

## Basic conditions and effectiveness of replacement of conventional liquid fuel with gaseous fuel to combustion engine drive

**Abstract:** Internal combustion engines are fuelled mostly with liquid fuels. Nowadays more and more the gaseous fuels are applied as driving fuel of combustion engines. In case of spark ignition engines the liquid fuel (petrol) can be replaced totally without additional troubles by the gas fuels. This possibility in case of compression engines is essentially restricted. Self-ignition of the fuel gas appears at higher temperatures in comparison to self-ignition of classical diesel oil. Solution if this problem can be achieved by using of the dual fuel system. The diesel engine can be fulfilled with the fuel gas basically, but for ignition of the prepared fuel gas - air mixture a specified amount of the liquid fuel (diesel oil) should be additionally injected into the combustion chamber. Diesel engine working with the dual fuel system has to perform simultaneously the needed effective mechanical torque and power output. For assurance that the combustion process in the cylinder proceeds without mistakes and completely, some basic conditions should be satisfied. In the frame of this work, three main aspects of this problem are taken into account: a. filling of the engine, b. stoichiometry of the combustion, c. performance of mechanical parameters (torque, power). A complex analysis of these conditions connected with the dual fuel combustion process has been done and some results of the carried out investigations are presented in the paper.

Keywords: fuelling of internal combustion engines, substitution of fuels, gas fuels, dual fuel system, efficiency

### Podstawowe uwarunkowania oraz efektywność wykorzystania paliwa gazowego do napędu silnika spalinowego z zapłonem samoczynnym

**Streszczenie:** Tłokowe silniki spalinowe zasilane są zazwyczaj paliwami ciekłymi (benzyna, olej napędowy). Aktualnie do napędu silników spalinowych wykorzystywane są często także paliwa gazowe. W tym zakresie zwykle stosowane są systemy z zapłonem iskrowym, chociaż spotkać można inne rozwiązania. W przypadku silników z zapłonem samoczynnym wymagane jest zastosowanie podwójnego systemu paliwowego (tzw. systemu dualnego), w ramach którego łącznie z paliwem gazowym podawana jest nieduża dawka paliwa ciekłego, która inicjuje zapłonu przygotowanej gazowo - powietrznej mieszanki palnej. Dla zapewnienia, że proces spalania przebiegać będzie prawidłowo, a pracujący silnik osiągnie wymagany moment obrotowy (moc efektywną), szereg uwarunkowań powinno być ściśle dotrzymane. W pracy dokonano teoretyczno - obliczeniowej analizy uwarunkowań związanych z prawidłowym funkcjonowaniem silnika spalinowego, wyposażonego w dwupaliwowy system zasilania; w aspekcie uwarunkowań stechiometrycznych oraz pozyskiwanego momentu obrotowego.

Słowa kluczowe: zasilanie silników, paliwa gazowe, dwupaliwowy system zasilania, efektywność układu

### 1. Wprowadzenie

W tradycyjnych rozwiązaniach tłokowe silniki spalinowe (z zapłonem iskrowym, jak również samoczynnym) zasilane są zazwyczaj paliwami ciekłymi (benzyna – dla zapłonu iskrowego, olej napędowy – w przypadku zapłonu samoczynnego). Aktualnie obserwuje się tendencje polegające na tym, że coraz częściej do napędu silników spalinowych wykorzystywane są także różne paliwa gazowe [2], [3], w tym: gaz ziemny (NG), gaz kopalniany (coal bed methane) z odmetanowania pokładów węgla, sprężony gaz ziemny (CNG), syntetyczny gaz ziemny (SNG), mieszaniny gazów (propanbutan, LPG), bio-gazy i inne. W silnikach z zapłonem iskrowym paliwo ciekłe można zasadniczo w pełni (istnieje wiele różnych rozwiązań) zastąpić odpowiednio dobranym paliwem gazowym.

W przypadku silników z zapłonem samoczynnym możliwość pełnego zastąpienia paliwa ciekłego paliwem gazowym jest kłopotliwa oraz znacznie bardziej ograniczona. Wynika to z faktu, że skłon-

ność paliw gazowych do samozapłonu jest gorsza w porównaniu np. z olejem napędowym. Samozapłon paliw gazowych możliwy jest dopiero w znacznie wyższych temperaturach w stosunku do temperatury samozapłonu oleju napędowego [3], [6].

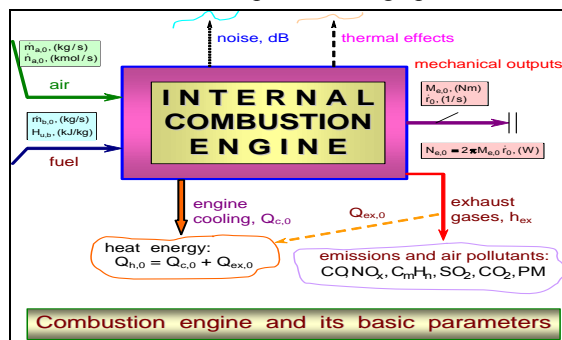
Rozwiązaniem tego problemu może być zastosowanie podwójnego systemu paliwowego (tzw. systemu dualnego). Silnik wyposażony w podwójny system paliwowy zasilany jest paliwem gazowym, a celem zainicjowania zapłonu gazowo-powietrznej mieszanki palnej, podawana jest do komory spalania określona dawka paliwa ciekłego (oleju napędowego), które łatwo ulega samozapłonowi, powodując następnie zapłon paliwa gazowego.

Zasadniczym celem niniejszego opracowania jest ogólna analiza uwarunkowań dotyczących prawidłowego funkcjonowania silnika spalinowego, wyposażonego w podwójny system paliwowy. Z warunków eksploatacji układu wynika, że silnik spalinowy wyposażony w dwupaliwowy system zasilania powinien zapewnić osiągnięcie wymaganego efektywnego momentu obrotowego oraz od-

powiedniej mocy efektywnej (przy zadanej prędkości obrotowej). Dla zapewnienia, że proces spalania w cylindrze silnika będzie zachodził bez zakłóceń (wystąpi spalanie zupełne i całkowite), spełnione muszą być podstawowe warunki, wynikające między innymi z uwarunkowań stechiometrycznych dwupaliwowego procesu spalania [4, 5]. Uzyskane wyniki pozwalają ocenić celowość stosowania dostępnego paliwa gazowego, a także na odpowiednie zaprogramowanie badań eksperymentalnych.

## 2. Podstawowe parametry eksploatacyjne jednopaliwowego silnika spalinowego

Pracę silnika spalinowego (rys. 1) charakteryzują następujące wielkości i parametry:  $N_{e,0}$ , kW - moc efektywna,  $M_{e,0}$ , Nm - efektywny moment obrotowy,  $\dot{i}_0$ , 1/s - prędkość obrotowa,  $\eta_{e,0}$  - sprawność efektywna,  $\dot{m}_{b,0}$ , kg/s - strumień masy zużywanego paliwa,  $\dot{m}_{a,0}$ , kg/s (albo:  $\dot{n}_{a,0}$ , kmol/s) - strumień doprowadzanego powietrza.



Rys. 1. Układ silnika spalinowego i jego parametry

Sprawność efektywną  $\eta_{e,0}$  pracującego silnika definiuje się najczęściej jako:

$$\eta_{e,0} = \frac{N_{e,0}}{\dot{m}_{b,0} \cdot H_{u,b}}, \quad (1)$$

gdzie:  $H_{u,b}$ , kJ/kg - wartość opałowa paliwa ciekłego,  $N_{e,0}$ , kW - moc efektywna silnika.

Jednostkowe ilości substancji zasilających układ można obliczyć stosując następujące zależności:

$$\dot{m}_{b,0} = \dot{m}_{b,0} \cdot \frac{k}{z \cdot \dot{i}_0}, \quad \dot{n}_{a,0} = \dot{n}_{a,0} \cdot \frac{k}{z \cdot \dot{i}_0} \quad (2)$$

gdzie:  $\dot{m}_{b,0}$ , kg/cykl - masa paliwa ciekłego wtryskiwana do każdego cylindra,  $\dot{n}_{a,0}$ , kmol/cykl - ilość substancji powietrza doprowadzanego do każdego cylindra,  $z$  - liczba cylindrów,  $\dot{i}_0$ , 1/s - prędkość obrotowa,  $k$  - parametr przeliczeniowy (przy czym:  $k = 2$  dla silnika 4 - suwowego,  $k = 1$  dla silnika 2 - suwowego (inaczej: 1 - obrotowego)).

Podstawiając równanie (2) w równaniu (1) otrzymuje się odpowiednio:

$$\eta_{e,0} = \frac{N_{e,0} \cdot k}{\dot{m}_{b,0} \cdot z \cdot \dot{i}_0 \cdot H_{u,b}}, \quad (3)$$

a następnie po uwzględnieniu prędkości kątowej:

$$\omega = 2\pi \cdot \dot{i}_0, \quad \text{skoro: } N_{e,0} = \omega \cdot M_{e,0} \quad \text{- stąd:}$$

$$\eta_{e,0} = \frac{2\pi \cdot M_{e,0} \cdot k}{\dot{m}_{b,0} \cdot z \cdot H_{u,b}} \quad (4)$$

przy czym:  $M_{e,0}$ , Nm - oznacza efektywny moment obrotowy silnika,

Wartość stosunku nadmiaru powietrza (tlenu), przy którym odbywa się spalanie wynika ze wzoru:

$$\lambda_0 = \frac{\dot{m}_{a,0} \cdot z_{a,O_2}}{\dot{m}_{b,0} \cdot n'_{O_2, \min,b} \cdot M_a} = \frac{\dot{n}_{a,0} \cdot z_{a,O_2}}{\dot{m}_{b,0} \cdot n'_{O_2, \min,b}} \quad (5)$$

gdzie:  $n'_{O_2, \min,b}$ , kmolO<sub>2</sub>/kg b. - minimalne, jednostkowe zapotrzebowanie tlenu paliwa ciekłego,  $z_{a,O_2}$  - udział molowy tlenu w powietrzu (~ 0,21),

$M_a$ , kg/kmol - masa molowa powietrza ( $M_a \approx 29,1$  kg/kmol), a po wstawieniu (2) w (5) uzyskuje się:

$$\lambda_0 = \frac{\dot{n}_{a,0} \cdot z_{a,O_2}}{\dot{m}_{b,0} \cdot n'_{O_2, \min,b}}. \quad (6)$$

Dalsza analiza pracy silnika realizowana będzie w odniesieniu do jednego cyklu roboczego oraz w odniesieniu do pojedynczego cylindra. Dla oszacowania ilości substancji powietrza wypełniającego każdy z cylindrów silnika, podczas realizacji jednego cyklu pracy należy wykorzystać termiczne równanie stanu gazu; wtedy:

$$\dot{n}_{a,0} = \frac{p_1 \cdot V_0}{z \cdot (MR) \cdot T_1}, \quad (7)$$

gdzie: ( $p_1$ ,  $T_1$ ) - termiczne parametry powietrza przy końcu procesu napełniania,  $z$  - liczba cylindrów,  $V_0$ , m<sup>3</sup> - całkowita pojemność silnika, (MR) = 8314.3 J/(kmol K) - uniw. stała gazowa.

Z równania (6) można określić niezbędną masę wtryskiwanego paliwa ciekłego:

$$\dot{m}_{b,0} = \frac{z_{a,O_2}}{\lambda_0 \cdot n'_{O_2, \min,b}} \cdot \dot{n}_{a,0}. \quad (8)$$

W tym przypadku efektywny moment obrotowy  $M_{e,0}$  silnika wynika z równań (4), (7) oraz (8):

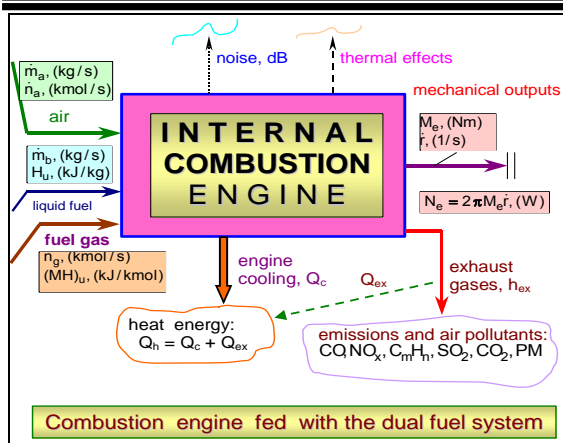
$$M_{e,0} = \frac{z}{2\pi \cdot k} \cdot \frac{H_{u,b} \cdot z_{a,O_2}}{\lambda_0 \cdot n'_{O_2, \min,b}} \cdot \dot{n}_{a,0} \cdot \eta_{e,0}, \quad (9)$$

w którym:  $z$  - oznacza liczbę cylindrów, a ilość materii  $\dot{n}_{a,0}$  powietrza wynika z równania (7).

## 3. Uwarunkowania pracy silnika spalinowego z dwupaliwowym systemem zasilania

Przeprowadzono analizę podstawowych warunków pracy silnika spalinowego wyposażonego w dwupaliwowy system zasilania. W ramach pracy uwzględniono główne aspekty problemu, obejmujące: - napełnianie cylindra, - stechiometrię spalania, - parametry mechaniczne (moment obrotowy).

Przyjęto założenie, że podstawowym paliwem zasilającym silnik jest paliwo gazowe (np. gaz ziemny, biogaz), natomiast w celu zapłonu przygotowanej mieszanki gazowo - powietrznej do komory spalania wtryskiwana jest dodatkowo określona dawka paliwa ciekłego (najczęściej ON) - rys. 2.



Rys. 2. Silnik spalinywy z dwupaliwowym systemem zasilania

Podczas jednego cyklu pracy silnika do cylindra doprowadzane są następujące ilości substancji:

$n_a$ , *kmol/cykl* - ilość substancji powietrza,

$m_b$ , *kg/cykl* - masa podawanego paliwa ciekłego,

$n_g$ , *kmol/cykl* - ilość paliwa gazowego.

W rezultacie procesu napełniania silnika, objętość ( $V_0/z$ ) każdego cylindra zajmuje mieszanka powietrzno-gazowa, dla której termiczne równanie stanu gazu można zapisać w postaci:

$$p_1 \cdot V_0 = z \cdot (n_a + n_g) \cdot (MR) \cdot T_1, \quad (10)$$

$z$  - liczba cylindrów.

Z równań (7) oraz (10) wynikają zależności:

$$n_{a,0} = n_a + n_g, \quad \frac{n_g}{n_{a,0}} + \frac{n_a}{n_{a,0}} = 1. \quad (11)$$

Przyjęto założenie, że stopień napełnienia każdego cylindra jest niezmienny dla obu rozpatrywanych przypadków, a także, że nie następuje zapoczątkowanie procesu spalania aż do momentu wtrysku paliwa ciekłego.

W celu zapewnienia zupełnego i całkowitego spalania muszą być spełnione podstawowe warunki wynikające ze stechiometrii spalania w układzie. Zakłada się, że odpowiednia ilość tlenu znajdującego się po napełnieniu w cylindrze będzie uczestniczyć w procesie spalania paliwa gazowego oraz wtryskiwanego paliwa ciekłego. Dlatego też podstawowy warunek wynikający ze stechiometrii spalania można zapisać w następujący sposób:

$$\lambda \cdot (m_b \cdot n'_{O_2, \min, b} + n_g \cdot n'_{O_2, \min, g}) = n_a \cdot z_{a, O_2} \quad (12)$$

gdzie:  $\lambda$  - stosunek nadmiaru tlenu (powietrza) dla spalania całości paliwa w układzie dwupaliwowym,  $n'_{O_2, \min, g}$ , *kmol O<sub>2</sub>/kg g.* - minimalne jednostkowe zapotrzebowanie powietrza dla paliwa gazowego, które zależy od jego składu ( $n'_{O_2, \min, i}$ , przy udziałach molowych  $z_{g, i}$ ); wynika z zależności:

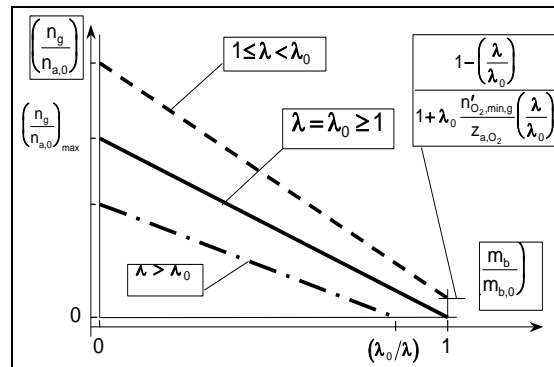
$$n'_{O_2, \min, g} = \sum_{i=1}^k z_{g, i} \cdot n'_{O_2, \min, i}. \quad (13)$$

Uwzględniając równania (6) i (11) w równaniu (12) - po przekształceniach można napisać ważną dla dalszej analizy zależność:

$$\left( \frac{n_g}{n_{a,0}} \right) \cdot \left[ 1 + \lambda_0 \cdot \frac{n'_{O_2, \min, g}}{z_{a, O_2}} \cdot \left( \frac{\lambda}{\lambda_0} \right) \right] = \left[ 1 - \left( \frac{\lambda}{\lambda_0} \right) \right] \cdot \left( \frac{m_b}{m_{b,0}} \right) \quad (14)$$

Analiza powyższej relacji prowadzi do wniosku, że (przy  $\lambda = \text{idem}$ ) wzrost ilości substancji paliwa gazowego ( $n_g \uparrow$ ) prowadzi do zmniejszenia masy wtryskiwanego paliwa ciekłego ( $m_b \downarrow$ ).

Zależność tę, wyznaczoną na podstawie równania (14), dla pełnego zakresu wartości podstawowych parametrów - przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Względna ilość paliwa gazowego w dowolnym cylindrze silnika

W zależności od potrzeb badaną funkcję (14) można przedstawić w różnej formie, w tym:

$$\left( \frac{m_b}{m_{b,0}} \right) = R - S \cdot \left( \frac{n_g}{n_{a,0}} \right) \quad (15)$$

gdzie:

$$R = \frac{1}{\left( \frac{\lambda}{\lambda_0} \right)}, \quad S = \frac{1 + \lambda_0 \cdot \frac{n'_{O_2, \min, g}}{z_{a, O_2}} \cdot \left( \frac{\lambda}{\lambda_0} \right)}{\left( \frac{\lambda}{\lambda_0} \right)}. \quad (16)$$

Razem z określeniem współzależności stechiometrycznych spalania należy analizować osiągnięte wartości **parametrów mechanicznych silnika** (w tym: **moment obrotowy**, **moc** przy określonej prędkości obrotowej), które zależą od względnej ilości paliwa gazowego, jako jego siła napędowa.

Podczas jednego cyklu pracy silnika do komory spalania dostarczana jest określona ilość energii chemicznej, na którą składa się suma:

$$E_{ch} = m_b \cdot H_{u, b} + n_g \cdot (MH_u)_g \quad (17)$$

gdzie:  $(MH_u)_g$ , *kJ/kmol*, - wartość opałowa paliwa gazowego wykorzystywanego do zasilania silnika.

Energia chemiczna (17) dostarczana do silnika decyduje bezpośrednio o jego osiągniętych i parametrach mechanicznych: momencie obrotowym, mocy efektywnej (przy określonej prędkości obrotowej).

Analogicznie do równania (4), korzystając z formuły (17) dla silnika pracującego z systemem dwupaliwowym, uzyskuje się wzór na efektywny moment obrotowy  $M_e$ :

$$M_e = \eta_e \cdot \frac{z}{2\pi \cdot k} \cdot [m_b \cdot H_{u,b} + n_g \cdot (MH_u)_g] \quad (18)$$

Równania (18) oraz (4) można ująć w postaci:

$$\left(\frac{\eta_{e,0}}{\eta_e}\right) \cdot \left(\frac{M_e}{M_{e,0}}\right) = \left(\frac{m_b}{m_{b,0}}\right) + \left(\frac{n_g}{m_{b,0}}\right) \cdot \frac{(MH_u)_g}{H_{u,b}} \quad (19)$$

a po uwzględnieniu równania (6) przyjmuje postać:

$$\left(\frac{\eta_{e,0}}{\eta_e}\right) \cdot \left(\frac{M_e}{M_{e,0}}\right) = \left(\frac{m_b}{m_{b,0}}\right) + \lambda_0 \frac{(MH_u)_g}{H_{u,b}} \cdot \frac{n'_{O_2, \min, b}}{z_{a, O_2}} \cdot \left(\frac{n_g}{n_{a,0}}\right) \quad (20)$$

Główne nieznanne wielkości (np.:  $n_g$ ,  $M_e$ ,  $N_e$ ) silnika z układem dwupaliwowym mogą być wyznaczone z podanego powyżej równania (20), przy wykorzystaniu stechiometrycznej zależności (14).

Podane równanie (20), które wyraża bezpośredni wpływ względnej ilości paliwa gazowego stosowanego w układzie dwupaliwowym na moment obrotowy, można zapisać w skróconej formie jako:

$$\left(\frac{\eta_{e,0}}{\eta_e}\right) \cdot \left(\frac{M_e}{M_{e,0}}\right) = \left(\frac{m_b}{m_{b,0}}\right) + E \cdot \left(\frac{n_g}{n_{a,0}}\right), \quad (21)$$

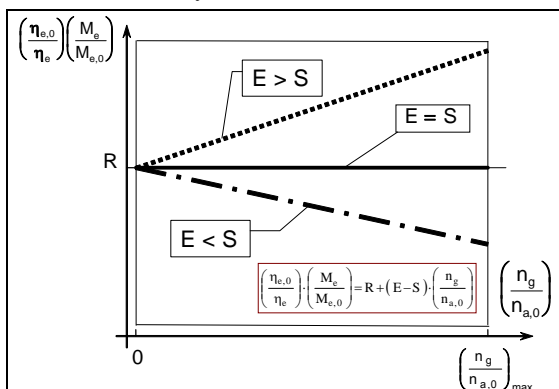
$$\text{w którym: } E = \lambda_0 \cdot \frac{(MH_u)_g}{H_{u,b}} \cdot \frac{n'_{O_2, \min, b}}{z_{a, O_2}} \quad (22)$$

Podstawiając równania (15), (16) w równaniu (21) otrzymuje się uogólnioną zależność:

$$\left(\frac{\eta_{e,0}}{\eta_e}\right) \cdot \left(\frac{M_e}{M_{e,0}}\right) = R + (E - S) \cdot \left(\frac{n_g}{n_{a,0}}\right), \quad (23)$$

$$R = \frac{1}{\left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)}, \quad S = \frac{1 + \lambda_0 \cdot \frac{n'_{O_2, \min, g}}{z_{a, O_2}} \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)}{\left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right)} \quad (24)$$

Z równania (23) wynika, iż w zależności od wartości wyrażenia  $(E - S)$  obserwuje się różny wpływ ilości paliwa gazowego na osiąganą wartość momentu obrotowego silnika. Uzyskiwane relacje zobrazowano na rys. 4.



Rys. 4. Wpływ względnej ilości paliwa gazowego na parametry silnika z dwupaliwowym zasilaniem

**Przykład analizy:** Dla potwierdzenia ustalonych prawidłowości wg równania (23), że w zależności od wartości wyrażenia  $(E - S)$  obserwuje się różny wpływ ilości dostarczanego paliwa gazowego

na osiągany moment obrotowy silnika, wykonano przykładowe obliczenia testowe, w aspekcie możliwości wykorzystania różnych paliw gazowych.

Pod uwagę brano dwa gazy: - gaz z odmetanowania pokładów węgla (tzw. gaz kopalniany) oraz - biogaz z wysypiska odpadów komunalnych. Przyjęto założenie, że gazy te posiadają taki sam udział metanu  $CH_4 = 40\%$ , a więc także identyczną wartość opałową  $(MH_u)_{bg} = 321,1$  MJ/kmol.

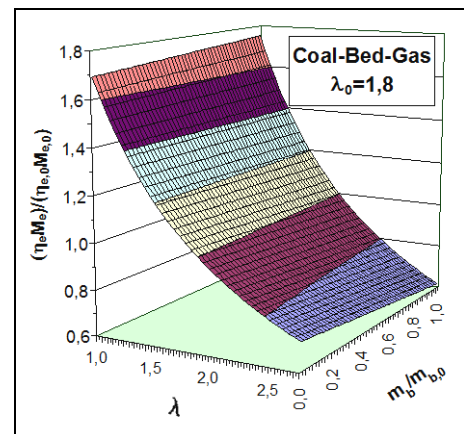
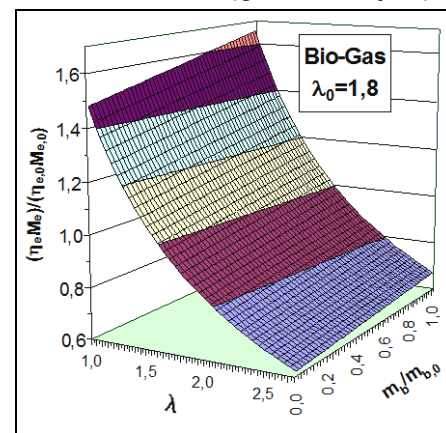
Własności paliwa ciekłego wynoszą: - wartość opałowa  $H_{u,b} = 42,5$  MJ/kg, - minimalne zapotrzebowanie tlenu:  $n_{O_2, \min, b} = 0,11$  kmol  $O_2$ /kg b., - bazowy stosunek nadmiaru powietrza  $\lambda_0 = 1,8$ , wyznaczony według (31) parametr  $E = 7,12$ .

Dla paliwa gazowego, przy  $(\lambda/\lambda_0) = 1$ : - biogaz,  $n_{O_2, \min, bg} = 0,801$  kmol  $O_2$ /kmol bg, według (33) parametr  $S_{bg} = 7,86$ , - gaz z odmetanowania węgla (gaz kopalniany),  $n_{O_2, \min, gg} = 0,674$  kmol  $O_2$ /kmol gg, według (33) parametr  $S_{gg} = 6,78$ .

Wzrost udziału energii chemicznej paliwa gazowego w zasilaniu silnika może skutkować wzrostem pozyskiwanego momentu obrotowego  $M_e$  (a także mocy silnika  $N_e$ ), ale tylko wtedy kiedy zachodzi relacja:  $E > S$ , co wynika z (23).

W analizowanym przykładzie ma to miejsce w odniesieniu do gazu kopalnianego, gdyż wtedy  $(E = 7,12) > (S_{gg} = 6,78)$ .

Znalazło to także potwierdzenie na rys. 5; gdzie dla przyjętych danych przedstawiono wyniki analizy – oddzielnie dla bio-gazu (u góry) oraz dla gazu z odmetanowania węgla - w dolnej części rys. 5.



Rys. 5. Efektywność stosowania różnych paliw gazowych



Konkretne wartości parametru  $E$ , wynikające z wzoru (22) zależą w głównej mierze tylko od własności paliwa, podczas gdy wartości parametru  $S$ , zdefiniowanego za pomocą wzoru (33) zależą dodatkowo od aktualnej wartości stosunku nadmiaru powietrza  $\lambda$ , który to parametr jest powszechnie brany pod uwagę w systemie jakościowej regulacji silników spalinowych.

Analiza pokazała, że zastępowanie dobrego paliwa ciekłego (oleju napędowego) paliwem gazowym skutkuje najczęściej spadkiem wartości osiąganego momentu obrotowego  $M_e$  (odpowiednio także pozyskiwanej mocy  $N_e$ ), jednakże poprzez odpowiedni dobór stosunku nadmiaru tlenu  $\lambda$  można odpowiednio, stosownie do wymagań eksploatacyjnych, skorygować te wartości.

#### 4. Efektywność zastosowania paliwa gazowego do zasilania silnika spalinowego

Dalsza analiza dotyczy dwupaliwowego systemu zasilania silnika spalinowego z zapłonem samoczynnym, przy zachowaniu **niezmienionej wartości dawki paliwa ciekłego  $m_b = m_{b,0} = \text{idem}$** , sterującej zapłonem gazowo-powietrznej mieszanki palnej w komorze spalania. Ponieważ masa  $m_{b,0}$  dawki sterującej paliwa ciekłego jest względnie mała, dlatego wartość odpowiadającego stosunku nadmiaru powietrza  $\lambda_0$  przyjmuje stosunkowo duże wartości, rzędu  $\lambda_0 \geq 5$ . Prawidłowość ta wynika z jakościowej regulacji silnika spalinowego.

Zwiększając stopniowo ilość gazu podawanego do cylindra  $n_g > 0$  osiągnąć można odpowiedni wzrost momentu obrotowego  $M_e > M_{e,0}$ , a także większą moc silnika  $N_e > N_{e,0}$ , przy  $\dot{r}_0 = \text{idem}$ .

Każdy wzrost ilości podawanego gazu musi spowodować spadek wartości stosunku nadmiaru powietrza  $\lambda < \lambda_0$ , co jest typowe dla jakościowej regulacji silnika spalinowego. Wynika to bezpośrednio z zależności (14), przy uwzględnieniu w niej warunku  $(m_b/m_{b,0}) = 1$ , wtedy:

$$\left(\frac{\lambda}{\lambda_0}\right) = \frac{1 - \left(\frac{n_g}{n_{a,0}}\right)}{1 + \lambda_0 \frac{n'_{O_2, \min, g}}{Z_{a, O_2}} \left(\frac{n_g}{n_{a,0}}\right)}. \quad (25)$$

Maksymalną względną ilość  $(n_{g, \max}/n_{a,0})$  podawanego gazu można wyznaczyć z równania (15) albo (25), przy uwzględnieniu warunku, że stosunek nadmiaru powietrza  $\lambda \rightarrow \lambda_{\min} = 1,0$ , a wówczas:

$$\left(\frac{n_{g, \max}}{n_{a,0}}\right) = \frac{(\lambda_0 - 1)}{\lambda_0 \cdot \left(1 + \frac{n'_{O_2, \min, g}}{Z_{a, O_2}}\right)}. \quad (26)$$

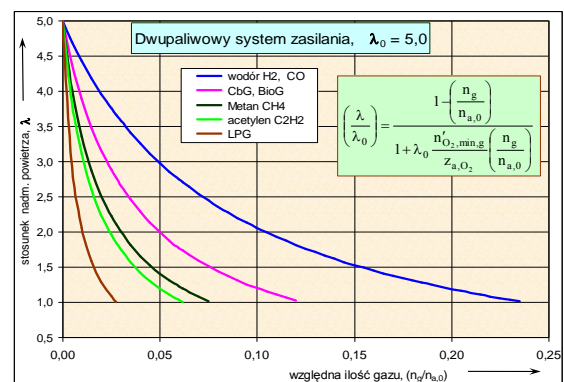
Do zasilania silników spalinowych w których wykorzystuje się system dwupaliwowy - pod uwagę można brać wiele różnych gazów. Najbardziej dostępnym gazem, który można zastosować jako paliwo gazowe w silniku spalinowym jest metan  $CH_4$  oraz gaz ziemny ( $CH_4 \approx 90 \div 95 \%$ ), jak również

gaz z odmetanowania węgla ( $CH_4 \approx 40 \div 60 \%$ ). Wartość opałowa metanu wynosi  $(MH_u)_g = 802,3$  MJ/kmol a minimalne jednostkowe zapotrzebowanie tlenu  $n'_{O_2, \min, g} = 2$  kmol  $O_2$ /kmol g.

Dla wybranych gazów wyznaczono wartości parametru gazu – wzór (26), przyjmując wartości:

Rodzaj gazu; dla $\lambda_0 = 5$ :	CO	H <sub>2</sub>	CbG	
Wzgl. il. gazu, $\left(\frac{n_{g, \max}}{n_{a,0}}\right)$ :	0,2366	0,2366	0,1584	
	BioG	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	LPG
	0,1191	0,0761	0,0619	0,0275

Korzystając ze stechiometrycznej zależności (25) pokazano na rys. 6 charakterystykę zasilania różnymi paliwami gazowymi silnika spalinowego, wyposażonego w dwupaliwowy system zasilania.



Rys. 6. Wpływ względnej dawki paliwa gazowego na warunki spalania w systemie dwupaliwowym.

Zakres wartości (od zerowej do maksymalnej) względnej ilości doprowadzanego paliwa gazowego (rys. 6) jest odmienny dla różnych gazów. Istotną rolę odgrywa ponadto wielkość dawki (minimalna masa:  $m_{b,0}$ ) wtryskiwanego paliwa ciekłego inicjującego zapłon mieszanki palnej, która powinna być wyznaczona w sposób eksperymentalny, indywidualnie dla każdego ze stosowanych paliw gazowych oraz dla konkretnego silnika.

Silnik spalinowy działający w systemie z dwupaliwowym układem zasilania musi jednocześnie osiągać wymaganą wartość momentu obrotowego oraz mocy, przy zadanej prędkości obrotowej.

Uwzględniając powyższe warunki - skorzystać należy z zależności (21), (22); wtedy uzyskuje się:

$$\left(\frac{\eta_{e,0}}{\eta_e}\right) \cdot \left(\frac{M_e}{M_{e,0}}\right) = 1 + E \cdot \left(\frac{n_g}{n_{a,0}}\right), \quad (27)$$

$$\text{gdzie: } E = \lambda_0 \cdot \frac{df}{H_{u,b}} \cdot \frac{(MH_u)_g \cdot n'_{O_2, \min, b}}{Z_{a, O_2}}. \quad (28)$$

Wykorzystując opracowany algorytm – wzory (27), (28) dwupaliwowego zasilania silnika spalinowego zaprezentowano na rys. 7 zależność uzyskiwanego względnego momentu obrotowego od względnej ilości doprowadzanego gazu – indywidualnie dla siedmiu różnych gazów.

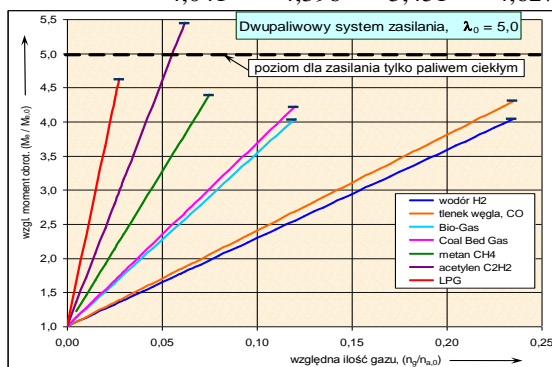
Wartości względnej ilości dostarczanego gazu są zawarte, zgodnie ze wzorem (25), w przedziale:

$$0 \leq \left( \frac{n_g}{n_{a,0}} \right) \leq \left( \frac{n_{g,max}}{n_{a,0}} \right), \quad (29)$$

przy czym: 
$$\left( \frac{n_{g,max}}{n_{a,0}} \right) = \frac{(\lambda_0 - 1)}{\lambda_0 \cdot \left( 1 + \frac{n'_{O_2,min,g}}{Z_{a,O_2}} \right)} \quad (30)$$

Dla wybranych gazów wyznaczono wartości względnego momentu – wzory (27), (30), przyjmując wartości jak poniżej:

Rodzaj gazu; dla $\lambda_0 = 5$ :	CO	H <sub>2</sub>	CbG	
Wzgl. il. gazu, $\left( \frac{n_{g,max}}{n_{a,0}} \right)$ :	0,2366	0,2366	0,1584	
Parametr E:	14,025	12,926	26,834	
Moment, $(M_{e,max}/M_{e,0})$ :	4,295	4,037	4,221	
	BioG	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	LPG
	0,1191	0,0761	0,0619	0,0275
	25,341	45,284	71,781	131,906
	4,041	4,396	5,451	4,627



Rys. 7. Względny moment obrotowy osiągany w silniku spalinowym zasilanym dwupaliwowo

Bio-gaz jest jednym z najbardziej popularnych paliw gazowych, który może być wykorzystywany w układach dwupaliwowych jako paliwo silnikowe. Bio-gaz jest mieszaniną gazów, która zawiera składniki obojętne (niepalne: np. dwutlenek węgla CO<sub>2</sub>, azot N<sub>2</sub>), jak również substancje palne (głównie: metan CH<sub>4</sub> oraz H<sub>2</sub>S, CO, C<sub>m</sub>H<sub>n</sub>). Wartość opałowa bio-gazu wynosi około (MH<sub>u</sub>) = 21500 kJ/m<sup>3</sup> ≈ 480 MJ/kmol.

Paliwa mogą być spalane bezpośrednio (cele ogrzewcze), albo stosowane jako źródło pracy.

Dlatego też nie tylko gaz ziemny, ale także gaz kopalniany oraz bio-gaz powinny być pozyskiwane

i efektywnie wykorzystywane jako alternatywne paliwo gazowe. Czysty wodór H<sub>2</sub> nie powinien być w tym przypadku ekstra faworyzowany.

Maksymalny możliwy do osiągnięcia moment obrotowy silnika w większości przypadków (rys. 7) jest mniejszy od momentu obrotowego uzyskiwanego przy zasilaniu tylko paliwem ciekłym. Jednakże w przypadku zasilania acetylenem C<sub>2</sub>H<sub>2</sub> jest szansa osiągnięcia (bez ekstra zabiegów) momentu obrotowego większego od momentu obrotowego uzyskiwanego przy zasilaniu paliwem ciekłym. Obserwacja ta (aczkolwiek bardzo obiecująca) wymaga jeszcze doświadczalnego potwierdzenia.

Mając na uwadze dwupaliwowy system spalania należy ponadto jednoznacznie określić minimalną masę (m<sub>b,0</sub>)<sub>min</sub> wtryskiwanego paliwa ciekłego. Wielkość ta powinna być wyznaczona w sposób eksperymentalny, indywidualnie dla zastosowanego paliwa gazowego oraz dla konkretnego silnika (np. w zależności od jego stopnia kompresji ε).

## 5. Literatura

- [1] Henham, A.W.E. and Makkar, M.K. (1997). Combustion of simulated biogas in a dual-fuel diesel engine. FWorld Energy Symposium „Clean Energy for the new century”. Italy.
- [2] Postrzednik S., Żmudka Z.: Termodynamiczne oraz ekologiczne uwarunkowania eksploatacji silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice, 2007.
- [3] Postrzednik S.: Analiza efektywności współspalania paliw - podstawowe parametry, uwarunkowania procesu. Energetyka: Problemy Energetyki i Gospodarki Paliwowo-Energetycznej; nr 10. 2011.
- [4] Postrzednik S, Żmudka Z.: Achievement of the charge exchange work diminishing of an internal combustion engine in part load. Transport Problems. Vol. 7, Issue 1, pp. 63-76, 2012.
- [5] Stelmasiak Z.: Analiza wpływu składu mieszanki gaz-powietrze na parametry dwupaliwowe silnika o wtrysku bezpośrednim. Silniki Spalinowe. Nr 3. 2005.
- [6] Stelmasiak Z.: Possibility of Improvement of Some Parameters of Dual Fuel CI Engine by Pilot Dose Division. Journal of Polish CIMAC. Vol. 7 No 1. 2011.

Pracę wykonano w oparciu o środki na badania statutowe wydziału ISiE.

Prof. Stefan Postrzednik, DSc., DEng. – Faculty of Power and Environmental Engineering, Silesian University of Technology, Poland.

Prof. dr hab. inż. Stefan Postrzednik – Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

Grzegorz Przybyła, PhD. – Faculty of Power and Environmental Engineering, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland.

Dr inż. Grzegorz Przybyła – Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.



Zbigniew Żmudka, PhD., DSc. – Faculty of Power and Environmental Engineering, Silesian University of Technology, Poland.

Dr hab. inż. Zbigniew Żmudka – Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

