

## INFLUENCE OF DIESEL ENGINE FED WITH MINERAL AND VEGETABLE FUELS ON PRESSURE INCREASE RATE IN INJECTION PIPE AND HEAT EMISSION CHARACTERISTICS

Andrzej Ambrozik\*, Stanisław Kruczyński\*\*, Piotr Orliński\*\*\*  
Stanisław Orliński\*\*\*\*

\*Politechnika Świętokrzyska, Wydział ZiMK, Instytut Modelowania Procesów  
Kielce Al. Tysiąclecia PP 7, silspal@tu.kielce.pl

\*\*Politechnika Warszawska, Wydział SiMR, Instytut Pojazdów  
Warszawa ul. Narbutta 84, skruczyn@simr.pw.edu.pl

\*\*\*Politechnika Warszawska, Wydział Transportu  
Warszawa ul. Koszykowa 75, piorlin@wp.pl

\*\*\*\*Politechnika Radomska, Wydział Mechaniczny, Instytut Eksploatacji Pojazdów i  
Maszyn, Radom ul. Chrobrego 45, tel.: (048) 3617661, walorl@wp.pl

### Abstract

The paper presents examination results of engine AD3.152 fuelled with hydrocarbon fuel Ekodiesel Plus 50B and vegetable fuel EMKOR enabling to determine fuel pressure increase in injection pipe and characteristics of heat emission during combustion process. Analysis of experimentally obtained diagrams of fuel pressure in injection pipe enables to determine fuel pressure increase rate. Characteristics of heat emission during combustion process were determined based on of experimentally obtained indicator diagrams. The realization of latest norms of concerning issues of toxic components of combustion gases constrains the user of diesel engines the possession of quick and precise estimation methods. On the ground comparisons of test results received at supply of the engine with two ecological fuels i.e. low-sulphur of the derv Ekodiesel 50B Plus and the vegetable fuel - the methyl ester of acids of the rapeseed oil EMKOR were formulated conclusions.

## WPLYW ZASILANIA SILNIKA SPALINOWEGO O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM PALIWEM MINERALNYM I ROŚLINNYM NA PRĘDKOŚĆ NARASTANIA CIŚNIENIA PALIWA W PRZEWODZIE WTRYSKOWYM ORAZ CHARAKTERYSTYKI WYDZIELANIA CIEPŁA

### Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań silnika AD3.152 zasilanego paliwem mineralnym (węglowodorowym) Ekodiesel Plus 50B oraz roślinnym EMKOR pozwalające wyznaczyć przyrost ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym oraz charakterystyki wydzielania ciepła podczas procesu spalania. Analiza eksperymentalnie uzyskanych wykresów ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym umożliwia wyznaczenie prędkości narastania ciśnienia paliwa, natomiast wyznaczanie charakterystyk wydzielania ciepła podczas procesu spalania przeprowadzono w oparciu o eksperymentalnie wyznaczone wykresy indykatorowe silnika. Spełnienie najnowszych norm dotyczących emisji toksycznych składników spalin zmusza użytkownika silników spalinowych o zapłonie samoczynnym do posiadania szybkich i precyzyjnych metod ocenowych. Na podstawie porównania wyników badań otrzymanych przy zasilaniu silnika dwoma paliwami ekologicznymi tj. niskosiarkowego oleju napędowego Ekodiesel Plus 50B oraz paliwa roślinnego - estru metylowego kwasów oleju rzepakowego EMKOR sformułowano wnioski.

### 1. Wstęp

Spełnienie najnowszych norm dotyczących emisji toksycznych składników spalin zmusza użytkownika silników spalinowych o zapłonie samoczynnym do posiadania szybkich i precyzyjnych metod służących do oceny jakości procesów w nich zachodzących. Proces

spalania jest złożonym, okresowo powtarzającym się szybkozmiennym procesem zachodzącym wewnątrz cylindra tłokowego silnika spalinowego. Jednym z dość łatwo uzyskiwanych i wiarygodnych źródeł informacji o przebiegu procesów wewnątrz cylindra jest wykres indykatorowy. Ekonomiczne, energetyczne i ekologiczne wskaźniki pracy silnika w bezpośredni sposób zależą od przebiegu wykresu indykatorowego, a ten z kolei zależy od procesu spalania ocenianego za pomocą charakterystyk wydzielania ciepła.

Pod pojęciem charakterystyk wydzielania ciepła rozumiemy względną ilość i prędkość względnej ilości ciepła wydzielającego się podczas procesu spalania z uwzględnieniem ciepła traconego do ścianek komory spalania [1]. Ocena jakości pracy silnika zasilanego paliwami o różnych właściwościach fizykochemicznych wymaga zastosowania dokładnych pomiarów wielkości opisujących rzeczywisty przebieg procesów roboczych w cylindrze.

## 2. Cel badań

Celem badań jest ocena wpływu zasilania silnika AD3.152 pracującego w warunkach ustalonych, dwoma rodzajami paliw ekologicznych tj.: węglowodorowym, niskosiarkowym olejem napędowym Ekodiesel Plus 50B, oraz estrami metylowymi kwasów oleju rzepakowego EMKOR na:

–wartości prędkości narastania ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym uśrednione ze 100 cykli pracy silnika,

–względną ilość oraz prędkość wydzielającego się ciepła podczas spalania, jak również względną uśrednioną ze 100 cykli pracy silnika ilość ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania  $x_{sc}$ .

## 3. Stanowisko badawcze oraz parametry fizykochemiczne badanych paliw

Badania przeprowadzono na stanowisku wyposażonym w silnik o zapłonie samoczynnym typu AD3.152 z bezpośrednim wtryskiem paliwa wyposażonym w aparaturę wtryskową typ. DPA 3328 F-510 [2]. Stanowisko wyposażone było w system pomiarowy umożliwiający pomiar ciśnień szybkozmiennych. Wybrane właściwości fizykochemiczne badanych paliw: węglowodorowego Ekodiesel Plus 50B i roślinnego EMKOR przedstawiono w tabeli 1. Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rys.1.

Tablica 1. Wybrane własności fizykochemiczne paliw zastosowanych w badaniach [4]  
Table 1. Selected physicochemical characteristics of examined fuels [4]

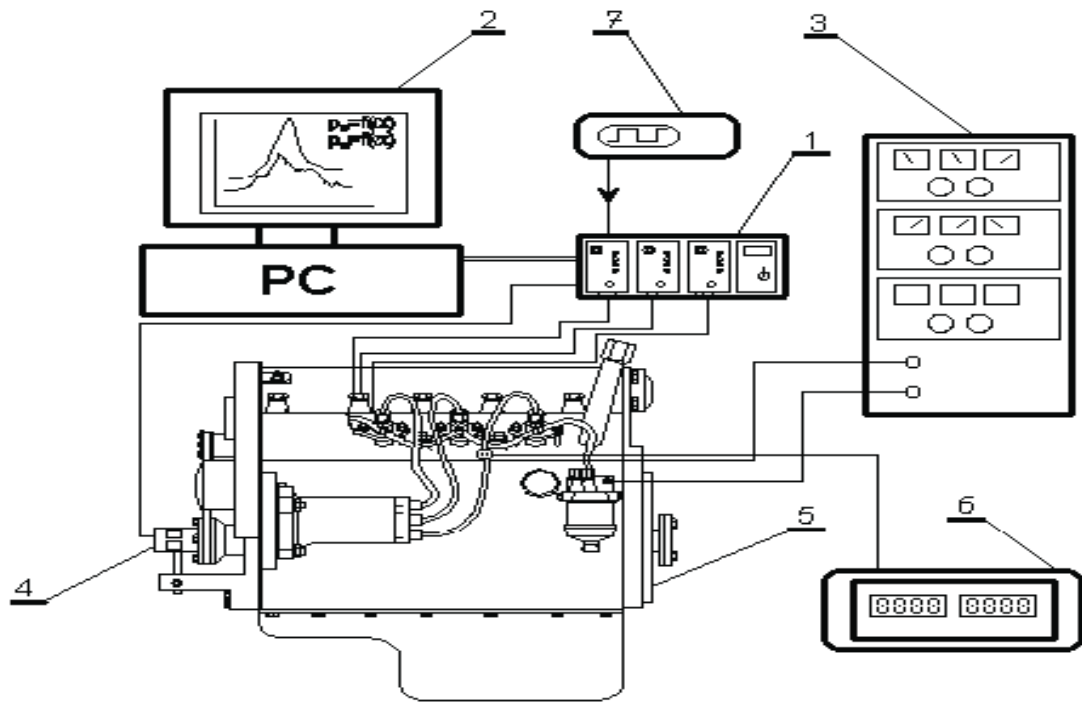
	Ekodiesel Plus 50B	EMKOR
Liczba cetanowa	52,5	51,8
Napięcie powierzchniowe, N/m <sup>2</sup>	3,64	----
Gęstość w 20 °C, g/cm <sup>3</sup>	0,816	0,870
Lepkość kinematyczna w 40 °C, mm <sup>2</sup> /s	2,79	4,55
Wartość opałowa, MJ/kg	43,4	36,9

## 4. Opis metody badań

W każdym punkcie pomiarowym należącym do prędkościowej charakterystyki zewnętrznej silnika, rejestrowano 100 kolejnych przebiegów ciśnienia w cylindrze oraz wzniosów iglicy wtryskiwacza przy stałym ustawieniu nominalnego kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa, równego  $\alpha_{dpt} = 15$  °OWK.

Na podstawie zmierzonych wielkości wyznaczono:

- ciśnienie paliwa w przewodzie wtryskowym,
- ciśnienie w komorze spalania.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego [2]: 1 – blok wzmacniaczy sygnałów przekazywanych z czujników piezoelektrycznych, 2 – komputer PC z kartą pomiarową, 3 – moduł sterowania i kontroli 4 – nadajnik kąta obrotu wału korbowego, 5 – silnik AD3.152, 6 – blok kontroli prędkości obrotowej, 7 – generator podstawy czasu

Fig. 1. Measuring stand scheme [2]: 1 - amplifiers of signals transmitted from piezoelectric detectors, 2 - PC with measuring card, 3 - control set, 4 - transducer of crankshaft rotation angle, 5 - engine AD3.152, 6 - rotational speed control system, 7 - time base generator

Po wstępnym przygotowaniu wykresu indykatorowego do dalszej jego analizy określono:

–wartość dawki paliwa spalonego w czasie 1-go cyklu pracy silnika np. według zależności:

$$g_{\text{obieg}} = \frac{G_e}{30 \cdot n \cdot c} \text{ lub } g_{\text{obieg}} = \frac{p_d \cdot V_s \cdot \eta_v}{\bar{R} \cdot T_d \cdot M_o \cdot \lambda}, \quad (1)$$

gdzie:

$G_e$  – godzinowe zużycie paliwa,

$n$  – prędkość obrotowa wału korbowego,

$c$  – ilość cylindrów,

$\eta_v$  – stopień napełnienia cylindra,

$\lambda$  – współczynnik nadmiaru powietrza,

$\bar{R}$  – uniwersalna stała gazowa,

$V_s$  – objętość skokowa cylindra,

$p_d$  i  $T_d$  – odpowiednie ciśnienie i temperatura w układzie dolotowym silnika,

$M_o$  – teoretyczna ilość moli powietrza potrzebnego do spalania całkowitego i zupełnego 1 kg paliwa.

Ilość czynnika roboczego realizującego cykl pracy [1]:

$$M_{\text{cz}} = \eta_v \frac{p_d \cdot V_s}{\bar{R} \cdot T_d} \text{ lub } M_{\text{cz}} = \lambda \cdot g_{\text{obieg}} \cdot M_o \quad (2)$$

Ilość składników spalin powstałych ze spalania 1 kg paliwa obliczano wg znanych w teorii silników spalinowych wzorów, zaś teoretyczny  $\mu_o$  i rzeczywisty  $\mu$  współczynnik zmian molowych jest:

$$\mu_0 = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{2}}{\lambda \cdot M_0}; \quad \mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma}, \quad (3)$$

gdzie:

$\gamma$  – współczynnik resztek spalin.

Chwilowe wartości współczynnika zmian molowych w czasie procesu spalania obliczano z zależności:

$$\mu_x = 1 + \frac{\mu_0 - 1}{1 + \gamma} \cdot x, \quad (4)$$

gdzie:

$x$  - względna ilość wydzielonego ciepła podczas procesu spalania.

Chwilowa ilość czynnika roboczego w czasie procesu spalania [1] jest:

$$M_x = g_{\text{obieg}} \cdot \lambda \cdot M_0 \cdot \mu_x. \quad (5)$$

Chwilową wartość wykładnika adiabaty czynnika roboczego w czasie procesu spalania paliw mineralnych obliczano ze wzoru [1]:

$$k = 1,259 + \frac{76,7}{T} - (0,005 + \frac{0,0375}{\lambda}) \cdot x, \quad (6)$$

zaś ciepło właściwe przy stałej objętości ze wzoru:

$$c_v = \frac{\bar{R}}{k - 1}. \quad (7)$$

Opracowana metodyka analizy wykresu indykatorowego uwzględnia wpływ zmienności w czasie procesu spalania takich wielkości jak: temperatura i stopień zaawansowania procesu spalania oraz zmieniające się ilości moli czynnika roboczego.

Wyznaczenie względnej ilości wydzielonego ciepła w czasie procesu spalania przeprowadza się w oparciu o równanie I zasady termodynamiki i równanie stanu w postaci [1]:

$$\begin{cases} dQ_x = dU + pdV + dQ_{sc} + dQ_{dys} \\ pV = \bar{M}RT \end{cases}. \quad (8)$$

Dzieląc tę zależność przez całkowitą ilość wydzielonego ciepła ze spalania dawki paliwa o wartości opałowej  $W_u$  otrzymamy:

$$dx = dx_i + dx_{sc} + dx_{dys}, \quad (9)$$

lub w postaci całkowej:

$$x = x_i + x_{sc} + x_{dys}. \quad (10)$$

Ilość ciepła wydzielonego ze spalania dawki paliwa obliczamy ze wzoru:

$$dQ_x = \xi \cdot g_{\text{obieg}} \cdot W_u dx; \quad Q_x = \xi \cdot g_{\text{obieg}} \cdot W_u, \quad (11)$$

gdzie:

$\xi$  – efektywny współczynnik wydzielania ciepła podczas procesu spalania.

Ciepło przekazane do ścianek komory spalania obliczano ze wzoru:

$$dQ_{sc} = \alpha_{sc} \cdot F \cdot dt. \quad (12)$$

Wielkość  $\alpha_{sc}$  wyznaczano według znanych zależności empirycznych podawanych w literaturze specjalistycznej. Wielkość  $F$  jest powierzchnią wymieniającą ciepło, zaś wartość  $dt$  można zastąpić wielkością skończoną  $\Delta t = \frac{\alpha_i - \alpha_{i-1}}{6 \cdot n}$ , w której  $\alpha$  jest kątem obrotu wału korbowego. W prezentowanej w artykule metodyce założono, że zjawisko dysocjacji podczas procesu spalania jest nieznaczące i można przyjąć, że  $Q_{dys} = 0$ . Po przekształceniach termodynamicznych i zastąpieniu różniczek różnicami skończonymi oraz wykorzystaniu zależności Woschniego do obliczania współczynnika przejmowania ciepła  $\alpha_{sc}$ , otrzymano wzór na obliczanie względnej ilości ciepła wydzielającego się podczas spalania w postaci [1, 3]:

$$x = \frac{1}{\xi \cdot g_{obieg} \cdot W_u} \left\{ \frac{1}{k-1} \left[ k \frac{p_i + p_{i-1}}{2} (V_i - V_{i-1}) + \frac{V_i + V_{i-1}}{2} (p_i - p_{i-1}) \right] \right\} + \frac{\alpha_{sc} \cdot \left( F \cdot \frac{\alpha_i - \alpha_{i-1}}{6 \cdot n} \right) \cdot (T - T_{sc})}{\xi \cdot g_{obieg} \cdot W_u}, \quad (13)$$

gdzie:

$$\alpha_{sc} = 110 \cdot D^{-0,2} \cdot \left( 2,28 \cdot \frac{s \cdot n}{30} \right)^{0,8} \cdot (p_{isr})^{0,8} \cdot (T_{sr})^{-0,53},$$

$T_{sr}$  – temperatura gazów w cylindrze,

$T_{sc}$  – temperatura ścianek cylindra,

$F$  – powierzchnia wymieniająca ciepło,

$s$  – skok tłoka.

Wartość prędkości względnej ilości wydzielającego się ciepła wyznaczamy ze wzoru:

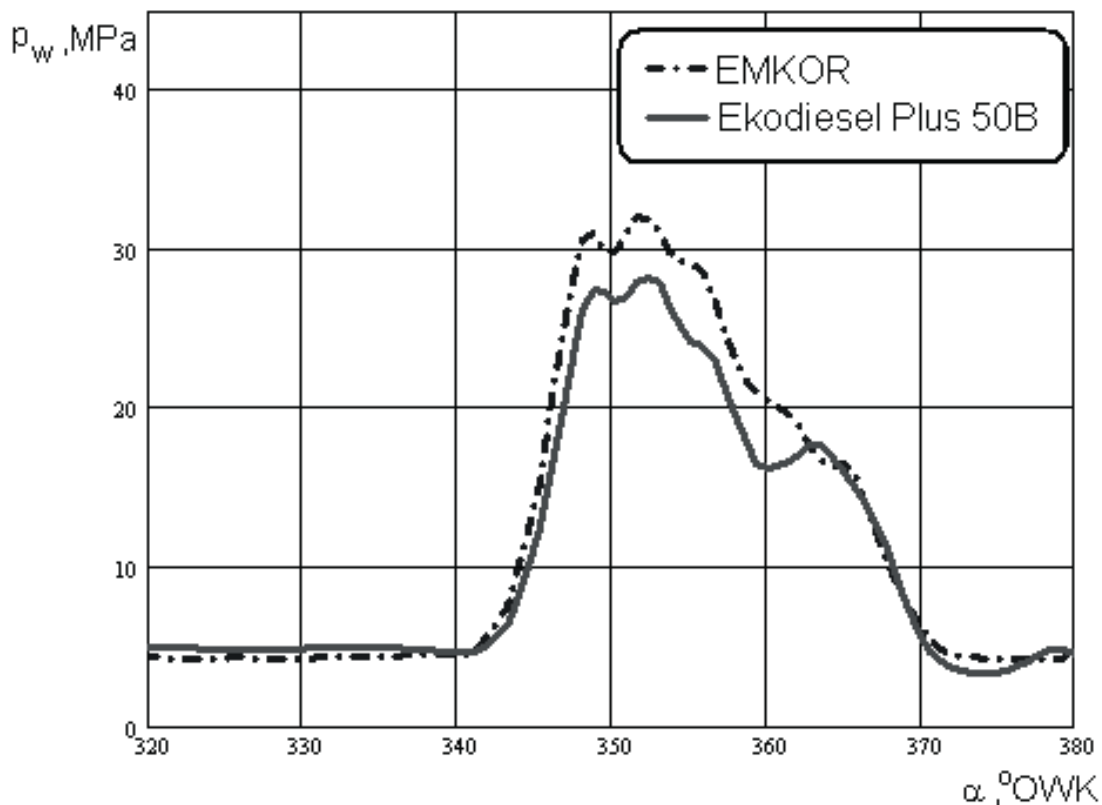
$$\dot{x} = \frac{X_i - X_{i-1}}{\alpha_i - \alpha_{i-1}}. \quad (14)$$

## 5. Wyniki pomiarów ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym

Na rysunku 2 przedstawiono w postaci graficznej porównanie przebiegu ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym dla badanych paliw przy pracy silnika z prędkością obrotową  $n=1400$  obr/min odpowiadającą maksymalnemu momentowi obrotowemu. Rysunek 3 przedstawia porównanie uśrednionych przebiegów narastania ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym dla 100 cykli wtrysku paliw: Ekodiesel Plus 50B oraz EMKOR przy prędkości obrotowej maksymalnego momentu obrotowego 1400 obr/min. W tabeli 2 przedstawiono maksymalne wartości prędkości narastania ciśnienia w przewodzie wtryskowym silnika AD3.152 pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i zasilanego paliwami: Ekodiesel Plus 50B oraz EMKOR.

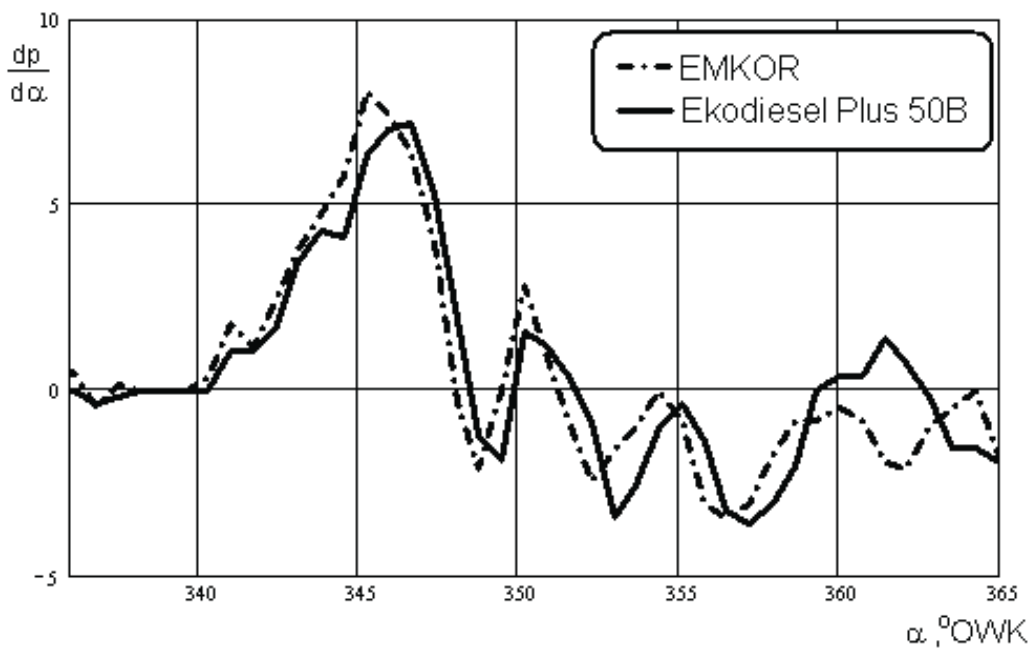
## 6. Wyniki badań procesu wydzielania ciepła

Rysunek 4 przedstawia przykładowy uśredniony ze 100 cykli wykres prędkości względnej ilości wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika AD3.152 pracującego przy prędkości maksymalnego momentu obrotowego ( $n=1400$  obr/min) i zasilanego paliwami: Ekodiesel Plus 50B oraz EMKOR.



Rys. 2. Przykładowe uśrednione zależności ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym od kąta obrotu wału korbowego przy zasilaniu silnika AD3.152 badanymi paliwami (prędkość obrotowa silnika  $n=1400$  obr/min)

Fig. 2. Exemplary dependences between fuel pressure in injection pipe and crankshaft rotation angle for engine AD3.152 fuelled with examined fuels (engine rotational speed  $n= 1400$  rpm)



Rys. 3. Przykładowa uśredniona ze 100 cykli pomiarowych zależność przyrostu prędkości narastania ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym od kąta obrotu wału korbowego przy zasilaniu silnika paliwami badawczymi (prędkość obrotowa silnika  $n=1400$  obr/min)

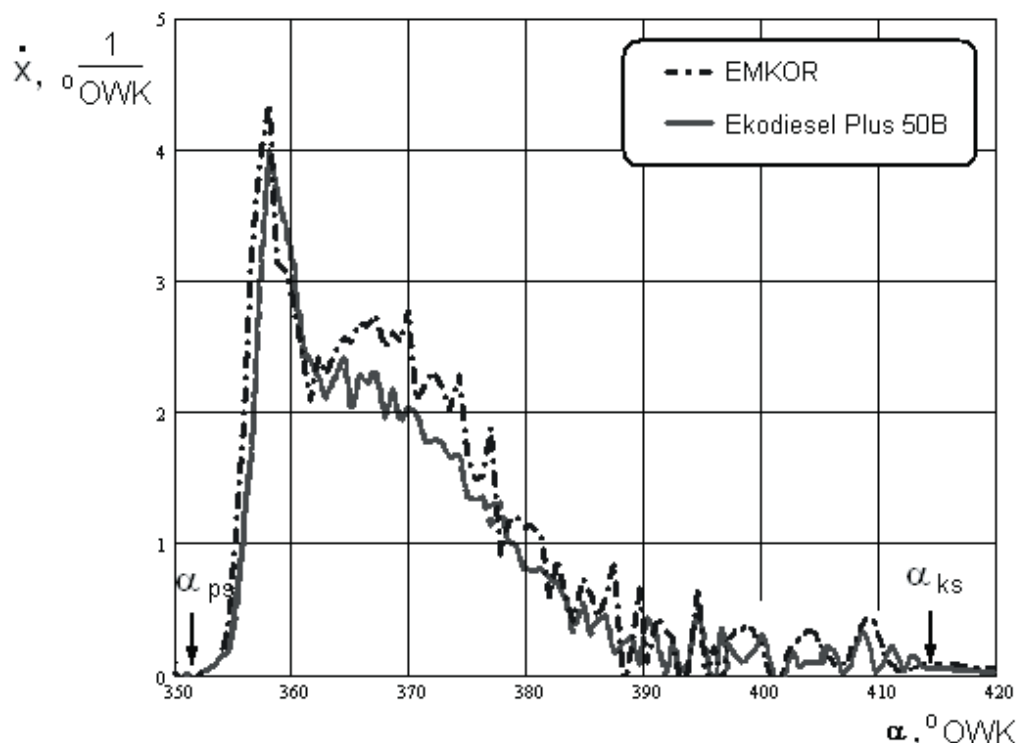
Fig. 3. Exemplary dependences between pressure increase rate in injection pipe (mean value of 100-cycles) and crankshaft rotation angle for engine fuelled with examined fuels (engine rotational speed  $n= 1400$  rpm)

Tabela 2. Maksymalne wartości prędkości narastania ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym silnika AD3.152 zasilanego paliwem węglowodorowym Ekodiesel Plus 50B i paliwem roślinnym EMKOR

Table 2. Maximum values of pressure increase rate in injection pipe of engine AD3.152 fuelled with hydrocarbon fuel Ekodiesel Plus 50B and vegetable fuel EMKOR

Lp	Prędkość obrotowa silnika n, obr/min	Uśredniona maksymalna wartość prędkości narastania ciśnienia paliwa EMKOR	Uśredniona maksymalna wartość prędkości narastania ciśnienia paliwa Ekodiesel Plus 50B
1	1000	7,69	7,18
2	1200	7,71	7,20
3	1200	7,75	7,21
4	1600	7,87	7,38
5	1800	8,03	7,54
6	2000	8,05	7,56

Na rys. 5 przedstawiono uśredniony ze 100 cykli wykres względnej ilości wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania  $\dot{x}$ , indykatorową względną ilość wydzielającego się ciepła  $x_i$  oraz względną ilość ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania  $x_{sc}$  w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Wykresy sporządzono dla prędkości maksymalnego momentu obrotowego ( $n=1400$  obr/min) i przy zasilaniu silnika paliwem Ekodiesel Plus 50B oraz paliwem pochodzenia roślinnego EMKOR.



Rys. 4. Przykładowa względna prędkość  $\dot{x}$  wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika AD3.152 (dla  $n=1400$  obr/min) zasilanego badanymi paliwami:  $\alpha_{ps}$ - kąt początku spalania,  $\alpha_{ks}$ - kąt końca spalania

Fig. 4. Exemplary diagram of unit pressure  $\dot{x}$  of heat emission during combustion process versus crankshaft rotation angle of AD3.152 engine fuelled with examined fuels:  $\alpha_{ps}$ - angle of combustion beginning,  $\alpha_{ks}$ - angle of combustion end

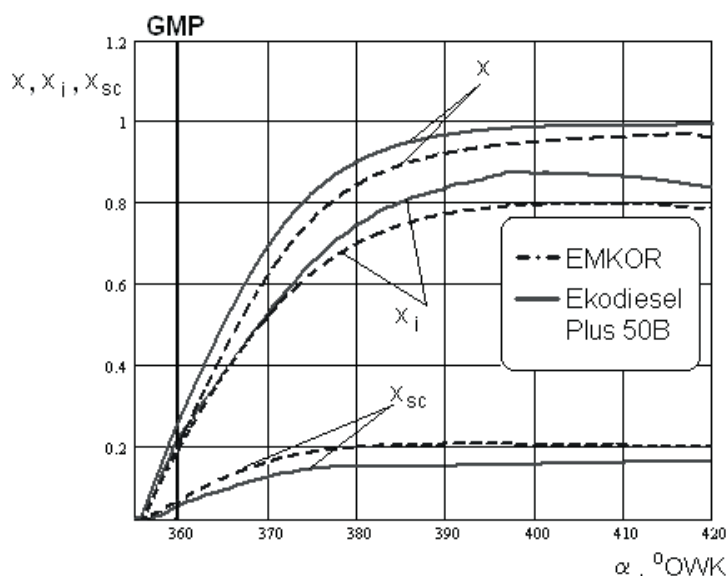


## 7. Wnioski

Na podstawie porównania wyników badań otrzymanych przy zasilaniu silnika dwoma paliwami ekologicznymi tj. niskosiarkowego oleju napędowego Ekodiesel Plus 50B oraz paliwa roślinnego - estru metylowego kwasów oleju rzepakowego EMKOR, można sformułować następujące wnioski:

-wartości uśrednionych przebiegów ciśnień badanych paliw w przewodzie wtryskowym i prędkości narastania w nim ciśnienia okazały się większe w całym zakresie prędkości obrotowych silnika tj. od 1000-2000 obr/min przy zasilaniu go paliwem roślinnym EMKOR w porównaniu z paliwem węglowodorowym Ekodiesel Plus 50B. Różnice tych prędkości wynoszą 7% przy prędkości maksymalnego momentu obrotowego (1400 obr/min) i 6,1% przy prędkości maksymalnej mocy (2000 obr/min),

-maksymalna prędkość wydzielającego się ciepła osiąga większą wartość przy zasilaniu silnika paliwem EMKOR w porównaniu z Ekodiesel Plus 50B w badanym zakresie warunków pracy,



Rys. 5. Względna ilość wydzielającego się ciepła podczas procesu spalania  $x$ , indykatorowa względna ilość wydzielającego się ciepła  $x_i$  oraz względna ilość ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania  $x_{sc}$  wyznaczone w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika AD3.152 (dla  $n=1400$  obr/min)

Fig. 5. Unit quality  $x$  of heat emitted during combustion process, unit indicated emitted heat quality  $x_{sc}$  obtained as function of crankshaft rotation angle of AD3.152 engine (for  $n=1400$  rpm)

-ilość ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania przy zasilaniu silnika paliwem EMKOR jest większa w porównaniu z zasilaniem go paliwem Ekodiesel Plus 50B,

-celowym jest prowadzenie dalszych badań procesów wtrysku paliwa i przebiegów względnej ilości wydzielającego się ciepła przy zasilaniu silnika zarówno paliwami pochodzenia mineralnego jak i roślinnego.

## 8. Literatura:

- [1] Ambrozik A., Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2004.
- [2] Dokumentacja Techniczna., Stanowisko pomiarowe parametrów pomiarowych szybkozmiennych ciśnień, IEPiM Politechnika Radomska, Radom 2001.
- [3] Khacyjan A. S., Labieckas G. S., Vlianie charakteristik vpryska raspylivania topliva na proces tieplovydelenija i pokazateli dizela s nadduvom, Dvigatelistrojenie Nr 6, 1982.
- [4] Polski Koncern Naftowy ORLEN S.A., Świadectwa jakości paliw, Płock 2004.