

dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak prof. ATH
Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów
Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej
ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała, Polska
e-mail: zstelmasiak@ath.bielsko.pl

Równomierność dawkowania oleju napędowego w silnikach dwupaliwowych

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, dawka inicjująca, równomierność dawkowania, zapłon gazu, spalanie

Streszczenie: Adaptacja silników o zapłonie samoczynnym do zasilania dwupaliwowego może być dokonywana zarówno dla nowoczesnych silników z systemami *common rail* jak i starszych silników wyposażonych w klasyczną aparaturę wtryskową (pompy tłoczkowe). Ze względu na duże różnice cen paliw gazowych i ciekłych występuje naturalna tendencja do stosowania bardzo małych dawek inicjujących. Na obecnym poziomie wprowadzania paliw gazowych do zasilania silników trakcyjnych istnieje konieczność zachowania przemiennego zasilania silnika samym olejem napędowym i w systemie dwupaliwowym. Wymaga to zastosowania w silnikach dwupaliwowych oryginalnej aparatury wtryskowej co ogranicza w znacznym stopniu możliwość zmniejszania dawek inicjujących. W pracy przedstawiono badania równomierności dawkowania tłoczkowej pompy rządowej P56-01 oraz dwóch typów wtryskiwaczy układu *common rail*. Badania pokazały, że pompa P56-01 wyregulowana dla dawek znamionowych wykazuje dużą nierównomierność dawkowania w zakresie małych dawek. Poprawę równomierności dawkowania można uzyskać przez regulację pompy dla dawek mniejszych, co pozwala zmniejszyć dawkę do około 15-20% dawki znamionowej i poprawia równomierność pracy silnika. Również w przypadku wtryskiwaczy *common rail* zmniejszanie dawek jest ograniczone z powodu pogorszenia równomierności dawkowania z cyklu na cykl i zaniku dawkowania. Wynika to z faktu, że minimalne dawki w systemie dwupaliwowym są mniejsze od występujących dla wolnych obrotów przy zasilaniu samym olejem napędowym. W przypadku wtryskiwaczy *common rail* minimalne dawki inicjujące jakie można uzyskać wynoszą 10-15% dawki znamionowej.

1. WSTĘP

Wprowadzanie dwupaliwowego zasilania silników o zapłonie samoczynnym, gazem ziemnym sprężonym CNG i olejem napędowym, wynika z szeregu korzyści jakie posiada ten typ zasilania. Do najważniejszych należy zaliczyć:

- możliwość utrzymania mocy na niezmiennym poziomie [6, 8],
- wysoką sprawność silnika [1, 3, 4, 6, 8, 12],
- możliwość przemiennego zasilania - dwupaliwowo lub samym olejem napędowym,
- możliwość spalania mieszanin gaz-powietrze w szerokim zakresie zmian współczynnika nadmiaru powietrza [2, 8, 12],
- niższe koszty eksploatacji silnika.

Ostatni z wymienionych czynników jest najczęściej decydujący przy podejmowaniu decyzji o gazowym zasilaniu silników. Wynika on z dużej różnicy cen paliwa gazowego i ciekłego, utrzymującej się na zbliżonym poziomie od kilku dekad we wszystkich regionach świata. Wyprodukowanie jednostki pracy silnika przy zasilaniu gazowym jest dwukrotnie tańsze od zasilania olejem napędowym. W związku z powyższym przy adaptacjach silników do zasilania dwupaliwowego występuje tendencja do maksymalnego zmniejszenia zużycia paliwa ciekłego. Powoduje to naturalną dążność do stosowania maksymalnie małych dawek inicjujących.

Wielkości stosowanych dawek zależą przy tym od tego czy silniki mają pracować przemiennie na oleju napędowym i dwupaliwowo oraz czy wykorzystuje się seryjną aparaturę wtryskową, czy silnik przygotowuje się specjalnie do stosowania małych dawek. W zależności od rodzaju adaptacji stosuje się następujące dawki inicjujące określone jako udział procentowy w stosunku do energii dawki jednostkowej ON w warunkach znamionowych Q_{jzn} :

- $15 \div 25\% Q_{jzn}$ – przy zastosowaniu seryjnej aparatury wtryskowej i pompach tłoczkowych [1, 6, 12],

- $10\div 15\% Q_{jzn}$ – przy zastosowaniu seryjnych systemów wysokociśnieniowych typu *common rail* [13],
- ok. $5\% Q_{jzn}$ – przy zastosowaniu dodatkowych pomp i wtryskiwaczy dla dawki jednostkowej [8, 11],
- $1,0\div 1,5\% Q_{jzn}$ – przy zastosowaniu specjalnej aparatury dla dawki jednostkowej wtryskiwanej do zapłonowych komór wstępnych [9, 11].

Na obecnym poziomie rozpowszechnienia stacji tankowania CNG zagadnienie przemiennego zasilania silnika dwupaliwowo i tradycyjnie ma bardzo istotne znaczenie. Pozwala ono bowiem na nieprzerwaną pracę silnika przy braku gazu lub awarii instalacji gazowej co w wielu zastosowaniach ma podstawowe znaczenie.

Istotne korzyści ekonomiczne eksploatacji silników gazowych powodują, że opłacalne są zarówno adaptacje silników nowoczesnych z systemami wtryskowymi *common rail* jak i starszych silników z klasyczną aparaturą wtryskową [5, 7, 10].

Przy adaptacjach silników ZS z klasyczną aparaturą wtryskową i zachowaniem tradycyjnego zasilania samym ON z reguły pozostawia się seryjną pompę wtryskową i wtryskiwacze. W silnikach wielocylindrowych, równomierność dawkowania pompy reguluje się przy dawkach znamionowych, ograniczając wielkość dawki maksymalnej i minimalnej. Przy częściowych obciążeniach silnika wielkość dawki jest zmieniana dla wszystkich cylindrów równocześnie przez zmianę położenia listwy zębatej pompy. Pogorszenie równomierności dawkowania pompy w tych warunkach dla silników o niewielkiej liczbie cylindrów nie ma istotnego znaczenia z uwagi na mniejsze ciśnienia spalania w cylindrach.

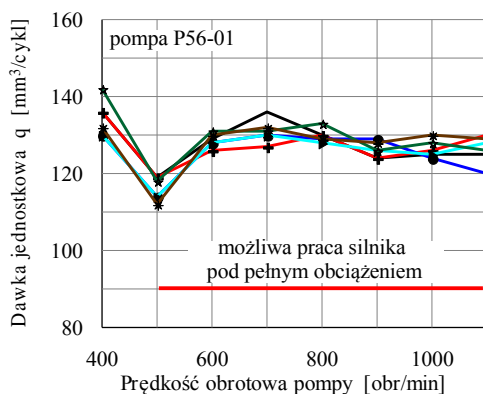
Z punktu widzenia zastosowań w silnikach dwupaliwowych pompa wtryskowa powinna spełniać następujące warunki:

- umożliwiać wtrysk możliwie małej dawki inicjującej,
- sekcje powinny wtryskiwać zbliżone dawki dla znamionowego obciążenia,
- sekcje powinny wtryskiwać jednakową dawkę w zakresie zmian prędkości obrotowych, przy których przewiduje się zasilanie gazem.

W pracy przedstawiono zagadnienia związane z równomiernością dawkowania oleju napędowego przy stosowaniu małych dawek w klasycznych pompach tłoczkowych (na przykładzie pompy P56-01) i w nowoczesnych systemach typu *common rail*.

2. ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

Równomierność dawkowania pomp P56-01 badano na stole probierczym mierząc średnie dawki wtryskiwane przez poszczególne sekcje 1-6 dla 1000 kolejno po sobie następujących wtrysków, przy różnych ustawieniach listwy zębatej (co odpowiadało różnym wartościom dawki średniej liczonej dla wszystkich sekcji) i różnych prędkościach obrotowych pompy.



Rys. 1. Dawkowanie sekcji 1-6 tłoczkowej pompy P56-01 regulowanej przy dawkach znamionowych: maksymalne wychylenie listwy zębatej

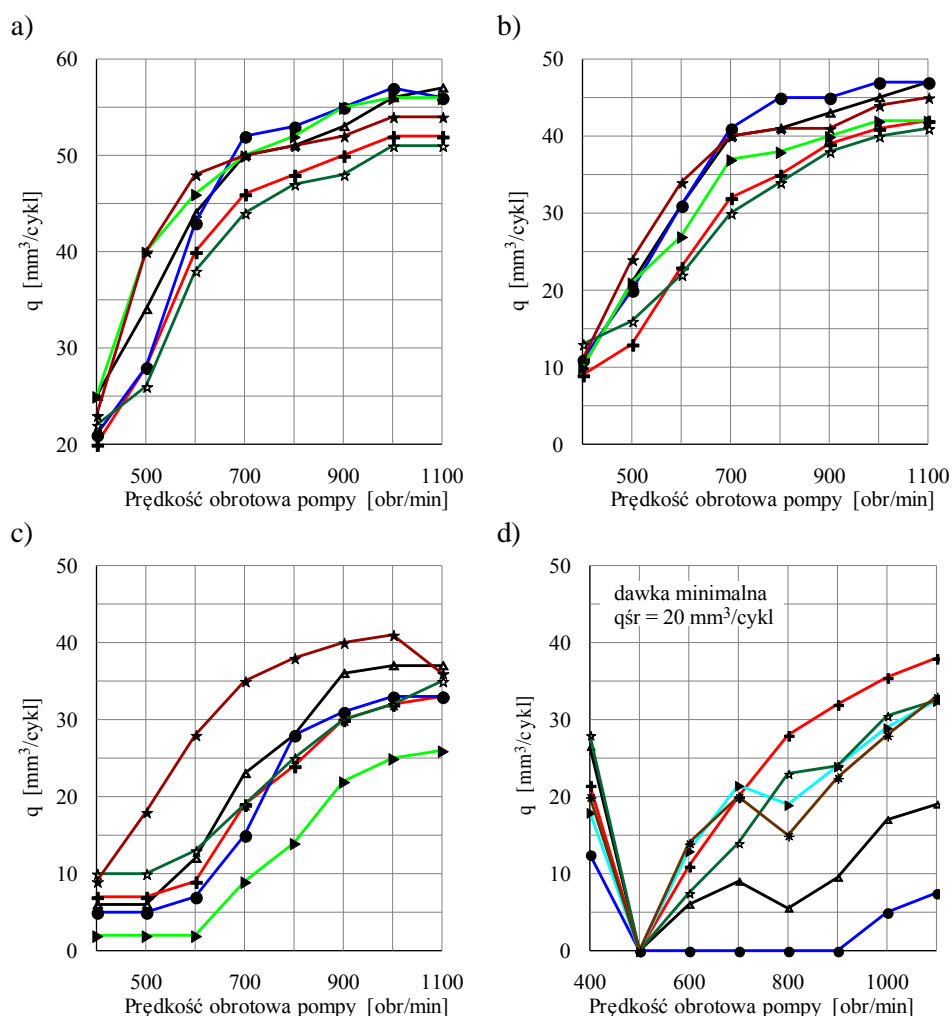
Badania pompy P56-01 stosowanej w silnikach SW680 wykazały, że pompa regulowana przy dawce znamionowej i pełnym wychyleniu listwy zębatej daje zadawalającą równomierność dawkowania w zakresie prędkości 600÷1100 obr/min (rys. 1 – poszczególne linie na rysunkach 1-3 odpowiadają wartościom dawek wtryskiwanych przez poszczególne sekcje), przy których silnik może

pracować pod pełnym obciążeniem. W podanym zakresie prędkości charakterystyka dawkowania jest prawie płaska, a zmiana wielkości dawki dla pojedynczej sekcji nie przekracza 13%.

Po zmniejszeniu dawki (rys. 2) występuje istotne pogorszenie równomierności dawkowania, zwłaszcza przy mniejszych prędkościach obrotowych. Dawki wtryskiwane przez sekcje wyraźnie maleją wraz ze zmniejszaniem prędkości obrotowej (szczególnie wyraźnie widoczne jest to dla prędkości obrotowej 500 obr/min), co grozi zanikiem dawkowania przy najmniejszych prędkościach. Wynika to ze zwiększającego się udziału przecieków w sekcjach w całkowitej objętości paliwa wtryskiwanej przez wtryskiwacze. Zjawiska te nasilają się przy dawkach mniejszych od $30 \text{ mm}^3/\text{cykl}$, rys. 2c

Przy dalszym zmniejszeniu dawki do średniej wartości ok. $20 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ zanik dawkowania występuje dla przy większych prędkościach obrotowych (rys. 2d). Powoduje to nierównomierną pracę silnika i zwiększoną emisję THC. Omawiane zjawiska uniemożliwiają dalsze zmniejszanie dawki inicjującej.

Na podstawie wyników badań pokazanych na rys. 2 można stwierdzić, że pompa P56-01 wyregulowana zgodnie z danymi producenta, nie spełnia żadnego warunku wymaganego dla zasilania dwupaliwowego.

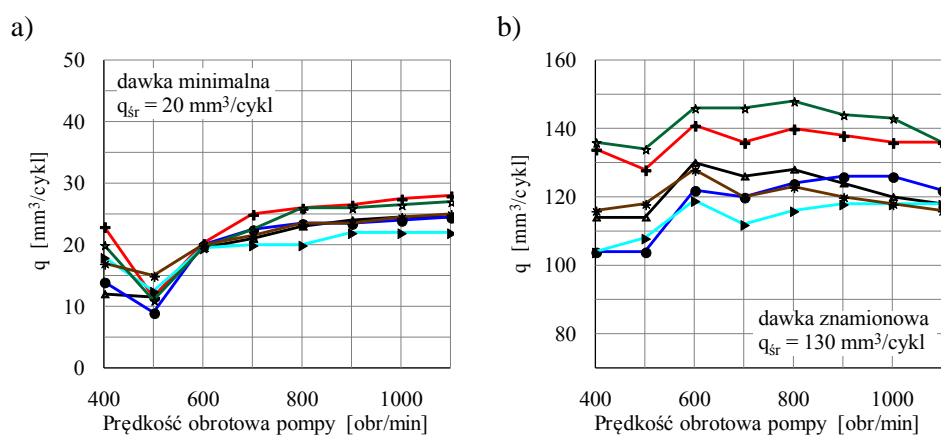


Rys. 2. Nierównomierność dawkowania sekcji 1 - 6 tłoczkowej pompy wtryskowej P56-01 z zaworkami odciażającymi - DV 86g1: a) ustawienie listwy zębatej na ok. $48 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ dawki średniej dla wszystkich sekcji przy 700 obr/min, b) ustawienie listwy na średnią dawkę ok. $35 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ przy 700 obr/min, c) ustawienie listwy na średnią dawkę ok. $25 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ przy 700 obr/min, d) ustawienie listwy na minimalną dawkę

Poprawę dawkowania pompy można uzyskać przeprowadzając regulację równomierności dawkowania dla mniejszej dawki. Przykładowo po przeprowadzeniu regulacji dla dawki $40 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ przy prędkości obrotowej 600 obr/min uzyskano znaczną poprawę równomierności dawkowania przy dawkach $20 \div 25 \text{ mm}^3/\text{cykl}$, rys. 3a. Umożliwiło to znaczną poprawę pracy silnika zasilanego gazem. Silnik SW 680 wykazywał równomierną pracę dla różnych prędkości obrotowych i obciążeń zarówno w stanach ustalonych jak i przy gwałtownych zmianach parametrów.

Równocześnie jednak pogorszeniu uległa równomierność dawkowania pompy po przestawieniu listwy zębatej w położenie dawki znamionowej (rys. 3b), co odpowiada zasilaniu silnika samym olejem napędowym. Różnice w dawkowaniu pompy dla dawki znamionowej przedstawiono w tabeli 1.

Pogorszenie dawkowania pompy przy większych dawkach nie powinny stanowić poważnego problemu w eksploatacji silników dwupaliwowych, bowiem zasilanie samym olejem napędowym należy uznać za zasilanie awaryjne (brak gazu lub awaria instalacji). Częstotliwość jego stosowania w miarę rozwoju stacji tankowania CNG powinna maleć. Należy zatem sądzić, że pogorszenie równomierności dawkowania przy większych dawkach nie będzie wpływać na eksploatacyjną trwałość silnika z uwagi na mały udział zasilania samym olejem napędowym w całkowitym czasie pracy silnika.



Rys. 3. Dawkowanie sekcji 1–6 pompy P56-01 po regulacji równomierności dawkowania dla dawki $40 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ przy 600 obr/min : a) ustawienie listwy zębatej na dawkę ok. $20 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ przy 600 obr/min , b) ustawienie listwy zębatej na ok. $130 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ przy 600 obr/min

Tabela 1. Różnice w dawkowaniu sekcji pompy P56-01 po regulacji równomierności dawkowania dla dawki $40 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ przy 600 obr/min . Położenie listwy zębatej odpowiadające dawce znamionowej $130 \text{ mm}^3/\text{cykl}$

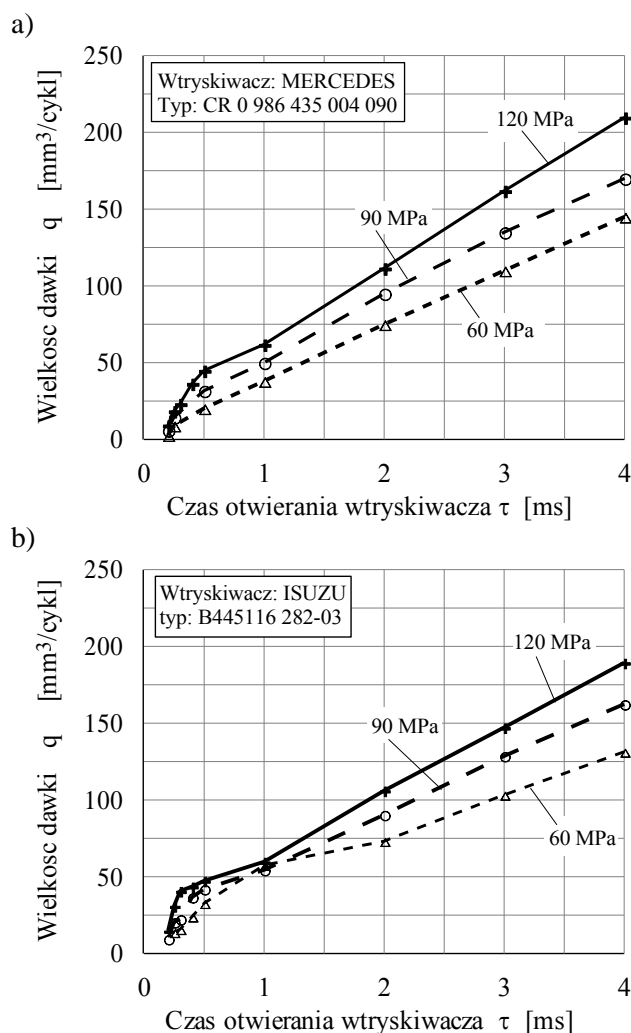
Prędkość obrotowa [obr/min]	$q_{\max} - q_{\min}$ [mm^3/cykl]	$(q_{\max} - q_{\min})/q_{sr}$ [%]
400	30	25,4
500	30	25,5
600	27	20,6
700	26	20,5
800	22	16,9
900	26	20,2
1000	25	19,7
1100	18	14,5

Zaproponowana regulacja równomierności dawkowania pompy P56-01 przy mniejszych dawkach pozwala na uzyskanie zastępstwa paliwa ciekłego w warunkach znamionowych na poziomie ok. 85%. Z uwagi jednak na możliwość przegrzewania się wtryskiwaczy minimalną dawkę inicjującą proponuje się zwiększyć do ok. $20\%Q_{jzn}$. Szerokie badania przeprowadzone przez autora w latach 1995-2005 na silnikach SW 680 i SB3.1 pokazały, że stosowanie takich dawek nawet w warunkach długotrwałej

pracy silnika na maksymalnych obciążeniach nie powoduje wyraźnych symptomów zużycia rozpylaczy i przegrzewania wtryskiwaczy. Regulacja ta może być zatem stosowana w trakcyjnych warunkach pracy silnika.

Zastosowanie systemu *common rail* przy zachowaniu warunku, że dwupaliwowy silnik może być okresowo zasilany tylko olejem napędowym, nie rozwiązuje wszystkich problemów minimalnej dawki inicjującej. Zastosowanie fabrycznych wtryskiwaczy umożliwia wprowadzenie zmniejszenia dawki do wartości udziału energetycznego 10÷15%, ale dalsze zmniejszanie dawki wiąże się z ryzykiem nierównomierności, lub zaniku dawkowania.

Badania przeprowadzone dla dwóch samochodowych wtryskiwaczy elektromagnetycznych stosowanych w silnikach Mercedes i Isuzu pokazały, że przy małych dawkach występuje nieliniowość charakterystyki dawkowania (rys. 4), a przy zbyt małych zaniki dawkowania. Uniemożliwia to zmniejszenie dawki do wartości wymaganej jedynie dla pewnego zapłonu gazu. Oznacza to, że przy stosowaniu wtryskiwaczy fabrycznych nie można uzyskać dużego zastępstwa paliwa ciekłego przez gaz. Szczególnie problem ten dotyczy częściowego obciążenia silnika, bowiem dawka ON pozostaje stała ze względu na niebezpieczeństwo przerw w dawkowaniu, a energia gazu maleje. W silnikach trakcyjnych prowadzi to do istotnego zmniejszenia udziału gazu w eksploatacyjnym zużyciu paliw.



Rys. 4. Dawkowanie wtryskiwaczy układu *common rail* w funkcji czasu otwarcia wtryskiwacza dla różnych ciśnień w szynie paliwowej: a) wtryskiwacz silnika Mercedes, b) wtryskiwacz silnika ISUZU

3. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych badań można sformułować następujące spostrzeżenia dotyczące aparatury paliwowej silników dwupaliwowych:

- na obecnym etapie wprowadzania gazów do zasilania silników trakcyjnych należy zachować uniwersalność napędu silnika dwupaliwowego, oznacza to możliwość pracy silnika na samym oleju napędowym przy zachowaniu wszystkich osiągnięć silnika;
- przy zasilaniu paliwem ciekłym powinna być zachowana prawidłowa charakterystyka wtrysku, w zakresie kąta wtrysku i jakości rozpylenia, w całym polu pracy silnika określonym przez zmianę prędkości obrotowej i obciążenia silnika;
- przy zasilaniu dwupaliwowym wielkość dawki minimalnej paliwa ciekłego powinna być tak dobrana, aby zapewniać powtarzalny wtrysk z cyklu na cykl i właściwe rozpylenie paliwa w każdych warunkach pracy silnika;
- wielkość dawki inicjującej powinna uwzględniać obciążenia cieplne wtryskiwacza w znamionowych warunkach pracy;
- spełnienie wymagań zasilania tradycyjnego i dwupaliwowego nie jest możliwe przez seryjną aparaturę wtryskową większości silników niezależnie od zastosowanych systemów wtryskowych;
- w dużych silnikach stacjonarnych należy stosować podwójne instalacje do wtrysku dawki zasadniczej przy zasilaniu tradycyjnym i do dawki inicjującej przy zasilaniu dwupaliwowym;
- w szybkoobrotowych silnikach trakcyjnych małej mocy należy pozostawić aparaturę wtryskową stosowaną przy zasilaniu samym ON, a przy zasilaniu dwupaliwowym wielkość dawki minimalnej dostosować do jej możliwości wtryskowych, uwzględniając powtarzalność wtrysku i trwałość;
- w tłoczkowych pompach wtryskowych występuje zmiana wielkości dawki wraz ze wzrostem prędkości obrotowej przy stałym położeniu listwy zębatej; z tego powodu utrzymanie stałej dawki inicjującej wymaga zmiany położenia listwy zębatej wraz ze zmianą prędkości obrotowej, co ze względu na czułość regulacji jest utrudnione;
- w małych silnikach z klasyczną aparaturą wtryskową zaleca się stosowanie stałego położenia listwy sterującej, przy zasilaniu dwupaliwowym, a wielkość dawki powinna być dobrana dla najmniej korzystnych warunków pracy wtryskiwacza;
- regulację równomierności dawkowania pompy należy przeprowadzać dla małych dawek, co polepsza jakość dawkowania przy zasilaniu dwupaliwowym; występujące wtedy pogorszenie jakości dawkowania przy zasilaniu samym olejem napędowym nie powinno wpływać na trwałość i wzrost kosztów eksploatacji silnika, bowiem ten rodzaj zasilania silnika należy traktować jako awaryjny;
- w wysokociśnieniowych systemach wtryskowych *common rail* przy zasilaniu dwupaliwowym należy zmniejszyć ciśnienie wtrysku co poprawia charakterystykę dawkowania i wydłuża czas sterowania otwarciem wtryskiwacza.

Literatura

1. Alla G H A, Soliman H A, Badr O A, Rabbo M F A. Effect of pilot fuel quantity on the performance of dual fuel engine. *Energy Conversion & Management* 2000; 41: 559-572.
2. Badr O, Karim G A. An examination of the flame spread limits in a dual fuel engine. *Applied Thermal Engineering* 1999; 19: 1071÷1080.
3. Barroso P, Ribas x, Domingues j, De Sella E, Garcia J M. Study of dual-fuel (diesel+natural gas) particle mater and CO₂ emissions of a heavy-duty diesel engine during transient operation. *Combustion Engines*; 2/2013 (153) ISSN 0138-0346: 28-39.
4. Beroun S, Martins J. The Development of gas (CNG, LPG and H₂) Engines for Buses and Trucks and their Emission and Cycle Variability Characteristics. *SAE Paper* 2001; 01-0144: 1-9.
5. 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.
6. Friedeman Z.: *Gasmotoren*. Würzburg: Vogel Buchverlag, 2001.
7. Galyshev U, Magidovich I, Novichkov M, Fomin N. The Development and Improvement of Dual-Fuel Engines for Low-Sized Motor Ship. *Journal of KONES Internal Combustion Engines* 2000; 7 (1-2): 108-114.

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. Jarg Chr, Sutkowski M. The Wärtsila 32GD engine for heavy gases. Combustion Engines 2009; 2/2009(137): 3-11.
10. Kowalewicz A. Adaptacja silnika wysokoprężnego do zasilania gazem naturalnym. Czasopismo Techniczne Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej 2008; 7-M/2008: 67-78.
11. Schiffgens H, Brandt D, Dier L, Rieck K, Glauber R. Die Entwicklung des neuen MAN B&W Diesel-Gas-Motors 32/40 DG. MTZ Motortechnische Zeitschrift 1997; 58 (1997) 10: 584-590.
12. Stelmasiak Z. Studium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym. Bielsko-Biała: Wydawnictwo ATH w Bielsku-Białej, Rozprawy naukowe Nr 5, 2003.
13. Stelmasiak Z, Larisch J, Gilowski T, Matyjasik M. The optimization of combustion process in a dual fuel engine with Common Rail and gas injection systems. Combustion Engines 2007; 2007-SC2: 347-359.