

## The effect of natural gas addition on selected operating parameters Fiat 1.3 MultiJet engine powered dual-fuel

*The paper presents an analysis of the impact the energy share of natural gas on operating parameters, environmental and acoustic noise automotive diesel engine. The study was conducted on a modern engine Fiat 1.3 MultiJet dual fuelling, CNG and diesel oil. Natural gas was supplied by sequential injection in the collector in the area of the intake valve. Changes in the share of gas was carried out by the different opening times of the gas injectors. The measured during the tests of gas energy shares amounted from 10 to 45%. Analyzed the concentration of toxic components of exhaust gases (CO, THC, NO<sub>x</sub>, smoke), acoustic noise and selected operating parameters of the engine. The test results can be used in the engine adaptations to CNG fuelling.*

Key words: dual fuel engine, compressed natural gas, share of gas, operating parameters, toxicity

### Wpływ dodatku gazu ziemnego na wybrane parametry pracy silnika Fiat 1.3 MultiJet zasilanego dwupaliwowo

*W pracy przedstawiono analizę wpływu energetycznego udziału gazu ziemnego na parametry użytkowe, ekologiczne i hałaśliwość pracy samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym.*

*Badania przeprowadzono na nowoczesnym silniku Fiat 1.3 MultiJet zasilanym dwupaliwowo – gazem ziemnym CNG i olejem napędowym. Gaz ziemny był dostarczany przez sekwencyjny wtrysk do kolektora, w okolicę zaworu dolotowego. Zmiany udziału gazu realizowano przez różne czasy otwarcia wtryskiwaczy. Mierzone w czasie badań udziały energetyczne gazu wynosiły 10÷45%. Analizie poddano stężenia toksycznych składników spalin (CO, THC, NO<sub>x</sub>, zadymienie), hałaśliwość pracy i wybrane parametry użytkowe silnika. Wyniki badań mogą być wykorzystane w adaptacjach silnika do zasilania CNG.*

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, gaz ziemny sprężony, udział gazu, parametry użytkowe, toksyczność

#### 1. Wstęp

Duża liczba samochodów eksploatowanych w Europie jest napędzana silnikami o zapłonie samoczynnym ZS. Są to silniki supernowoczesne wykorzystujące najnowocześniejsze osiągnięcia w zakresie konstrukcji, technologii wykonania i sterowania. Dzięki temu w zakresie parametrów użytkowych, wagi i trwałości nie ustępują one parametrom silników o zapłonie iskrowym ZI, często je przekraczając. Obydwa rodzaje silników ZI i ZS muszą obecnie spełniać wymogi normy Euro VI w zakresie emisji toksycznych składników spalin, co w znacznej mierze ogranicza potencjalne możliwości wzrostu parametrów użytkowych silników, szczególnie ZS.

Oddzielnym zagadnieniem, które jest obecnie istotne w rozwiniętych krajach Europy to wzrost udziału paliw alternatywnych w zasilaniu silników samochodowych. Według prognoz najpoważniejszym paliwem alternatywnym do paliw ciekłych będzie gaz ziemny stosowany w postaci gazowej CNG lub ciekłej LNG. Wynika to z dużych zasobów gazu ziemnego i jego proekologicznych własności, szczególnie w zakresie emisji cząstek stałych PM i tlenków azotu NO<sub>x</sub>, która szczególnie istotna jest w odniesieniu do silników ZS [1, 9, 11].

Zasilanie gazowe silników ZI nie nastręcza większych problemów technicznych poza dodatkową instalacją gazową w silnikach zasilanych przemiennie benzyną lub CNG tzw. *flex-fuel* lub niewielkim modyfikacjami w silnikach zasilanych tylko CNG.

Znacznie większe problemy występują przy adaptacji silnika ZS do zasilania CNG. Z uwagi na wysoką temperaturę samozapłonu gaz ziemny wymaga inicjacji zapłonu z obcego źródła – system z zapłonem iskrowym lub od samozapłonu pilotującej dawki oleju napędowego – system dwupaliwowy [8, 9, 11, 17]. Z uwagi na wysokie stopnie sprężania stosowane w małych samochodowych silnikach ZS, system z zapłonem iskrowym wymaga poważnych zmian konstrukcyjnych silnika, co w okresie przejściowym przy niedoborze stacji tankowania CNG jest nieuzasadnione. Można jednak w silnikach ZS instalować układ wtrysku sprężonego gazu CNG w okolicę zaworów dolotowych i przy niewielkich kosztach tych instalacji przystosować silnik ZS do zasilania dwupaliwowego [1, 4, 6, 9, 17]. Należy jednak zdawać sobie sprawę, że zachowanie wysokiego stopnia sprężania może uniemożliwić stosowanie dużego udziału gazu ze względu na zjawisko spalania stukowego. Dodatkowym problemem takich silników jest

problem właściwego sterowania jakością ładunku przy zmiennych warunkach obciążenia silnika, szczególnie w stanach nieustalonych, charakterystycznych dla silników samochodowych [16, 20].

Współczesne silniki samochodowe ZS są nowoczesnymi jednostkami wysokodoładowanymi, wyposażonymi w najnowocześniejsze układy zasilania i sterowania. Do wtrysku oleju napędowego najczęściej wykorzystywany jest układ zasobnikowy typu *Common Rail* z podziałem dawki i zmiennym ciśnieniem wtrysku. Pozwala to realizować tzw. sterowany przebieg spalania optymalizowany wg różnorodnych kryteriów, z których najważniejszym jest ekologiczność i ekonomia pracy. Elektroniczne sterowniki układu *Common Rail* i silnika ułatwiają również sterowanie jakością ładunku silnika dwupaliwowego co może przyczynić się do rozwoju tego systemu również w samochodowych silnikach ZS małej pojemności.

W pracy przedstawiono wpływ dodatku CNG do samochodowego silnika Fiat 1.3 MultiJet na parametry użytkowe silnika w zmiennych warunkach obciążenia i prędkości obrotowych.

## 2. Stanowisko badawcze.

W badaniach wykorzystywano seryjny silnik o zapłonie samoczynnym FIAT 1.3 MJT, którego dane techniczne przedstawiono w tabeli 1.

Silnik został adaptowany do zasilania dwupaliwowego w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów ATH w Bielsku-Białej. Szczegółowe opisy adaptacji podano w pracach [18, 21].  
Table 1. Technical data engine Fiat 1.3 MJT [22]

Tabela 1. Dane techniczne silnika Fiat 1.3 MJT [22]

Typ silnika	1.3 MJT
Średnica x skok tłoka	69.6 x 82 mm
Pojemność skokowa	1248 cm <sup>3</sup>
Ilość cylindrów	4
Układ cylindrów	rzędowy
Stopień sprężania	18
Moc maksymalna	51 kW przy 4000 obr/min
Moment maksymalny	180 Nm przy 1750 obr/min
Układ wtryskowy	Common Rail
Ilość zaworów na cylinder	4
Typ rozrządu	DOHC
System recyrkulacji spalin	zawór EGR

Do adaptacji silnika wykorzystano komercyjny zestaw sekwencyjnego wtrysku gazu Oscar-N Diesel SAS oferowany przez firmę EuropeGAS [18, 23]. Umożliwia on współpracę z każdym rodzajem silnika o zapłonie samoczynnym niezależnie od ilości cylindrów, ich układu, sposobu doprowadzania powietrza czy systemu wtrysku paliwa.

Adaptacja silnika sprowadzała się do wykonania prototypowego kolektora dolotowego i instalacji dodatkowych przewodów (płyn chłodzący, gaz, powietrze) i przewodów elektrycznych łączących dodatkowy osprzęt instalacji CNG z silnikiem. W kolektorze dolotowym zamontowano wtryskiwacze gazu, szynę gazową oraz przewody gazowe łączące wtryskiwacze gazu z kanałami zaworów dolotowych na poszczególnych cylindrach oraz kalibrowane dysze gazowe na zakończeniu przewodów. Prototypowy kolektor przedstawiono na rys. 1.

a)



b)



Fig. 1. Intake manifold engine Fiat 1.3 MJT with gas injectors:  
a) manifold before installation, b) manifold when mounted on the engine  
Rys. 1. Kolektor dolotowy silnika Fiat 1.3 MJT z wtryskiwaczami gazu:  
a) kolektor przed montażem, b) kolektor po zamontowaniu na silnik

Należy podkreślić, że montaż prototypowego kolektora nie zwiększa wymiarów zewnętrznych silnika co nie powinno utrudnić montażu dwupaliwowego silnika w samochodach różnych typów i marek. Na rys. 2 przedstawiono stanowiska silnika FIAT 1.3 MJT zasilanego dwupaliwowo CNG.



Fig. 2. Test stand engine Fiat 1.3 MJT  
Rys. 2. Stanowisko badawcze silnika FIAT 1.3 MJT

### 3. Analiza wyników badań

Na rys. 3 przedstawiono porównanie mocy użytecznej i momentu obrotowego silnika zasilanego tradycyjnie i dwupaliwowo. Przy wykonywaniu przedstawionej charakterystyki prędkościowej stosowano celowo stały czas otwarcia wtryskiwacza gazu 1,5 ms co ograniczało maksymalne parametry – mocy użytecznej i momentu obrotowego. Stosunkowo krótki czas otwarcia wtryskiwacza zastosowano z powodu obawy przegrzania silnika przy pełnym obciążeniu i zasilaniu dwupaliwowym. Miało to jednak skutek w zmniejszeniu maksymalnych parametrów  $N_e$  i  $M_o$  oraz udziału gazu w całkowitej ilości energii dostarczonej do silnika. Należy jednak zaznaczyć, że w badanym silniku przy utrzymaniu ciśnienia doładowania na tym samym poziomie jak przy zasilaniu olejem napędowym można przy zasilaniu gazowym łatwo zwiększyć moc maksymalną silnika w zakresie 10÷15% bez objawów nieprawidłowej pracy silnika.

Maksymalne zmniejszenie mocy użytecznej i momentu obrotowego silnika nie przekraczało 5,5%, a dla prędkości 1000 obr/min obserwowano nawet niewielki wzrost tych parametrów, rys. 4. Nieznaczne różnice zmian mocy i momentu wynikają z zastosowanego współczynnika korekcji dla mocy.

Udział energetyczny gazu obliczono z wzoru:

$$U_g = 100 \cdot \frac{m_g \cdot H_g}{m_{ON} \cdot H_{ON} + m_g \cdot H_g} [\%] \quad (1)$$

gdzie:  $m_{ON}$ ,  $m_g$  – masy zużywanego oleju napędowego i gazu,  $H_{ON}$ ,  $H_g$  – wartości opałowe odpowiednio oleju napędowego i gazu.

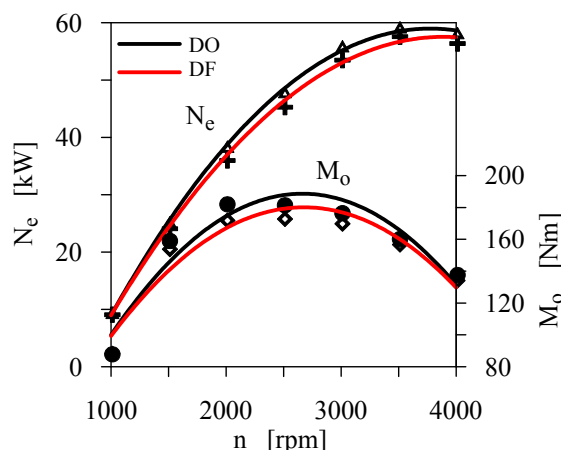


Fig. 3. Comparison of power and torque diesel engine powered ON and dual-fuel engine at maximum load: DO – fuelled diesel oil, DF – dual fuel, gas injector opening time of 1.5 ms, the correction air flow

Rys. 3. Porównanie mocy użytecznej i momentu obrotowego silnika zasilanego olejem napędowym DO i dwupaliwowo przy maksymalnym obciążeniu silnika: DO – zasilanie olejem napędowym, DF – zasilanie dwupaliwowe, czas otwarcia wtryskiwacza gazu 1,5 ms, korekta wydatku powietrza

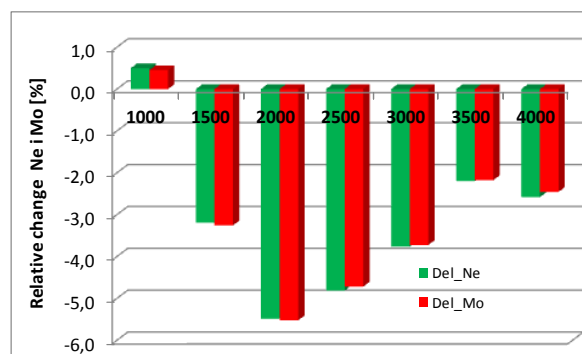


Fig. 4. The relative change of engine power and torque depending on engine revolution fuelling dual fuel: gas injector opening time 1.5 ms, the correction air flow

Rys. 4. Względna zmiana mocy użytecznej i momentu obrotowego silnika w zależności od prędkości obrotowej przy zasilaniu dwupaliwowym: czas otwarcia wtryskiwacza gazu 1,5 ms, korekta wydatku powietrza

Udział energetyczny gazu  $U_g$  przy maksymalnym obciążeniu silnika zmieniał się w zakresie 14÷18,2%, rys. 5. Nie jest to duży udział z punktu widzenia zmniejszenia kosztów eksploatacji silnika, jednak nie było to podstawowym celem prowadzonych badań. W opisywanej adaptacji paliwo gazowe nie stanowiło głównego źródła energii dostarczonej do silnika, a dodatek gazu miał jedynie za zadanie zmniejszyć zadymienie spalin i przez to polepszyć pracę silnika w niskich temperaturach w jazdach miejskich [19]. Udział  $U_g$  wzrasta wraz ze zmniejszaniem obciążenia silnika i może być dodatkowo zmieniany przez wydłużenie czasu otwarcia wtryskiwacza gazu co będzie omawiane w dalszej części pracy.

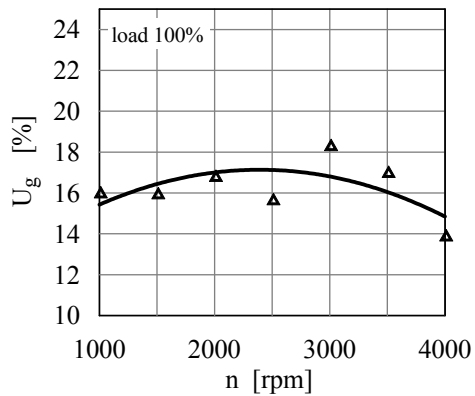


Fig. 5. Change of gas share by maximal engine load: gas injector opening time 1.5 ms, the correction air flow

Rys. 5. Zmiany udziału gazu w silniku zasilanym dwupaliwowo przy maksymalnym obciążeniu: czas otwarcia wtryskiwaczy gazu 1,5 ms, korekta wydatku powietrza

Mimo niewielkiego udziału energetycznego dodatek gazu korzystnie wpływa na zadymienie

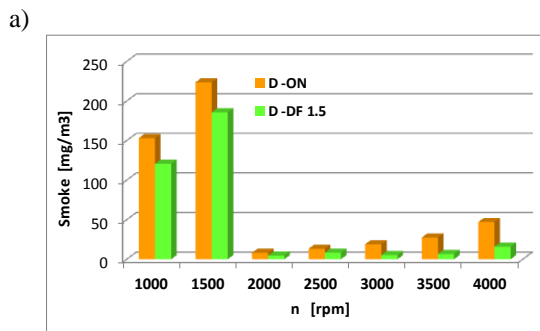


Fig. 6. The effect of gas addition on smoke opacity of engine Fiat 1.3 MultiJet at maximal load: fixed gas injectors opening time 1.5 ms

Rys. 6. Wpływ dodatku gazu na zadymienie spalin silnika Fiat 1.3 MultiJet przy maksymalnym obciążeniu: stały czas otwarcia wtryskiwaczy gazu 1,5 ms

Jedynie przy maksymalnej prędkości badanej 4000 obr/min stwierdzono wzrost drgań silnika, a względna zmiana amplitudy wynosiła ok. 25%. Przyczyny tego zjawiska będzie dalej badane, bowiem dla szerokiej serii badań wykonanych w warunkach zmiennego obciążenia i różnych prędkości obrotowych obserwowano zmniejszenie drgań silnika zasilanego dwupaliwowo.

Miarą oceny równomierności pracy silnika, a pośrednio również powtarzalności pracy kolejnych obiegów *cycle by cycle* może być różnica bezwzględna amplitudy drgań VAV (*Variation Amplitude of Vibrations*) określona z wzoru:

$$VAV = A_{\max} - A_{\min} \quad (2)$$

gdzie:  $A_{\max}$ ,  $A_{\min}$  – maksymalna i minimalna amplituda drgań silnika

spalin silnika przy maksymalnym obciążeniu rys. 6. Dla wszystkich prędkości obrotowych obserwowano znaczące zmniejszenie zadymienia w zakresie wartości względnych 17÷76% w stosunku do zasilania tradycyjnego, rys. 8a. Warto również podkreślić, że znaczne zmniejszenie zadymienia w zakresie wyższych prędkości obrotowych 3000÷4000 obr/min wynoszące 66÷76% uzyskano przy minimalnym zmniejszeniu parametrów użytkowych silnika. Można również przypuszczać, że dalsze zwiększanie dodatku gazu przy utrzymaniu stałego średniego współczynnika nadmiaru powietrza powinno prowadzić do dalszego zmniejszenia zadymienia spalin, a tym samym emisji cząstek stałych PM [5, 7, 16, 17].

Spalanie gazu powoduje równomierniejszą pracę silnika w stosunku do zasilania tradycyjnego. Świadczy o tym zmniejszenie minimalnej i maksymalnej wartości amplitudy drgań obserwowane prawie dla całego zakresu zmian prędkości obrotowych, rys. 7.

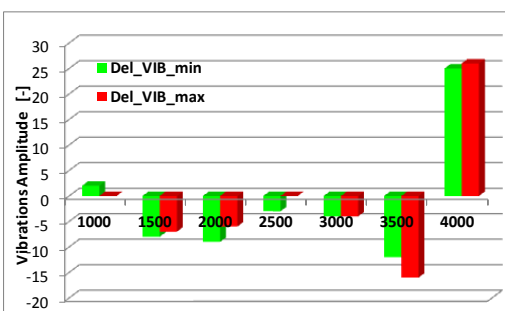
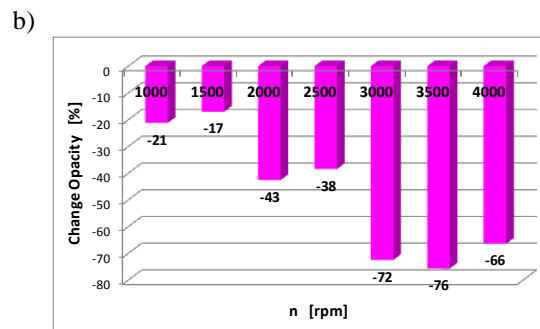


Fig. 7. Comparison of vibrations amplitude engine fuelled diesel oil and dual fuel:

Del\_VIB\_min – difference of minimum amplitude, Del\_VIB\_max – difference maximum amplitude, positive values indicate an increase vibrations, the negative fall

Rys. 7. Porównanie amplitudy drgań silnika zasilanego olejem napędowym i dwupaliwowo: Del\_VIB\_min – różnica minimalnej amplitudy drgań, Del\_VIB\_max – różnica maksymalnej amplitudy drgań, wartości dodatnie oznaczają wzrost drgań, ujemne spadek

Zmiany wskaźnika VAV przedstawione na rys. 8 wskazują na większe różnice w amplitudzie drgań między zasilaniem tradycyjnym i dwupaliwowym. Może to świadczyć o pogorszeniu równomierności pracy silnika dwupaliwowego z cyklu na cykl w stosunku do zasilania tradycyjnego, co jest charakterystycznym zjawiskiem przy dużych udziałach energetycznych gazu, sygnalizowanych w pracach innych autorów [2, 3, 17]. Zjawisko nierównomierności pracy silnika *cycle by cycle* jest charakterystyczne dla silników o zapłonie iskrowym. Spalanie gazu w silniku dwupaliwowym z bardzo małą dawką inicjującą oleju napędowego zbliża się do spalania w silniku ZI, jednak ze względu na większą energię dawki inicjującej w stosunku do energii iskry zapłonowej, natężenie zjawiska nierównomierności *cycle by cycle* jest znacznie mniejsze niż w silnikach ZI.

Jedną z przyczyn pogorszenia wskaźnika VAV w badanym silniku może być sposób podziału dawki oleju napędowego i zastosowane kąty wtrysku dawek częściowych, optymalizowane dla zasilania olejem napędowym.

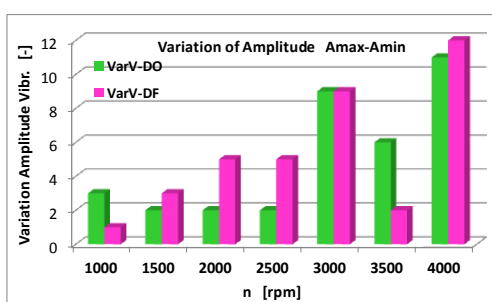


Fig. 8. Comparison of vibrations amplitude changes at engine maximal load by traditional and dual fuel powered

Rys. 8. Porównanie zmiany amplitudy drgań przy maksymalnym obciążeniu silnika zasilanego tradycyjnie i dwupaliwowo

W przeprowadzonych badaniach podstawowe parametry regulacyjne silnika były utrzymywane przez fabryczny sterownik przewidziany do

zasilania silnika samym olejem napędowym. Dodatek gazu do silnika powoduje automatyczne zmniejszenie przez sterownik fabryczny dawki jednostkowej oleju czemu towarzyszy z reguły, szczególnie przy większych obciążeniach silnika, zmniejszenie ciśnienia doładowania i średniego współczynnika nadmiaru powietrza. Powoduje to niekorzystny wpływ na zadymienie spalin i emisję cząstek stałych PM. W punktach pracy, w których nie występowało zmniejszenie wydatku powietrza, lub było ono minimalne przy zasilaniu dwupaliwowym obserwowano zmniejszenie zadymienia spalin zwiększające się wraz ze wzrostem udziału gazu. Zmiany ciśnienia doładowania, a tym samym ilości jednostkowej powietrza w cyklu, monitorowano przez rejestrację parametrów regulacyjnych i rzeczywistych fabrycznego sterownika silnika Fiat 1.3 MultiJet [15].

Niekorzystną zmianę średniego współczynnika nadmiaru powietrza dla całego ładunku, starano się ograniczyć przez ręczną zmianę parametrów regulacyjnych turbosprężarki tak, aby ilość zasysanego przez silnik powietrza przy zasilaniu olejem napędowym i dwupaliwowym była możliwie zbliżona. Kontrola stopnia doładowania w wybranym punkcie pracy silnika realizowana była przez dodatkowy zawór elektropneumatyczny włączony w obwód sterowania siłownikiem pneumatycznym turbosprężarki sterowany niezależnie od systemu sterowania silnika przez nadajnik impulsów PWM, który wykonano w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów ATH w Bielsku-Białej. Więcej informacji na temat sterowania ilości powietrza przy zasilaniu dwupaliwowym można znaleźć w pracy [21].

Zastosowanie niezależnego sterowania powietrza pozwoliło utrzymywać zarówno ciśnienie doładowania jak i ilość powietrza zużywanego przez silnik na poziomie zbliżonym do wartości rejestrowanych dla zasilania tradycyjnego, rys. 9.

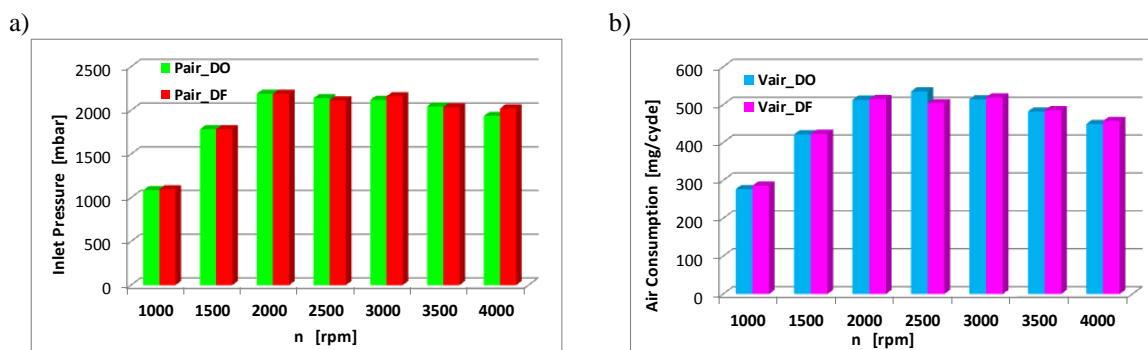


Fig. 9. Comparison of intake manifold pressure and air flow on engine traditional and dual fuel powered with air flow correction: DO – diesel oil fuelled, DF – dual fuel fuelled with air flow correction

Rys. 9. Porównanie ciśnienia w kolektorze dolotowym i wydatku powietrza w silniku zasilanym olejem napędowym i dwupaliwowo po korekcie ciśnienia doładowania: DO – zasilanie olejem napędowym, DF – zasilanie dwupaliwowe z korektą ciśnienia doładowania

Strategię podziału dawki oleju napędowego realizowaną przez sterownik fabryczny przedstawiono na rys. 10÷12. Przy maksymalnym obciążeniu silnika w zakresie prędkości obrotowych 1000÷1500 obr/min całkowita dawka oleju napędowego jest dzielona na trzy części: *Pilot*, *Pre* i *Main*. W zakresie prędkości 2000÷3000 obr/min występuje podział tylko na dwie dawki – *Pre* i *Main*, a dla prędkości większej od 3000 obr/min wtryskiwana jest jedna dawka *Main*. Wielkości

dawek jednostkowych *Pilot* i *Pre* wyrażone w [mm<sup>3</sup>/cykl] są stałe, a zmiana rozwijanego momentu obrotowego realizowana jest przez zmianę wielkości dawki *Main*. Zasada ta stosowana jest również przy zmianie obciążenia silnika w warunkach pracy na charakterystykach obciążeniowych w całym polu pracy silnika. Względny udział dawek *Pilot* i *Pre* w stosunku do całkowitej dawki oleju napędowego w cyklu przedstawiono na rys. 11.

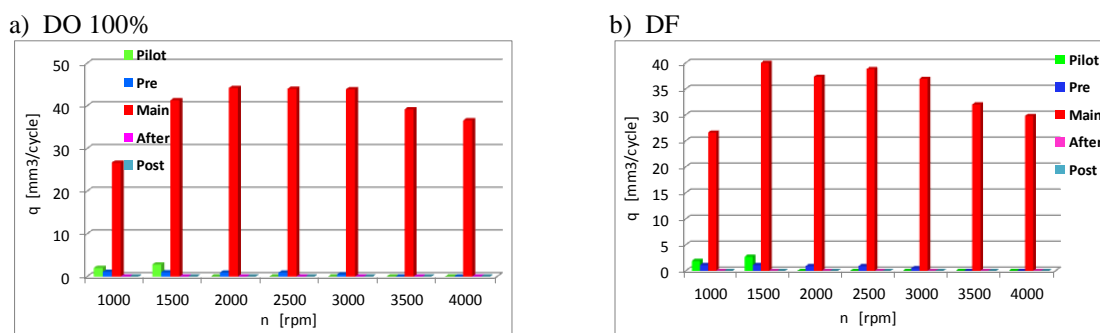


Fig. 10. Comparison of diesel oil division at maximal load of engine fuelled diesel oil and dual fuel:

a) diesel oil fuelling, b) dual fuel fuelling, time of gas injector opening 1,5 ms

Rys. 10. Porównanie podziału dawki oleju napędowego przy maksymalnym obciążeniu silnika zasilanego olejem napędowym i dwupaliwowo: a) zasilanie olejem napędowym, b) zasilanie dwupaliwowe, czas otwarcia wtryskiwacza gazu stały – 1,5 ms

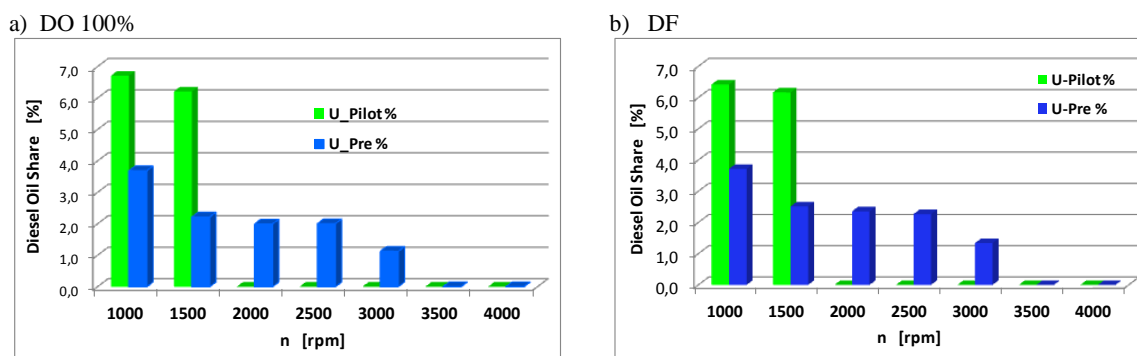


Fig. 11. The share of part-doses diesel oil at full load of engine powered with diesel oil and dual fuel:

a) diesel oil fuelling, b) dual fuel fuelling, time of gas injector opening 1,5 ms

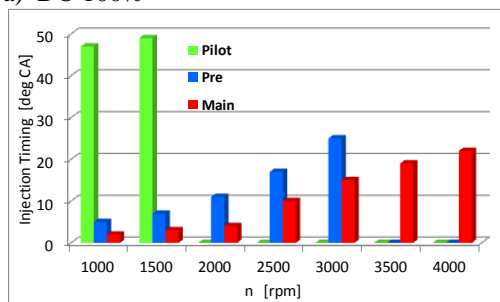
Rys. 11. Udział dawek częściowych oleju napędowego przy maksymalnym obciążeniu silnika zasilanego olejem napędowym i dwupaliwowo: a) zasilanie olejem napędowym, b) zasilanie dwupaliwowe, czas otwarcia wtryskiwacza gazu stały – 1,5 ms

Z analizy kątów początku wtrysku dawek częściowych przedstawionych na rys. 12 wynika duża różnica między początkiem wtrysku dawek inicjujących *Pilot* i *Pre* a wtryskiem zasadniczej porcji oleju napędowego w postaci dawki *Main*. W przypadku zasilania tradycyjnego, z uwagi na mały udział dawek *Pilot* i *Pre*, nie ma to istotnego znaczenia w spalaniu masy paliwa wtryskiwanego w postaci dawki *Main*. Jednak w przypadku zasilania dwupaliwowego wtrysk oleju napędowego jest dokonywany zamiast do powietrza do jednorodnej mieszaniny gaz-powietrze. Jest ona zapalana od pierwszej wtryskiwanej dawki o ile skład mieszaniny gaz-powietrze znajduje się w granicach palności. Długi czas między pierwszą

dawką inicjującą, a zasadniczą masą oleju napędowego powoduje, że jest ona spalana w warunkach zmniejszonej ilości tlenu i zwiększonego stężenia CO<sub>2</sub>, które dodatkowo hamuje szybkość procesu spalania. Ma to istotny wpływ na ilości tworzonych toksycznych składników spalin, szczególnie na zadymienie i emisję PM.

Z przedstawionych wyżej wyników wynika, że podział dawki oleju napędowego na dawki częściowe i czasy ich wtrysku jest niekorzystny z punktu widzenia zasilania dwupaliwowego. Zagadnieniem tym poświęcona jest specjalna praca autorów [20].

a) DO 100%



b) DF

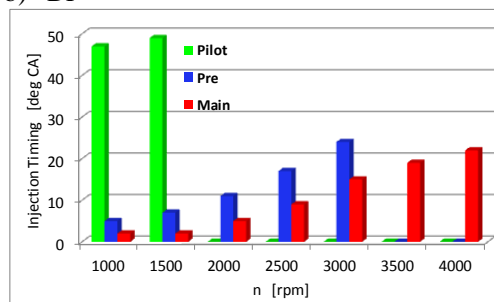


Fig. 12. Comparison of injection timing part-doses at full load engine powered traditional and dual fuel  
 Rys. 12. Porównanie kątów wtrysku dawek częściowych przy maksymalnym obciążeniu silnika zasilanego tradycyjnie i dwupaliwowo

Gaz ziemny, którego głównym składnikiem palnym jest metan (zawartość metanu w sieciowym gazie w Polsce zmienia się w zakresie 94÷98%<sub>vol</sub>), uważany jest za gaz proekologiczny [12-14]. Wynika to z faktu, że metan jest najprostszym węglowodorem o prostym mechanizmie utleniania. Jeden atom węgla w cząsteczce metanu powoduje, że jego spalaniu nie towarzyszy wydzielanie sadzy. Należy zatem oczekiwać, że w silnikach zasilanych gazem występuje zmniejszenie zadymienia proporcjonalne do udziału metanu w całkowitej dawce energii dostarczanej do silnika. Badania pokazują jednak, że zadymienie spalin dwupaliwowych silników ZS zależy jest od wielkości dawki oleju napędowego i warunków jego spalania.

W prezentowanej pracy wpływ dodatku gazu na stężenia toksycznych składników spalin badano podczas pracy silnika w warunkach charakterystyk obciążeniowych. Nie dokonywano podczas tej serii badań żadnych korekt stopnia doładowania ani parametrów wtrysku paliwa ciekłego, które były regulowane przez sterownik fabryczny. Badania miały wykazać, jak zastosowanie komercyjnych instalacji gazowych w silniku, bez zmian algorytmów jego sterowania może wpływać na emisję niektórych składników spalin. Na rys. 13 i 14 przedstawiono porównanie stężeń CO, THC, NO<sub>x</sub> i zadymienia w silniku zasilanym tradycyjnie i dwupaliwowo dla różnych czasów otwarcia wtryskiwaczy gazu i dwóch prędkości obrotowych: 2000 obr/min i 3500 obr/min, czyli w zakresie najczęstszej pracy silnika Fiat 1.3 MultiJet.

Przeprowadzone badania wskazują, że zastosowanie dodatku gazu w silniku ZS bez korekty stopnia doładowania i podziału dawki inicjującej prowadzi do zwiększenia stężenia tlenu węgla CO i sumarycznych węglowodorów THC.

Wzrost stężenia węglowodorów w silnikach, w których gaz wtryskiwany jest do kolektora dolotowego może być spowodowany częściowym przedmuchem ładunku wskutek przekroczenia zaworów [10, 17]. Szczególnie dotyczy to zakresów

obciążeń, przy których występuje znaczny udział gazu w całkowitej dawce energii. W warunkach prowadzonych badań miało to miejsce przy częściowych obciążeniach silnika. Natomiast na stężenia CO wpływają skład mieszaniny gaz-powietrze i warunki utleniania oleju napędowego dawek wtryskiwanych w późniejszych fazach spalania. W badanym silniku warunki utleniania obydwu paliw nie były optymalne. Udział dodatku gazu, szczególnie przy mniejszych czasach otwarcia wtryskiwaczy gazu nie był wysoki, przez co mieszanina gaz-powietrze była nadmiernie zubożona, a postęp jej spalania odpowiednio spowolniony. Z kolei duża ilość oleju napędowego wtryskiwana z opóźnieniem w postaci dawki Main była utleniana w warunkach obniżonego stężenia tlenu i obecności znacznej ilości CO<sub>2</sub>, co nie sprzyjało szybkiemu spalaniu. W efekcie obydwie czynniki przyczyniły się do zwiększenia stężenia CO w spalinach silnika dwupaliwowego.

Zastosowanie zasilania gazowego w stacyjnych silnikach dwupaliwowych z małymi dawkami inicjującymi prowadzi z reguły do zmniejszenia stężenia NO<sub>x</sub> w spalinach w stosunku do zasilania tradycyjnego, co potwierdzają liczne prace badawcze [4, 7, 8, 16, 17]. Wynika to z mniejszych temperatur frontu płomienia i mniejszej prędkości przemieszczania się płomienia. Dodatkowym czynnikiem zmniejszającym ilość tworzonych NO<sub>x</sub> jest wyższy współczynnik nadmiaru powietrza mieszaniny gaz-powietrze w stosunku do średniego współczynnika przy zasilaniu tradycyjnym, a tym samym w strefie za frontem płomienia gdzie tworzona jest podstawowa ilość NO przeważającego składnika tlenków azotu NO<sub>x</sub>.

Przeprowadzone badania wykazały, że wpływ dodatku gazu na stężenia NO<sub>x</sub> silnika Fiat 1.3 MultiJet zależy jest od prędkości obrotowej i obciążenia silnika. W zakresie mniejszych prędkości obrotowych i większych udziałów gazu, czasy otwarcia wtryskiwaczy gazowych 1,5 ms i 2,0 ms, stężenia NO<sub>x</sub> były mniejsze od stężeń w spalinach silnika zasilanego tradycyjnie w całym

zakresie zmian obciążenia, rys. 12c. Natomiast dla większych prędkości obrotowych stwierdzono niewielki wzrost stężenia  $\text{NO}_x$  niezależnie od obciążenia, rys. 13c. Wydaje się, że istotny wpływ na przedstawione wyniki stężenia  $\text{NO}_x$  mógł mieć

sposób podziału dawki oleju napędowego, a szczególnie późny wtrysk znaczącej ilości paliwa w dawce *Main*. Zagadnienie to będzie szczegółowo badane w dalszych pracach autorów.

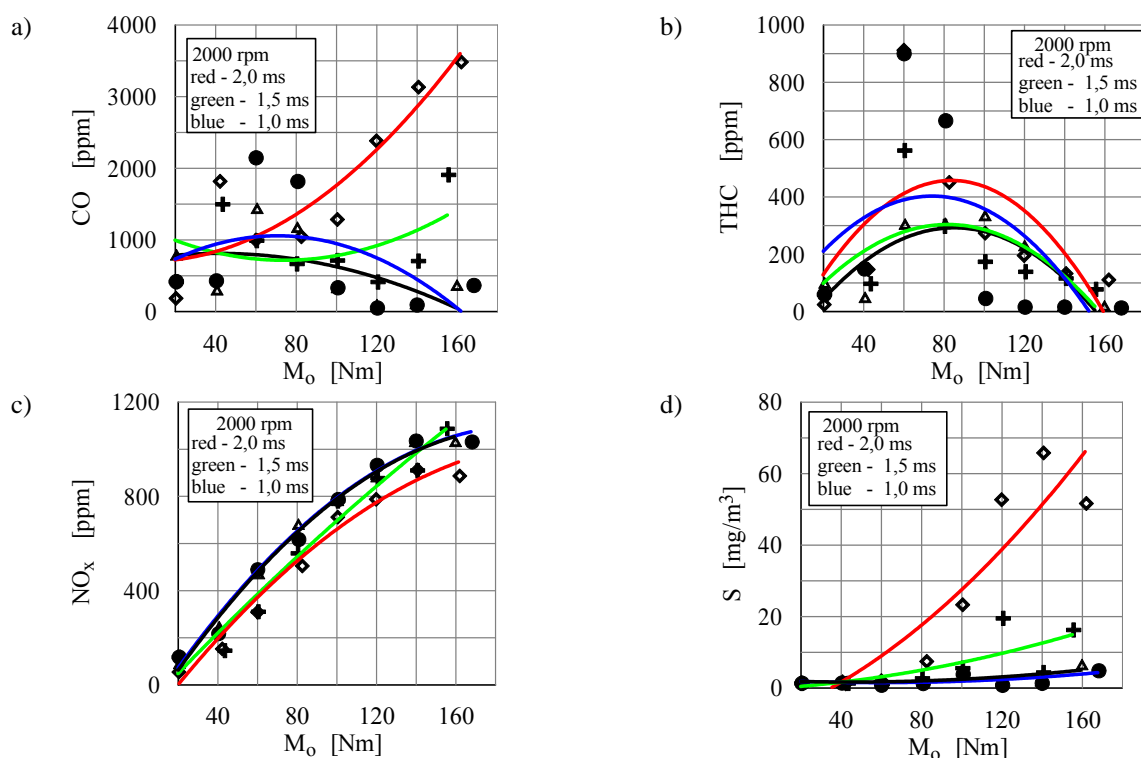


Fig. 13. Comparison the concentration of toxic component in exhaust engine fuelled with diesel oil and dual fuel for varies times of gas injectors opening: a) engine speed 2000 rpm, times of gas injectors opening 1,0 ms, 1,5 ms, 2,0 ms

Rys. 13. Porównanie stężenia toksycznych składników spalin silnika zasilanego olejem napędowym i dwupaliwowo dla różnych czasów otwarcia wtryskiwaczy gazu: prędkość obrotowa silnika 2000 obr/min, czasy otwarcia wtryskiwaczy gazu 1,0 ms, 1,5 ms, 2,0 ms

Zasilanie gazowe w badanym silniku bez korekty wydatku powietrza niekorzystnie wpływa na zadymienie spalin powodując jego zwiększenie, rys. 13d i 14d. Jedynie w zakresie małych obciążeń, przy dużym udziale gazu obserwowano zmniejszenie zadymienia. Szczególnie niekorzystne zmiany występują przy większych obciążeniach silnika gdzie obserwowano 2÷4 krotny wzrost zadymienia spalin.

Przedstawione zmiany stężenia składników spalin, szczególnie  $\text{NO}_x$  i zadymienia, wskazują, że adaptacja silnika do zasilania dwupaliwowego wymaga zmiany algorytmu sterowania silnika i zastosowania specjalnego sterownika. Przy opracowywaniu sterownika dla zasilania dwupaliwowego można wykorzystać tylko niektóre tablice stosowane w sterowniku fabrycznym. Tym samym nie powinno się wykonywać adaptacji silników z wykorzystaniem oferowanych instalacji gazowych, bowiem może to prowadzić do zwiększenia emisji toksycznych składników spalin w stosunku do silnika zasilanego tradycyjnie.

Zastosowanie stałych czasów otwarcia wtryskiwaczy gazowych, niezależnie od ciśnienia

gazu w kolektorze gazowym prowadzi do zmniejszenia udziału energetycznego gazu wraz ze zwiększeniem obciążenia silnika, rys. 15. W badanym silniku przy czasie otwarcia wtryskiwaczy gazowych 2,0 ms w zakresie najmniejszych obciążeń silnika uzyskano udziały gazu  $U_g$  w zakresie 45÷55%. Oznacza to, że zachowanie udziału gazu odpowiedniego do wymaganego kryterium optymalizacji, wymaga zmiany czasu otwarcia wtryskiwaczy gazowych. Efekt ten można również osiągać przez zmianę ciśnienia gazu w kolektorze, jednak zabieg ten jest trudniejszy i charakteryzuje się większą bezwładnością, nieodpowiednią dla samochodowego silnika ZS. Czas otwarcia wtryskiwaczy gazowych powinien być skorelowany z czasem otwarcia zaworów aby do minimum ograniczyć stratę ładunku wskutek przekrycia zaworów. Większe udziały gazu przy maksymalnych obciążeniach wymagają czasów otwarcia większych od 2,0 ms. Może to nadmiernie wydłużyć kąty otwarcia wtryskiwaczy gazowych przy większych prędkościach obrotowych.



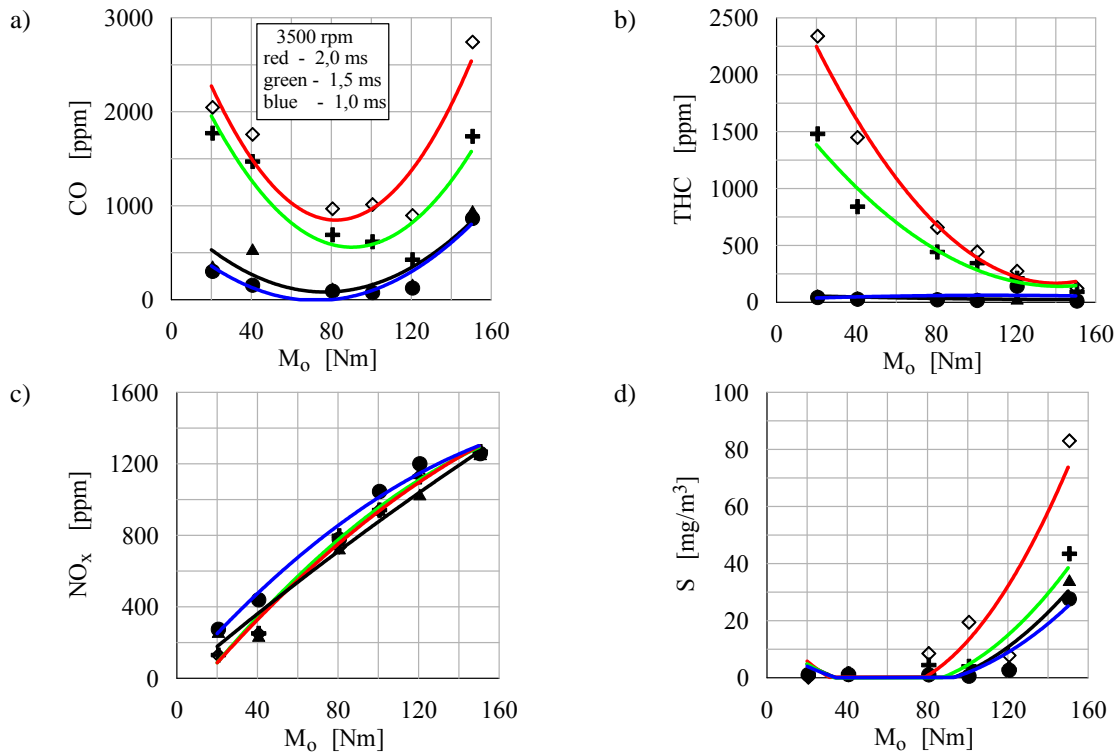


Fig. 14. Comparison the concentration of toxic component in exhaust engine fuelled with diesel oil and dual fuel for varies times of gas injectors opening: a) engine speed 3500 rpm, times of gas injectors opening 1,0 ms, 1,5 ms, 2,0 ms

Rys. 14. Porównanie stężenia toksycznych składników spalin silnika zasilanego olejem napędowym i dwupaliwowo dla różnych czasów otwarcia wtryskiwaczy gazu: prędkość obrotowa silnika 3500 obr/min, czasy otwarcia wtryskiwaczy gazu 1,0 ms, 1,5 ms, 2,0 ms

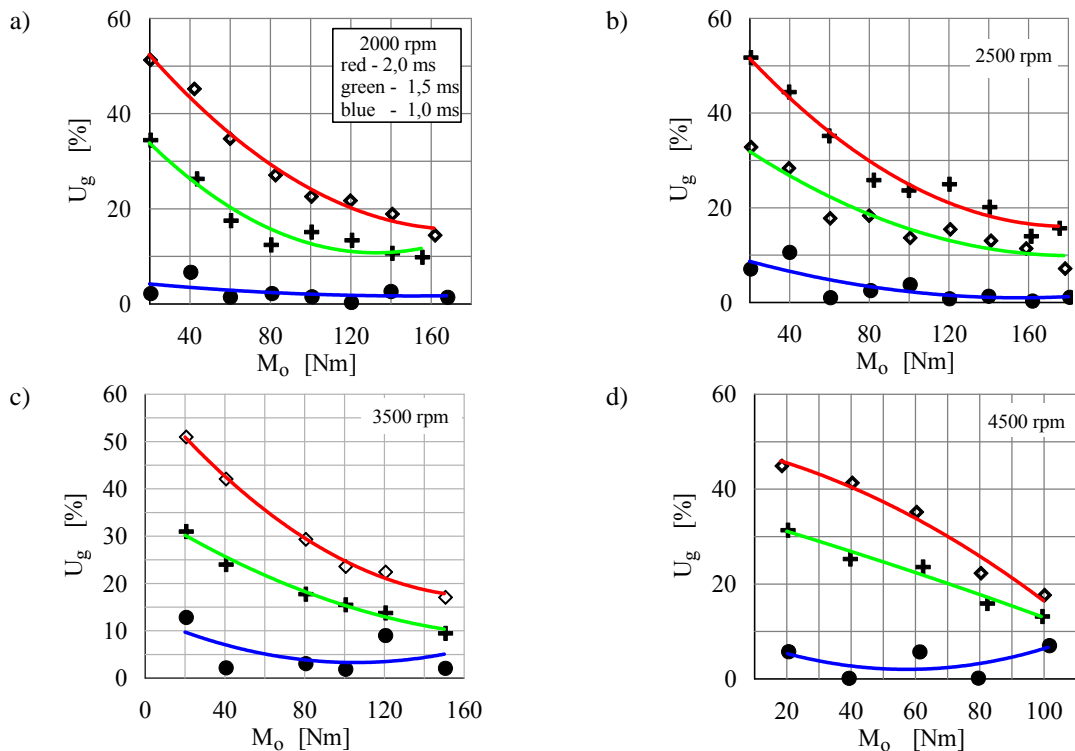


Fig. 15. Changes of gas energy share depending on engine load by fuelling with diesel oil and dual fuel for different engine speeds and different gas injectors opening times: engine speeds 2000rpm, 2500 rpm, 3500 rpm and 4500 rpm, gas injectors opening times 1,0 ms, 1,5 ms, 2,0 ms

Rys. 15. Zmiany udziału energetycznego gazu w zależności od obciążenia silnika zasilanego olejem napędowym i dwupaliwowo dla różnych prędkości obrotowych i różnych czasów otwarcia wtryskiwaczy gazu: prędkość obrotowa silnika 3500 obr/min, czasy otwarcia wtryskiwaczy gazu 1,0 ms, 1,5 ms, 2,0 ms

---

## 4. Podsumowanie

Zastosowanie dwupaliwowego zasilania w silniku o zapłonie samoczynnym pozwala utrzymać parametry użytkowe, moc użyteczną i maksymalny moment obrotowy, na niezmiennym poziomie w stosunku do zasilania tradycyjnego. Pozwala to mimo dodatku gazu zachować parametry trakcyjne samochodu takie jak przy zasilaniu olejem napędowym.

Przy stosowaniu sterowników fabrycznych, przystosowanych do zasilania samym olejem napędowym, zaleca się przy maksymalnym obciążeniu silnika stosowanie niewielkich dodatków gazu, poniżej 30%, co powinno zabezpieczyć przed pojawieniem się zjawiska spalania stukowego nawet w silnikach o stosunkowo dużych stopniach sprężania. Warunek ten pozwala chronić silnik przed zwiększeniem obciążenia cieplnego, co korzystnie wpływa na trwałość zaworów wylotowych i całego silnika.

Przeprowadzone badania pokazały, że dodatek gazu o udziale energetycznym  $14 \div 18\%$  powoduje zmniejszenie zadymienia spalin w zakresie  $17 \div 76\%$  w stosunku do zasilania tradycyjnego. Szczególnie duże zmiany zadymienia obserwowano w zakresie większych prędkości obrotowych. Należy zatem oczekiwać istotnego zmniejszenia emisji cząstek stałych, zwiększenia okresów między kolejnym oczyszczaniem filtra PDF i zwiększeniem jego żywotności.

Omówione korzystne efekty można uzyskać jedynie w przypadku korekty stopnia doładowania silnika tak aby średni współczynnik nadmiaru powietrza przy zasilaniu dwupaliwowym i tradycyjnym był zbliżony. Zastosowanie sterownika fabrycznego przy zasilaniu dwupaliwowym powoduje zmniejszenie zadymienia spalin jedynie

w punktach pracy silnika, w których sterownik nie dokonuje zmiany współczynnika nadmiaru powietrza. Natomiast w punktach, w których sterownik fabryczny zmniejsza wydatek powietrza, zastosowanie gazu może prowadzić do zwiększenia zadymienia spalin. Wyraźnie widoczne jest to w przedstawionych badaniach w warunkach charakterystyk obciążeniowych, wykonywanych bez korekty wydatku powietrza.

Przy częściowym obciążeniu silnika można stosować znacznie większe udziały gazu w zakresie  $45 \div 55\%$  bez obawy wystąpienia spalania stukowego. Powinno to istotnie wpłynąć na zmniejszenie kosztów eksploatacji silników, szczególnie w warunkach jazdy miejskich.

Sposób podziału dawki oleju napędowego jest niekorzystny z punktu widzenia zasilania dwupaliwowego. Zbyt wczesna inicjacja spalania przez dawki wstępne *Pilot* lub *Pre* powoduje, że duża ilość paliwa ciekłego w postaci dawki *Main* jest wtryskiwana do ładunku o zmniejszonym stężeniu tlenu i zwiększonym stężeniu  $\text{CO}_2$ . Wpływa to niekorzystnie na spalanie paliwa ciekłego. Również regulacja obciążenia, przez zmiany dawki *Main* jest niekorzystna w przypadku zasilania dwupaliwowego.

W związku z powyższym w silnikach dwupaliwowych należy stosować specjalne sterowniki dostosowane do zasilania dwupaliwowego.

**Praca była wykonywana w ramach projektu badawczego nr PBS1/A6/13/2012 pt. „Ograniczenie zadymienia spalin i emisji cząstek stałych w spalinach samochodowych silników o zapłonie samoczynnym za pomocą dodatku gazu ziemnego CNG” finansowanego przez NCBiR.**

---

## LITERATURA

- [1]. Barroso P, Ribas x, Domingues J, De Sella E, Garcia J M.: Study of dual-fuel (diesel+natural gas) particle mater and  $\text{CO}_2$  emissions of a heavy-duty diesel engine during transient operation. *Combustion Engines*; 2/2013 (153) ISSN 0138-0346: 28-39.
- [2]. Beroun S., Blažek J.: The possibility of the improvement of the combustion process stability in gas engines. VI Międzynarodowa Konferencja Gazowa "SILNIKI GAZOWE 2003", Częstochowa 2003.
- [3]. Beroun S., Martins J.: The Development of Gas (CNG, LPG and  $\text{H}_2$ ) Engines for Buses and Trucks and their Emission and Cycle Variability Characteristics. SAE Paper 2001-01-0144.
- [4]. Clark N N, Atkinson Chr M, Atkinson R J, McDaniel T, Park T.: Optimized Emission Reduction Strategies for Dual Fuel Compression Ignition Engines Running on natural Gas and Diesel. <http://www.cemr.wvu.edu> 2002: 1-6.
- [5]. Daisho Y., Takahashi K.: Controlling Combustion and exhaust emissions in a direct-injection diesel engine dual fueled with natural gas. SAE Paper 952436, 1995.
- [6]. Ehsan Md., Bhuijan Sh.: Dual Fuel performance of a Small Diesel Engine for Applications with Less Frequent Load Variations. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME* Vol. 9 No. 10, 2011.
- [7]. Friedeman Z.: Gasmotoren. Vogel Buchverlag Wurzburg, 2001.

- [8]. Gebert K, Beck J, Barkhimer R L, Wong H Ch.: Strategies to Improve Combustion and Emission Characteristics of Dual-Fuel Pilot Ignited Natural Gas Engines. SAE Paper 1997; 971712: 79-87.
- [9]. Kowalewicz A.: Adaptacja silnika wysokoprężnego do zasilania gazem naturalnym. Czasopismo Techniczne Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej 2008; 7-M/2008: 67-78.
- [10]. Kozak M.: Studium wpływu komponentów tlenowych oleju napędowego na emisję toksycznych składników spalin z silników o zapłonie samoczynnym. Monografia habilitacyjna, Wydawnictwo Politechniki Poznańskie, Poznań 2013.
- [11]. Matyasik M.: Aktywizacja procesu spalania mieszaniny gaz-powietrze w silnikach dwupaliwowych przez podział dawki inicjującej oleju napędowego. Praca doktorska, Bielsko-Biała 2012.
- [12]. Merkisz J., Daszkiewicz P., Idzior M., Bajerlein M., Fuć P., Ljowski P.: Analiza ograniczenia emisji toksycznych składników spalin dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym. Logistyka, nr 6/2014, s. 7260-7269, p-ISSN: 1231-5478.
- [13]. Merkisz J., Pielecha J.: Emisja cząstek stałych ze źródeł motoryzacyjnych. - Poznań : Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej , 2014. - 309 s. Rok: 2014. ISBN: 978-83-7775-325-5
- [14]. Merkisz J., Pielecha J., Łabędź K. , Stojecki A.: Badania emisji spalin pojazdów o różnej klasie emisyjnej zasilanych gazem ziemnym. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej. Transport. - 2013, z. 98, s. 463-472. Rok: 2013. ISSN: 1230-9265.
- [15]. Pietras D, Sobieszczkański M., Świątek A., Pajdowski P.: Dobór parametrów pracy silnika 1.3 multijet charakterystycznych dla testu jezdniowego NEDC do badań rozwojowych. PTNSS P05-C065, PTNSS Kongres 2005
- [16]. Stelmasiak Z.: Studium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym. Wydawnictwo ATH, Praca habilitacyjna, Bielsko-Biała 2003.
- [17]. Stelmasiak Z.: Dwupaliwowe silniki o zapłonie samoczynnym. Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji, Biblioteka problemów Eksploatacji, Radom 2013.
- [18]. Stelmasiak Z., Larisch J.: Dwupaliwowe zasilanie silnika Fiat 1.3 MultiJet. Logistyka 6/2014.
- [19]. Stelmasiak Z., Larisch J, Pietras D.: Wpływ dodatku gazu ziemnego na zadymienie spalin samochodowego silnika ZS. Combustion Engines no. 3/2015.
- [20]. Stelmasiak Z. Larisch J. Pietras D.: Niektóre problemy sterowania samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego dwupaliwowo Combustion Engines no. 3/2015.
- [21]. Stelmasiak Z., Larisch J, Pietras D.: Wybrane problemy adaptacji samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym do zasilania dwupaliwowego. Combustion Engines no. 3/2015.
- [22]. Materiały firmy FIAT AUTO POLAND, 2014.
- [23]. Materiały techniczne firmy EuropeGAS, 2013.

Zdzisław Stelmasiak, Prof. Assoc. Eng.. - Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at University of Bielsko-Biala. *Prof. dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak*, - kierownik Katedry Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno - Humanistycznej w Bielsku-Białej. e-mail: [zstelmasiak@ath.bielsko.pl](mailto:zstelmasiak@ath.bielsko.pl)



Mr Jerzy Larisch, DSc., – Adiunkt in the Faculty of Mechanical Engineering at University of Bielsko-Biala. *Dr inż. Jerzy Larisch* – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej. e-mail: [jlarisch@ath.bielsko.pl](mailto:jlarisch@ath.bielsko.pl)



Dariusz Pietras, DEng. – senior lecturer in the Faculty of Mechanical Engineering at University of Bielsko-Biala *Dr inż. Dariusz Pietras* – st. wykładowca na Wydziale Budowy Maszyn Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej e-mail: [dpietras@ath.bielsko.pl](mailto:dpietras@ath.bielsko.pl)

