

dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak prof. ATH

Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów
Akademia Techniczno Humanistyczna w Bielsku-Białej
ul. Willowa 2, 43-309 Bielsko-Biała, Poland
e-mail: zstelmasiak@ath.bielsko.pl

Ograniczenia wzbogacania mieszaniny gazowej w silnikach dwupaliwowych

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, mieszanina gazowa, obciążenie cieplne, zapłon gazu, spalanie stukowe, spalanie

Streszczenie: Spaliny silników dwupaliwowych są prawie bezdymne, a maksymalne obciążenie silnika jest ograniczone dopuszczalnym obciążeniem cieplnym, a nie granicą dymienia. Skłania to użytkowników do wzbogacania mieszaniny gaz-powietrze prowadzącego do zwiększania mocy silnika, co częściowo kompensuje zmniejszenie mocy maksymalnej związane z gazowym zasilaniem. Nadmierne wzbogacanie ładunku, wynikające ze stężenia gazu w mieszaninie gaz-powietrze i wielkości dawki oleju napędowego, może prowadzić do zjawiska spalania stukowego i przeciążenia cieplnego, a w efekcie do poważnego uszkodzenia silnika. W pracy przedstawiono metodykę obliczania maksymalnego wzbogacania mieszaniny gazowej, powyżej którego mogą występować przeciążenia cieplne silnika. Na przykładzie trzech awarii silników dwupaliwowych Caterpillar 3516A i SW 680 pokazano skutki przeciążenia cieplnego silnika i niebezpieczeństwa związane z nadmiernym wzbogacaniem mieszaniny gazowej. Wnioski ogólne mogą być wskazówką do doboru sterowania silników dwupaliwowych.

1. WSTĘP

Gaz ziemny sprężony CNG będzie w następnych dekadach znaczącym paliwem silnikowym obok paliw ropopochodnych. Według przewidywań w 2020 r. powinien on stanowić ok. 8% wszystkich paliw silnikowych zużywanych w państwach UE [11]. Udział ten w dalszych dekadach będzie stopniowo wzrastał. Wymaga to stworzenia infrastruktury związanej z gazowym zasilaniem i eksploatacją silników gazowych, ale przede wszystkim z budową dużej liczby stacji tankowania gazu.

Zasilanie gazowe silników może być realizowane w zarówno w silnikach o zapłonie iskrowym jak i samoczynnym. Z uwagi na małą liczbę cetanową i wysoką temperaturę samozapłonu gazu, w silnikach dwupaliwowych stabilny zapłon mieszaniny gaz-powietrze jest realizowany przez wtrysk niewielkiej ilości paliwa ciekłego, przeważnie oleju napędowego. Z tego powodu system ten przyjęto nazywać dwupaliwowym lub zapłonem strumieniowym (wielogniskowy, przestrzenny zapłon gazu od oleju napędowego) [2, 4, 5, 7, 11].

W silnikach o zapłonie iskrowym należy liczyć się ze zmniejszeniem mocy maksymalnej silnika w zakresie 8÷10% co wynika ze zmniejszenia stopnia napełniania cylindra oraz z mniejszej wartości opałowej mieszaniny gaz-powietrze [10, 11]. W silnikach przystosowanych tylko do zasilania gazowego zmniejszenie mocy można częściowo zredukować przez podniesienie stopnia sprężania o 1,5÷2,5 jednostki co wynika z dużej odporności przeciwstukowej paliw gazowych. W silnikach, które mają być przemiennie zasilane benzyną lub gazem, tzw. *flexi-fuel* zabieg ten jest niemożliwy do zastosowania i blisko 10% zmniejszenie mocy może być niechętnie odbierane przez użytkowników.

System dwupaliwowy pozwala zachować większość pozytywnych cech silnika o zapłonie samoczynnym i z tego powodu w ostatnim czasie obserwowany jest jego renesans w wielu zastosowaniach. Wynika to z elektronicznych systemów sterowania wtryskiem paliwa ciekłego i gazu, pozwalających utrzymać optymalny skład ładunku w zmiennych warunkach pracy silnika. Stopniowy rozwój zasilania dwupaliwowego silników o zapłonie samoczynnym wynika z szeregu korzyści jakie posiada ten typ zasilania. Do najważniejszych należy zaliczyć:

- możliwość utrzymania mocy na niezmiennym poziomie [3, 4, 5, 10],
- wysoką sprawność silnika [1, 2, 4-6],
- możliwość przemiennego zasilania dwupaliwowo lub samym olejem napędowym,
- możliwość spalania mieszanin gaz-powietrze w szerokim zakresie zmian współczynnika nadmiaru powietrza [2, 4, 6, 10],

- mniejszą emisję tlenków azotu NO_x i cząstek stałych PM,
- niższe koszty eksploatacji silnika.

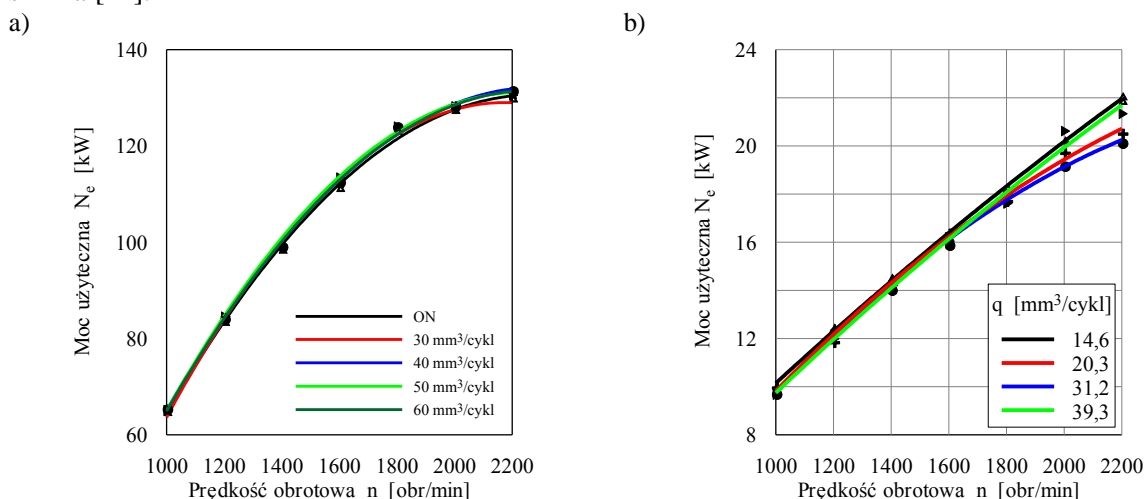
Ostatni z wymienionych czynników jest najczęściej decydujący przy podejmowaniu decyzji o gazowym zasilaniu silników. Wynika on z dużej różnicy cen paliwa gazowego i ciekłego. Wyprodukowanie jednostki pracy silnika przy zasilaniu gazowym jest dwukrotnie tańsze od zasilania olejem napędowym.

Spaliny silników ZS zasilanych gazem są prawie bezdymne, a maksymalna ilość energii doprowadzanej do silnika jest ograniczona dopuszczalnym obciążeniem cieplnym, a nie granicą dymienia. Skłania to wielu użytkowników do zmniejszania średniego współczynnika nadmiaru powietrza i podnoszenia mocy maksymalnej silnika, co rekompensuje jej stratę związaną z zasilaniem gazowym.

Niniejsza praca wskazuje na ograniczenia występujące przy zwiększaniu mocy maksymalnej silników dwupaliwowych i zjawiska z tym związane.

2. OGRANICZENIA WZBOGACANIA ŁADUNKU W SILNIKU DWUPALIWOWYM

Badania silników dwupaliwowych zasilanych CNG prowadzone przez autora pokazały, że zarówno w przypadku stosowania pomp tłoczkowych i mieszalnikowego zasilania gazem jak i stosowania wysokociśnieniowego systemu wtrysku dawki inicjującej *common rail* oraz wtrysku gazu do kolektora można uzyskać moc zbliżoną do rozwijanej przez silnik zasilany samym olejem napędowym, rys. 1. Równocześnie uzyskanie zbliżonej mocy można osiągać dla różnej wielkości dawki inicjującej co może być wykorzystane w silnikach trakcyjnych. Na rys. 1a przy zmianie dawki inicjującej ilość gazu regulowano tak aby uzyskać identyczną moc jak przy zasilaniu samym olejem napędowym. Z tego powodu linie mocy dla różnych dawek pokrywają się. W przypadku układu *common rail* (rys. 1b), dla dawek $20,3 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ i $31,2 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ w zakresie większych prędkości obrotowych występowało zmniejszenie mocy dochodzące do 6÷8%. Było to powodowane pojawiającym się zjawiskiem spalania stukowego. Dopiero dalsze zwiększenie dawki do $39,3 \text{ mm}^3/\text{cykl}$ (a tym samym zubożenie mieszanki gazowej) pozwoliło na uzyskanie porównywalnych mocy z zasilaniem tradycyjnym w całym zakresie zmian prędkości obrotowej. Należy również zaznaczyć, że w systemach z wtryskiem dawki przez układ *common rail* dalsze zwiększanie dawki sprzyja powiększaniu mocy silnika i równocześnie może prowadzić do poprawy sprawności cieplnej silnika [14].



Rys. 1. Porównanie mocy silnika dwupaliwowego zasilanego tradycyjnie i dwupaliwowo CNG: a) silnik SW 680 z rzędową pompą P56-01 i mieszalnikowym zasilaniem gazem, b) silnik SB3.1 z wtryskiem dawki inicjującej przez układ *common rail* i wtryskiem gazu do kolektora dolotowego

Wcześniejsze badania pokazują, że w silnikach dwupaliwowych nawet niewielki dodatek gazu zmniejsza istotnie zadymienie spalin [1, 3, 4, 10, 14]. Może to zachęcać do stosowania ładunku o zmniejszonym średnim współczynnikiem nadmiaru powietrza, co rekompensuje częściowo stratę mocy

wynikającą z zasilania gazowego. Zmniejszenie średniego współczynnika nadmiaru powietrza λ osiąga się przez zwiększenie ilości gazu dopływającego do silnika, a tym samym przez zmniejszenie współczynnika nadmiaru powietrza λ_o mieszaniny gazowej. Wzbogacanie mieszaniny gazowej może jednak prowadzić do przeciążenia cieplnego silnika i w konsekwencji do jego uszkodzenia [12, 13].

Aby uniknąć awarii silnika bezpieczniej jest przyjmować zasadę, że przy obciążeniu znamionowym strumienie energii przy zasilaniu tradycyjnym i dwupaliwowym powinny być jednakowe. Pozwoli to określić minimalny współczynnik $\lambda_{o \min}$ mieszaniny gazowej, którego nie należy przekraczać. Poniżej zostanie przedstawiona metodyka określenia tego współczynnika.

Strumień energii doprowadzanej do silnika przy zasilaniu olejem napędowym wynika z ilości zasysanego powietrza i zastosowanego współczynnika nadmiaru powietrza λ . Może być on obliczony z następujących wzorów:

- maksymalna ilość oleju napędowego możliwa do spalania przy współczynniku nadmiaru powietrza λ :

$$\dot{m}_{on} = \frac{\dot{V}_p}{\lambda \cdot L_{on}} \quad (1)$$

gdzie: \dot{m}_{on} - strumień paliwa ciekłego doprowadzanego do silnika [kg/s],

\dot{V}_p - strumień powietrza zasysanego przez silnik [nm³/s],

L_{on} – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza dla paliwa ciekłego [nm³/kg],

- strumień energii doprowadzanej wraz z olejem napędowym (\dot{Q}_{on}):

$$\dot{Q}_{on} = \frac{\dot{V}_p \cdot H_{on}}{\lambda \cdot L_{on}} \quad (2)$$

gdzie: H_{on} – wartość opałowa paliwa ciekłego [MJ/kg].

Przy zasilaniu dwupaliwowym z dawką inicjującą oleju napędowego o udziale energii U_{on} , strumień energii dostarczanej z paliwem gazowym ($\dot{Q}_{g \max}$) wyraża się wzorem:

$$\dot{Q}_{g \max} = (1 - U_{on}) \cdot \dot{Q}_{on} \quad (3)$$

lub

$$\dot{V}_g \cdot H_g = (1 - U_{on}) \cdot \frac{\dot{V}_p}{\lambda \cdot L_{on}} \cdot H_{on} \quad (4)$$

gdzie: \dot{V}_g - strumień gazu dopływającego do silnika [nm³/s],

H_g – wartość opałowa paliwa gazowego [MJ/nm³].

Maksymalny strumień gazu zasysanego do silnika ($\dot{V}_{g \max}$) jest określony wzorem:

$$\dot{V}_{g \max} = (1 - U_{on}) \cdot \frac{\dot{V}_p}{\lambda \cdot L_{on}} \cdot \frac{H_{on}}{H_g} \quad (5)$$

Minimalny współczynnik nadmiaru powietrza dla mieszaniny gaz-powietrze przy założeniu, że sprawność wolumetryczna silnika przy zasilaniu tradycyjnym i dwupaliwowym nie ulega zmianie:

$$\lambda_{o \min} = \frac{\dot{V}_p - \dot{V}_{g \max}}{\dot{V}_{g \max} \cdot L_g} = \frac{\dot{V}_p}{\dot{V}_{g \max} \cdot L_g} - \frac{1}{L_g} \quad (6)$$

Podstawiając do wzoru (6) za $\dot{V}_{g \max}$ wzór (5) otrzymujemy ostatecznie:

$$\lambda_{o \min} = \frac{\lambda}{1 - U_{on}} \cdot \frac{H_g}{H_{on}} \cdot \frac{L_{on}}{L_g} - \frac{1}{L_g} \quad (7)$$

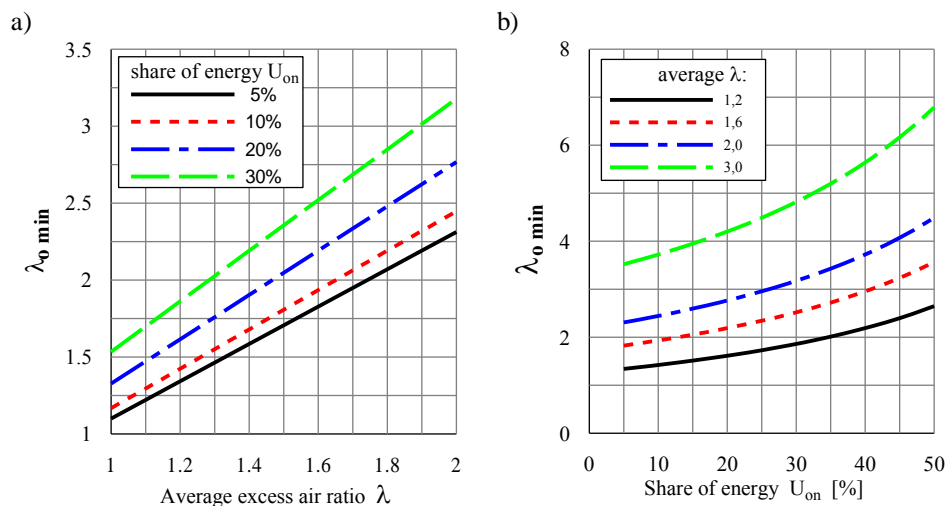
Z wzoru (7) wynika, że maksymalne wzbogacenie mieszaniny gaz-powietrze (najmniejszy współczynnik λ_o) jest wprost proporcjonalne do średniego współczynnika nadmiaru powietrza λ , jednakowego przy zasilaniu tradycyjnym i dwupaliwowym, oraz odwrotnie proporcjonalne do udziału energetycznego gazu $U_g=1-U_{on}$. Zależy również od wartości opałowych i teoretycznych zapotrzebowań powietrza dla obydwu paliw.

Przy regulacji silnika dwupaliwowego należy zwrócić uwagę na następujące przypadki:

- $\lambda_o < \lambda_{o \min}$ – strumień energii dostarczonej do silnika jest większy od strumienia dostarczanego przy zasilaniu samym olejem napędowym,
- $\lambda_o > \lambda_{o \min}$ – strumień energii przy zasilaniu dwupaliwowym jest mniejszy niż przy zasilaniu olejem napędowym.

Zasilanie silnika mieszaniną gazową o współczynniku $\lambda_o < \lambda_{o \min}$ związane jest z przeciążeniem cieplnym silnika w stosunku do zasilania tradycyjnego. Powinno być ono zatem stosowane bardzo ostrożnie, bowiem w silniku ZS występują niewielkie luzy w układzie tłok-cylinder i wzrost temperatury tych elementów może prowadzić do zatarcia silnika.

Należy wyraźnie podkreślić, że przy zasilaniu silnika gazem należy się liczyć z utratą mocy maksymalnej związanej z objętością zajmowaną przez gaz w ładunku oraz z mniejszą wartością opałową mieszaniny gazowej. Zarówno silnik o zapłonie iskrowym jak i dwupaliwowy powinien mieć zatem standardowo zmniejszoną moc znamionową zależnie od tych wielkości. Chociaż sprawny przebieg spalania w silniku dwupaliwowym wskazuje na możliwość zmniejszenia średniego współczynnika λ to zabieg ten powinien być stosowany niezwykle ostrożnie i powinien wynikać z badań silnika.



Rys. 2. Zmiany minimalnego współczynnika nadmiaru powietrza mieszaniny gazowej $\lambda_{o \min}$ dla oleju napędowego i gazu ziemnego: a) w funkcji zmiany współczynnika λ dla stałych udziałów energetycznych oleju napędowego U_{on} , b) w funkcji zmiany udziału U_{on} dla stałych wartości współczynnika λ

Z analizy przebiegów pokazanych na rys. 2 wynika, że zasilanie wolnossącego silnika przy obciążeniu znamionowym ładunkiem o średnim współczynniku $\lambda=1,3$ umożliwia zastosowanie dawki inicjującej o udziale energetycznym do 30% dawki znamionowej. Pozwala to na utrzymanie składu mieszaniny gazowej w zakresie palności w warunkach otoczenia $\lambda_{o \min} < 2,0$. W przypadku silników doładowanych, w których stosuje się zwiększone współczynniki nadmiaru powietrza $\lambda=2,0$ dawka inicjująca powinna być zmniejszona do ok. 20% udziału energetycznego. Minimalny współczynnik $\lambda_{o \min}$ mieszaniny gazowej wynosi wtedy $\lambda_{o \min} < 2,8$. Skład ten w warunkach zwiększonych temperatur czynnika występujących w silnikach doładowanych powinien zapewnić prawidłowe spalanie mieszaniny gazowej.

Zależność współczynnika $\lambda_{o \min}$ od udziału energii dawki inicjującej jest hiperboliczna, rys. 2b. Oznacza to, że początkowo zmiana wielkości dawki nieznacznie wpływa na wartość $\lambda_{o \min}$ niezależnie od współczynnika λ . Jednak znaczne powiększanie wielkości dawki prowadzi do nadmiernego

zubożenia mieszaniny gazowej, co może powodować występowanie negatywnych zjawisk towarzyszących spalaniu ubogich mieszanin. Przy adaptacji silnika ZS do zasilania dwupaliwowego dobór wielkości dawki inicjującej powinien uwzględniać analizy przebiegu wydzielania ciepła z mieszaniny gazowej jako nośnika podstawowej energii dostarczanej do silnika.

Z uwagi na łatwość mieszania gazu z powietrzem i całkowitą homogeniczność mieszaniny gazowej przed samozapłonem paliwa ciekłego, nawet w przypadku bezpośredniego wtrysku gazu do cylindra, w silniku dwupaliwowym przy maksymalnym obciążeniu można nieznacznie zmniejszać średni współczynnik nadmiaru powietrza λ dla całego ładunku w stosunku do stosowanego przy zasilaniu samym ON. Pozwala to zachować moc znamionową silnika zasilanego tradycyjnie, a niekiedy nawet ją zwiększyć. Musi to być jednak stosowane bardzo ostrożnie przy użyciu elektronicznego systemu kontroli i sterowania silnika w połączeniu z kontrolą stuku i temperatury spalin. W stacjonarnych silnikach o liczbie cylindrów większych od dziesięciu powinien być również kontrolowany poziom drgań silnika, zwiększający się wraz z pojawianiem się stuku przy wzbogaconej mieszaninie gazowej lub nierównomiernym spalaniem w cylindrach przy zbyt niskim stopniu mieszania. Elektroniczny system sterowania jakością ładunku zastosowany w dwupaliwowym silniku Navistar DT 466 o pojemności 7,6 dm³ umożliwił uzyskanie w całym zakresie prędkości obrotowych takiej samej mocy silnika lub nieco większej jak przy zasilaniu tradycyjnym [3].

3. ANALIZA USZKODZEŃ SILNIKÓW DWUPALIWOWYCH

Przeciążenia cieplne są częstą przyczyną uszkodzeń silników gazowych pracujących zarówno w systemie z zapłonem iskrowym jak i w systemie dwupaliwowym. Najczęstszymi przyczynami uszkodzeń są:

- nadmierne obciążenie cieplne w układzie tłok-cylinder [8, 9, 13],
- nadmierne obciążenie cieplne zaworów wylotowych i głowicy,
- praca silnika na granicy spalania stukowego lub z wyraźnym stukiem [2, 8, 9, 10].

W ostatniej przyczynie świadomie rozróznięto pracę na granicy stuku i z wyraźnym stukiem chociaż obydwa zjawiska kwalifikuje się do spalania stukowego. Praca na granicy spalania stukowego najczęściej odbywa się bez wyraźnych symptomów stuku objawiających się zafalowaniami ciśnienia w wysokociśnieniowym zakresie. Zjawisko to nie zawsze jest diagnozowane jako stuk przez czujniki, a praktycznie niezauważalne przez obsługę, szczególnie w silnikach trakcyjnych podczas ruchu. Natomiast praca w zakresie spalania stukowego daje wyraźne symptomy wibroakustyczne, które są wykrywane przez czujniki stuku, w które powinno się wyposażać dwupaliwowe silniki gazowe.

Poniżej przedstawiono przypadki uszkodzeń silników powstałych wskutek przeciążenia cieplnego i nieprawidłowego spalania mieszaniny gazowej.

Na rys. 3 przedstawiono 16-cylindrowy silnik Caterpillar 3516A o mocy 1,5 MW, w którym wystąpiła awaria pierwszego cylindra. Silnik był zasilany dwupaliwowo gazem kopalnianym z mieszalnikowym dostarczaniem gazu. Mieszalnik był umieszczony z przodu silnika przed sprężarkami zespołu turbodoładowarki. Mieszanina gazowa przez układ rozdzielania gazu była dostarczana do turbosprężarek zasilających indywidualnie obydwa rzędy cylindrów. Awaria wystąpiła po ok. 6.500 h pracy. Silnik został zatrzymany przez obsługę wskutek zwiększenia się stuków w układzie korbowym, bez wyraźnych symptomów zatarcia. Układ diagnostyczny kontrolujący zwiększone drgania silnika nie zadziałał.

a)



b)



Rys. 3. Silnik dwupaliwowy Caterpillar 3516A w trakcie awarii pierwszego cylindra (fot. autora):

a) silnik w czasie pracy, b) silnik po demontażu głowicy pierwszego cylindra

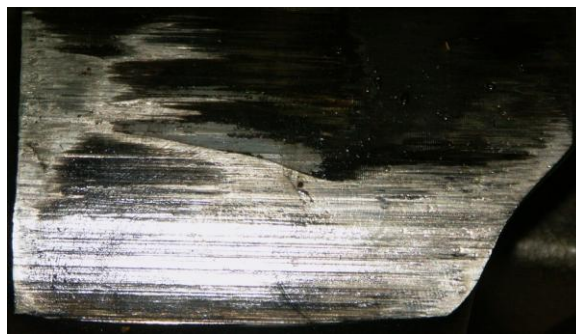
Powodem zwiększonych stuków silnika było zatarcie tłoka w części nośnej, w pierwszym cylindrze w prawym rzędzie cylindrów (rys. 3b, 4a, 4b). Po zdemontowaniu głowicy i tłoka, na części nośnej były widoczne ślady zatarcia (rys. 4a-b). Denko tłoka i część pierścieniowa oraz pierścienie nie wykazywały wyraźnych śladów uszkodzenia. Wszystkie pierścienie były luźne i swobodnie przemieszczały się w rowkach. Również stan głowicy i zaworów nie wskazywał na ślady nieprawidłowego spalania (rys. 4d).

Przedstawione fakty pozwalają przypuszczać, że powodem uszkodzenia silnika był nieprawidłowy skład mieszanki gazowej zasysanej przez pierwszy cylinder i związane z tym przeciążenie cieplne. Mogło to wynikać ze wzbogacenia mieszanki gazowej w celu uzyskania większej mocy silnika, lub nagłego wzrostu zawartości metanu w gazie kopalnianym, którego nie wychwyciły systemy monitorujące pracę silnika. Ponieważ zjawisko to wystąpiło na cylindrze położonym najbliżej mieszalnika, powodem przeciążenia mógł być również niejednorodny skład mieszanki gaz-powietrze. Przy średniej zawartości metanu w gazie kopalnianym $45 \div 50\%_V$ objętość gazu podawanego do mieszalnika jest stosunkowo duża. W krótkich przewodach o niewielkich średnicach, na drodze z mieszalnika do pierwszego cylindra może występować niecałkowite wymieszanie gazu z powietrzem i istnieje prawdopodobieństwo, że pierwsze cylindry były zasilane bogatszą mieszaniną od pozostałych. W omawianym silniku, wielkość dawki inicjującej jest ustalana przez regulator Woodwarda, który dobiera wielkość dawki tak aby utrzymać moc i obroty silnika na żądanym poziomie. Wielkość dawki oleju napędowego jest jednakowa dla wszystkich cylindrów.

a)



b)



c)



d)



Rys. 4. Widok elementów pierwszego cylindra silnika Caterpillar 3516A ze śladami zatarcia (fot. autora):

a) tłok pierwszego cylindra, b) widok części nośnej tłoka ze śladami zatarcia, c) widok korony tłoka pierwszego cylindra, d) głowica pierwszego cylindra

Potwierdzeniem przypuszczenia o uszkodzeniach w wyniku przeciążenia cieplnego była kolejna awaria na omawianym silniku, która powstała wskutek niedostatecznego chłodzenia denka tłoka [12, 13]. Powodem tej awarii było zmęczeniowe uszkodzenie pierścienia zatrzymującego olej wtryskiwany przez dysze do kanału denka tłoka w czasie gdy tłok znajduje się w okolicach DMP (rys. 5). Przy prawidłowym stanie systemu, dostarczony do kanału olej wypełnia go całkowicie, jest utrzymywany przez dłuższy czas i skutecznie odprowadza ciepło z denka.



Rys. 5. Tłok dwupaliwowego silnika Caterpillar 3516A zatarty wskutek awarii układu chłodzenia olejowego denka (fot. autora)

Po uszkodzeniu pierścienia, przekrój otworów odprowadzających olej wzrósł znacznie co powodowało szybką utratę oleju i w efekcie niecałkowite przyleganie oleju do denka. Spowodowało to pogorszenie chłodzenia denka, stopniowe nagrzewanie się całego tłoka i w efekcie zatarcie w części nośnej. Również w tym przypadku zarówno denko tłoka i pierścienie jak i głowica z zaworami nie wykazywały symptomów nieprawidłowego spalania.

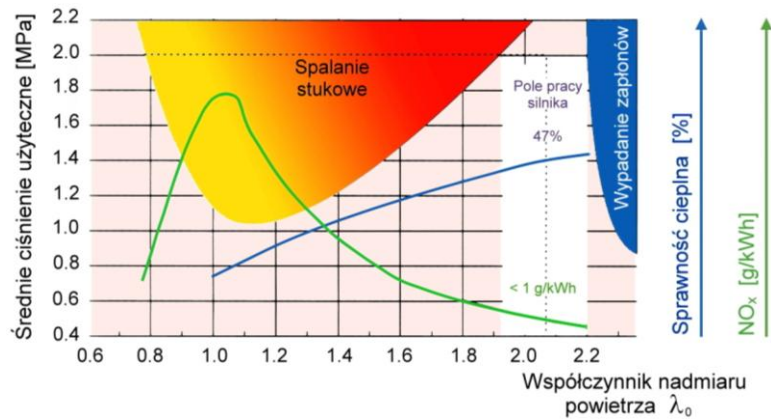
Warto zaznaczyć, że omawiany silnik nie posiadał systemu indywidualnego monitorowania poszczególnych cylindrów, co przy tej wielkości silników powinno być normą. Na rys. 6 przedstawiono prosty sposób kontroli obciążenia cieplnego cylindrów zastosowany w silnikach firmy Deutz. W specjalnym kanale głowicy na każdym cylindrze montowana jest termopara. Przez dodatkowy otwór końcówka termopary ma kontakt z czynnikiem w czasie pełnego obiegu silnikowego, a poprzez obudowę z temperaturą głowicy. W efekcie termopara mierzy temperaturę, która jest mniejsza od temperatury czynnika w czasie spalania, ale większa od temperatury głowicy. Na podstawie doświadczenia wytwórcy, w pamięci systemu diagnostycznego zapisany jest zakres temperatury odpowiadający prawidłowej pracy silnika. Wzrost temperatury wskazywanej przez termoparę wskazuje na nieprawidłową pracę cylindra.

Koszt omawianego systemu jest niewielki, a trwałość termopar duża. Ciągła rejestracja temperatur wszystkich cylindrów pozwala z dużym wyprzedzeniem sygnalizować awarię silnika.



Rys. 6. Monitorowanie obciążenia cieplnego cylindra gazowego silnika f-my Deutz (fot. autora)

Praca silnika dwupaliwowego powinna odbywać się w zakresach oddalonych od granicy spalania stukowego i granicy wypadania zapłonu co schematycznie przedstawiono na rys. 7.



Rys. 7. Zakresy pracy silnika dwupaliwowego Wärtsila 50 DF [15]

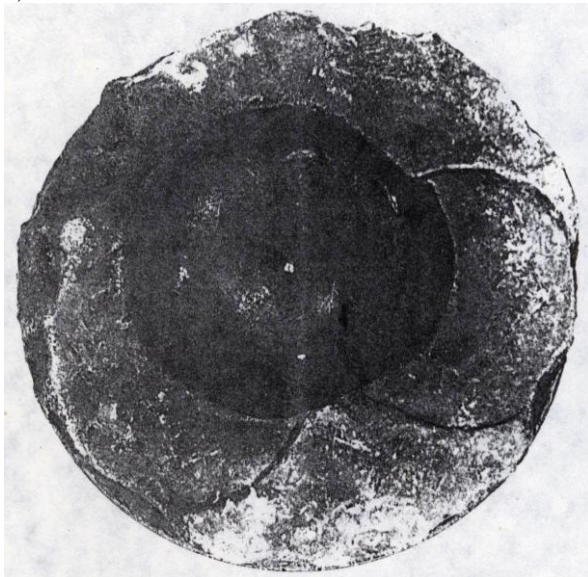
Najbardziej skłonna do spalania stukowego jest mieszanina w zakresie składu stechiometrycznego $\lambda_0=1,0-1,2$. W miarę zubożania mieszaniny gaz-powietrze jej skłonność do spalania stukowego maleje, równocześnie jednak maleje wartość opałowa mieszaniny. Uzyskiwanie większego średniego ciśnienia użytecznego wymaga zatem wzrostu stopnia doładowania lub wielkości dawki inicjującej oleju napędowego. Z rys. 7 wynika, że w silnikach wolnossących możliwe jest uzyskanie średniego ciśnienia użytecznego ok. 1,0 MPa przy bezstukowej pracy silnika, co jest wartością niemalą jak na gazowy silnik wolnossący.

Skłonność do spalania stukowego jest indywidualną cechą silnika dwupaliwowego i zależy od następujących czynników: rodzaju komory spalania, wielkości dawki inicjującej, składu mieszaniny palnej, średnicy cylindra, prędkości obrotowej, sposobu chłodzenia. Dlatego przy doborze sterowania silnika dwupaliwowego powinno się zawsze zwracać uwagę na skłonność silnika do występowania tego zjawiska.

Spalanie stukowe jest bardzo niebezpieczne dla każdego silnika spalinowego, a szczególnie silnika o zapłonie samoczynnym, w którym występują małe luzy w układzie tłok-cylinder [8, 9, 11, 12, 13].

Na rys. 8 przedstawiono uszkodzone tłoki 4 i 5 cylindra silnika SW 680 zasilanego dwupaliwowo gazem ziemnym CNG. Do uszkodzenia doszło w trakcie badań, podczas obserwacji przez autora na monitorze przebiegu ciśnienia w drugim cylindrze. W silniku zwiększano obciążenie przez powiększanie ilości gazu zasilającego silnik. Po kilkunastu minutach pracy na obciążeniu o ok. 5% większym od obciążenia znamionowego silnik zatrzymał się i ponowne uruchomienie w stanie ciepłym i zimnym nie było możliwe. Należy zaznaczyć, że na obserwowanym wykresie indykatorowym autor nie zauważył wyraźnych symptomów spalania stukowego.

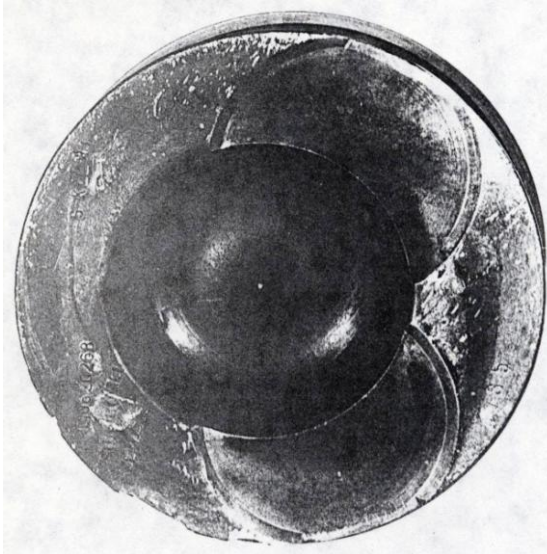
a)



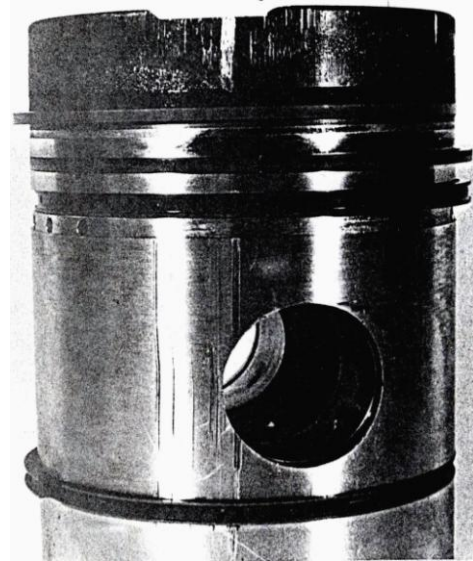
b)



c)



d)



Rys. 8. Tłoki silnika SW 680 zasilanego dwupaliwowo po kilkunastominutowej pracy ze spalaniem stukowym: a), b) – tłok 4 cylindra, c), d) tłok 5 cylindra, (fot. autor)

Monitorowanie wydatku gazu pozwoliło wyliczyć współczynnik nadmiaru powietrza λ_o dla mieszaniny gaz-powietrze. Okazało się, że był on znacznie poniżej $\lambda_{o \min}$ wyliczonego dla badanego silnika. Nadmierne wzbogacenie mieszaniny gazowej nie skutkowało wzrostem momentu obrotowego, w związku z czym obsługa dalej zwiększała dopływ gazu do silnika doprowadzając do pracy na granicy spalania stukowego.

Po demontażu silnika okazało się, że tłok 4 cylindra uległ zatarciu. Korona tłoka i część pierścieniowa posiadała liczne nadtopienia rys. 8a-b. Pierścienie uszczelniające 1 i 2 uległy zapieczeniu w ok. 70% obwodu. Również tłok 5 cylindra uległ zatarciu i nadtopieniu rys. 8c-d. Zakres uszkodzeń w tym cylindrze był jednak mniejszy i występował od strony 4 cylindra. Sugeruje to, że uszkodzenie mogło powstać wskutek przegrzania od nadmiernie przeciążonego cieplnie 4 cylindra, bowiem spalanie stukowe powinno dać uszkodzenie na całym obwodzie tłoka.

Ponieważ system zasilania zapewniał zasilanie każdego z cylindrów jednorodną mieszaniną o takim samym składzie można przypuszczać, że powodem uszkodzenia silnika było zjawisko spalania stukowego, które pojawiło się najpierw w 4 cylindrze wskutek nadmiernego wzbogacenia mieszaniny gazowej. Krótki czas pracy silnika spowodował, że zjawisko to nie wystąpiło w pozostałych cylindrach. Pojawienie się spalania stukowego tylko w 4 cylindrze sugeruje, że silnik pracował na granicy spalania stukowego, a warunki chłodzenia 4 cylindra były gorsze od pozostałych.

Warto również podkreślić, że po wystąpieniu opisywanej awarii w dalszych badaniach przy zwiększaniu obciążenia silnika kontrolowano współczynnik nadmiaru powietrza λ_o . Pozwoliło to zwiększyć moc maksymalną o ok. 10% w stosunku do mocy znamionowej silnika zasilanego samym olejem napędowym. Mimo długotrwałej pracy silnika pod zwiększonym obciążeniem nie stwierdzono anomalii w procesie spalania ani zmian elementów układu korbowego, zaworów i głowic.

Oznacza to, że w silnikach dwupaliwowych konieczne są ograniczenia wzbogacania mieszaniny gazowej, a zakres tych ograniczeń jest indywidualną cechą silnika. W przypadkach, gdzie wzbogacanie nie może być poprzedzone badaniami, lepiej jest ograniczyć moc maksymalną silnika dwupaliwowego do 92÷95% mocy znamionowej, a w przypadkach gdzie konieczne jest uzyskanie mocy maksymalnej obciążenie silnika zwiększać przez dodawanie oleju napędowego zamiast gazu.

4. PODSUMOWANIE

Na podstawie przeprowadzonych analiz i badań można sformułować następujące spostrzeżenia dotyczące sterowania obciążeniem w gazowych silnikach o zapłonie iskrowym i dwupaliwowych.

- Zasilanie gazowe silników powoduje zmniejszenie ich mocy maksymalnej w zakresie 8÷10% co wynika z pogorszenia napełnienia i mniejszej wartości opalowej mieszaniny gaz-powietrze.

- W silnikach o zapłonie iskrowym przystosowanych wyłącznie do zasilania gazem zmniejszenie mocy można redukować przez podniesienie stopnia sprężania o 1,5÷2,5 jednostki na co pozwala duża odporność przeciwstukowa większości gazów.
- W silnikach dwupaliwowych mniejszą wartość opałową można kompensować przez zmniejszenie średniego współczynnika nadmiaru powietrza. Wynika to ze znacznie mniejszego zadymienia spalin. Pozwala to w niektórych silnikach osiągać moce maksymalne takie same jak przy zasilaniu samym olejem napędowym.
- Mniejsze zadymienie spalin w silnikach dwupaliwowych może skłaniać użytkowników do zwiększania mocy maksymalnej przez znaczące wzbogacenie mieszaniny gaz-powietrze. Działania takie mogą jednak prowadzić do niekontrolowanego przeciążenia cieplnego silnika lub pracy silnika na granicy spalania stukowego. Obydwa zjawiska w mniejszych silnikach są trudne do wykrycia przez obsługę i systemy sterowania silnika. Zjawiska te mogą doprowadzić do poważnego uszkodzenia silnika.
- W większych silnikach stacjonarnych zasilanych mieszalnikowo przy wzbogaceniu mieszaniny gaz-powietrze może dochodzić do przeciążenia cieplnego niektórych cylindrów co wynika z asymetrii zasilania. Dlatego w silnikach tych powinna być kontrolowana temperatura każdego z cylindrów, a jej poziom progowy powinien być ustalony indywidualnie dla określonego typu silnika i zapisany w pamięci jednostki nadzorującej pracę silnika.
- Szczególnie niebezpieczna jest praca silnika dwupaliwowego na granicy spalania stukowego. W silnikach trakcyjnych o niewielkiej liczbie cylindrów praca taka może nie być wykrywana przez czujniki stuku i w krótkim czasie doprowadzić do uszkodzeń w układzie tłok-cylinder.
- Wzbogacanie mieszaniny gaz-powietrze prowadzące do zmniejszenia średniego współczynnika nadmiaru powietrza poniżej wartości stosowanej przy zasilaniu samym olejem napędowym powinno być poprzedzone badaniami obciążeń cieplnych elementów silnika i stosowane niezwykle ostrożnie.

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. 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. Friedeman Z. *Gasmotoren*. Würzburg: Vogel Buchverlag, 2001.
6. 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.
7. Jarg Chr, Sutkowski M. The Wärtsila 32GD engine for heavy gases. *Combustion Engines* 2009; 2/2009(137): 3-11.
8. Kowalewicz A. Adaptacja silnika wysokoprężnego do zasilania gazem naturalnym. *Czasopismo Techniczne Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej* 2008; 7-M/2008: 67-78.
9. Kozioł S. Ocena trwałości układu tłokowo-korbowego dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego głównie mieszaniną propan-butan. Radom: Rozprawa doktorska Politechnika Radomska, 2004.
10. Luft S, Kozioł St. Ocena trwałości elementów układu tłokowo-korbowego silnika o ZS zasilanego głównie LPG. *Journal of KONES Internal Combustion Engines* 2002, 9(3-4):153-160.
11. Sawłowicz W, Stelmasiak Z, Wojciechowska A. Wstępne badania funkcjonalne mieszalników gazu z uwzględnieniem prawidłowej współpracy organów sterujących silnika. Bielsko-Biała: Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej nr ITS/089/066/S, 1986.
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., Wencelis J., Larisch J.: Analiza przyczyn pęknięcia pierścieni osadczych w układzie olejowego chłodzenia denka tłoka dwupaliwowego silnika zasilanego gazem kopalnianym. *Silniki Spalinowe* 2007; SC3: 361-368.
14. Stelmasiak Z, Larisch J, Wencelis J. Reasons of a thrust ring damage in oil-cooled piston head in a dual fuel CI engine fuelled with gas and Diesel oil. *Journal of POLISH CIMAC* 2008, 3(2): 163-172.
15. Stelmasiak Z, Larisch J, Gilowski T, Fic A, Knefel T. Sterowanie procesem spalania w silniku dwupaliwowym z wtryskiem sprężonego gazu ziemnego (CNG) i wysokociśnieniowym wtryskiem dawki pilotującej Common Rail w aspekcie: optymalnej sprawności ogólnej silnika; minimalnej emisji HC i NO_x. Bielsko-Biała, Sprawozdanie z pracy naukowo-badawczej nr 5 T12D 011 24, 2006.
16. Wärtsilä 50DF Technologie Review. Wärtsilä: Materiały reklamowe, 2010.