojawieniem się spalania stukowego (samozapłon tzw. reszty gazu w obszarach peryferyjnych), zwłaszcza dla ubogiej mieszanki gaz–powietrze i przy wysokich ciśnieniach w silnikach doładowanych,
    - niepowtarzalność kolejnych cykli pracy,
    - przegrzanie rozpylaczy ON i ich zniszczenie wskutek słabego chłodzenia przy małej dawce pilotującej.
  3. Wtrysk gazu zwykle do kanału dolotowego przed każdym cylindrem powinien następować podczas otwarcia zaworu dolotowego. Jednak gaz zalegający w kanale przed zaworem oraz w przewodzie za wtryskiwaczem gazu i przed zaworem podczas współotwarcia zaworów może być wydmuchiwany ze spalinami, co powoduje duży udział UHC w spalinach (np. silnik emitował ponad 1700 ppm HC [2]).
  4. Duży udział niespalonego gazu w spalinach może spowodować wybuch w przewodzie wylotowym za turbiną przy przeciążeniu turbiny, gdy nie zadziałał zawór upustowy przed turbiną.
  5. W przypadku, gdy w celu obniżenia emisji NO<sub>x</sub> zastosowana jest recyrkulacja spalin, stopień recyrkulacji musi być odpowiednio dostosowany (i maleć z rozwijaną przez silnik mocą).
  6. Dławienie przepustnicą stosowane do unikania spalania stukowego powoduje wzrost emisji NO<sub>x</sub>, dlatego sterowanie przepustnicą jest niezbędne do uzyskania rozsądnego kompromisu.

### 5. Silnik ADCR firmy Andoria adaptowany do zasilania za pomocą CNG

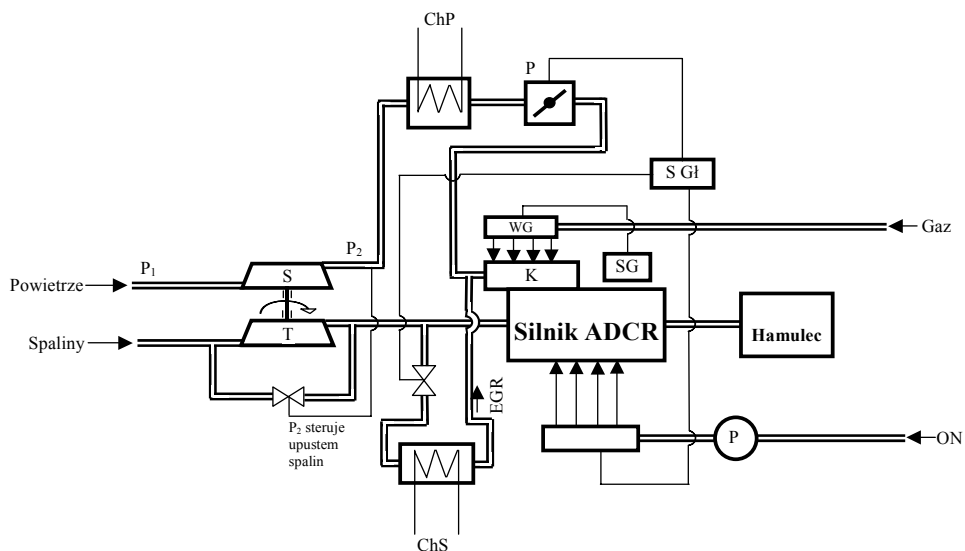
Dane techniczne silnika ADCR Euro 4 podano w tab. 3, a schemat silnika na rys. 3.

Silnik ADCR jest sterowany sterownikiem komputerowym, który kontroluje:

- początek tłoczenia i wielkość dawki oleju napędowego,
- stopień dławienia przepustnicą,
- stopień recyrkulacji.

Na rysunku 4 podano wstępnie zdjętą charakterystykę prędkościową silnika. W porównaniu z danymi fabrycznymi silnik osiągnął nieco większy moment obrotowy, ok. 260 Nm przy prędkości obrotowej  $n = 2000\text{--}2200$  obr./min, nieco niższe jednostkowe zużycie paliwa  $g_e = 187$  g/kWh przy tej samej prędkości obrotowej, ale niższą moc  $N = 67,5$  kW przy  $n = 3700$  obr./min.

<sup>1</sup>Silnik dwupaliwowy na CNG ma o ok. 200°C wyższą temperaturę spalin niż bazowy (zasilany ON).



Rys. 3. Schemat silnika ADCR adaptowanego do zasilania CNG: SGl – sterownik główny, SG – sterownik gazu, ChP – chłodnica powietrza, ChS – chłodnica spalin, WG – wtrysk gazu, K – kanały dolotowe, EGR – recyrkulacja spalin

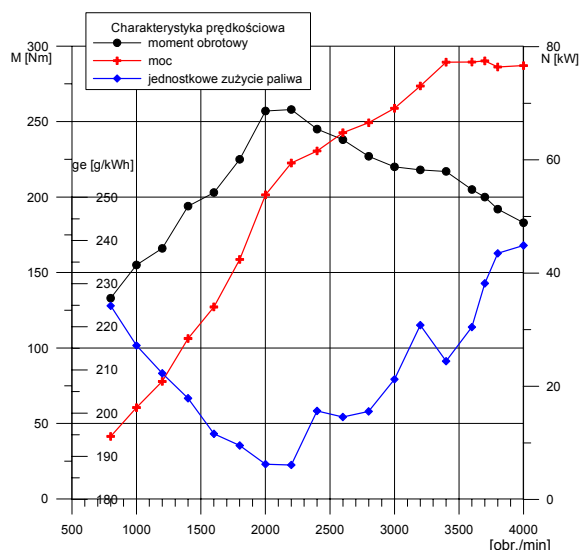
Fig. 3. Schematic of ADCR engine adapted to CNG fuelling: SGl – main electronic control unit (ECU), SG – CNG ECU, ChP – air cooler, ChS – exhaust gas cooler, WG – CNG injection, EGR – exhaust gas recirculation, K – inlet duct

Tabela 3

## Dane techniczne silnika ADCR EURO 4

Rodzaj silnika	Wysokoprężny, z <i>Common Rail</i> , turbodoładowany z chłodnicą powietrza doładowującego
Liczba i układ cylindrów	4-rzędowy, pionowy
Typ spalania	4-suwowy z wtryskiem bezpośrednim
Średnica cylindra	94 mm
Skok tłoka	95 mm
Pojemność skokowa	2636 cm <sup>3</sup>
Stopień sprężania	~17,5
Moc znamionowa	85 kW
Znamionowa prędkość obrotowa	3700 obr./min
Maksymalny moment obrotowy	250 Nm
Prędkość obrotowa przy maksymalnym momencie	1800–2400 obr./min
Układ EGR	chłodzony wodą
Układ wtryskowy	wysokociśnieniowy <i>Common Rail</i>
Homologacja	Euro IV wg Dyrektywy 70/220 EEC + aktualizacje





Rys. 4. Charakterystyka silnika ADCR,  $M$  – moment obrotowy,  $N$  – moc,  $g_e$  – jednostkowe zużycie paliwa

Fig. 4. Charakterystyka silnika ADCR,  $M$  – torque,  $N$  – power  $g_e$  – specific fuel consumption

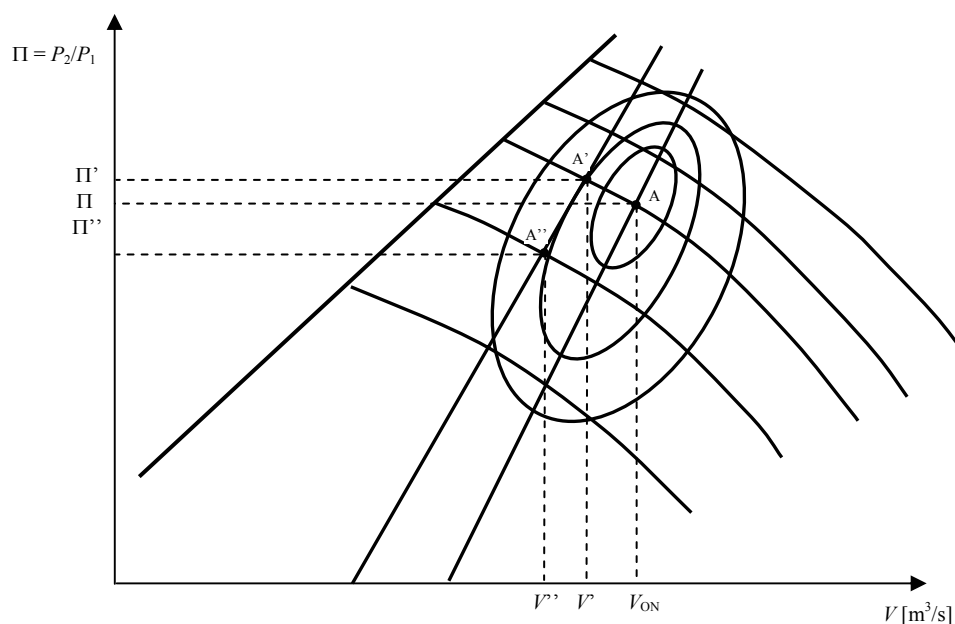
## 6. Koncepcja zasilania i sterowania silnika gazowego

Bazowy silnik ADCR jest zasilany olejem napędowym z układu *Common Rail* sterowanym komputerem sterującym jednocześnie przepustnicą powietrza i zaworem EGR. Te elementy układu zasilania ON pozostaną bez zmian. Wzrost obciążenia ma być realizowany głównie przez zwiększenie wydatku CNG, wyjściowa dawka pilotująca ON – w miarę możliwości – powinna być równa dawce minimalnej przy prędkości obrotowej 800 obr./min, tj.  $25,8 \cdot 10^{-3}$  g/cylinder · cykl, czyli ok. 64% dawki maksymalnej ( $40,4 \cdot 10^{-3}$  g/cylinder · cykl). W przypadku wyłączenia spalania stukowego dawka pilotująca ON będzie zwiększana, a proporcje obu paliw dobrane tak, aby nie wystąpiły zarówno spalanie stukowe, jak i zbyt duża emisja CO i HC. Gaz po rozprężeniu w dwuszeregowo połączonych reduktorach ma być wtryskiwany do kanału dolotowego każdego cylindra podczas otwarcia zaworu dolotowego. Do tego celu ma służyć sterownik gazu.

W pierwszym podejściu oba sterowniki ON i CNG mają działać niezależnie, a docelowo mają być nadzorowane z komputera centralnego. Realizacja zadań natury technicznej będzie wsparta od strony naukowej – głównie w zakresie procesów spalania – analizą wykresów ciśnienia w cylindrze, stopnia wypalenia dawek paliw, szybkości wywiązywania się ciepła oraz wirtualną wizualizacją spalania w cylindrze silnika. Badania te powinny dać odpowiedzi na pytania, czy krople dawki pilotującej ON palą się krócej niż gaz, jak wynika z pracy [7], czy odwrotnie [15], i jak zapobiec przedłużeniu spalania w silniku dwupaliwowym (w porównaniu z bazowym) – o ile ono zachodzi. Badania silnika dwupaliwowego zasilanego odparowanym etanolem i olejem napędowym wykazały, że przy dużych

obciążeniach spalanie było szybsze, a przy małych porównywalne ze spalaniem w silniku bazowym zasilanym ON [8].

Również bardzo istotnym zagadnieniem będzie wyznaczenie granic obszarów spalania stukowego oraz sposobów jego zapobiegania. Bardzo bogate oprzyrządowanie pomiarowe ma dostarczyć wielu danych do kontroli pracy elementów silnika, w tym głównie turbosprężarki oraz wpływu parametrów operacyjnych i regulacyjnych na pracę silnika. Obecność gazu w kolektorze dolotowym wpłynie na ilość powietrza doładowanego, co przesunie punkt współpracy silnika z turbosprężarką (rys. 5).



Rys. 5. Współpraca turbosprężarki z silnikiem przy zasilaniu dwupaliwowym i tylko ON,  
 $\Pi$  – sprężystość,  $V$  – objętościowe natężenie przepływu

Fig. 5. Cooperation diagram of the engine and the turbocharger,  $\Pi$  – pressure ratio,  
 $V$  – volumetric air flow

Współpraca silnika bazowego z turbosprężarką w warunkach nominalnych odbywa się w punkcie A, a dla silnika zasilanego gazem punkt A przesunie się do punktu A' przy  $n = \text{const}$  i wzroście sprężu  $\Pi$  albo zadziała upust i spręż pozostanie stały, a prędkość obrotowa zmniejszy się – A''. W obu wypadkach wydatek powietrza zmniejszy się.

## 7. Program badań nad adaptacją do zasilania gazem CNG

Adaptacja silnika do zasilania gazem wymaga zainstalowania układu zasilania i sterowania gazem do silnika. Składa się on z:

- zespołu butli gazowych, w których gaz jest przechowywany pod ciśnieniem,
- dwu reduktorów ciśnienia gazu i gazomierza z korektorem wydatku,

- wtryskiwaczy sterowanych komputerowo umieszczonych w kanałach dolotowych każdego cylindra.  
Adaptacja zasilania gazem ma obejmować:
- ustalenie wyjściowej dawki pilotującej ON,
- dobór kąta początku tłoczenia tej dawki,
- dobór właściwych proporcji dawek obu paliw w funkcji parametrów operacyjnych silnika [Nm],
- zdjęcie charakterystyk prędkościowych i obciążeniowych (tj. charakterystyki ogólnej),
- dobór sterownika sterującego zasilaniem obu paliwami w taki sposób, żeby silnik osiągał jak najkorzystniejsze, zbliżone osiągi do silnika bazowego przy możliwie niskiej emisji.

## 8. Podsumowanie i wnioski

Silnik dwupaliwowy, tj. silnik ZS zasilany paliwem głównym, czyli CNG oraz zapłonowym ON wykazuje wyższość nad silnikiem ZI zasilanym CNG dlatego podjęto się adaptacji bardzo nowoczesnego i skomplikowanego konstrukcyjnie silnika ADCR do zasilania CNG.

Najtrudniejszym zadaniem jest dobór proporcji obu paliw w taki sposób, żeby uniknąć spalania stukowego, któremu sprzyja doładowanie oraz nadmiernej emisji węglowodorów i tlenku węgla.

Również skomplikowana jest organizacja procesów spalania w ten sposób, aby silnik uzyskiwał osiągi zbliżone do bazowego, czemu ma sprzyjać wtryskowe zasilanie gazem, oraz możliwie niską emisję związków szkodliwych (spodziewane jest uzyskanie znacznie niższej emisji CO<sub>2</sub> i zadymienia).

## Literatura

- [1] Chea Z., Konno M., Goto S., *Study on homogeneous premixed charge CI engine fuelled with LPG*, JSAE Review 22(2001), 265-270.
- [2] Demonstration of Caterpillar C-10 Dual-Fuel Engines in MCI 102L3 Computer Busses, California Energy Commission National Renewable Energy Laboratory, January 2000.
- [3] *Encyklopedia Świat i Polska*, PWN, Warszawa 2007.
- [4] Friedemann Z., *Gasmotoren*, Vogel Buchverlag, 2001.
- [5] Heywood J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill Book Co, New York 1988.
- [6] Kowalewicz A., *Eco-diesel engine fuelled with rapeseed oil methyl ester and ethanol*, Part 1: *Efficiency and emission*, Proc. IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 219, 2005, 715-723.
- [7] Kowalewicz A., *Eco-diesel engine fuelled with rapeseed oil methyl ester and ethanol*, Part 3: *Combustion processes*, Proc. IMechE, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 220, 2006, 1283-1291.
- [8] Kowalewicz A., Pajaczek Z., *Dual – fuel engine fuelled with ethanol and diesel fuel*, Journal of Internal Combustion Engines KONES, Vol. 10, nr 1–2, Warszawa–Wisła 2003.

- [9] Kowalewicz A., Wojtyniak M., *Natural Gas Engines – Problems and Challenges*, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 14, No. 2, 2007.
- [10] Kowalewicz A., Wojtyniak M., *Natural Gas as a Fuel to Dual – Fuel Automotive Engines* (złożony do publikacji w Redakcji IMechE).
- [11] Kowalewicz A., *Podstawy procesów spalania*, WNT, Warszawa 2000.
- [12] Luft S., *Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym z wtryskiem ciekłego LPG do kolektora dolotowego*, Wyd. Politechniki Radomskiej, Radom 2007.
- [13] Miller N.K., Nagarajan G., Renganarajan S., *Experimental studies on homogeneous charge CI engine fuelled with LPG using DEE as an ignition enhancer*, Renewable Energy 32(2007), 1581-1583.
- [14] Sutkowski S., Latvasolo T., *The 20V34SG – a high efficiency lean – burn gas engine for high efficiency Wärtsilä gas power station*, Silniki Spalinowe 2007, 27-38.
- [15] Takatsuto R., Igarashi T., Lida N., *Autoignition and Combustion of DME and Buthane-Air Mixtures in Homogeneous Charge Compression Ignition Engine*, The 4th International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines.
- [16] Stelmasiak Z., *Studium procesu spalania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym*, Wydawnictwo Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku Białej, Bielsko Biała 2003.