

## WPLYW PALIW GAZOWYCH NA PARAMETRY PRACY TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO PRACUJĄCEGO W UKŁADZIE CHP PRZYBYŁA Grzegorz

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono problematykę zasilania paliwami gazowymi silników spalinowych napędzających generatory energii elektrycznej w układach CHP. Przeprowadzono analizę porównawczą własności wybranych paliw pod kątem ich przydatności do zasilania tłokowych silników spalinowych. Wykonano obliczenia parametrów charakteryzujących mieszaninę paliwowo – powietrzną, a mających bezpośredni wpływ na odpowiednie napełnienie silnika świeżym ładunkiem w celu uzyskania oczekiwanych parametrów energetycznych. Sporządzono obliczenia teoretyczne, parametrów pracy silnika ZI przyjmując jako odniesienie zmodyfikowany obieg termodynamiczny Otto. Jak wynika z przeprowadzonej analizy obiegu teoretycznego, stosunek nadmiaru powietrza oraz rodzaj spalanej paliwa istotnie wpływają na sprawność oraz jednostkową pracę obiegu termodynamicznego, a w konsekwencji na parametry rzeczywistego silnika spalinowego.

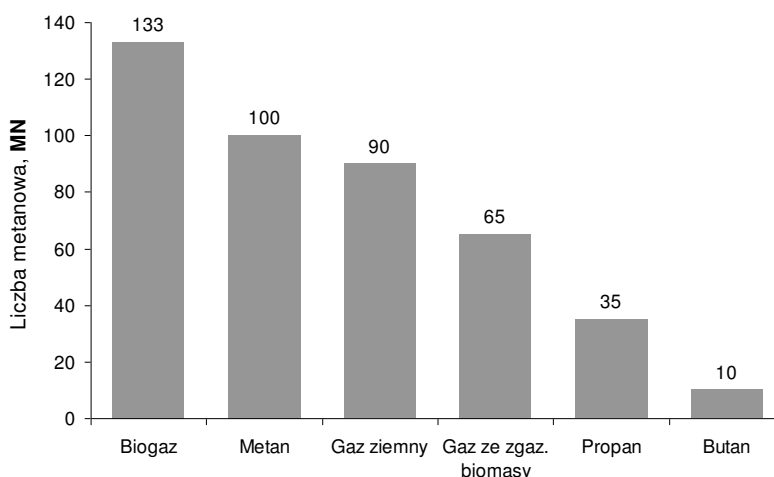
**Wprowadzenie.** Od końca lat 90 obserwowany jest wyraźny wzrost zużycia energii elektrycznej w Polsce za wyjątkiem niewielkich fluktuacji w niektórych okresach. Zwiększające się zapotrzebowanie na energię elektryczną w naszym kraju będzie najprawdopodobniej wzrastać w kolejnych latach, jednak dynamika tego zjawiska jest nieznana. Budowa układów zcentralizowanego wytwarzania energii elektrycznej może być ryzykowna ze względu na niedoskonałość stawianych prognoz, a rozwiązanie mogą przynieść układy rozproszone.

W odniesieniu do przesłanek termodynamicznych szczególnie korzystnym rozwiązaniem będzie stosowanie lokalnych układów kogeneracyjnych (ang. CHP – Combined Heat and Power) małej mocy, prowadzących do uzyskania zmniejszenia zużycia paliw pierwotnych w porównaniu z rozdzieloną i zcentralizowaną produkcją nośników energii. Wysokosprawna kogeneracja o mocy od kilku do kilkuset kWe, może zostać zrealizowana w oparciu o silnik spalinowy ZI zasilany paliwem gazowym. Ze względu na swoją dostępność szczególnie korzystnym może być stosowanie gazu ziemnego, a w niektórych przypadkach propanu lub jego mieszaniny z butanem [14]. W treści Dyrektywy 2004/8/EC, pojawia się termin mikrokogeneracja, który dotyczy skojarzonego wytwarzania energii elektrycznej z mocą maksymalną układu wynoszącą poniżej 50 kWe. Wdrażanie układów CHP może znacząco przyczynić się do realizacji niskoemisyjnego wytwarzania ciepła oraz energii elektrycznej w naszym kraju. Układy kogeneracyjne małej mocy (tj. od kilka do kilkadziesiąt kWe) napędzane silnikami spalinowymi mogą być stosowane w budynkach mieszkalnych, obiektach wiejskich, obiektach użyteczności publicznej, szpitalach, a szczególności w obiektach w których występuje długookresowe, najlepiej całoroczne zapotrzebowanie w ciepło. Jednostki o wyższych mocach (tj. od kilkadziesiąt do kilkaset kWe) mogą stanowić źródło energii elektrycznej oraz ciepła, a w niektórych sytuacjach także chłodu w obiektach przemysłowych np. zakłady produkcyjne lub przetwórcze. Stosowanie kogeneracji ma uzasadnienie wszędzie tam, gdzie zaspokajają potrzeby jednego odbiorcy lub istotną liczbę odbiorców stanowią mali konsumenci energii elektrycznej oraz ciepła, których połączenie do centralnych elektrociepłowni jest ekonomicznie nieuzasadnione.

## Paliwa stosowane do zasilania układów kogeneracyjnych.

Układy kogeneracyjne zasilane paliwem gazowym mogą być napędzane tłokowymi silnikami spalinowymi o zapłonie iskrowym ZI lub o zapłonie samoczynnym ZS. Przy czym silniki o ZS mogą być zasilane w systemie dwupaliwowym tzn. głównym paliwem jest paliwo gazowe, a proces spalania inicjowany jest od dawki pilotującej paliwa ciekłego [1, 2]. Obecnie najczęściej stosowanym paliwem do zasilania układów CHP jest gaz ziemny, głównie ze względu na jego dobrą dostępność. W ostatnim czasie coraz bardziej wzrasta również zainteresowanie biopaliwami do zasilania tego typu jednostek. W zależności od dostępności określonego paliwa oraz rodzaju zastosowanego silnika (ZI lub ZS), układy kogeneracyjne są zwykle zasilane biogazem, gazem LPG lub paliwem ciekłym [3]. W ostatnich latach trwają intensywne prace nad opanowaniem efektywnego wykorzystania gazu ze zgazowania biomasy do napędu kogeneratorów wyposażonych w tłokowe silniki spalinowe. Podstawowym problemem jest zapewnienie akceptowalnej przez silnik spalinowy jakości gazu z procesu zgazowania biomasy. Problem dotyczy przede wszystkim poziomu zawartości smół oraz cząstek stałych w paliwie gazowym.

Ze względu na swoje właściwości, większość paliw gazowych nadaje się do prawidłowego zasilania tłokowych silników spalinowych. Wynika to między innymi z ich dobrej zdolności do tworzenia mieszanek homogenicznych co jest istotne z punktu widzenia realizacji prawidłowego procesu spalania w silniku ZI. Ponadto, paliwa gazowe charakteryzują się zwykle szerokimi wartościami granic palności. Kolejną zaletą jest fakt, że zazwyczaj paliwa gazowe posiadają wyższą wartość stosunku wodoru do węgla względem paliw ciekłych co prowadzi do obniżenia emisji CO<sub>2</sub>. Istnieje szereg parametrów, które pozwalają scharakteryzować użyteczność określonego paliwa do zasilania silników spalinowych. Pierwszym z nich może być odporność paliwa na spalanie stukowe. Odporność paliwa gazowego na spalanie stukowe można określić na podstawie tzw. liczby metanowej (ang. MN - methane number). Wartość liczby metanowej odpowiada udziałowi objętościowemu metanu (wartość wyrażona w procentach), który spalany w mieszaninie z wodorem, odpowiada występowaniu spalania stukowego nieznannej (badanej) mieszanki gazowej przy określonych parametrach pracy silnika badawczego. Dla wartości liczby metanowej powyżej 100 jednostek, jako paliwo odniesienia stosuje się mieszaninę metanu z dwutlenkiem węgla. Dla mieszaniny o składzie 40% wodoru i 60% metanu, liczba metanowa przyjmuje wartość 60. Liczba metanowa w wysokości 140 jednostek odpowiada mieszaninie o składzie 40% dwutlenku węgla oraz 60% metanu. Na rysunku 1 zaprezentowano wartość liczby metanowej wybranych paliw.



Rys. 1 Wartość liczby metanowej dla wybranych paliw gazowych

Teoretycznie paliwa o wyższej wartości liczby metanowej powinny zapewniać osiągnięcie przez silnik wyższej sprawności energetycznej. Wyższa wartość liczby metanowej pozwala bowiem spalać paliwo przy wyższym stopniu kompresji względem paliwa o niższej liczbie metanowej. Należy jednak zaznaczyć, że wysoka wartość liczby metanowej nie gwarantuje prawidłowej pracy silnika z wysoką sprawnością. Różne paliwa charakteryzują się różną wartością zakresu granic palności, prędkości spalania, minimalnej energii zapłonu. Biorąc pod uwagę wspomniane wielkości, może wystąpić problem z prawidłowym spalaniem mieszanek ubogich w silniku spalinowym. Należy podkreślić iż, spalanie mieszanek ubogich w silnikach spalinowych przynosi wymierne korzyści w postaci ograniczenia emisji tlenków azotu NOx oraz wzrostu sprawności energetycznej silnika.

Przydatność konkretnego paliwa gazowego do spalania w tłokowym silniku spalinowym zależy między innymi od: składu pierwiastkowego, wartości opałowej, gęstości, minimalnego zapotrzebowania powietrza do spalania, granic palności oraz od wartości wspomnianej już liczby metanowej. Skład pierwiastkowy determinuje minimalną ilość powietrza potrzebną do spalania jednostki paliwa, a w połączeniu z wielkością wartości opałowej istotnie wpływa na poziom wartości opałowej mieszanki paliwowo - powietrznej. Jest to szczególnie istotne podczas spalania mieszanek ubogich, gdyż paliwa wymagające wysokiej jednostkowej ilości powietrza do spalania mogą posiadać niższą wartość opałową gotowej mieszanki palnej względem paliwa niskokalorycznego o niskim zapotrzebowaniu jednostkowym powietrza. Wartość górnej granicy palności decyduje z kolei o możliwości spalania mieszanek ubogich w silniku ZI bez konieczności stosowania komory wstępnej. W tabelicy 1 zaprezentowano ważniejsze parametry wybranych paliw gazowych. Skład biogazu oraz gazu ze zgazowania biomasy jest przykładowym składem jaki można uzyskać podczas realizacji danego procesu. Podano również wartości dla tlenku węgla oraz wodoru, jako składników gazu ze zgazowania biomasy.

Porównując dane zawarte w tabelicy 1 można zauważyć znaczne dysproporcje w wartości opałowej ( $W_{d,v}$ ) określonej dla wybranych paliw gazowych. Na uwagę zasługuje fakt, że różnice w wartości opałowej stechiometrycznej mieszanki paliwowo – powietrznej ( $ed,v$ ) są znacznie mniejsze w porównaniu do wartości opałowej danego paliwa gazowego ( $W_{d,v}$ ). Wynika to z różnego zapotrzebowania w utleniacz konkretnego paliwa [9].

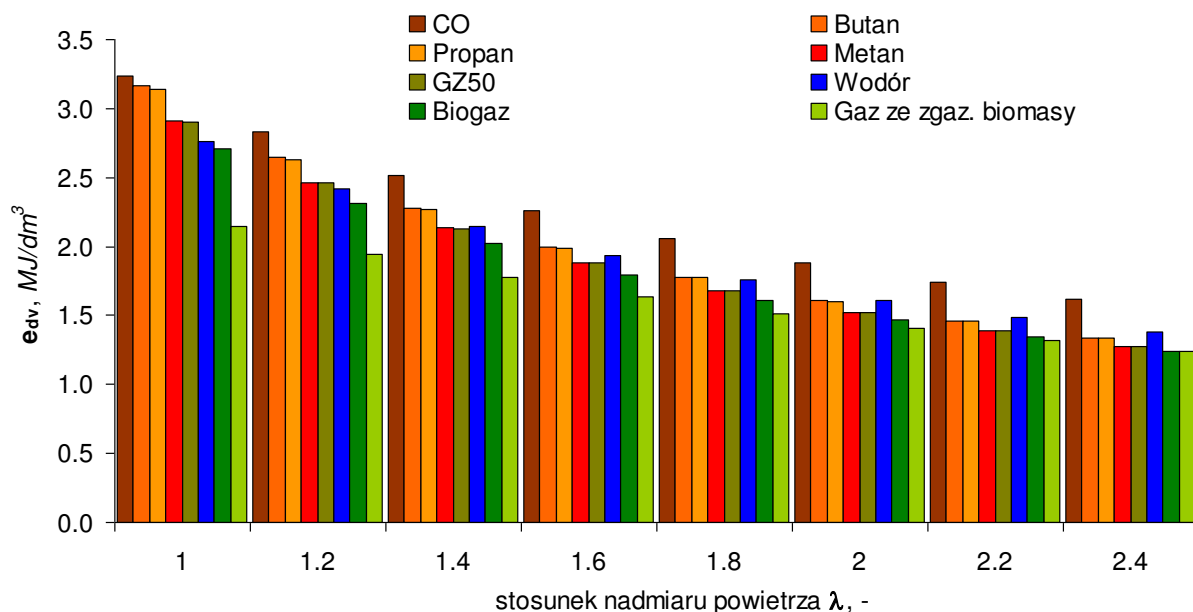
W zależności od stosowanego paliwa gazowego (jego składu) oraz wartości stosunku nadmiaru powietrza, wartość rzeczywistej objętości paliwa gazowego wraz z powietrzem jaka musi być wprowadzona do cylindra aby uzyskać oczekiwany efekt energetyczny może przewyższyć objętość silnika wynikającą z jego konstrukcji. W takim przypadku, aby uzyskać oczekiwaną wartość mocy z jednostki objętości skokowej silnika konieczne będzie zastosowanie systemu doładowania mieszanki gazowej w układzie dolotowym. Stąd też stosowanie na przykład gazów niskokalorycznych do zasilania silnika spalinowego, który typowo zasilany jest gazem ziemnym może spowodować obniżenie jego parametrów energetycznych, głównie podczas spalania mieszanek stechiometrycznych.

Tabela 1. Ważniejsze własności wybranych paliw gazowych [4, 5, 6, 7, 8]

Rodzaj gazu	Wzór chemiczny	Wd <sub>v</sub> MJ/m <sub>n</sub> <sup>3</sup>	e <sub>d,v</sub> MJ/dm <sub>n</sub> <sup>3</sup>	Granica palności λ (φ)		Gęstość ρ <sub>n</sub> kg/m <sub>n</sub> <sup>3</sup>	AFR	V <sub>amin</sub> m <sub>n</sub> <sup>3</sup> /m <sub>n</sub> <sup>3</sup>
				Dolna	Górna			
Metan	CH <sub>4</sub>	35.8	3.18	2 (0.5)	0.6 (1.68)	0.7138	17.2	9.52
Biogaz	CH <sub>4</sub> ≈ 54 % CO <sub>2</sub> ≈ 45 % reszta: CO, H <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> S	19.3	2.71	2.16 (0.46)	0.83 (1.21)	1.276	5.2	5.15
Gaz ziemny GZ 50	CH <sub>4</sub> ≈ 98.5 %, CO <sub>2</sub> ≈ 0.1 %, N <sub>2</sub> ≈ 1 % reszta: C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> , C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> , C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> ,	35.3	3.15	2.03 (0.49)	0.6 (1.66)	0.7219	16.9	9.4
Gaz ze zgazowania biomasy	CO ≈ 25 %, H <sub>2</sub> ≈ 10 %, CO <sub>2</sub> ≈ 5 %, CH <sub>4</sub> ≈ 2 %, N <sub>2</sub> ≈ 58 %	4.95	2.15	1.98 (0.5)	0.65 (1.54)	1.58	1.14	1.02
Tlenek węgla	CO	12.6	3.54	2.94 (0.34)	74.2 (6.85)	1.249	2.45	2.38
Wodór	H <sub>2</sub>	10.8	3.03	10 (0.1)	0.15 (6.85)	0.089	34.33	2.38
Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	91	3.42	2.06 (0.49)	0.4 (2.5)	1.9631	15.6	23.81
Butan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	118.6	3.44	1.7 (0.57)	0.33 (3.06)	2.5877	15.4	30.95

### Charakterystyka mieszanki gazowo-powietrznej.

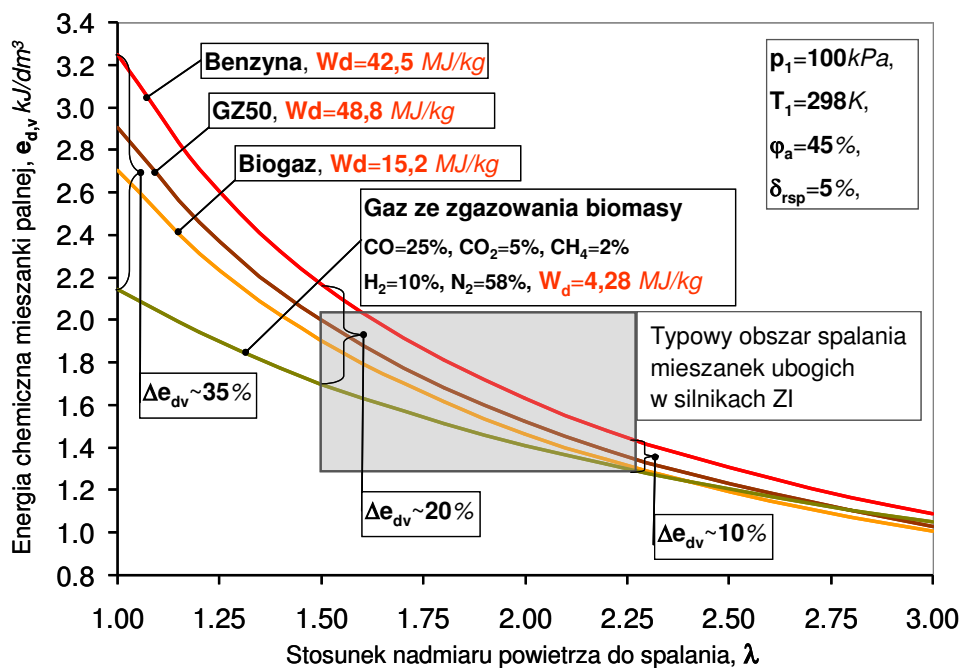
Własności fizyczne oraz energetyczne mieszanki gazowo-powietrznej doprowadzanej do cylindra (cylindrów) silnika spalinowego determinują wartość jego osiągow (jak: sprawność energetyczna, moment obrotowy oraz moc przy określonej wartości prędkości obrotowej), a także wielkość szkodliwego oddziaływania na środowisko naturalne. Gazowe silniki spalinowe zasilane paliwem alternatywnym jak np. biogaz lub gaz ze zgazowania biomasy to jednostki powstałe głównie poprzez adaptację silnika, który typowo zasilany jest paliwem ciekłym (benzyna, olej napędowy) lub wysokokalorycznym paliwem gazowym, jak gaz ziemny. Silniki stacjonarne napędzające generatory energii elektrycznej (zwykle o mocy przekraczającej 500 kW) zasilane są mieszanką ubogą gazu oraz powietrza. W związku z tym w zależności od rodzaju zastosowanego paliwa, wartość energii chemicznej mieszanki paliwowo – powietrznej ( $e_{d,v}$ ), w różnym stopniu zależy będzie od wartości stosunku nadmiaru powietrza. Na rysunku 2 pokazano kształtowanie się wartości opałowej mieszanki paliwowo – powietrznej dla wybranych paliw gazowych, których własności zamieszczone są w tabelicy 1.



Rys. 2 Wartość opałowa mieszanki paliwowo – powietrznej wybranych paliw gazowych

Z punktu widzenia własności energetycznych (rys. 2) w zakresie mieszanek stechiometrycznych najkorzystniej jako paliwo gazowe wypada butan. Jeżeli jednak wziąć pod uwagę spalanie mieszanek ubogich to butan posiada stosunkowo niską wartość dolnej granicy palności w odniesieniu do pozostałych paliw z tablicy 1. Oznacza to bardziej ograniczone możliwości w odniesieniu do pozostałych paliw co do zakresu wartości stosunku nadmiaru powietrza przy, którym silnik będzie stabilnie pracować. Dodanie wodoru do mieszanki gazowej pozwoli rozszerzyć jej granice palności oraz spowoduje wzrost prędkości spalania. Stąd też korzystnym byłoby spalanie np. gazu ziemnego z dodatkiem wodoru w zakresie mieszanek ubogich.

Inne ujęcie wyników wyrażających wpływ stosunku nadmiaru powietrza na wartość opałową mieszanki paliwowo – powietrznej pokazano na rys. 3. Zaprezentowane wyniki, obejmują również wartości określone dla benzyny Pb 95 jako paliwa referencyjnego. Ponadto na rysunku tym zaznaczono typowy zakres wartości stosunku nadmiaru powietrza jaki jest stosowany podczas zasilania silników spalinowych ubogimi mieszankami paliwa gazowego z powietrzem.



Rys. 3 Wartość opałowa mieszanki paliwowo – powietrznej wybranych paliw gazowych oraz benzyny Pb 95

Jak wynika z danych przedstawionych na rys. 3, różnice w wartościach parametru  $e_{d,v}$  określonego dla paliw wysoko oraz niskokalorycznych są coraz mniejsze w kierunku mieszanek ubogich. Stąd wniosek, że zastąpienie paliwa na które został zaprojektowany silnik (np. benzyna) paliwem zastępczym (np. biogaz, gaz ze zgazowania biomasy) i eksploatacja go przy stosunku nadmiaru powietrza wynoszącym np.  $\lambda = 2$  spowoduje znacznie mniejszy spadek jego parametrów energetycznych niż miałyby to miejsce dla mieszanki stechiometrycznej. Wartość opałowa mieszanki palnej  $e_{d,v}$  ma istotny wpływ na wielkość średniego ciśnienia indykowanego (jednostkowej pracy wewnętrznej) osiąganego przez silnik spalinowy. Z tego względu wartość wskaźnika mocy z jednostki objętości skokowej silnika będzie istotnie zależeć od wartości stosunku nadmiaru powietrza przy określonych parametrach konstrukcyjnych silnika.

### Wpływ paliwa na parametry energetyczne silnika spalinowego (problematyka napełnienia cylindrów mieszanką paliwowo – powietrzną).

Osiągi silnika spalinowego, wyrażone poprzez moment obrotowy oraz moc efektywną przy określonej prędkości obrotowej uzależnione są w dużej mierze od parametrów mieszanki paliwowo-powietrznej. O tej problematyce sygnalizowano już w pkt. 2, pokazując jak kształtuje się wartość opałowa gotowej do spalania mieszanki palnej. W tej części opracowania określona zostanie objętość jaką zajmuje mieszanka paliwa z powietrzem dla wybranych paliw gazowych. Przeprowadzono obliczenia parametrów fizycznych mieszanki gazowo-powietrznej w zakresie zmiennej wartości stosunku nadmiaru powietrza. Oprócz składu paliwa gazowego, wielkościami zakładanymi w obliczeniach są parametry termiczne paliwa i powietrza oraz sprawność energetyczna silnika spalinowego. Algorytm obliczeniowy bazuje na stechiometrii procesu spalania, której równania umożliwiają określić ilość powietrza potrzebnego do realizacji procesu spalania.

W silnikach z zapłonem iskrowym stosowana jest regulacja ilościowa składu mieszanki gazowo – powietrznej. Ten typ regulacji polega na dławieniu ilości powietrza doprowadzanego do silnika spalinowego w zależności od jego obciążenia. Adekwatnie do

ilości powietrza, do cylindra doprowadzany jest gaz w ilości zapewniającej pracę silnika z wymaganym stosunkiem nadmiaru powietrza  $\lambda$ . Optymalny stosunek ilości paliwa do powietrza podczas zasilania silnika spalinowego pozwala uzyskać oczekiwaną moc efektywną przy możliwie niskim zużyciu paliwa [10]. Sprawność energetyczną silnika spalinowego można określić na podstawie poniższej zależności:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_p W_d} \quad (1)$$

gdzie:  $N_e$ ,  $kW$  – moc efektywna silnika spalinowego,  $\dot{m}_p$ ,  $kg/s$  – masowy strumień zużywanego paliwa,  $W_d$ ,  $kJ/kg$  – wartość opałowa paliwa.

We wzorze (1) zastosowano moc oraz strumień zużywanego przez silnik paliwa. Ze względu na cykliczny charakter pracy silnika spalinowego, korzystniejszym może być bazowanie na wartościach nie związanych z czasem. Z tego względu przydatne jest wyznaczenie dawki paliwa (np. wartości masowej) doprowadzanego do cylindra silnika w ramach pojedynczego cyklu, która wynosi:

$$m_p = \dot{m}_p \frac{k}{z \dot{r}_o} \quad (2)$$

gdzie:  $k$ , – liczba obrotów wału przypadająca na realizację jednego cyklu (dla silnika 4-suwowego  $k=2$ ),  $\dot{r}_o$ ,  $obr/s$  – prędkość obrotowa silnika,  $z$  – liczba cylindrów.

Podczas stosowania paliwa gazowego do zasilania silnika spalinowego istotne jest określenie objętościowej dawki gazu jaką należy doprowadzić do cylindra w celu uzyskania wymaganego efektu użytecznego (mocy efektywnej). Wielkość ta może zostać określona poprzez wykorzystanie równań (1) oraz (2) wtedy uzyskuje się następującą formułę:

$$V_p = \frac{N_e k}{\rho_g W_d \eta_e z \dot{r}_o} \quad (3)$$

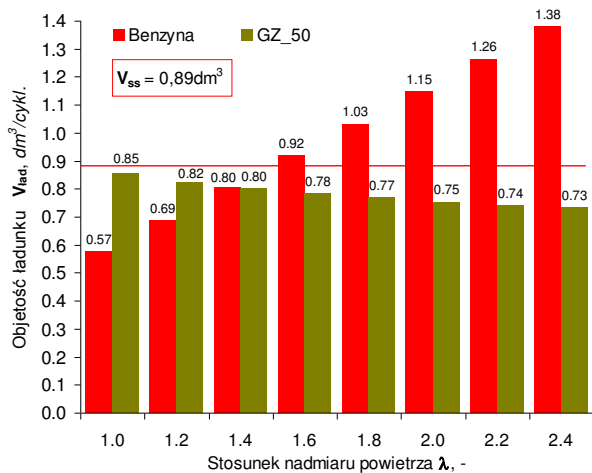
gdzie:  $\eta_e$  – sprawność energetyczna silnika spalinowego,  $\rho_g$ ,  $kg/dm^3$  – gęstość paliwa,  $V_p$ ,  $dm^3/cykl$ ,  $cyl.$  – objętościowa dawka paliwa przypadająca na jeden cylinder pojedynczego cyklu pracy silnika.

Wyznaczona na podstawie równania (3) dawka objętościowa gazu wymaga doprowadzenia niezbędnej ilości powietrza w celu jej spalania. Ostatecznie objętość powietrza potrzebna do spalania jednostki paliwa przy określonych warunkach procesu spalania wynosi:

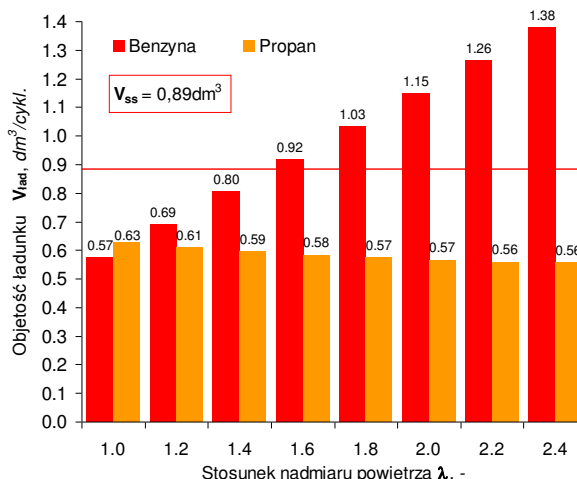
$$V_a = \frac{n'_a M_a N_e k}{\rho_a W_d \eta_e z \dot{r}_o} \quad (4)$$

gdzie:  $\rho_a$ ,  $kg/dm^3$  – gęstość powietrza,  $n'_a$ ,  $kmol/fuel\ unit$  – rzeczywiste zapotrzebowanie powietrza do spalania,  $M_a$ ,  $kg/kmol$  – masa molowa powietrza ( $M_a=28,89\ kg/kmol$ ).

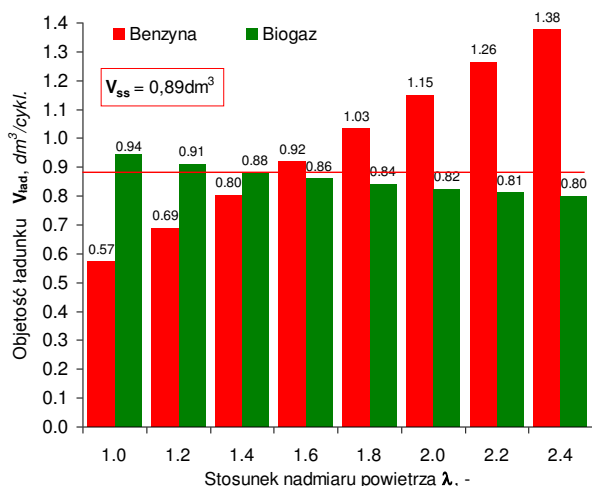
Objętość ładunku mieszanki paliwowo - powietrznej potrzebną do uzyskania przez silnik wymaganej mocy  $N_e$  przy określonej prędkości obrotowej  $r_o$  oraz osiąganey sprawności energetycznej  $\eta_e$ , określa się jako sumę objętości paliwa i powietrza według równań 3 i 4.



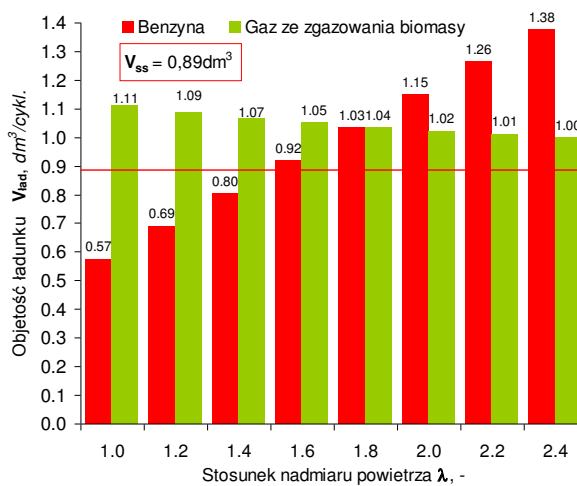
Rys. 4 Porównanie objętości mieszanki określonej dla benzyny oraz gazu ziemnego



Rys. 5 Porównanie objętości mieszanki określonej dla benzyny oraz propanu



Rys. 6 Porównanie objętości mieszanki określonej dla benzyny oraz biogazu



Rys. 7 Porównanie objętości mieszanki określonej dla benzyny oraz gazu ze zgazowania biomasy

Rzeczywista objętość ładunku doprowadzana do cylindrów silnika, jest ograniczona jego objętością całkowitą (oznaczoną na rysunkach poprzez  $V_{ss}$  stanowiąca sumę objętości skokowej  $V_s$  oraz objętości minimalne silnika  $V_k$ ). Na rys. 4-7 pokazano przykładowe wyniki obliczeń objętości ładunku przeprowadzone dla wybranych paliw gazowych i porównane z wynikami otrzymanymi dla benzyny. Obliczenia przeprowadzono dla silnika ZI o parametrach podanych w tabelicy 2. Fabrycznie silnik ten przystosowany jest do zasilania benzyną bezołowiową. Do obliczeń przyjęto następujące założenia; temperatura powietrza oraz gazu 298K, ciśnienie powietrza 100 kPa, gazu 105 kPa, moc efektywna silnika  $N_e = 10$  kW (równa mocy nominalnej podczas zasilania benzyną), prędkość obrotowa wału korbowego obr/min, sprawność energetyczna została wyliczona w oparciu o założenia i algorytm scharakteryzowane w poprzednim rozdziale.



Tabela 2 Podstawowe parametry silnika ZI przyjętego do rozważań teoretycznych

Dane techniczne silnika F8CV	
Rodzaj silnika	z zapłonem iskrowym, 4-suwowy wolnossący
Liczba i układ cylindrów	3, rzędowy, pionowy
Objętość skokowa, dm <sup>3</sup>	0.796
Stopień kompresji	9.3
Średnica cylindra, mm	68.5
Skok tłoka, mm	72
Moc maksymalna, kW/KM	37.3/50.7 przy 6000 obr/min
Maksymalny moment obrotowy, Nm	69 przy 4600 obr/min

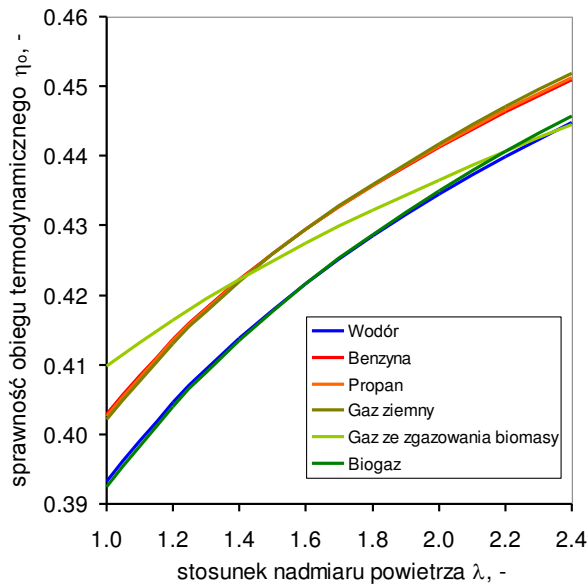
Jak można zauważyć na podstawie wyników przedstawionych na rys. 4 do rys. 6, dla benzyny problem z napełnieniem silnika ładunkiem rozpocznie się przy stosunku nadmiaru powietrza wynoszącym ok.  $\lambda = 1.6$ . Podczas spalania mieszanek stechiometrycznych może wystąpić problem z napełnieniem silnika paliwami gazowymi, jak; gaz ziemny biogaz oraz gaz ze zgazowania biomasy. Ponadto w przypadku gazu ze zgazowania biomasy (o składzie podanym w tabelicy 1) sytuacja ta występuje w całym zakresie przeprowadzonych obliczeń i ulega poprawie w kierunku wyższych wartości stosunku nadmiaru powietrza, jednak cały czas objętość mieszanki przekracza objętość silnika. Najlepsze właściwości związane z napełnieniem cylindra mieszanką palną posiada propan.

Przedstawione obliczenia zakładają, że proces napełniania silnika zachodzi w sposób izentropowy, a współczynnik napełnienia wynosi jeden. Należy jednak pamiętać, że współczynnik napełnienia silnika jest zawsze poniżej wartości jeden, co jest spowodowane stratami ciśnienia w rzeczywistym układzie dolotowym. Napełnienie cylindra mieszanką gazowo – powietrzną jeszcze bardziej się pogorszy w rzeczywistym układzie ze względu na wyższą niż przyjęto w obliczeniach wartość temperatury gazu, która np. dla rzeczywistej instalacji spalającej gaz ze zgazowania biomasy może wynosić 50°C [11].

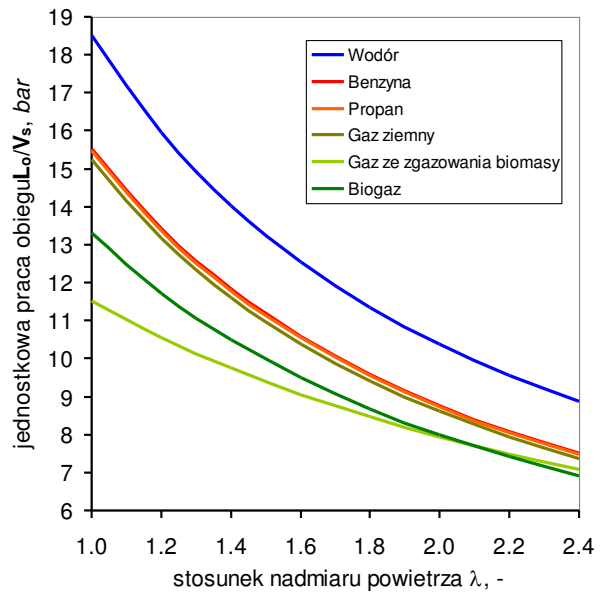
### **Parametry pracy silnika określone na podstawie analizy zmodyfikowanego obiegu Otto.**

Kształtowanie się podstawowych parametrów pracy silnika można określić na podstawie analizy jego obiegu termodynamicznego. W niniejszym opracowaniu rozpatrywano zmodyfikowany obieg termodynamiczny Otto. W tradycyjnym obiegu Otto czynnikiem roboczym jest powietrze (gaz doskonały), natomiast w wersji zmodyfikowanej analizowano czynnik roboczy składający się z paliwa i powietrza, a następnie ze spalin (gazy traktowano jako półdoskonałe). W pierwszej przemianie obiegu (adiabatywna kompresja) jako czynnik roboczy założono powietrze suche wymieszane z paliwem. W kolejnych przemianach (doprowadzanie oraz wyprowadzanie ciepła, adiabatywna ekspansja) jako czynnik roboczy przyjęto mieszaninę, której skład określono na podstawie stechiometrii spalania. Przyjęto, że spalanie jest zupełne oraz pominięto udziały związków azotu z tlenem (NO, N<sub>2</sub>O oraz NO<sub>2</sub>) jako substancje których rzeczywisty poziom udziału w mieszaninie jest mało istotny w realizowanych obliczeniach. Przyjmując wspomniane założenia skład ładunku (po realizacji procesu spalania) opisany będzie poprzez udziały molowe (objętościowe) poszczególnych substancji. Przeprowadzone obliczenia pozwalają na porównanie parametrów obiegu teoretycznego, (jak sprawność energetyczna, praca jednostkowa, moment obrotowy, moc przy określonej prędkości obrotowej) wykonanych dla różnych paliw. Otrzymane wyniki dają przybliżony pogląd na parametry pracy rzeczywistego silnika ZI (pracującego wg. obiegu Otto) zasilanego różnymi paliwami gazowymi. Na rys. od 7 do. 9 zaprezentowano wyniki

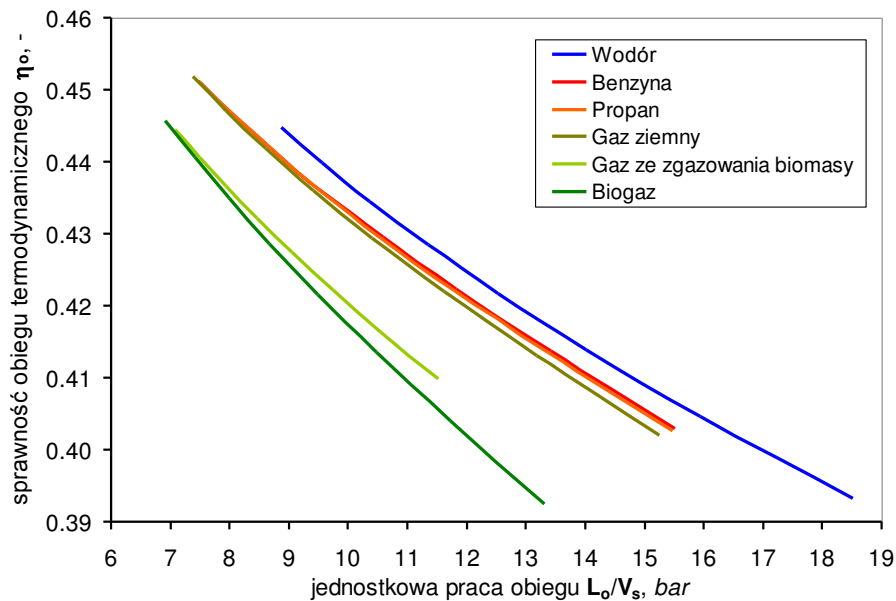
obliczeń, dla których jako paliwo odniesienia zastosowano benzynę Pb 95, natomiast parametry geometryczne silnika przyjęto wg. tablicy 2. W algorytmie obliczeniowym jako wartości zmienne założono rodzaj oraz skład paliwa gazowego, a także wartość stosunku nadmiaru powietrza.



Rys. 7 Porównanie sprawności zmodyfikowanego obiegu Otto podczas spalania różnych paliw



Rys. 8 Porównanie pracy jedn. zmodyfikowanego obiegu Otto podczas spalania różnych paliw



Rys. 9 Związek pomiędzy sprawnością energetyczną a jednostkową pracą obiegu Otto określony dla wybranych paliw

Zwiększenie wartości stosunku nadmiaru powietrza wpływa korzystnie na sprawność obiegu Otto, dla wszystkich analizowanych paliw co zilustrowano na rys. 7. Najniższe wartości sprawności zaobserwowano dla wodoru oraz biogazu. Z kolei najwyższe wartości osiągane są dla stosunku nadmiaru powietrza od  $\lambda \sim 1.4$  do  $\lambda \sim 2.4$ , podczas spalania benzyny, propanu oraz gazu ziemnego. Spalanie gazu ze zgazowania biomasy powoduje osiągnięcie najwyższej wartości sprawności począwszy od mieszanki stechiometrycznej do mieszanki ubogiej o wartości stosunku nadmiaru powietrza  $\lambda \sim 1.4$ . Spalanie mieszanek ubogich w rzeczywistym silniku jest bardziej złożone, a wartość maksymalna osiągniętej sprawności

energetycznej silnika dla danej wartości stosunku nadmiaru powietrza ściśle zależy od optymalizacji kąta wyprzedzenia zapłonu oraz od poziomu sprawności mechanicznej silnika o konkretnym rozwiązaniu konstrukcyjnym.

Wpływ rodzaju paliwa gazowego oraz wartości stosunku nadmiaru powietrza na jednostkową pracę obiegu Otto zaprezentowano na rysunku 8. Jakościowy kształt przebiegu krzywych jest podobny jak miało to miejsce dla parametru  $e_{d,v}$  wyrażającego wartość energii chemicznej mieszanki gazowo-powietrznej. Jednostkowa praca obiegu Otto wyraża pracę wykonaną przez czynnik roboczy i odniesioną do objętości skokowej i jest podobnym parametrem jak jednostkowa praca efektywna dla silnika rzeczywistego (często nazywana średnim ciśnieniem efektywnym). Porównanie kształtowanie się sprawności obiegu względem osiągniętej wartości pracy jednostkowej pokazano na rys. 9.

## Wnioski

Tłokowe silniki spalinowe przystosowane fabrycznie do zasilania paliwem ciekłym (benzyna lub olej napędowy) mogą zostać przystosowane do prawidłowego spalania paliw gazowych. W zależności od konstrukcji silnika stosuje się rozwiązanie jedno lub dwupaliwowe. W przypadku silnika ZI, po modyfikacji układu zasilania, silnik może pracować spalając w całości paliwo gazowe. Po modyfikacji silnika ZS, jego praca odbywa się w trybie dwupaliwowym. Taki sposób zasilania wymaga dostarczenia dawki pilotującej paliwa ciekłego. Inicjacja zapłonu paliwa gazowanego następuje od ciepła dostarczonego w wyniku realizacji samozapłonu dawki pilotującej paliwa ciekłego. Efektywna realizacja procesu spalania jest możliwa jedynie po optymalizacji parametrów regulacyjnych silnika, którymi w szczególności są: kąt wyprzedzenia zapłonu oraz stosunek nadmiaru powietrza dla silnika ZI; kąt wyprzedzenia wtrysku dawki paliwa ciekłego dla silnika ZS.

Na podstawie analizy danych literaturowych można stwierdzić, że pod względem uzyskiwanych parametrów energetycznych korzystniejszym rozwiązaniem przy realizacji procesu spalania gazów niskokalorycznych jest stosowanie silnika ZI. Po pierwsze dwupaliwowe silniki ZS muszą być wyposażone w podwójny układ paliwowy, tj. wysokociśnieniowy system wtrysku paliwa ciekłego oraz system doprowadzania paliwa gazowego. Ponadto stosowanie silnika ZS wiąże się z ograniczeniem wielkości ekwiwalentnej części paliwa gazowego, które zastępuje paliwo ciekłe. Praca silnika przy obciążeniach częściowych wymaga stosowania wysokich dawek paliwa ciekłego co ogranicza możliwości wykorzystania paliwa gazowego. Jako paliwo ciekłe najczęściej stosuje się olej napędowy. Z punktu widzenia pracy silnika w układzie CHP, korzystniejszym rozwiązaniem jest stosowanie wyłącznie paliwa gazowego lub ewentualnie zapłon paliwa gazowego dawką pilotującą biopaliwa ciekłego.

W oferowanych na rynku kogeneratorach z silnikami o zapłonie iskrowym, znajdują się rozwiązania w których paliwo gazowe spalane jest w zakresie mieszanek ubogich co oznacza, że stosunek nadmiaru powietrza do spalania przyjmuje wartość powyżej jedności. Dzięki temu sprawność generacji energii elektrycznej przekracza 40 %.

Wielkość efektywnych parametrów pracy silnika spalinowego (sprawność energetyczna, praca z jednostki objętości, moc maksymalna z jednostki masy oraz pojemności skokowej), uzależnione są od parametrów regulacyjnych silnika oraz rodzaju spalanego w nim paliwa, co zostało wykazane na podstawie przeprowadzonych obliczeń teoretycznych.

Wpływ konkretnego paliwa gazowego na pracę tłokowego silnika spalinowego zależy przede wszystkim od jego własności fizykochemicznych. Do najistotniejszych parametrów paliwa, należą: skład pierwiastkowy, wartość opałowa, gęstość, minimalne zapotrzebowanie powietrza do spalania, granice palności oraz wartość liczby metanowej. Skład pierwiastkowy wpływa bezpośrednio na wartość opałową mieszanki paliwowo - powietrznej. Z kolei wartość

opałowa mieszanki palnej ma decydujący wpływ na wielkość pracy generowanej przez silnik przy określonej prędkości obrotowej, czyli na jego moc. Przeprowadzone obliczenia procesu napełniania cylindra mieszanką palną pokazują jak kształtują się dysproporcje w objętości gotowej do spalania mieszanki paliwa i powietrza określonej dla różnych paliw gazowych. Silnik spalinowy zasilany typowo benzyną, będzie osiągał porównywaną moc podczas zasilania propanem przy stosunku nadmiaru powietrza wynoszącym jeden. Zastosowanie gazu ziemnego biogazu lub gazu ze zgazowania biomasy będzie skutkowało pewnym spadkiem mocy podczas spalania mieszanek stechiometrycznych.

Jak wynika z przeprowadzonej analizy obiegu teoretycznego, stosunek nadmiaru powietrza oraz rodzaj spalanego paliwa istotnie wpływają na sprawność oraz jednostkową pracę obiegu termodynamicznego, a w konsekwencji na parametry rzeczywistego silnika spalinowego. Należy pamiętać, iż w warunkach rzeczywistych dochodzą kolejne zjawiska fizyczne, które będą odgrywały istotną rolę w kształtowaniu się przebiegu sprawności oraz jednostkowej pracy efektywnej rzeczywistego silnika spalinowego. Prezentowane wyniki obliczeń teoretycznych mają dobrą zgodność jakościową z wynikami badań silnika ZI, którego parametry geometryczne uwzględniono w analizie teoretycznej. Porównanie takie przeprowadzono w pracy [10].

Jak wykazują studia literaturowe stosowanie biogazu lub gazu ze zgazowania biomasy jako paliwa do zasilania tłokowych silników spalinowych wiąże się z pewnymi utrudnieniami. Pierwszą i bardzo istotną sprawą jest oczyszczenie paliwa gazowego. Biogaz należy oczyścić z siarkowodoru, którego dopuszczalna zawartość po oczyszczeniu kształtuje się na poziomie maksymalnym dochodzącym do 200-500 ppm. Gaz ze zgazowania biomasy musi zostać oczyszczony z cząstek stałych oraz smół. Dopuszczalna zawartość substancji smolistych w gazie ze zgazowania wynosi 50-100 mg/m<sup>3</sup>n [12, 13]. Ponadto gaz ze zgazowania biomasy może zawierać w swojej objętości pewną zawartość siarczku karbonylu (COS) oraz chloru. Zawartość tych substancji musi być znacząco zredukowana lub całkowicie usunięta w celu zapewnienia prawidłowej pracy silnika spalinowego.

## Źródła

- [1] A.S. Ramadhas, S. Jayaraj, C. Muraleedharan, Dual fuel mode operation in diesel engines using renewable fuels: Rubber seed oil and coir-pith producer gas. *Renewable Energy* 33 (2008) 2077–2083.
- [2] R. Chandra, V.K. Vijay, P.M.V. Subbarao, T.K. Khura, Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas, *Applied Energy* 88 (2011) 3969–3977.
- [3] Yudai Yamasaki, Go Tomatsu, Yuki Nagata and Shigehiko Kaneko, Development of a Small Size Gas Engine System with Biomass Gas (Combustion Characteristics of The Wood Chip Pyrolysis Gas), SAE Technical paper 2007-01-3612.
- [4] Zhao Z., Kazakov A., Li J., Dryer F. L., The initial temperature and N<sub>2</sub> dilution effect on the laminar flame speed of propane/air, *Combust. Sci. and Tech.*, 176: 1-19, 2004, ISSN: 0010-2203.
- [5] Lee D., Shakal J., Goto S., Ishikawa H., Flame Speed Measurements and Predictions of Propane, Butane and Autogas at High Pressures, SAE 982 448, technical paper series
- [6] Waish J. L., Ross, Ch. C., Smith M. S., Harper S. R., *Biogas Utilization Handbook*, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia 30332, 1988.
- [7] E. Porpatham, A. Ramesh, B. Nagalingam, Effect of compression ratio on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine, *Fuel* 95 (2012) 247–256.

- [8] 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;87:1651–9.
- [9] Przybyła G., Postrzednik S., Żmudka Z.: The combustion proces analysis of SI engine fuelled with lean air-gas mixture. *Scientific Magazine - Combustion Engines*, nr 3 (154), p.114-115, SC-038, 2013
- [10] Przybyła G., Postrzednik S., Żmudka Z.: Energy analysis of a small capacity SI engine fueled with lean air gas mixture. *Journal of KONES – Powertrain and Transport*, Vol. 19, No. 2. European Science Society of Powertrain and Transport Publication, Warsaw 2012, pp 423–432.
- [11] Jesper Ahrenfeldt, Characterization of biomass producer gas as fuel for stationary gas engines in combined heat and power production, PhD thesis MEK-ET-PHD-2007-02, Technical University of Denmark 2007.
- [12] Herdin, G., Robitschko R., Klausner J., Wagner M., GEJ Experience with Wood Gas Plants, Technical Paper for GE Jenbacher, [www.gejenbacher.com](http://www.gejenbacher.com)
- [13] Ising M., Gil J., Unger Ch. Gasification of biomass in a circulating fluidized bed with special respect to tar reduction, 1st World Conference and Exhibition on Biomass for Energy and Industry, 5 - 9 June 2000; Sevilla, Spain. Konferencji N-T Remonty i Utrzymanie Ruchu w Energetyce. Sprawozdanie zamieszczone w czasopiśmie: *Energetyka cieplna i zawodowa*. 9/2013.

*Datowanie (wersja oryginalna opracowana we współpracy z Parkiem Naukowo-Technologicznym Euro-Centrum) – 17.05.2014 r.*