

**LONGWIC Rafał, SANDER Przemysław, GÓRSKI Krzysztof, JAŃCZUK Bronisław,  
ZDIENNICKA Anna, SZYMCZYK Katarzyna**

## **NOWA KONCEPCJA WYKORZYSTANIA OLEJU RZEPAKOWEGO JAKO PALIWA DO ZASILANIA SILNIKÓW O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM**

### *Streszczenie*

*W artykule przedstawiono wstępne wyniki prac w zakresie nowej koncepcji wykorzystania oleju rzepakowego (OR) jako paliwa. Pokazano podstawowe różnice w zakresie własności fizykochemicznych dla oleju rzepakowego i napędowego. Omówiono teoretyczny wpływ własności fizykochemicznych paliwa na proces tworzenia mieszaniny palnej. Przeanalizowano możliwości modyfikacji własności fizykochemicznych oleju rzepakowego poprzez zastosowanie dodatków chemicznych w małych udziałach objętościowych w mieszaninie z OR.*

### **WSTĘP**

Zaostrzenie norm dotyczących emisji związków toksycznych spalin oraz niestabilna sytuacja na rynku paliw ropopochodnych zmuszają do prowadzenia prac w zakresie poszukiwania nowych rodzajów paliw do zasilania silników spalinowych. W odniesieniu do silników o zapłonie samoczynnym prace te prowadzone są głównie w zakresie pozyskiwania paliw nie pochodzących z rafinacji ropy naftowej, które można by stosować samodzielnie lub jako mieszaniny objętościowe z olejem napędowym. Na szczególną uwagę zasługują paliwa pochodzące z roślin oleistych. W warunkach polskich jest to olej rzepakowy. W innych rejonach klimatycznych wykorzystuje się olej sojowy, palmowy, olej z orzeszków ziemnych [16]. Oleje te stosuje się głównie jako dodatki do oleju napędowego. Oleje roślinne można również poddawać procesowi estryfikacji i otrzymywać paliwo o własnościach fizykochemicznych zbliżonych do oleju napędowego. Prace w tym zakresie w wielu krajach prowadzone są już na skalę przemysłową. Mankamentem tego typu rozwiązania jest to, że proces transestryfikacji jest procesem wysoce energochłonnym, a jego ubocznym efektem jest wytwarzanie znacznych ilości gliceryny, a ponadto należy zabezpieczyć stałe dostawy roślin oleistych do produkcji (jest to trudne z uwagi na cykl wegetacyjny roślin). Zasilanie silnika o ZS czystym olejem rzepakowym jest mocno utrudnione z uwagi na znaczne różnice właściwości fizykochemicznych tego paliwa w odniesieniu do oleju napędowego. Skutkuje to pogorszeniem procesu przygotowania mieszaniny palnej a w rezultacie wpływa na inny niż w przypadku oleju napędowego przebieg procesu spalania. Zaburzenia przebiegu procesu spalania powodują wzrost emisji składników toksycznych spalin – głównie tlenków azotu NOx. Nie bez znaczenia jest również oddziaływanie własności fizykochemicznych oleju rzepakowego na zużycie współpracujących elementów układu T-P-C i elementów aparatury wtryskowej. W artykule omówiono teoretyczny wpływ własności fizykochemicznych paliwa

na proces tworzenia mieszaniny palnej. Przeanalizowano możliwości modyfikacji własności fizykochemicznych oleju rzepakowego poprzez zastosowanie dodatków chemicznych w małych udziałach objętościowych w mieszaninie z OR. Stosowanie ww. dodatków jest nową drogą w zakresie wykorzystania oleju rzepakowego jako paliwa w silnikach o zapłonie samoczynnym.

## **1. DOTYCHCZASOWE BADANIA W ZAKRESIE MOŻLIWOŚCI UŻYCIA OLEJÓW ROŚLINNYCH JAKO PALIWA**

Historia produkcji biopaliwa otrzymywanego z roślin oleistych sięga początku ubiegłego wieku. Po raz pierwszy oleje roślinne jako paliwo zastosował Rudolf Diesel w skonstruowanym przez siebie silniku. Dopiero później po nieudanych próbach z olejem roślinnym, do zasilania silnika zastosowano paliwo otrzymywane z ropy naftowej. Bardzo mała część dostępnej literatury traktuje o zasilaniu silnika o zapłonie samoczynnym czystymi olejami roślinnymi. Większość prac dotyczy zastosowania mieszanin oleju napędowego z olejem roślinnym.

Nishi K., Korematsu K., i Tanaka J. [20] wyodrębnili siedem procesów technologicznych wpływających na końcową jakość oleju rzepakowego, są to: kompresja, ekstrakcja, dezoksydacja, wybielanie, dezodoryzacja i ulepszenie. Stwierdzono, że wszystkie z wymienionych powyżej procesów nie są konieczne dla wykorzystania oleju rzepakowego jako paliwa. Badano osiągi silników o zapłonie samoczynnym zasilanych olejem rzepakowym, który został wyodrębniony na końcu każdego z siedmiu etapów rafinacji. Stwierdzono, że z punktu widzenia emisji składników toksycznych spalin proces ulepszenia można pominąć.

Bambuleac D. [4] analizował przebieg procesu spalania i wtrysku czystego oleju rzepakowego i estru metyloвого oleju rzepakowego. Zauważył, że własności fizykochemiczne tych paliw w znaczny sposób oddziałują na przebieg procesów roboczych silnika. Wyniki badań odnoszono do przypadku spalania czystego oleju napędowego. Dla estru metyloвого oleju rzepakowego uzyskiwano podobne wskaźniki efektywności jak dla oleju napędowego ponieważ własności fizykochemiczne tych paliw są bowiem bardzo zbliżone. Stwierdzono również wpływ lepkości oleju rzepakowego na wzrost ciśnień reszkowych w przewodach wysokiego ciśnienia. Zauważono nieznacznie wcześniejszy początek wtrysku dla estru metyloвого oleju rzepakowego i oleju rzepakowego w stosunku do oleju napędowego. Dla oleju rzepakowego stwierdzono małą efektywność procesu spalania w zakresie niskich obciążeń silnika.

Nikolic B., Kegl, B., Markovic S., Mitrovic M. [19] w swoim opracowaniu podjęli zagadnienie wpływu gęstości i modułu sprężystości oleju rzepakowego, estru metyloвого oleju rzepakowego i oleju napędowego na prędkość strugi rozpylonego paliwa. W pracy przedstawiono metodykę badawczą oraz urządzenie do określania prędkości strugi paliwa w zależności od ciśnienia wtrysku. Stwierdzono, że wraz ze wzrostem: gęstości, modułu sprężystości i ciśnienia wtrysku, wzrasta prędkość strugi paliwa.

Skukauskaitė B., Slaviskas S. [26] przeprowadzili badania eksperymentalne w zakresie przebiegu wtrysku oleju rzepakowego. Zauważono, że przebieg procesu spalania paliwa roślinnego w głównej mierze zależy od procesu przygotowania mieszaniny palnej. Wyznaczono charakterystykę wtrysku oleju rzepakowego i mieszanin oleju rzepakowego z napędowym o różnych udziałach objętościowych. Dodatkowo określono prędkość wypływu paliwa, maksymalne ciśnienie wtrysku, kąt początku wtrysku i czas trwania wtrysku. Wzrost ilości oleju rzepakowego w mieszaninie z olejem napędowym wpływał na zwiększenie prędkości wypływu paliwa, kąta wyprzedzenia wtrysku, maksymalnego ciśnienia wtrysku i czasu trwania wtrysku.

Sapit A., Nagayasu S., Tsuboi Y., Nada Y., Kidoguchi Y. [25] określali charakterystykę wtrysku paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym napędzanym czystym olejem rzepakowym. Stwierdzono, że bezpośrednio stosowanie oleju rzepakowego jako paliwa zwiększa ilość nagarów w silniku. Zjawisko to jest znacznie mniejsze w przypadku stosowania estru metylowego oleju rzepakowego. Proces transestryfikacji jest jednak procesem energochłonnym, a zatem prace nad możliwością stosowania czystego oleju rzepakowego są zasadne. Zajęto się między innymi problemem tworzenia mieszaniny palnej. Stwierdzono, że w wyniku wtrysku oleju rzepakowego tworzy się jednorodna lepka struktura kropeł na granicy ich rozpadu. Ma ona niejednorodny rozkład gęstości w środku stożka wtrysku.

Qi D.H., Bae C., Feng Y.M., Jia C.C., Bian Y.Z. [22] przeprowadzili badania w zakresie przebiegu procesu spalania i poziomu emisji składników spalin przy zastosowaniu w silniku o zapłonie samoczynnym mikroemulsji oleju rzepakowego, oleju napędowego i etanolu. Stwierdzono, że mikroemulsja posiada wartości lepkości i gęstości zbliżone do oleju napędowego. Stosowanie mikroemulsji wpływało na zwiększenie maksymalnych ciśnień spalania, zwiększała się maksymalna prędkość narastania ciśnienia i szybkość wywiązywania się ciepła. Zastosowanie mikroemulsji wpływało na nieznaczne zmniejszenie emisji NO<sub>x</sub> w stosunku do zasilania czystym olejem rzepakowym w zakresie niskich obciążeń silnika. Zauważono ponadto zwiększenie zawartości NO<sub>x</sub> w spalinach silnika zasilanego mikroemulsją wraz z narastaniem obciążenia silnika i nieznaczne zmniejszenie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej.

Lozano R., Pechout M., i Vojtisek-Lom M. [18] badali wpływ temperatury oleju rzepakowego zasilającego silnik o ZS na efektywność jego pracy. Podgrzanie oleju rzepakowego do co najmniej 40-50 °C było korzystne dla poprawy procesy wtrysku realizowanego przez zasobnikowy układ wtrysku paliwa. Wykazano dodatkowo, że nadmierna temperatura paliwa zasilającego wpływa na zmniejszenie maksymalnego momentu obrotowego silnika o ZS z rzędową pompą wtryskową. Zauważono w tym przypadku również zwiększone zużycie paliwa.

Labecki L., Cairns A., Xia J., Megaritis A., Zhao H., Ganippa L.C. [15] zajmowali się analizą przebiegu procesu spalania i emisją składników toksycznych spalin w przypadku zasilania silnika o ZS mieszaninami oleju rzepakowego z olejem napędowym. Zauważono, że najniższą emisję NO<sub>x</sub> uzyskano podczas spalania mieszaniny 30% oleju rzepakowego z olejem napędowym. Zmniejszenie emisji sadzy uzyskiwano poprzez różne strategie wtrysku. Stwierdzono, że emisja sadzy dla mieszanin oleju rzepakowego z olejem napędowym jest wyższa niż podczas spalania oleju napędowego. W przypadku zastosowania 30% mieszaniny oleju rzepakowego z olejem napędowym uzyskano emisję sadzy taką jak dla oleju napędowego opóźniając kąt wtrysku o 3<sup>0</sup> OWK i zwiększając ciśnienia wtrysku do 120 MPa.

Vojtisek-Lom M., Pechout M. and Mazac M. [28] przeprowadzili empiryczne badania w zakresie spalania oleju rzepakowego w nowoczesnym silniku o zapłonie samoczynnym z zasobnikowym układem wtrysku paliwa (Common Rail). Podczas gdy mechaniczne pompy wtryskowe, z objętościowym dozowaniem paliwa, rekompensowały zwiększenie lepkości paliwa poprzez zwiększenie ciśnienia wtrysku oraz opóźnienie momentu wtrysku, to nowoczesne silniki o ZS z układem Common-Rail nie mają mechanizmu, w którym można by wtryskiwać mieszaniny oleju rzepakowego z olejem napędowym przy porównywalnych czasach i wartościach ciśnienia jak dla oleju napędowego. Dodatkowo prowadzono badania na czterocyndrowym 4,5 -litrowy silnik Cummins ISBe4 z układem wtrysku Common Rail Bosch, wyposażonym w dodatkowy system podgrzewania paliwa do temperatury 50-60 °C. W tym przypadku, uzyskane wyniki wykazują tylko umiarkowany tj. około 10 % spadek maksymalnego momentu obrotowego silnika, z niewielkim wzrostem emisji NO<sub>x</sub>. Wielkość emisji NO<sub>x</sub> zależna była od obciążenia.

Hashimoto M., Dan T., Asano I. and Arakawa T. [10] zaobserwowali, że czas spalania oleju rzepakowego w silniku o ZS jest większy niż w przypadku oleju napędowego. Stwierdzono ponadto, że dodanie etanolu powoduje „mikro eksplozję” kropli paliwa, co ma wpływ na poprawę w zakresie wielkości emisji spalin.

Hemmerlein N., Korte V., Richter H. and Schröder G. [11] badali możliwość zasilania nowoczesnego silnika o zapłonie samoczynnym 100% olejem rzepakowym. Stwierdzono, że uzyskiwane efektywne parametry pracy silnika są zbliżone do tych przy zasilaniu olejem napędowym. Zwiększa się natomiast emisja składników toksycznych spalin, głównie w zakresie NOx.

Cordos N., Mariasiu F. [7] porównali emisję węglowodorów przy zasilaniu olejem rzepakowym i napędowym dla silnika D-2402. Zauważono, że stosowanie oleju rzepakowego przyczynia się do nieznacznego zmniejszenia zawartości węglowodorów w spalinach. Wyjaśniono to poprzez poprawę w zakresie szybkości propagacji czoła płomienia oraz większą ilość tlenu dostarczonego do spalania - w postaci związanej w paliwie.

Alfuso S., Auremma M., Police G., Prati M. [1] stwierdzili w wyniku badań empirycznych, że stosowanie estru metylowego oleju rzepakowego wpływa na zwiększenie emisji NOx w spalinach, przy jednoczesnym zmniejszeniu emisji węglowodorów HC i tlenku węgla CO. Uzyskano również zmniejszenie zadymienia spalin. Zauważono, że w wyniku spalania estru metylowego oleju rzepakowego pojedyncze cząstki stałe są objętościowo większe niż w wyniku spalania oleju napędowego. Efekt ten w dużym stopniu zależy od czasu wtrysku.

Prowadzone dotychczas badania dotyczą głównie możliwości stosowania mieszanin oleju rzepakowego z olejem napędowym (ewentualnie z domieszką etanolu) lub estru metylowego oleju rzepakowego. Wykonany przegląd literatury potwierdza, że na przebieg procesu spalania decydujący wpływ mają różne własności fizykochemiczne oleju rzepakowego w stosunku do oleju napędowego. Zjawiska dotyczące emisji składników toksycznych spalin związane są dodatkowo z większą ilością tlenu związanego w oleju rzepakowym w stosunku do oleju napędowego. Wydaje się, że kluczowym zagadnieniem w zakresie stosowania oleju rzepakowego jako paliwa jest sprowadzenie jego własności fizykochemicznych do poziomu takiego jak dla oleju napędowego. Istotne jest poszukiwanie takich metod, w których udział objętościowy ewentualnego dodatku do oleju rzepakowego będzie najmniejszy.

## 2. GŁÓWNE PROBLEMY W ZAKRESIE STOSOWANIA OLEJU RZEPAKOWEGO JAKO PALIWA

Rozważając możliwość zastosowania czystego oleju rzepakowego jako paliwa do zasilania silników o zapłonie samoczynnym w pierwszym etapie należy podjąć próby wykorzystania tego paliwa w konwencjonalnych układach wtrysku. Kluczową trudnością są różnice we własnościach fizykochemicznych oleju rzepakowego w stosunku do oleju napędowego. Podstawowe własności fizykochemiczne oleju rzepakowego i oleju napędowego uzyskane na podstawie badań własnych przedstawiono w tabeli 1. Badanym olejem napędowym był olej ekodiesel plus w odmianie letniej. Olej rzepakowy to spożywczy olej rafinowany ogólnodostępny w handlu detalicznym.

**Tab. 1.** Podstawowe parametry fizykochemiczne oleju rzepakowego i oleju napędowego

Rodzaj paliwa	Gęstość w temp. 20°C [g/cm <sup>3</sup> ]	Lepkość w temp. 40°C [mm <sup>2</sup> /s]	Napięcie powierzchniowe [mN/m]	Wartość opałowa [MJ/kg]
Olej napędowy - ON	0,84	3,04	29,15	43,84
Olej rzepakowy - OR	0,90	19,85	34,15	37,10

Jednym z głównych parametrów fizykochemicznych paliwa oddziałujących na proces wtrysku, a zatem i pośrednio na proces spalania, jest jego lepkość. Zastosowanie paliwa o większej lepkości będzie się wiązać ze zwiększeniem oporów ruchu (tarcia) poruszających się wzajemnie elementów aparatury wtryskowej (tłoczek pompy wtryskowej, zawór odciążający, iglica rozpylacza). Siłę oporów ruchu można wyznaczyć z zależności [16]:

$$P = \eta \cdot \frac{\pi \cdot d \cdot L}{\delta} \cdot u \quad (1)$$

gdzie:

$\eta$  - wskaźnik lepkości dynamicznej paliwa,

$d$  - średnica elementu ruchomego,

$L$  - długość powierzchni bocznej elementu ruchomego stykającego się z paliwem w szczelinie,

$\delta$  - grubość warstwy paliwa między elementem ruchomym a ścianką korpusu,

$u$  - prędkość ruchu elementu ruchomego.

Ponieważ siła oporów ruchu jest wprost proporcjonalna do lepkości paliwa, to jej zwiększenie będzie powodować zwiększenie mocy potrzebnej do napędu pompy wtryskowej. Jednocześnie zwiększenie siły oporów ruchu igły może powodować wydłużenie czasu osiadania igły, co może oddziaływać w stronę zwiększenia czasu trwania wtrysku i zwiększenia dawki.

Większa lepkość paliwa spowoduje również zwiększenie hydraulicznych oporów przepływu w układzie wtryskowym. Opory te wyrażane stratą ciśnienia np. w przewodzie wtryskowym o przekroju kołowym można wyznaczyć ze wzoru Darcy-Weisbacha [16]:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L \cdot u^2}{2 \cdot d} \cdot \rho \quad (2)$$

gdzie:

$\lambda$  - współczynnik strat tarcia,

$L$  - długość odcinka przewodu, do którego odnoszone są straty tarcia,

$u$  - średnia prędkość przepływu cieczy,

$d$  - wewnętrzna średnica przewodu, w którym odbywa się przepływ,

$\rho$  - gęstość paliwa.

Współczynnik strat tarcia można wyrazić w postaci empirycznego wzoru Colebrooka i White'a [16]:

$$\lambda = \left\{ \frac{1}{-2 \log[(k/3,7d) + (6,81/Re)]^{0,9}} \right\}^2 \quad (3)$$

gdzie:

$k$  - bezwzględna, średnia wysokość nierówności wewnętrznej powierzchni przewodu,

$Re$  - liczba Reynoldsa.

W celu uzyskania wymaganego wydatku paliwa, przy tej samej prędkości obrotowej pompy wtryskowej, koniecznym będzie więc zwiększenie mocy potrzebnej do napędu pompy wtryskowej.

Chwilowy wznios iglicy rozpylacza jest wynikiem głównie wypadkowego oddziaływania ciśnienia paliwa pod iglicą i nacisku sprężyny powrotnej, które zmieniają się odpowiednio do drgań sprężystych paliwa w układzie wtryskowym. Zwiększenie lepkości paliwa powinno wpływać bezpośrednio na ruch iglicy rozpylacza poprzez wzrost oporów ruchu i hydraulicznych oporów przepływu. Efekt ten jak wynika to z badań zasilania silnika olejem rzepakowym [16] powinien uwidaczniać się we wzroście tłumienia ruchu drgającego iglicy wtryskiwacza w fazie końca wtrysku.

Mniej zbadany wydaje się być wpływ lepkości na wartości współczynników natężenia przepływu przez: otwory przepływowe i dopływowe cylindra pompy i elementu tłoczącego (wpływ na napełnienie elementu), gniazdo zaworu tłoczącego (wpływ na ciśnienie resztkowe) oraz otwory rozpylające wtryskiwacza. Jednak na podstawie powyższych rozważań można przewidywać wzrost oporów hydraulicznych przepływu z powiększeniem lepkości paliwa. Przepływy przez te przewężenia wiązać się będą bowiem z miejscowymi stratami, powodując zmniejszenie czynnych przekrojów przepływu w stosunku do wielkości geometrycznych. Zmniejszenie to uwzględnia zwykle empiryczny współczynnik natężenia przepływu -  $\mu$ , występujący w równaniu Torricellego, określającym wydatek cieczy  $q$ , przepływający przez przewężenie [17]:

$$q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4)$$

gdzie:

$\mu$  - współczynnik natężenia przepływu,

$f$  - teoretyczne pole przekroju przepływu, wyznaczone z wymiarów geometrycznych,

$\Delta p$  - różnica ciśnień panujących po obu stronach przewężenia,

$\rho$  - gęstość paliwa.

Współczynnik natężenia przepływu można wyrazić empiryczną zależnością [95]:

$$\mu = \mu_0 + \frac{\Delta v}{3} \quad (5)$$

gdzie:

$\mu$  - poszukiwana wartość współczynnika dla paliwa o lepkości  $v$ ,

$\mu_0$  - znana wartość współczynnika przy przepływie paliwa o danej lepkości  $v_0$ ,

$\Delta v = v_0 - v$ , różnica wskaźnika lepkości kinematycznej obu paliw.

Na podstawie powyższych rozważań można stwierdzić, że współczynnik natężenia przepływu będzie malał ze wzrostem lepkości. Zmniejszył się więc będzie czynny przekrój przepływu.

Omówione powyżej czynniki wraz ze wzrostem lepkości paliwa (przy tej samej prędkości obrotowej i stałym położeniu dźwigni sterującej pompy wtryskowej) będą powodować pogarszanie napełnienia przestrzeni nad tłoczkiem (między tłoczkami - pompa rozdzielaczowa) w sekcji tłoczącej pompy wtryskowej. Z kolei proces tłoczenia paliwa na skutek zwiększonych oporów przepływu wstecznego (do kanału zasilającego) może rozpocząć się wcześniej, co spowodowałoby zwiększenie dawki paliwa. Ponadto może wystąpić wzrost ciśnienia we wtryskiwaczu i wydłużenie czasu trwania wtrysku. Jednocześnie należy liczyć się z przeciwstawnymi kierunkami zmian związanych z oporami hydraulicznymi, a wynikającymi ze zmniejszenia się przecieków w sekcji tłoczącej i rozpylaczu w miarę wzrostu jego lepkości. Uzasadnić to można znaną zależnością Poiseuille'a [16]:

$$q = \frac{\psi \cdot a^3 \cdot \Delta p}{12 \cdot \eta \cdot L} \quad (6)$$

gdzie:

$\psi$  - szerokość szczeliny (w rozważanym przypadku  $\psi = \pi \cdot d$ ,  $d$  - średnica otworu w korpusie),

$a$  - chwilowa wysokość szczeliny (luz między tłoczkiem i cylindrem), zmieniające się pod wpływem ciśnienia,

$\Delta p$  - różnica ciśnień na długości szczeliny,

$\eta$  - wskaźnik lepkości dynamicznej paliwa,

$L$  - długość szczeliny.

Z podanego wzoru wynika, że dla danych warunków konstrukcyjnych ( $\psi$ ,  $a$ ,  $L$ ) i hydraulicznych ( $\Delta p$ ), wielkość przecieków jest odwrotnie proporcjonalna do lepkości paliwa. Z badań [8] wynika, że wielkość przecieków rośnie z powiększaniem dawki wtryskiwanego paliwa. Efekt końcowy, tj. natężenie wypływu paliwa z otworków rozpylacza będzie zdeterminowane dodatkowo przeciwstawnym oddziaływaniem wyższej lepkości i podwyższonego ciśnienia wtrysku na współczynnik natężenia przepływu. Jak bowiem wynika z badań opisanych w pracy [8], współczynnik ten zmniejsza się wprawdzie ze zwiększaniem lepkości, ale rośnie z powiększaniem ciśnienia wtrysku.

Własności fizykochemiczne, a w szczególności lepkość, gęstość i napięcie powierzchniowe, będą oddziaływać na proces rozpylenia paliwa określony parametrami mieszanki palnej. Lepkość jest istotnym czynnikiem determinującym proces rozpylenia paliwa. Wynika to z zależności określającej średnicę kropeł tworzonych po opuszczeniu otworu wylotowego [17].

$$d_k = \frac{6 \cdot \sigma}{E_p - A \cdot \eta \cdot u} \quad (7)$$

gdzie:

$d_k$  – średnica kropli,

$\sigma$  - napięcie powierzchniowe paliwa,

$E_p$  – energia pulsacji paliwa,

$A$  – stała,

$\eta$  - wskaźnik lepkości dynamicznej paliwa,

$u$  – prędkość wypływu paliwa.

Z podanej zależności jednoznacznie wynika, że zwiększenie lepkości prowadzi do wzrostu średnicy kropeł paliwa. Zjawisko to będzie potęgowane przez większe wartości napięcia powierzchniowego dla OR w stosunku do ON.

Prędkość początkową strumienia paliwa można określić z zależności [17]:

$$w_p = \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (8)$$

gdzie:

$\Delta p$  - różnica ciśnienia cieczy przed otwarciem rozpylacza i ciśnienia ośrodka, do którego ciecz jest wtryskiwana,

$\rho$  - gęstość paliwa,

$\mu$  - doświadczalny współczynnik strat wypływu.

Wraz ze wzrostem gęstości paliwa prędkość początkowa strumienia paliwa winna maleć. Dodatkowo zjawisko to będzie wzmacniane przez mniejsze wartości współczynnika strat wypływu dla paliwa o większej lepkości.

Penetracja strugi paliwa [17] zależy głównie od: nadciśnienia wtrysku  $\Delta p$ , gęstości ośrodka w komorze spalania  $\rho_o$  i gęstości paliwa  $\rho$ , a w znacznie mniejszym stopniu od średnicy otworków rozpylacza. Hiroyasu [6] zaproponował wzór na chwilową penetrację strugi paliwa:

$$s = 0.39 \cdot \left( \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho} \right)^{0.5} \cdot t \quad (9)$$

gdzie:

$t$  - czas,

$\Delta p$  - nadciśnienie wtrysku,

$\rho$  - gęstość paliwa.

Zależność ta jest obowiązująca dla  $t \leq t_{\text{rozpadu}}$ , gdzie czas rozpadu określony jest zależnością [26]:

$$t_{\text{rozpadu}} = \frac{29 \cdot \rho \cdot d}{(\rho_o \cdot \Delta p)^{0.5}} \quad (10)$$

gdzie:

$d$  - średnica otworków rozpylacza.

Dla czasu  $t \geq t_{\text{rozpadu}}$  chwilowy zasięg strugi można obliczyć z zależności [6]:

$$s = 2.95 \cdot \left( \frac{\Delta p}{\rho_o} \right)^{0.25} \cdot (d \cdot t)^{0.5} \quad (11)$$

Penetracja strugi będzie zatem mniejsza dla paliw o większej gęstości ale czas rozpadu będzie wzrastał.

W celu określenia kąta rozpylenia paliw w początkowej fazie wypływu można posłużyć się formułą według Bracco [21]:

$$\text{tg} \frac{\Theta}{2} = \frac{1}{A} \cdot 4\Pi \left( \frac{\rho_o}{\rho} \right)^{0.5} \cdot \frac{\sqrt{3}}{6} \quad (12)$$

gdzie:

$\rho_o, \rho$  - gęstość gazu (ośrodka) i paliwa [ $\text{kg/m}^3$ ],

$A$  - parametr zależny od konstrukcji rozpylacza.

$$A = 3 + 0.28 \cdot \left( \frac{1}{d} \right) \quad (13)$$

gdzie:

$l$  - długość kanalika rozpylacza [mm],

$d$  - średnica otworka rozpylacza [mm].

Kąt rozpylenia paliwa w początkowej fazie wypływu będzie zatem mniejszy dla paliw o większej gęstości.

Liczba Webera jest proporcjonalna do stosunku sił oporu aerodynamicznego kropli i siły napięcia powierzchniowego utrzymującej jej kształt [17].

$$\text{We} = \frac{\rho_o \cdot w^2 \cdot d}{\sigma} \quad (14)$$

gdzie:

$\rho_o$  - gęstość ośrodka gazowego,

$w$  - prędkość cieczy w ośrodku gazowym,

$d$  - średnica strugi cieczy,

$\sigma$  - napięcie powierzchniowe.

W chwili rozpadu strugi liczba Webera osiąga wartość krytyczną  $\text{We}_{\text{kr}}$ , która zależy głównie od lepkości cieczy. Według danych bibliograficznych [21]  $\text{We}_{\text{kr}}=6\div 10$ , a według [6]  $\text{We}_{\text{kr}}=10\div 14$ . Dla przyjętej krytycznej wartości liczby Webera, maksymalną prędkość kropli (w nieruchomym ośrodku gazowym) o określonej średnicy, powyżej której występuje rozpad kropli, można określić z zależności [21]:

$$w_{\text{kr}} = \sqrt{\frac{\text{We}_{\text{kr}} \cdot \sigma}{\rho_o \cdot d}} \quad (15)$$

Wtórny rozpad kropli następuje na skutek działania siły aerodynamicznej, tzn. gdy krople dostają się do ośrodka, w którym panuje podwyższone ciśnienie dynamiczne gazu. Rośnie ono wraz ze wzrostem gęstości gazu, a szczególnie ze wzrostem prędkości względnej „ $w$ ” pomiędzy gazem, a kroplą. Na krople działają głównie siły: aerodynamiczna i napięcia powierzchniowego. Gdy pierwsza z nich jest większa od drugiej kropla deformuje się i



rozpada [21]. Krytyczna liczba Webera stanowi kryterium tych deformacji, które prowadzą do wtórnego rozpadu kropli. Można więc obliczyć krytyczną średnicę kropli  $d_{kr}$ , która może w tych warunkach istnieć, gdyż wszystkie  $d > d_{kr}$  powinny ulec rozpadowi [21]:

$$d_{kr} = \frac{\sigma \cdot We_{kr}}{\rho_o \cdot w^2} \quad (16)$$

gdzie:

$d_{kr}$  - krytyczna średnica kropli,

$\sigma$  - napięcie powierzchniowe,

$\rho_o$  - gęstość ośrodka,

$We_{kr}$  - krytyczna wartość liczby Webera,

$w$  - krytyczne prędkości kropel.

Krytyczna średnica kropel będzie zatem większa dla paliw o większym napięciu powierzchniowym.

W rzeczywistości krople paliwa ulegają dalszemu rozpadowi (wtórnemu rozpadowi kropel paliwa). O jakości tego rozpadu świadczy średnia średnica Sautera tj. średnica jednorodnego zastępczego zbioru kropel o takiej samej sumarycznej objętości i takiej samej sumarycznej powierzchni wszystkich kropel jak w danym zbiorze o określonym widmie rozpylenia. Średnią średnicę Sautera można obliczyć na podstawie empirycznego wzoru podanego przez Hiroyasu i Kadotę [21].

$$d_{32} = A \cdot \Delta p^{-0.135} \cdot \rho_o^{0.121} \cdot Q^{0.131} \quad [\mu m] \quad (17)$$

gdzie:

$\Delta p$  - nadciśnienie wtrysku [MPa],

$A$  - stała wtryskiwacza równa,

$Q$  - dawka paliwa [mm<sup>3</sup>/cykl],

$\rho_o$  - gęstość ośrodka gazowego [kg/m<sup>3</sup>].

Reasumując należy stwierdzić, że wpływ lepkości paliwa na proces wtrysku i tworzenia mieszaniny palnej jest wielokierunkowy. Nie można jednoznacznie stwierdzić, że wzrost lepkości paliwa będzie powodował wzrost jego dawki objętościowej. Badania prowadzone przez autorów, a dotyczące zasilania silnika o ZS mieszaninami oleju rzepakowego z olejem napędowym [16], wskazują że wzrost dawki objętościowej następuje tylko do pewnego poziomu lepkości. Zjawiska wydłużenia czasu osiadania iglicy wtryskiwacza i wzrostu ciśnienia reszkowego przewyższają wówczas skutki utrudnionego wypływu paliwa przez otwory rozpylacza.

Względna różnica gęstości paliwa ON w stosunku do OR wynosząca około 7% nie powinna w sposób znaczący wpływać na proces tworzenia mieszaniny palnej, choć gęstość paliwa decyduje o wielu parametrach strugi rozpylonego paliwa [21]. Należy jednak mieć na uwadze fakt, że przy tych samych dawkach objętościowych paliw o różnej gęstości i tej samej wartości opałowej, dawka energetyczna będzie większa dla paliwa o większej gęstości. Zależność ta będzie wprost proporcjonalna.

Istotnym parametrem paliwa warunkującym jego wtrysk jest moduł sprężystości paliwa. Dla oleju napędowego wartość tego parametru, według różnych badaczy [8], kształtuje się w granicach od  $1,46 \cdot 10^3$  do  $2,0 \cdot 10^3$  MPa. Zmiana modułu sprężystości paliwa o 20% zmienia maksymalne ciśnienie wtrysku o 15%. Analizując wzory służące do teoretycznego wyznaczenia modułu sprężystości podane w pracy [9] można zauważyć silną zależność liniową tego parametru od gęstości. Większa gęstość OR w stosunku do ON może zatem oddziaływać na nieznaczne zwiększenie maksymalnych ciśnień wtrysku a więc i zwiększenie dawki objętościowej.

Większe wartości napięcia powierzchniowego dla oleju rzepakowego w odniesieniu do oleju napędowego będą wpływać na zwiększenie średnicy kropli formowanych u ujścia

wtryskiwacza oraz na zwiększenie krytycznej średnicy kropeł. Wydaje się zatem, że wtórny rozpad kropeł dla oleju rzepakowego będzie późniejszy (w sensie geometrycznym i czasowym) w stosunku do oleju napędowego.

### **3. ZARYS NOWEJ KONCEPCJI ZASTOSOWANIA OR JAKO PALIWA**

Olej rzepakowy jako paliwo silnikowe powinien posiadać właściwości fizykochemiczne zbliżone do normatywnych parametrów oleju napędowego jako paliwa do silników o zapłonie samoczynnym. Do tych parametrów, jak wspomniano wyżej, można zaliczyć m.in., napięcie powierzchniowe, gęstość i lepkość. W literaturze nie ma zgodności co do wartości tych parametrów [2,5,12,23,24,27]. Pewnym jest stwierdzenie, że gęstość, lepkość i napięcie powierzchniowe oleju rzepakowego są wyższe od oleju napędowego. Nasze badania wykazały, że napięcie powierzchniowe oleju rzepakowego w 293 K wynosi 34,15 mN/m natomiast oleju napędowego 29,15 mN/m. W badaniach tych w przeciwieństwie do innych badaczy zwróciliśmy uwagę na fakt, że napięcie powierzchniowe oleju rzepakowego wynika nie tylko z oddziaływań międzycząsteczkowych Lifshitz-van der Waalsa, ale również z kwasowo-zasadowych w ujęciu Lewisa. Ma to duże znaczenie ponieważ składniki oleju rzepakowego mogą tworzyć wiązania wodorowe z dodatkami do oleju takimi jak na przykład alkohole. W konsekwencji mają one wpływ na parcjalne objętości molowe składników co jest bezpośrednio związane ze zmianą gęstości oleju pod wpływem różnego rodzaju dodatków.

Zmianę właściwości fizykochemicznych oleju rzepakowego można osiągnąć poprzez dodatek oleju napędowego, benzyny czy też alkoholi. Badania przeprowadzone przez Bocheńskiego i Bocheńską [5] wykazały, że dodatek oleju napędowego do rzepakowego może w dużym stopniu poprawić jego właściwości pozwalające na zastosowanie do silników samozapłonowych. Należy jednak podkreślić, że nieduże różnice w napięciu powierzchniowym i gęstości oraz znaczne w lepkości między olejem napędowym i rzepakowym wymagają stosowania znacznych ilości oleju napędowego aby uzyskać parametry oleju rzepakowego zbliżone do napędowego. Z teoretycznego punktu widzenia w wyniku mieszania oleju rzepakowego z napędowym nigdy nie uzyskamy identycznych parametrów jakie posiada olej napędowy. Możliwe byłoby to wówczas gdyby wystąpił efekt synergetyczny w redukcji napięcia powierzchniowego, lepkości i gęstości oleju rzepakowego poprzez dodatek oleju napędowego czy też benzyny. Należy przypuszczać, że dodatek np. n-heksanu do oleju napędowego poprawiłby parametry oleju rzepakowego w znacznie większym stopniu przy mniejszej objętości. Napięcie powierzchniowe, gęstość i lepkość n-heksanu są znacznie niższe od oleju napędowego [13,14].

Z kolei stosowanie alkoholi napotyka na wiele trudności: mają one małą zdolność do samozapłonu, małą wartość opałową, nie mieszają się z olejem napędowym, przejmują wilgoć z otoczenia, a więc dla uzyskania stabilnych mieszanin oleju napędowego i alkoholu trzeba stosować odpowiedni emulgator. Pośród alkoholi najczęściej stosowany jest etanol gdyż ma on przewagę nad metanolem w zakresie wartości opałowej i liczby oktanowej, a zmieszany z benzyną trudniej się rozwarstwa również w niższych temperaturach. Aby rozwiązać ten problem prowadzi się badania nad tworzeniem się mikroemulsji, które są definiowane jako transparentne i termodynamicznie stabilne dyspersje koloidalnych cząstek, których średnica jest mniejsza niż jedna czwarta długości fali światła widzialnego [3]. Mikroemulsje składają się z nierozpuszczalnych cieczy tj. oleju roślinnego oraz metanolu, etanolu lub jonowego, niejonowego związku amfifilowego. Ziejewski i współ. [29] zaproponowali mikroemulsję składającą się z 53% (v/v) rafinowanego oleju słonecznikowego, 13.3% (v/v) etanolu i 33.4% (v/v) 1-butanolu, która ma lepkość wynoszącą 6,31 w temp. 313 K, liczbę cetanową 25 i zawartość popiołu mniejszą niż 0.01%. Przy

wzrastającej ilości 1-butanolu powstająca mieszanina odznaczała się niższą lepkością i lepszym rozpylaniem.

Stosowany związek amfifilowy musi spełniać kilka warunków aby był skuteczny jako emulgator w układzie olej/alkohol. Po pierwsze obniżyć napięcie międzyfazowe olej-alkohol do wartości zbliżonej do zera, po drugie warstwa adsorpcyjna powinna posiadać zdolność do przeciwdziałania koalescencji kropelek emulsji tworząc odpowiednią barierę energetyczną.

Dotychczasowe badania opierają się raczej na pewnych analogiach do układu olej/woda, co nie zawsze jest uzasadnione. Według naszej opinii należy dokładnie przebadać zachowanie się poszczególnych związków amfifilowych na granicach faz alkohol-powietrze, olej rzepakowy - powietrze i olej rzepakowy - alkohol oraz przeprowadzić dokładną analizę termodynamiczną uzyskanych wyników, która powinna dać przesłanki odnośnie zastosowania odpowiedniego związku amfifilowego jak emulgatora.

Dostosowując parametry oleju rzepakowego do stawianych paliwom w silnikach samozapłonowych należy również pamiętać o procesie smarowania związanego ściśle z adhezją. W tym kierunku trudno jest znaleźć w literaturze badania oparte na właściwościach powierzchniowych stosowanych mieszanin oleju rzepakowego z alkoholami, benzenem czy też olejem napędowym. Takie badania mogą rzucić nowe światło dotyczące procesu smarowania.

## PODSUMOWANIE

Z wykorzystaniem oleju roślinnego (w warunkach polskich oleju rzepakowego) do zasilania silników o zapłonie samoczynnym wiąże się duże nadzieje. Z jednej strony, choć jest to dyskusyjne, można by korzystnie oddziaływać na środowisko poprzez realizację idei zamkniętego obiegu ditlenku węgla w atmosferze. Z drugiej strony wykorzystanie oleju rzepakowego jako paliwa może wiązać się z ożywieniem gospodarki rolnej. Idea przetwarzania oleju rzepakowego na ester metylowy jest mało zachęcająca. Analiza możliwości stosowania estru metodą well-to-wheel wykazuje, że paliwo to jest z uwagi na energochłonność procesu produkcji nie ekologiczne. Problemem jest również zapewnienie całorocznego zaopatrzenia w ziarna rzepaku dużej instalacji przemysłowej. Autorzy pracy pragną zastosować olej rzepakowy z minimalną ilością dodatków. W pierwszej kolejności podjęta zostanie próba dostosowania własności fizykochemicznych oleju rzepakowego do normatywnych własności oleju napędowego (ON). Zamierza się to uczynić bądź poprzez niewielki dodatek oleju napędowego i n-heksanu lub stosowanie związku amfifilowego. Po uzyskaniu zbliżonych do oleju napędowego własności fizykochemicznych w zakresie lepkości, gęstości i napięcia powierzchniowego proces tworzenia mieszaniny palnej winien być dla OR i ON podobny. Wówczas dopiero ocenie podlegać będzie skład spalin i podejmowane będą działania w zakresie zmniejszenia emisji NO<sub>x</sub> dla OR. Dodatkowo przeanalizowane zostaną zagadnienia smarności tak uzyskanego paliwa.

## BIBLIOGRAFIA

1. Alfuso, S., Auriemma, M., Police, G., Prati, M., *The Effect of Methyl-Ester of Rapeseed Oil on Combustion and Emissions of DI Diesel Engines*. SAE Technical Paper 932801, 1993.
2. Balat M., *Fuel characteristics and the use of biodiesel as a transportation fuel*. *Energy Source Part A*, 28 855–864, 2006.
3. Balat M., Balat H., *Progress in biodisel processing*, *Applied Energy*. 87 1815-1835, 2010.
4. Bambuleac, D., *Dynamical behavior of rapeseed oil and methyl ester of rapeseed oil during high-pressure injection*. EPJ Web of Conferences 25 02002, 2012.

5. Bocheński C., Bocheńska A., *Olej rzepakowy paliwem do silników diesla*. Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej , 8 133-142, 2008.
6. Burman P., Deluca F., *Fuel injection and controls for internal combustion engines*. The Technical Press LTD, London, 1962.
7. Cordos, N., Mariasiu, F., *Hydrocarbon emissions from biofuel based on rapeseed, oil compared to diesel fuel in diesel engine d-2402*. Research Journal of Agricultural Science, 43 (1), 2011.
8. Falkowski H., Hauser G., Janiszewski T., Jaskuła A., *Układy wtryskowe silników wysokoprężnych*. WKŁ, Warszawa, 1989.
9. Fomin J., Nikonow G. W., Iwanowski W. G., *Topiwnaja apparatura dizieliej*. Sprawoznik, Maszynostrojenije, Moskwa, 1982.
10. Hashimoto, M., Dan, T., Asano, I., and Arakawa, T., *Combustion of the Rape-Seed Oil in a Diesel Engine*. SAE Technical Paper 2002-01-0867, 2002.
11. Hemmerlein, N., Korte, V., Richter, H., Schröder, G., *Performance, Exhaust Emissions and Durability of Modern Diesel Engines Running on Rapeseed Oil*. SAE Technical Paper 910848, 1991.
12. Jakóbiec J., Bocheńska A., Ambroziak A., *Modyfikacja właściwości fizyko-chemicznych i użytkowych paliwa rzepakowego*. Inżynieria Rolnicza, 4/129 85-92, 2011.
13. Jańczuk B., Wójcik W., Zdziennicka A., *Determination of the components of the surface tension of some liquids from interfacial liquid-liquid measurements*. J. Colloid Interface Sci., 157 384-393, 1993.
14. Poradnik fizykochemiczny, Wydawnictwo Naukowo Techniczne, Warszawa 1974.
15. Labecki, L., Cairns, A., Xia, J., Megaritis, A., Zhao, H., Ganippa, L.C., *Combustion and emission of rapeseed oil blends in diesel engine*. Applied Energy 95 139–146, 2012.
16. Longwic R., Lotko W., *Nieustalone stany pracy silnika zasilanego paliwem rzepakowym*. Monografia, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu, Radom, 1999.
17. Lotko W., Górski K., Longwic R., *Nieustalone stany pracy silnika wysokoprężnego zasilanego olejem napędowym z eterem etylo-tert butylowym*. WK i Ł, Warszawa 2010.
18. Lozano, R., Pechout, M., Vojtisek-Lom, M., *Performance Of A Diesel Engine Fueled By Rapeseed Oil Heated To Different Temperatures*. SAE Technical Paper 2011-24-0107, 2011.
19. Nikolic B., Kegl, B., Markovic S., Mitrovic, M., *Determining the speed of sound, density, and bulk modulus of rapeseed oil, biodiesel, and diesel fuel*. Thermal Science Vol. 16, Suppl. 2 pp. S505-S514, 2012
20. Nishi, K., Korematsu, K., Tanaka, J., *Potential of Rapeseed Oil as Diesel Engine Fuel*. SAE Technical Paper 2004-01-1858. 2004.
21. Orzechowski Z., Prywer J., *Rozpylanie cieczy*. WNT, Warszawa 1991.
22. Qi, D.H., Bae, C., Feng, Y.M., Jia, C.C., Bian, Y.Z., *Combustion and emission characteristics of a direct injection compression ignition engine using rapeseed oil based micro-emulsions*. Fuel 107 570–577, 2013.
23. Qi D.H., Bae C., Feng Y.M., Jia C.C., Bian Y.Z., *Preparation, characterization, engine combustion and emission characteristics of rapeseed oil based hybrid fuels*. Renewable Energy 60 98-106, 2013.
24. Roy M. M., Wang W., Bujold J., *Biodiesel production and comparison of emissions of a DI diesel engine fueled by biodiesel–diesel and canola oil–diesel blends at high idling operations*. Applied Energy 106 198–208, 2013.
25. Sapit, A., Nagayasu, S., Tsuboi, Y., Nada, Y., Kidoguchi, Y., *Study on Improvement of Diesel Spray Characteristics Fueled by Rape-seed Oil*. SAE Technical Paper: 2011-32-0561, 2011.

26. Skukauskaite, B., Slaviskas, S., *Experimental investigation on injection characteristics of rapeseed oil as fuel for diesel engines*. Engineering for Rural Development Jelgava, 23.-24.05.2013.
27. Tate R. E., Watts K. C., Allen C. A. W., Wilkie K. I., *The viscosities of three biodiesel fuels at temperatures up to 300 8C*. Fuel 85 1010–1015, 2006.
28. Vojtisek-Lom, M., Pechout, M., and Mazac, M., *Experimental Investigation of Rapeseed Oil Combustion in a Modern Common-Rail Diesel Engine*. SAE Technical Paper 2011-24-0104, 2011.
29. Ziejewski M., Kaufman K. R., Schwab A. W., Pryde E. H., *Diesel engine evaluation of a nonionic sunflower oil–aqueous ethanol microemulsion*, J Am Oil Chem Soc, 61 1620–1626, 1984.

## **THE NEW CONCEPT OF USING RAPESEED OIL AS A FUEL TO POWER DIESEL ENGINES**

### ***Abstract***

*This paper presents preliminary results of work on the new concept of using rapeseed oil (OR) as fuel. Shows the basic differences in the physicochemical properties of rapeseed oil and diesel. Discusses the theoretical effect of physicochemical properties of fuel for the process of creating a combustible mixture. Analyzed the possibility of modifying the physicochemical properties of rapeseed oil by the use of chemical additives in small proportions by volume of OR.*

### ***Autorzy:***

dr hab. inż. **Rafał Longwic**, prof. PL – Politechnika Lubelska, Katedra Pojazdów Samochodowych

mgr inż. **Przemysław Sander** – Politechnika Lubelska, Katedra Pojazdów Samochodowych

dr inż. **Krzysztof Górski** – Uniwersytet Technologiczno – Humanistyczny w Radomiu, Zakład Technicznej Eksploatacji Pojazdów

prof. dr hab. **Bronisław Jańczuk** – Uniwersytet Marii Curie Skłodowskiej w Lublinie, Wydział Chemii,

dr hab. **Anna Zdziennicka**, prof. UMCS - Uniwersytet Marii Curie Skłodowskiej w Lublinie, Wydział Chemii,

dr **Katarzyna Szymczyk** - Uniwersytet Marii Curie Skłodowskiej w Lublinie, Wydział Chemii