

Evaluation of the fuel dose distribution on the combustion process in a small diesel engine

The article discusses the impact of the fuel dose division on diesel engine combustion parameters. In the work described in this paper experimental study of a small diesel engine with Common Rail fuel delivery with the division into three parts for light duty was performed. During the tests at selected points of engine operation performed measurements for the dose shared into three and two parts, and for a unshared dose. Based on the developed program calculating the basic parameters of the combustion process was performed. The calculation results are graphically in the charts presented and their analysis was carried out.

Key words: combustion process, small diesel engine

Ocena wpływu podziału dawki na parametry procesu spalania w małym silniku ZS

W artykule omówiono zagadnienie wpływu podziału dawki paliwa w silniku ZS na parametry procesu spalania. W ramach prac opisanych w referacie wykonano badania doświadczalne małego silnika o zapłonie samoczynnym z zasilaniem typu Common Rail i podziałem dawki paliwa na trzy części w zakresie małych obciążeń. W trakcie badań w wytypowanych punktach pracy silnika wykonano pomiary dla dawki dzielonej na trzy i dwie części oraz dla dawki niedzielonej. W oparciu o opracowany program wykonano obliczenia podstawowych parametrów procesu spalania. Wyniki obliczeń zostały przedstawione graficznie na wykresach oraz przeprowadzono ich analizę.

Słowa kluczowe: proces spalania, wydzielanie ciepła, przejmowanie ciepła, silnik ZS

1. Wprowadzenie

Współczesne systemy sterowania silników o zapłonie samoczynnym, oferujące realizację koncepcji „Multijet”, coraz częściej dokonują podziału dawki wtrysku na trzy, a nawet na pięć oddzielnych dawek. Obecny stan wiedzy wskazuje na to, że ilość wtrysków przypadających na jeden cykl roboczy silnika, wielkości poszczególnych dawek oraz kąty opóźnienia lub przyspieszenia początków tych dawek, a więc ogólnie charakterystyka „ilościowo-czasowa” procesu wtrysku ma zasadniczy wpływ na proces wydzielania ciepła, a w konsekwencji na osiągi silnika, zawartość emisji szkodliwych substancji w spalinach, w tym zawartości cząstek stałych (głównie sadzy) oraz hałaśliwości pracy.

Przedmiotem badań wpływu różnych przebiegów wtrysku Multijet było pozyskanie danych doświadczalnych, przede wszystkim w zakresie przebiegów ciśnienia szybkozmiennych w przestrzeni roboczej cylindra oraz toksyczności. Wyniki tych badań stanowiły podstawę do analiz modelowych mających na celu wyznaczenie istotnych wielkości charakteryzujących parametry procesu spalania. Przedmiotem tych analiz była ocena wpływu charakterystyki czasowo-ilościowej wtrysku paliwa na proces spalania.

2. Metodyka badań

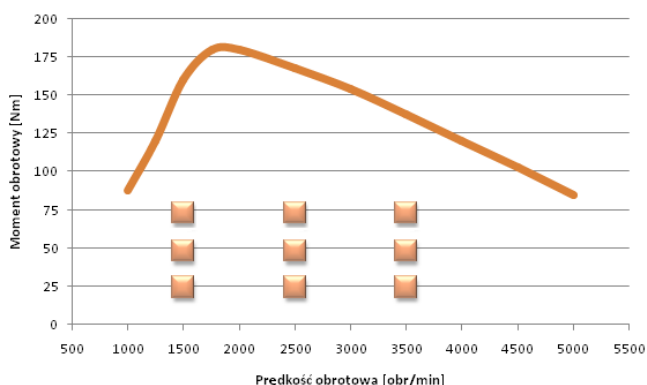
Badania polegały na pomiarze ciśnienia indukowanego oraz podstawowych parametrów pracy silnika. Zostały one przeprowadzone dla prędkości

obrotowych: 1500, 2500 i 3500 obr/min. Dla każdej prędkości obrotowej wykonano pomiary dla różnych obciążeń silnika odpowiadających kolejno 25, 50, oraz 75 Nm. Punkty pomiarowe zostały tak dobrane by dla każdej prędkości obrotowej i poszczególnego obciążenia silnika przeprowadzić badania przy różnych podziałach dawki paliwa oraz korekcie kąta wyprzedzenia wtrysku, różnych od ustawień fabrycznych. Dla przykładu przy prędkości obrotowej wynoszącej 1500 obr/min i obciążeniu 25 Nm dokonano 7 pomiarów w następującej kolejności:

1. **3 dawki**, (pilotażowa, wstępna i główna),
2. **2 dawki**, (wstępna i główna),
3. **2 dawki**, korekta kąta wyprzedzenia wtrysku dawki głównej na 4° przed GMP,
4. **2 dawki**, korekta kąta wyprzedzenia wtrysku dawki głównej na 8° przed GMP,
5. **1 dawka** (główna),
6. **1 dawka**, korekta kąta wyprzedzenia wtrysku na 4° przed GMP,
7. **1 dawka**, korekta kąta wyprzedzenia wtrysku na 8° przed GMP,

Następnie dla prędkości obrotowej 1500 obr/min zwiększono obciążenie silnika do 50 i 75 Nm. Pomiary przeprowadzano według powyższego podziału. Analogicznie przebiegały pomiary dla prędkości obrotowej 2000, 2500 obr/min oraz 3500 obr/min. Przy każdym punkcie pomiarowym przed zarejestrowaniem mierzonych wartości odczekiwano w celu ustabilizowania się pracy silnika.

Na rysunku 1 przedstawiona jest charakterystyka momentu obrotowego silnika 1.3 JTD Multijet wraz z zaznaczonymi punktami pomiarowymi.



Rys. 1. Charakterystyka momentu obrotowego silnika 1.3 Multijet wraz z naniesionymi punktami pomiarowymi

Mierzone wartości zapisywane były w czterech plikach tekstowych. W pierwszym i drugim pliku znajdowały się informacje dotyczące przebiegu ciśnienia w komorze spalania rejestrowanego, co 0,5 °OWK plik pierwszy oraz podstawowe dane charakteryzujące obieg jak ciśnienie indykowane ciśnienie maksymalne procesu itp. w pliku drugim. Wartości zapisane w pliku drugim miały charakter porównawczy do danych otrzymywanych w drodze obliczeń modelowych opisanych w dalszej części rozdziału. W kolejnym pliku znajdowały się dane zapisane przez program „HAMOWNIA” obsługi hamowni silnikowej. Natomiast ostatni plik posiada wartości zarejestrowane przez program monitorowania parametrów sterowania pracą silnika.

3. Obiekt badań, stanowisko badawcze

Obiektem badań był nowoczesny czterocylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym zasilany systemem Common Rail. W głowicy zabudowane są dwa wałki rozrządu oraz cztery zawory przypadające na każdy cylinder. Układ rozrządu napędzany jest systemem łańcuchowym z bezpośrednim przeniesieniem napędu pomiędzy wałkami rozrządu. Silnik doładowany jest zespołem turbosprężarkowym z chłodzeniem powietrza doładowującego oraz posiada system recyrkulacji spalin. Silnik wyposażony jest w programowalny elektronicznie sterowany układ wtryskowy Common Rail umożliwiający podział dawki paliwa.

Pomiary zostały zrealizowane w laboratorium Katedry Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej. Silnik zabudowany był na stanowisku badawczym i połączony z hamulcem elektrowirowym Schenck W130. Widok silnika i stanowiska badawczego przedstawia rysunek 2.

Urządzeniem do pomiaru przebiegu ciśnienia w komorze spalania był przetwornik piezokwarcowy, GU13G, Glow Plug Sensor, TIGH13GPA.01 firmy

AVL, który został wykonany na specjalne zamówienie na podstawie wymiarów świecy żarowej przedstawionej.

Nowe konstrukcje silników Diesla, w których używa się świec żarowych o końcówkach średnicy 3,5 do 4,3mm wymagają zastosowania nowatorskich konstrukcji czujników celem pomiaru przebiegu ciśnienia spalania. Nowy czujnik (Glow Plug Pressure Transducer GU13G) umożliwia za pośrednictwem specjalnej konstrukcji frontowej części błony czujnika jak i „optymalizującego” działania dalszej części kanałowej czujnika, pozyskanie najwyższego jakościowo sygnału do minimum redukując zjawisko efektu pizczałkowego „pipe oscillation” .

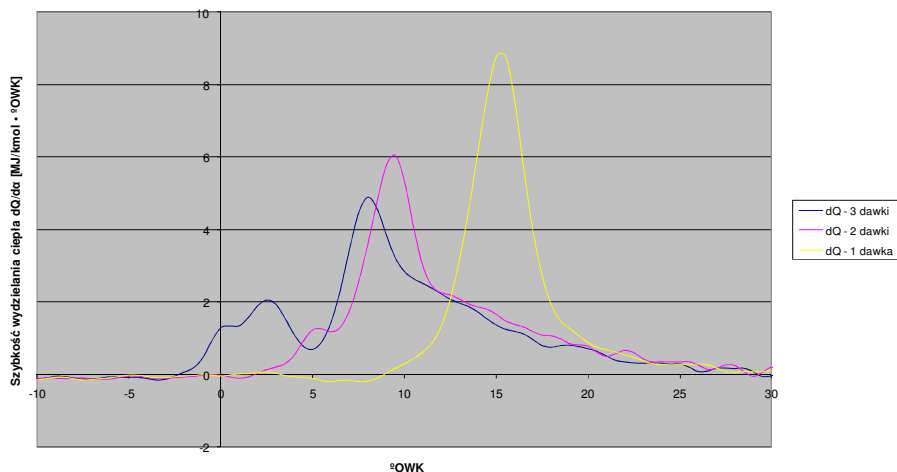


Rys. 2. Widok silnika zabudowanego na stanowisku badawczym

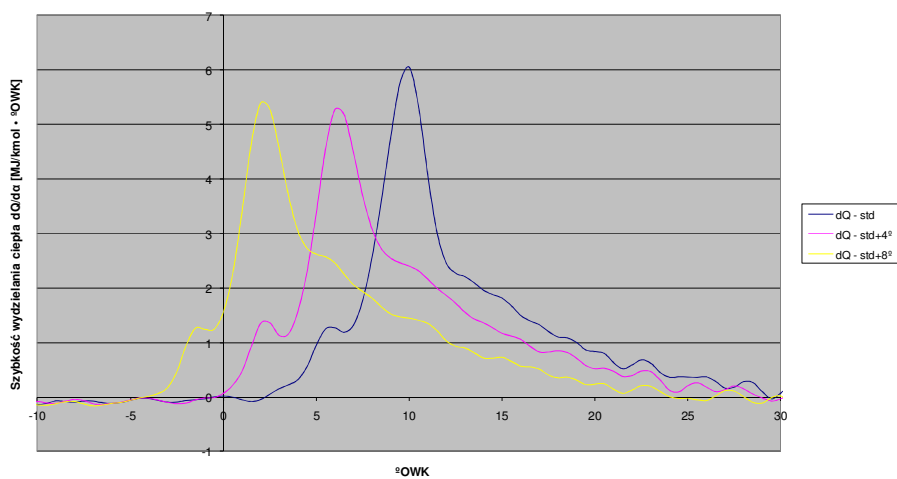
4. Wyniki badań

W oparciu o wyniki badań doświadczalnych opisanych w pkt. 2 przeprowadzono obliczenia numeryczne parametrów procesu spalania wykorzystując do tego celu program numeryczny „Indyk”, opracowany w Zakładzie Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej. Najważniejszymi parametrami będącymi wynikami obliczeń, będącymi przedmiotem dalszych analiz były:

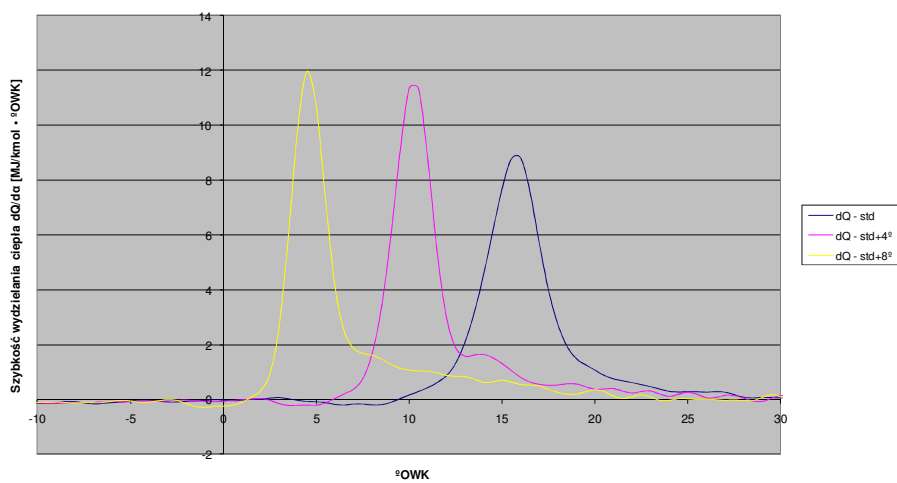
- ciśnienie indykowane p_i ,
- sprawność ogólną obiegu η_o ,
- maksymalne ciśnienie spalania p_{max} i kąt maksymalnego ciśnienia φ_{pmax}
- maksymalna temperatura procesu T_{max} i kąt maksymalnej temperatury φ_{Tmax}
- maksymalny przyrost ciśnienia spalania dp_{max} i kąt maksymalnego przyrostu φ_{dpmax}
- maksymalny przyrost wydzielonego ciepła dQ i kąt maksymalnego przyrostu φ_{dQmax}
- kąt początku spalania φ_{psp}
- kąt spalania φ_{sp}
- wartość 50% wydzielonego ciepła Q_{50} i kąt wydzielienia 50% ciepła φ_{Q50}



Rys. 3. Wpływu podziału dawki paliwa na przebieg wydzielania ciepła dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i momentu obrotowego 25 Nm



Rys. 4. Wpływ zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku na szybkość wydzielania ciepła dla dawki podzielonej na dwie części dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i momentu obrotowego 25 Nm



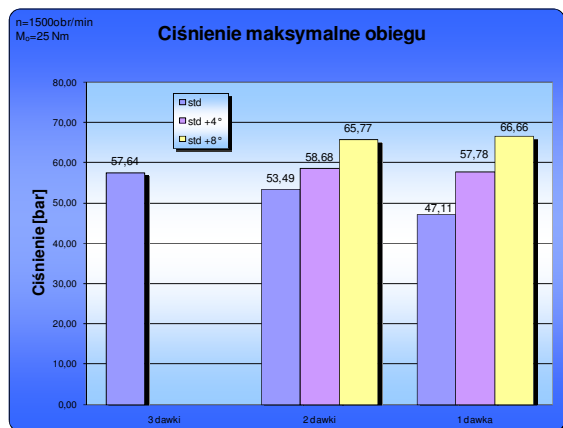
Rys. 5. Wpływ zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku na szybkość wydzielania ciepła dla dawki niepodzielonej dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i momentu obrotowego 25 Nm

Rysunek 3 przedstawia wykres wpływu podziału dawki paliwa na przebieg wydzielania ciepła dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i obciążenia 25 Nm.

Przedstawiony na rysunku 3 wpływ podziału dawki paliwa na przebieg wydzielania ciepła potwierdza doniesienia literaturowe o bardzo dynamicznie przebiegającym procesie wydzielania ciepła przy dawce niepodzielonej. Ma to miejsce, pomimo, iż proces spalania dla dawki pojedynczej zaczyna się dość późno. Regulacja kąta wyprzedzenia wtrysku odnosi się do kąta dawki głównej, zatem wyłączając kolejne dawki pilot i pre proces spalania zaczyna się później. Dynamika jest bardzo duża pomimo znacznie zwiększającej się już objętości nad tłokiem. Będzie to miało wpływ na ma maksymalne wartości temperatury i ciśnienia oraz sprawność ogólną. Podział dawki na trzy części potwierdza łagodny charakter procesu wydzielania ciepła, co powinno wpłynąć pozytywnie na obniżenie zawartości tlenków azotu.

Rysunki 4 – 5 przedstawiają wykres wpływu zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku na szybkość wydzielania ciepła dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i obciążenia 25 Nm

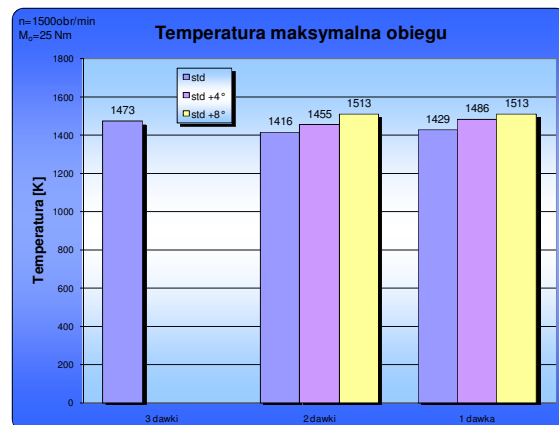
Porównując przebiegi szybkości wydzielania ciepła przedstawione na rysunkach 4 i 5 można zauważyć różnicę w charakterze przebiegu krzywej w zależności od podziału dawki. W obydwu przypadkach, (choć ma to wyraźniejszy wpływ przy niepodzielonej dawce) dynamika procesu wzrasta wraz ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku, co powinno skutkować wzrostem wartości maksymalnych temperatury i ciśnienia.



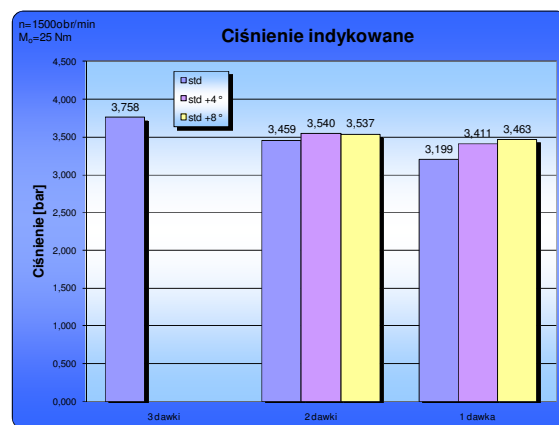
Rys. 6. Zależność maksymalnego ciśnienia od podziału dawki paliwa i zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i momentu obrotowego $M_0=25$ Nm

Rysunki 6 – 11 przedstawiają wykresy słupkowe maksymalnych wartości ciśnienia i temperatury czynnika w cylindrze, wartości ciśnienia indykowanego, kąta odpowiadającemu 50% wydzielonego ciepła, sprawności ogólnej oraz zawartości tlenków azotu w spalinach w funkcji

podziału dawki paliwa i zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i obciążenia 25 Nm.



Rys. 7. Zależność maksymalnej temperatury od podziału dawki paliwa i zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i momentu obrotowego $M_0=25$ Nm



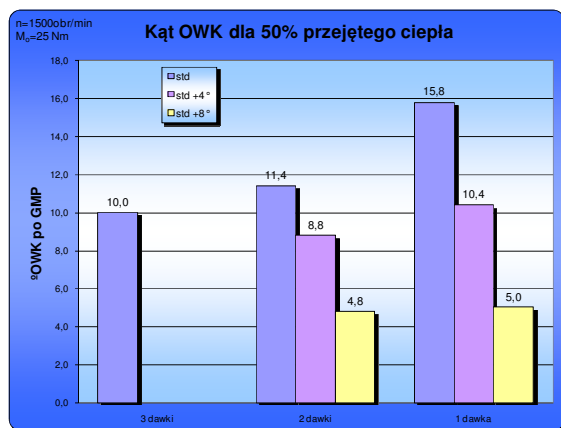
Rys. 8. Zależność ciśnienia indykowanego od podziału dawki paliwa i zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i momentu obrotowego $M_0=25$ Nm

Porównując wykresy słupkowe maksymalnego ciśnienia i temperatury przedstawione na rysunkach 6 i 7 potwierdzają się spostrzeżenia wynikające z analizy wykresów zawartych na rysunkach 3 do 5. Obydwa parametry wykazują wzrost w przypadku zwiększania kąta wyprzedzenia wtrysku. Niebieskie słupki potwierdzają spostrzeżenie, iż pomimo znacznie większej dynamiki procesu spalania dla dawki podzielonej na dwie części i dawki niepodzielonej, to z uwagi na późno rozpoczynający się proces spalania (rosnąca objętość przestrzeni roboczej nad tłokiem) wartości maksymalne obydwu parametrów są niższe niż dla dawki podzielonej na trzy części. Wartości jednak te szybko rosną wraz ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku i przekraczają maksymalne ciśnienia i temperatury dla dawki podzielonej na trzy części. Przyspieszenie kąta wyprzedzenia wtrysku o 4°

OWK skutkuje uzyskaniem zbliżonych wartości maksymalnych temperatury i ciśnienia jak dla dawki podzielonej na trzy części.

Bardzo zatem jest to ciekawy przypadek, gdyż analizując dalsze parametry będzie można ocenić wpływ podziału na sprawności toksyczność przy podobnych maksymalnych parametrach termodynamicznych obiegu.

Pomimo wzrostu kąta wyprzedzenia wtrysku i zbliżonych, a nawet dla kąta przyspieszonego o 8°OWK, większych wartości maksymalnych ciśnienia i temperatury obiegu to wartości ciśnienia indykowanego są niższe dla dawki dzielonej na dwie części i dawki nie podzielonej (rys. 8). Potwierdza to wpływ powiększającej się objętości przestrzeni roboczej nad tłokiem, co ma również przełożenie na duże wartości kąta obrotu wału korbowego dla których to ma miejsce wydzielanie się 50% ciepła. Biorąc pod uwagę sprawność obiegu najkorzystniejszymi wartościami są kąty wyprzedzenia wtrysku pomiędzy 8 a 14°OWK, dla których następuje 50% wydzielania ciepła w przedziale pomiędzy 8-10 °OWK po GMP, co przekłada się na wysokie wartości sprawności. Zatem w omawianych przypadkach (rys. 9) wynik dla dawki podzielonej na trzy części mieści się w podanym przedziale. Z kolei dla dawki podzielonej na dwie i dawki niepodzielonej mamy do czynienia ze znacznymi rozrzutami wartości tego kąta. Po raz kolejny potwierdza się fakt, że najkorzystniejszym jest przypadek wyprzedzenia o 4°OWK.

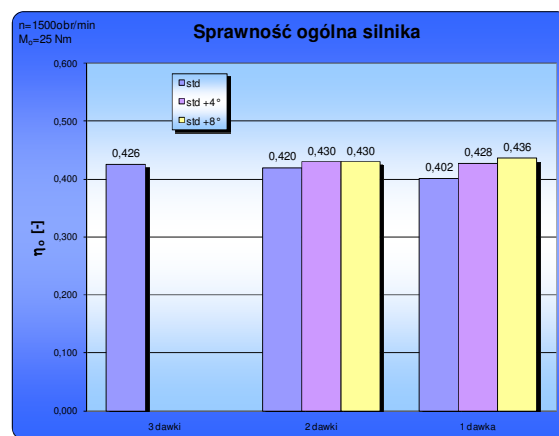


Rys. 9. Zależność kąta odpowiadającego 50% wydzielonego ciepła od podziału dawki paliwa i zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i momentu obrotowego $M_0=25$ Nm

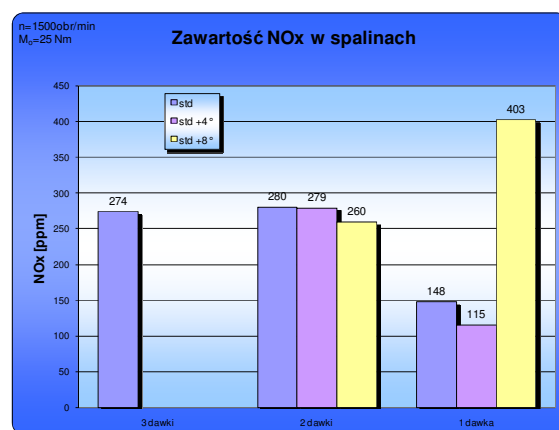
Znajduje to potwierdzenie dla sprawności ogólnej przedstawionej na rysunku 10. Dla regulacji przedstawionej kolorem fioletowym sprawność ogólna jest zbliżona do tej jak występuje w przypadku podziału dawki na trzy części.

Przedstawiona na rysunku 11 zależność zawartości tlenu azotu w spalinach w funkcji podziału dawki paliwa i zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku nie jest niestety jednoznaczna. Bardzo

niskie wartości występują dla dawki niepodzielonej dla regulacji standardowej i przyspieszonego kąta wyprzedzenia wtrysku o 4°OWK. Z kolei dla podziału dawki na dwie części wpływ regulacji kąta wydaje się być niewielki.



Rys. 10. Zależność sprawności ogólnej od podziału dawki paliwa i zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i momentu obrotowego $M_0=25$ Nm



Rys. 11. Zawartość tlenu azotu w spalinach w funkcji podziału dawki paliwa i zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku dla prędkości obrotowej 1500 obr/min i momentu obrotowego $M_0=25$ Nm

5. Podsumowanie

Wyniki obliczeń numerycznych wpływu różnych przebiegów wtrysku Multijet na parametry procesu spalania i przedstawiona w niniejszym opracowaniu analiza tych wyników, jednoznacznie potwierdzają istotny wpływ na parametry procesu spalania sposobu realizacji przebiegu wtrysku paliwa (przebiegi wydzielania ciepła).

Analiza przebiegów wydzielania ciepła wykazała konieczność opracowania modelu teoretycznego silnika, dzięki któremu będzie można analizować wpływ sposobu doprowadzania paliwa podczas wtrysku na własności użytkowe silnika i toksyczność spalin.

Bardzo istotne dla autora było pozyskanie w badaniach wiedzy w zakresie wpływu regulacji charakterystyki wtrysku na wymienione parametry. Wiedza ta pozwoli zbudować model teoretyczno-empiryczny silnika badawczego, dzięki któremu analiza kształtowania przebiegu wtrysku na osiągi i toksyczność spalin (tlenki azotu) będzie możliwa na wystarczającym poziomie dokładności.

Wnioski szczegółowe

1. Zawartość tlenków azotu wyraźnie wzrastała wraz ze wzrostem kąta wyprzedzenia wtrysku.

2. Podział dawki paliwa na trzy części w zakresie niskich obciążeń i prędkości obrotowych wyraźnie wpływa na wzrost sprawności ogólnej silnika i obniżenie stężenia tlenków azotu w spalinach.
3. Charakter przebiegu krzywej ciśnienia ładunku roboczego dla dawek dzielonych wymaga zastosowania bardzo precyzyjnych procedur numerycznych wyznaczania początku spalania.

Bibliography/Literatura

- [1]. Badami M., Mallamo F., Millo F., Rossi E.E.: Experimental investigation on the effect of multiple injection strategies on emissions, noise and brake specific fuel consumption of an automotive direct injection common-rail diesel engine. *International Journal of Engine Research*, Volume 4, Number 4, 1 December 2003
- [2]. Stelmasiak Z., Knefel T., Larisch J. - The influence of the time break of the fuel divided dose on the work parameters of the injector Common Rail system, *Combustion Engines*, No 2007-SC2, s.173-180, 2007.
- [3]. Janiszewski T., Mavrantzas S.: *Elektroniczne układy wtryskowe silników wysokoprężnych*, WKŁ, Warszawa 2001.
- [4]. BOSCH, *Układ wtryskowy Common Rail*, WKŁ, Warszawa 2000.
- [5]. Zbierski T.: *Układy wtryskowe Common Rail*, Łódź 2001.
- [6]. Larisch J., Knefel T., Stelmasiak Z., Pietrasina W.: *A Development Control Unit For Common Rail Injection System*. Referat zarejestrowany pod numerem PTNSS P05-C158, PTNSS Congress 2005, Bielsko-Biała-Szczyrk 2005.
- [7]. Pietras D, Sobieszkański M., Świątek A., Pajdowski P.: *Dobór parametrów pracy silnika 1.3 multijet charakterystycznych dla testu jezdnego NEDC do badań rozwojowych*. Referat numer PTNSS P05-C065, PTNSS Kongres 2005.
- [8]. Badami M., Millo F. and D'Amato, D. Experimental investigation on soot and NO_x formation in a DI common rail diesel engine with pilot injection. *SAE Paper 2001-01-0657*, 2001.
- [9]. Benajes, J., Molina, S. and Garcia, J. M. Influence of pre- and post-injection on the performance and pollutant emissions in a HD diesel engine. *SAE Paper 2001-01-0526*, 2001
- [10]. Rinolfi, R., Imarisio, R. and Buratti, R. The potential of a new common rail diesel fuel injection system for the next generation of DI diesel engines. In *16 Internationales Wiener Motorensymposium*, Vol. 12, No. 239 (VDI-Verlag, Reihe).
- [11]. K. Boulouchos, H. Stelber, R. Schubiger, M. Eberle, T. Lutz, „Combustion System and Process Optymalisation for Lorger Diesel Engines with Common Rile Fuel Injection, *MTZ* 5/2000
- [12]. Broge J.L.: *The diesel is coming*. *Automotive Engineering Int.*, January 2004.

Mr Dariusz Pietras, DEng. – Faculty of Mechanical Engineering at University of Bielsko-Biała

Dr inż. Dariusz Pietras – Wydział Budowy Maszyn Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej

