

Stanisław KRUCZYŃSKI¹
Piotr ORLIŃSKI²
Stanisław ORLIŃSKI³

WPLYW ZASILANIA SILNIKA ROLNICZEGO O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM PALIWAMI BIO-E-DIESEL NA WYBRANE PARAMETRY PROCESU WTRYSKU

W artykule przedstawiono zagadnienia dotyczące zastosowania paliw o różnych właściwościach fizykochemicznych do zasilania silników o zapłonie samoczynnym. Wykorzystanie tych paliw wymaga specjalnych metod pomiarowych w celu uzyskania dużych dokładności pomiarów dla określenia występujących różnic w procesach wtrysku i rozpadu strugi paliwa na krople. Rodzaj i właściwości fizykochemiczne paliwa wpływają na przebieg procesu wtrysku, co wiąże się z procesem spalania. Procesy te decydują o wielkości okresu opóźnienia zapłonu, który ma duży wpływ na wskaźniki ekonomiczne i ekologiczne pracy silników o ZS.

INFLUENCE OF POWERING THE AGRICULTURAL ENGINE ABOUT THE SELF-IGNITION WITH FUELS BIOE-DIESEL TO CHOSEN PARAMETERS OF THE PROCESS OF INJECTION

In the article problems concerning using fuels about all sorts properties were presented physicochemical for powering engines about the self-ignition. Using these fuels demands special measuring methods in order to get the considerable accuracies of the measurements in order to determine appearing differences in processes of injection and of the disintegration of the stream of fuel. The kind and properties physicochemical fuels are influencing the course of the process of injection what is forming with the process of burning. These processes are deciding about the size of the period of delaying the ignition and about the quality and the course of becoming hot what is forming with economic and ecological signs of engines about ZS.

1. WSTĘP

Procesy wtrysku i spalania są złożonymi, powtarzającymi się okresowo, szybkozmiennymi procesami zachodzącymi w przestrzeni nadłokowej cylindra silnika spalinowego. Jednym z wiarygodnych źródeł informacji o przebiegu procesów wtrysku

¹ Instytut Energii Odnawialnej i Paliw. Warszawa. skruczyn@simr.pw.edu.pl

¹ Politechnika Warszawska, Wydział SiMR, Instytut Pojazdów, p.orlinski@simr.pw.edu.pl

¹ Politechnika Radomska, Wydział Mechaniczny, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, e-mail: walorl@wp.pl

i spalania paliwa są przebiegi: ciśnienia paliwa w przewodzie wtryskowym, wzniosu iglicy wtryskiwacza oraz ciśnienia w cylindrze [1, 3].

Zastosowanie paliw o różnych właściwościach fizykochemicznych do zasilania silników o zapłonie samoczynnym i badania ich wpływu na wskaźniki operacyjne pracy silnika wymaga pomiarów o dużej dokładności, których celem jest zapewnienie wiarygodnych wyników badań procesów wtrysku, rozpadu strugi paliwa i jej spalania [4].

Rozwiązania tego problemu poszukuje się między innymi w obszarze wykorzystania paliw zastępczych wytwarzanych w procesie transestryfikacji olejów roślinnych w celu otrzymania ich estrów oraz ich mieszanin z alkoholem. Paliwa roślinne charakteryzują się innymi właściwościami fizykochemicznymi w stosunku do paliw węglowodorowych. Powoduje to występowanie różnic w procesie tłoczenia i rozpylania paliwa jak również procesu ich spalania w cylindrze silnika [2].

2. CEL BADAŃ

Celem badań była ocena wpływu zasilania silnika PERKINS typ 1100 paliwami: olejem napędowym EKODIESEL, paliwem roślinnym FAME, oraz mieszaninami tych paliw z etanolem odwodnionym (v/v): mieszaniną W1 – 89% ON + 0,5% Rokanol O3 + 0,5% Rokanol L3S + 10% Etanol (Diesel), mieszaniną W2 – 90% FAME + 10% Etanol (BioE-Diesel). W celu poprawy stabilności mieszaniny W1, W2, w wyniku wielu prób wyłoniono dwa dodatki Rokanol O3 (eter polioksyetylenowany alkoholu oleilowego), Rokanol L3S (eter polioksyetylenowy technicznego alkoholu laurylowego).

W czasie badań silnik pracował według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej w zakresie prędkości obrotowej wału korbowego od 1000 do 2200 obr/min, przy fabrycznych ustawieniach regulacyjnych.

3. STANOWISKO BADAWCZE ORAZ PARAMETRY FIZYKOCHEMICZNE PALIW ZASILAJĄCYCH SILNIK

Silnik Perkins 1104C-44 stosowany jest głównie jako źródło napędu ciągników rolniczych. Poza Unią Europejską i USA stosowany jest również w pojazdach samochodowych. W związku z tym powinien on spełniać normy dotyczące emisji składników toksycznych spalin EU Stage II (dla Nonroad Diesel Engines) w wersji G, która dotyczy silników o mocy efektywnej z przedziału $37 \leq P < 75$ kW [3].

Badania przeprowadzono na typowym silnikowym stanowisku hamownianym [2, 5].

Wyboru paliw zasilających silnik dokonano ze względu na ich dostępność na rynku oraz z uwzględnieniem właściwości fizykochemicznych, które wywierają istotny wpływ na przebieg procesu wtrysku paliwa tj. jego gęstość i lepkość [3].

Podstawowe właściwości fizykochemiczne mieszanin (kompozycji) zastosowanych w badaniach przedstawiono w tabeli 1, w tabeli 2 typ wtryskiwacza oraz jego parametry zaś w tabeli 3 wartość ośrodka gazowego ze względu na kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa, natomiast w tabeli 4 wybrane dane techniczne silnika Perkins 1104C-44 (EU Stage II G).

Tabela 1. Podstawowe właściwości fizykochemiczne mieszanin (kompozycji) [5]

	Właściwości	Jednostka	W1	W2	ON	FAME
1.	Gęstość w 15 °C	kg/m ³	832,5	874,2	848	878
2.	Lepkość kinematyczna w 40 °C	mm ² /s	2,43	3,60	3,12	4,7
3.	Napięcie pow. σ	10 ⁻² [N/m]	3,28	3,56	3,47	3,52

Tabela 2. Typ wtryskiwacza oraz jego parametry [1]

Wtryskiwacz: rodzaj	Firmy Delphi z rozpylaczem 5-cio otworkowym o średnicach 0,25 mm
Typ wtryskiwacza/ ciśnienie wtrysku	Delphi 2645K016/ 29±0,5 MPa

Tabela 3. Wartość ośrodka gazowego ze względu na kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa [1]

Kąt wyprzedzenia wtrysku	Wartość kąta przed GMP	Temperatura K	Ciśnienie sprężania max. MPa	Gęstość ośrodka gazowego kg/m ³
12 °OWK	348 °OWK	941	4,05	9,82

Tabela 4. Wybrane dane techniczne silnika Perkins 1104C-44 (EU Stage II G) [1]

Liczba cylindrów	4
Pojemność skokowa	4400, cm ³
Maksymalna moc	60, kW przy 2200, obr./min.
Maksymalny moment obrotowy	294, Nm przy 1400, obr./min.
Stopień sprężania	19,3
Ciśnienie sprężania	4.05 MPa
Prędkość biegu jałowego	750 ± 50, obr/min
Kąt dynamicznego początku tłoczenia paliwa	12 °OWK

4. OPIS METODY BADAŃ

Podczas sporządzania zewnętrznej charakterystyki prędkościowej silnika w przedziale prędkości obrotowej wału korbowego od 1000-2200 obr/min, rejestrowano: ciśnienie paliwa w przewodzie wtryskowym i ciśnienie w cylindrze oraz wznios iglicy wtryskiwacza. Wykresy indykatorowe zdejmowano za pomocą czujnika piezokwarcowego firmy AVL. Wykorzystując zmierzone wielkości wyznaczano [1]:

- ciśnienie w komorze spalania,
- ciśnienie w przewodzie wtryskowym,
- wznios iglicy wtryskiwacza.

Po wstępnej analizie wykresów indykatorowych wyznaczono: różnicę ciśnienia ΔP pomiędzy ciśnieniem w rozpylaczu $P_{w,max}$ i ciśnieniem w cylindrze $P_{c,max}$ [4]:

$$\Delta P = P_{w,max} - P_{c,max}, [\text{MPa}] \quad (1)$$

gdzie:

$P_{w,max}$ – uśrednione maksymalne ciśnienie wtrysku paliwa [MPa], $P_{c,max}$ – uśrednione maksymalne ciśnienie w cylindrze [MPa],

Początkowa prędkość wypływu paliwa (U_p) zależy od: różnicy ciśnienia w studziencie wtryskiwacza i ciśnienia w cylindrze ΔP , gęstości czynnika roboczego w cylindrze ρ_g i gęstości paliwa ρ_p oraz od średnicy otworka rozpylacza d_o . Prędkość wypływu strumienia paliwa z wtryskiwacza u_p (w przekroju wylotowym rozpylacza) obliczano z zależności [4]:

$$U_p = \mu \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_p}}, [\text{m/s}] \quad (2)$$

gdzie:

Δp - różnica ciśnienia cieczy przed otworkiem rozpylacza i ciśnienia ośrodka do którego paliwo jest wtryskiwane, [MPa], ρ_p - gęstość paliwa, [kg/m^3], μ - hydrodynamiczny współczynnik wypływu zależny od konstrukcji rozpylacza.

Obliczenia średniej, krytycznej średnicy kropli d_{kr} , dla badanych paliw prowadzono według zależności zaproponowanej przez Sautera [4]:

$$d_{kr} = \frac{\sigma We_{kr}}{\rho_g u_p^2}, [\mu\text{m}] \quad (3)$$

gdzie:

σ - napięcie powierzchniowe, [N/m],

ρ_g - gęstość ośrodka gazowego, [kg/m^3],

We_{kr} - krytyczna wartość liczby Webera, [m/s],

U_p - prędkość wypływu strumienia paliwa z wtryskiwacza, [m/s],

Czas liczony od chwili wypływu paliwa z rozpylacza do chwili rozpadu jego strugi t_r , ms, można obliczyć z zależności [4]:

$$t_r = \frac{29 \rho_g d}{(\rho_p \cdot \Delta p)^{1/2}}; [\text{ms}] \quad (4)$$

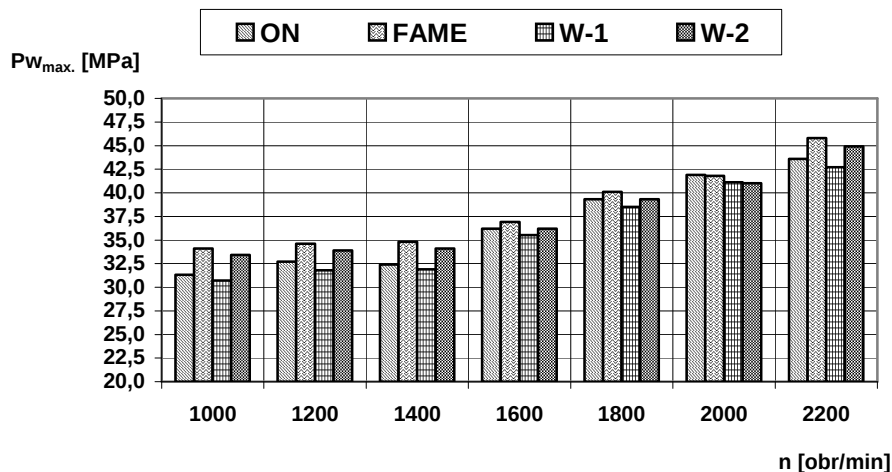
gdzie:

d - średnica otworka rozpylacza – 0,25 mm.

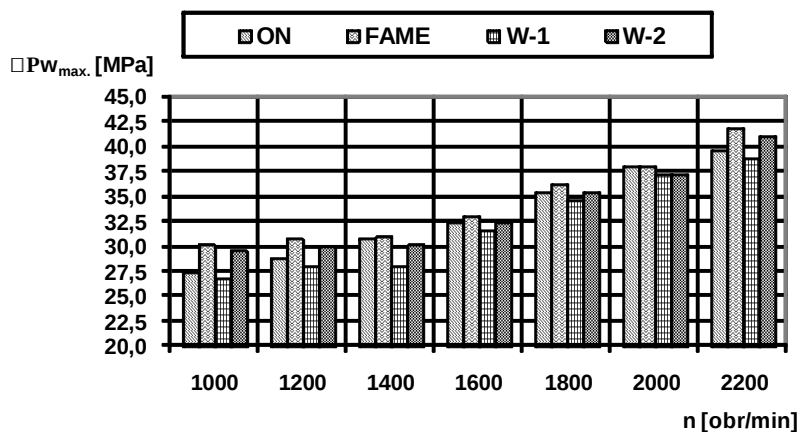
5. ANALIZA OTRZYMANYCH WYNIKÓW BADAŃ

Na rys. 1 przedstawiono porównanie maksymalnych ciśnień paliwa we wtryskiwaczu P_w [MPa] w czasie procesu wtrysku dla stosowanych paliw i przy prędkości obrotowej wału korbowego silnika od 1000-2200 obr/min. Na rys.2 przedstawiono porównanie różnicy ciśnienia ΔP pomiędzy ciśnieniem w rozpylaczu $P_{w,max}$ i ciśnieniem w cylindrze

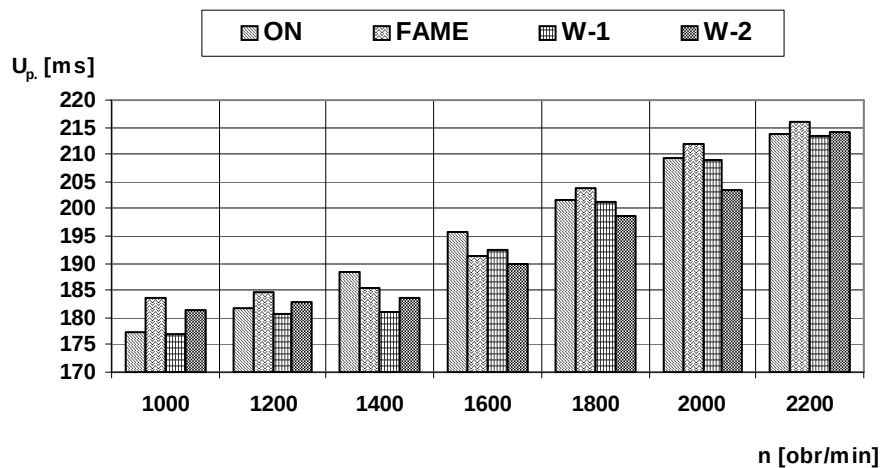
$P_{c,max}$ Na rys.3 przedstawiono początkowe prędkości wypływu strumienia paliwa z wtryskiwacza U_p [m/s]. Rys. 4 przedstawia średnie średnice kropeł d_{kr} , [μm] tworzące się przy wypływie paliwa z otworu rozpylacza o stałym przekroju przelotowym, wyznaczone wg. Sautera zaś na rys. 5. czasów rozpadu strug paliwa t_r [ms], w funkcji prędkości obrotowych wału korbowego silnika dla $n=1000\div 2200$ obr/min



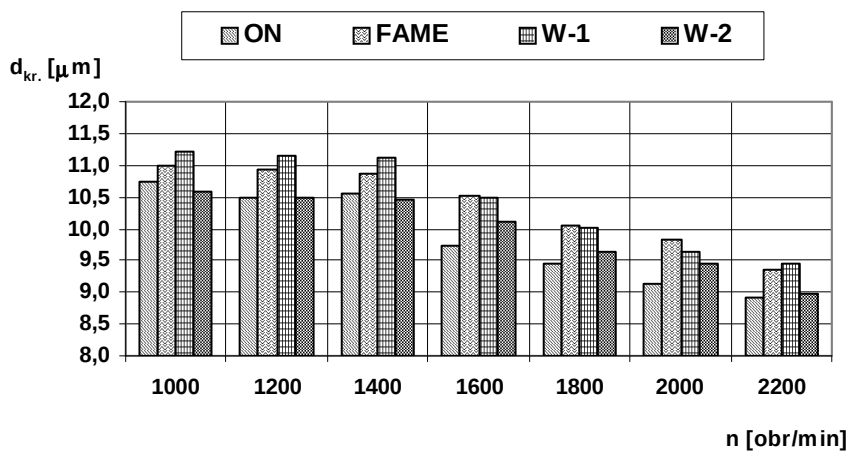
Rys. 1. Porównanie maksymalnych ciśnień paliwa we wtryskiwaczu P_w [MPa] w funkcji prędkości obrotowych wału korbowego silnika dla $n=1000\div 2200$ obr/min



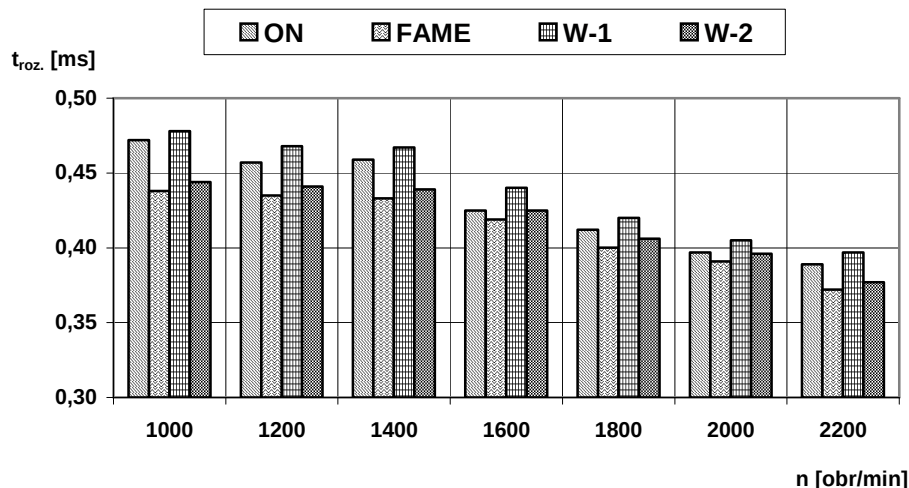
Rys. 2. Porównanie różnicy ciśnienia ΔP pomiędzy ciśnieniem w rozpylaczu $P_{w,max}$ i ciśnieniem w cylindrze $P_{c,max}$ w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika dla $n=1000\div 2200$ obr/min



Rys.3. Porównanie początkowej prędkości wypływu paliwa z wtryskiwacza U_p [m/s] w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika dla $n=1000\div2200$ obr/min



Rys.4. Porównanie średnich krytycznych średnic kropeł d_{kr} , [μm] w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika dla $n=1000\div2000$ obr/min



Rys. 5. Porównanie czasów rozpadu strug paliwa w funkcji prędkości obrotowych wału korbowego silnika dla $n=1000\div 2200$ obr/min

6. WNIOSKI

Na podstawie wyników otrzymanych z przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski:

- największe ciśnienia paliwa we wtryskiwaczu P_w [MPa] w przedziale prędkości obrotowych wału korbowego od 1000 ÷ 2200 obr/min było dla estru FAME, zaś najmniejsze ciśnienia było dla mieszaniny W1. Różnica procentowa pomiędzy nimi jest od 10-14%. Różnica ta spowodowana jest różną gęstością oraz lepkością paliw,
- porównanie różnicy ciśnień ΔP [MPa] pomiędzy ciśnieniem w rozpylaczu $P_{w,max}$ i ciśnieniem w cylindrze $P_{c,max}$ w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika dla $n=1000, 2200$ obr/min wykazało największe ciśnienia było dla estru FAME, zaś najmniejsze ciśnienia było dla mieszaniny W1. Różnica procentowa pomiędzy nimi jest od 9 - 14%. Różnica ta spowodowana jest różną gęstością oraz lepkością paliw,
- początkowe prędkości wtryskiwanego paliwa U_p [m/s] były największe dla paliwa FAME, zaś najmniejsze dla mieszaniny W1. Różnica procentowa pomiędzy nimi wynosi, od 2 - 6% co spowodowane było również różnymi właściwościami fizykochemicznymi badanych paliw,
- badania uśrednionych średnic kropel paliwa d_{kr} , [μm] wykazały, że największe średnice kropel występują dla mieszaniny W1 przy dużych obciążeniach silnika w przedziale prędkości obrotowej od 1000-1400 obr/min podczas zmniejszania obciążenia, co wiąże się ze wzrostem prędkości obrotowych silnika od 1400-2200 obr/min średnice kropel były porównywalne dla paliw W1 i FAME. Najmniejsze średnice kropel w całym przedziale prędkości obrotowych od 1000-2200 obr/min występowały dla paliw ON i W2. Bezwzględna procentowa pomiędzy badanymi

- paliwami wynosi, od 3-5 %. Spowodowane jest to różnym ciśnieniem paliwa we wtryskiwaczu oraz różnymi gęstościami, lepkościami i napięciami powierzchniowymi,
- natomiast czasy rozpadu strug badanych paliw okazały się mniejsze dla paliwa FAME i W2, zaś największe dla ON i W1. Różnica procentowa pomiędzy nimi wynosi od 9-14 %. Spowodowane to jest różną wielkością ciśnienia paliwa we wtryskiwaczu oraz różną gęstością, lepkością i napięciem powierzchniowym,
 - celowe jest dalsze prowadzenie badań nad oceną wpływu zasilania silnika zarówno paliwami pochodzenia węglowodorowego jak i roślinnego na procesie wtrysku paliwa, co ma wpływ na efektywne, ekonomiczne i ekologiczne wskaźniki pracy silnika,
 - przy ocenie ekonomicznego aspektu stosowania estrów olejów roślinnych i ich mieszanin z alkoholem etylowym celowym jest zmniejszenie kosztów ich wytwarzania i dystrybucji tak, aby ceny tych paliw były porównywalne z cenami paliw pochodzenia węglowodorowego.

7. LITERATURA

- [1] Dokumentacja techniczna stanowiska badawczego. Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych. Politechnika Warszawska, Warszawa 2008,
- [2] Lotko W i inni.: Nieustalone stany pracy silnika wysokoprężnego zasilanego olejem napędowym z eterem tert butylowym. WKiŁ, Warszawa 2010.
- [3] Kruczyński S., Orliński P., Orliński S.: „Wpływ właściwości paliw naturalnych i roślinnych na proces rozpylania paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym”, Zeszyty Naukowe IP PW, Warszawa 2008.
- [4] Łuksa A., Kruczyński S., Orliński P., Orliński S.: Wpływ składu paliwa mikroemulsyjnego węglowodorowo - estrowo - etanolowego na wskaźniki pracy silnika o zapłonie samoczynnym. Zeszyty Naukowe IP PW, Warszawa 2009.
- [5] Zakład Produktów naftowych, WMTiW, Politechnika Radomska Świadectwa jakości paliw, 2009.