



## Zastosowanie paliwa rzepakowego do silnika o zapłonie samoczynnym

JERZY WALENTYNOWICZ

Wojskowa Akademia Techniczna, Wydział Mechaniczny,  
Instytut Pojazdów Mechanicznych i Transportu,  
00-908 Warszawa, ul. S. Kaliskiego 2

**Streszczenie.** Celem pracy było zbadanie wpływu podstawowych właściwości paliwa rzepakowego na przebieg procesów pracy silnika o zapłonie samoczynnym. Zbadano właściwości stosowanego paliwa rzepakowego oraz wykonano badania wpływu paliwa na parametry pracy silnika. Badania wykonano na stanowiskach dynamometrycznym z jednocylindrowym silnikiem badawczym oraz na stanowisku z silnikiem wielocylindrowym. Na podstawie przedstawionych wyników badań można uznać paliwo rzepakowe za w pełni przydatny zamiennik oleju napędowego, który może być stosowany do zasilania silników o zapłonie samoczynnym samodzielnie lub jako dodatek do oleju napędowego. Jednak jego właściwości odbiegają od właściwości oleju napędowego, co wpływa na proces spalania paliwa, jego efekty i emisję związków toksycznych. Ze względu na mniejszą wartość opałową zastosowanie samego paliwa powoduje zmniejszenie mocy silnika. Jednocześnie mniejsze jest zadymienie spalin i zmniejszone udziały tlenu węgla w spalinach silnika zasilanego paliwem rzepakowym. Zauważono, że podczas zasilania silnika paliwem rzepakowym, jego wnętrze pokryte jest „tłustym” czarnym osadem, co jednak nie powinno wpłynąć na trwałość silnika.

**Słowa kluczowe:** silnik o zapłonie samoczynnym, paliwo rzepakowe, zasilanie silnika

**Symbole UKD:** 621.43

### 1. Właściwości paliwa rzepakowego

Paliwem rzepakowym zastosowanym do badań były estry wyższych kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego, poddane reakcji chemicznej z metanolem. Proces otrzymania tych estrów (transestryfikacja) zachodzi w obecności katalizatora. Zastosowana technologia produkcji paliwa rzepakowego przebiega w temperaturze pokojowej, a stosowany olej rzepakowy nie wymaga wstępnego oczyszczenia.

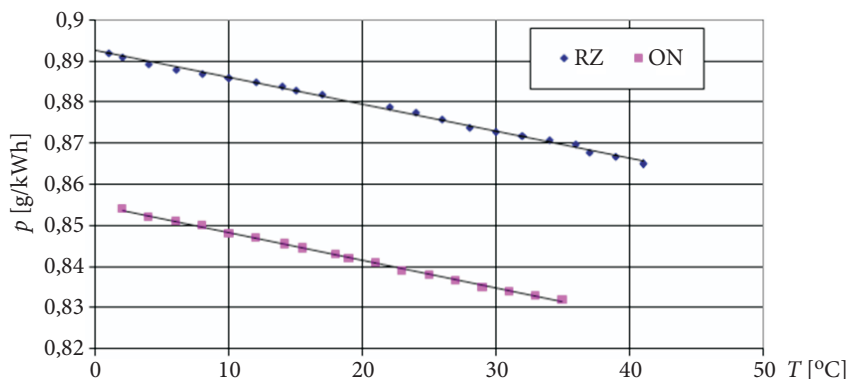
Proces ten składa się z szeregu operacji zachodzących w określonej kolejności i w specjalnych urządzeniach, które mogą być zabudowane w instalacji kontenerowej przewożonej na samochodowej przyczepie. Został on zastosowany również przy produkcji paliwa użytego do badań, a właściwości otrzymanego paliwa zostały wyszczególnione w orzeczeniu nr 809/98 „Estry metylowe oleju rzepakowego”, wydanym przez Laboratorium Produktów Naftowych Dyrekcji Baz Magazynowych „Naftobazy”. W tabeli 1 przedstawiono wybrane wyniki badań paliwa rzepakowego obok parametrów oleju napędowego IZ20.

TABELA 1.1

Porównanie własności paliwa rzepakowego i oleju napędowego

Parametry paliwa	Paliwo rzepakowe (RZ)	Olej napędowy (ON)
Skład frakcyjny:		
— początek (°C)	329	169
— 10% destyluje do temperatury)	333	184
— 50% destyluje do temperatury	338	232
— 90% destyluje do temperatury	344	320
— do 350°C destyluje (% V/V)	95	95
Indeks cetanowy	59,8	46
Lepkość kinematyczna w temp. 40 (°C)	4,5	2,89
Temperatura zapłonu (°C)	188	47
Liczba kwasowa (mgKOH/g)	0,22	–
Pozostałość po spopieleniu	0,003	0,01
Zawartość zanieczyszczeń mechanicznych	nie zawiera	–
Zawartość wody (ppm)	1140	–
Gęstość w temperaturze 20°C (kg/dm <sup>3</sup> )	0,8805	0,842

Paliwo rzepakowe charakteryzuje się większą gęstością w porównaniu z olejem napędowym, ma ono porównywalną lepkość z olejem napędowym, a zakres zmiany temperatury początku i końca destylacji jest bardzo mały. Temperatura początku destylacji paliwa rzepakowego jest blisko dwukrotnie wyższa niż temperatura destylacji oleju napędowego. Ponad dwukrotnie wyższa jest temperatura zapłonu paliwa rzepakowego, a jego indeks cetanowy jest wyższy o ok. 14 jednostek (ok. 30%) w porównaniu do oleju napędowego.



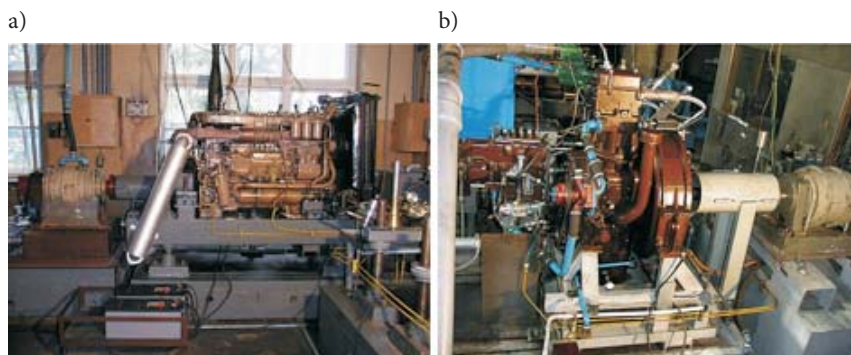
Rys. 1. Zmiany gęstości paliwa rzepakowego i oleju napędowego w funkcji temperatury

Do przeliczania wyników pomiarów objętościowego zużycia paliwa na zużycie masowe wyznaczono zmiany gęstości paliwa rzepakowego i oleju napędowego w funkcji temperatury. Równanie zmiany gęstości w funkcji temperatury  $\rho = f(T)$  w postaci funkcji regresji  $\rho = 0,0001x^2 - 0,0055x + 0,9414$  o współczynniku korelacji  $r = 0,9998$  wykorzystano do programu obliczeniowego zużycia jednostkowego i godzinowego paliwa oraz do obliczeń masowej dawki paliwa.

## 2. Obiekt i zakres badań

Obiektem badań był silnik o zapłonie samoczynnym SW 680/59/8 oraz jego jednocylindrowa wersja badawcza SB.3.1. Silnik SW 680/59/8 jest sześciocylindrowym, czterosuwowym, rzędownym, turbodoładowanym silnikiem o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa do toroidalnej komory spalania w denku tłoka. Silnik badawczy SB.3.1 jest silnikiem jednocylindrowym, zbudowanym z elementów silnika sześciocylindrowego SW-680. Silnik badawczy ma identyczny system spalania i zasilania paliwem, a jego głowica jest wykonana z odciętej części głowicy silnika pełnogabarytowego. Jest on przeznaczony do badań i doskonalenia procesów tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej oraz jej spalania w silnikach SW680. Jednak różnica w konstrukcji układu zasilania silnika badawczego powietrzem, oraz brak sąsiednich cylindrów, powoduje zmianę jego napełnienia powietrzem oraz nieco zmieniony stan cieplny silnika (rys. 2).

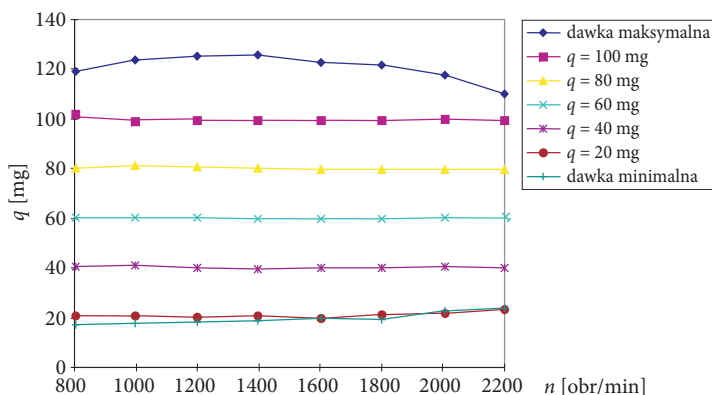
Wybór zakresu pola pracy silnika poprzedzono analizą wykonanych wyników badań silnika SW-680 napędzających ładowarkę SŁ-34 oraz pojazd gąsienicowy MTLB. Na podstawie badań maszyny roboczej stwierdzono, że zwiększone udziały czasu pracy tego silnika występują w zakresie małej prędkości obrotowej (700-1300 obr/min) i dużej jego prędkości (1800-2200 obr/min), a także przy częściowym udziale pracy



Rys. 2. Widok silników SW-680 (a) oraz SB.3.1. (b) na stanowiskach dynamometrycznych

z maksymalnym momentem obrotowym. Natomiast badania tego samego silnika w pojeździe gaśnicowym MTLB wskazują na zwiększone rozkłady udziałów czasu pracy silnika w zakresie średniego i małego jego obciążenia, szczególnie przy prędkości zbliżonej do maksymalnego momentu obrotowego [11]. Dlatego parametry procesu spalania mierzono w całym zakresie momentu obrotowego i użytecznej prędkości obrotowej silnika ze szczególnym uwzględnieniem także minimalnego obciążenia silnika. Przyjęto następujące zakresy zmienności tych wielkości:

- prędkości obrotowej silnika od 800 obr/min do 2200 obr/min co 200 obr/min,
- obciążenia silnika od biegu luzem do obciążenia maksymalnego w zakresie dawek paliwa od 20 mg do dawki maksymalnej (ok. 120 mg), co 20 mg (rys. 3).



Rys. 3. Rozmieszczenie punktów pomiarowych w polu pracy silnika

Jako zmienną niezależną obciążenia silnika przyjęto masową dawkę paliwa. Umożliwiało to porównywanie efektów spalania jednakowej masy paliwa i porównywalne odtwarzanie częściowego obciążenia silnika, nawet w przypadku dużych zmian w procesie spalania i jego efektach.

Na podstawie badań wstępnych stwierdzono, że minimalna dawka paliwa rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika i przy dużej prędkości obrotowej nieznacznie przekracza 20 mg. Dla obu badanych paliw różnice dawki minimalnej były pomijalnie małe, co spowodowało niewielkie przekroczenie stałej dawki paliwa na poziomie 20 mg (rys. 3). Dawka maksymalna zmienia się w zakresie 110-125 mg, a jej przebieg jest wyraźnie oddalony od stałej dawki 100 mg.

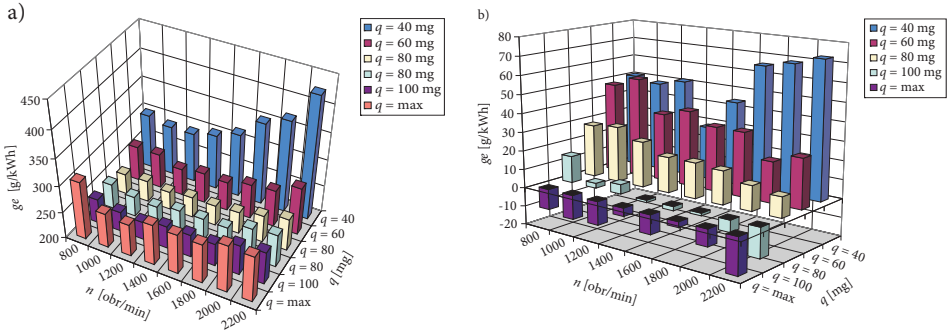
Pomimo większej gęstości paliwa rzepakowego w porównaniu z olejem napędowym o około 8%, różnica dawki maksymalnej jest mniejsza niż wynika to z samej różnicy gęstości paliwa. Różnica ta wynosi średnio 3-4% przy mniejszej prędkości obrotowej i zmniejsza się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika, aż do zera przy prędkości maksymalnej. Zmiany te można uzasadnić wzrostem oporów przepływu oleju rzepakowego przez cały układ wtryskowy silnika, które rosną wraz ze wzrostem jego prędkości obrotowej i powodują zmniejszanie maksymalnej dawki paliwa rzepakowego. Zwiększają one efekt korekcji dodatniej pompy wtryskowej, korzystnej w przypadku silników niedoładowanych.

### 3. Wyniki badań badawczego silnika o zapłonie samoczynnym

Wpływ paliwa rzepakowego na parametry pracy silnika o zapłonie samoczynnym oceniano na podstawie wyników pomiarów parametrów użytecznych, udziałów produktów niezupełnego spalania i zadymienia spalin. Badania parametrów wtryskiwania i spalania podczas pojedynczego obiegu silnika zostały przedstawione w oddzielnej publikacji.

Charakterystyki silnika SB.3.1. wykonywano w funkcji dawki paliwa przy różnych wartościach prędkości obrotowej silnika. Część wyników pomiarów przedstawiono w postaci wykresów słupkowych. Wybrane wyniki pomiarów zaprezentowano w postaci charakterystyk obciążeniowych, nanosząc jednocześnie wyniki pomiarów wykonanych podczas zasilania silnika olejem napędowym.

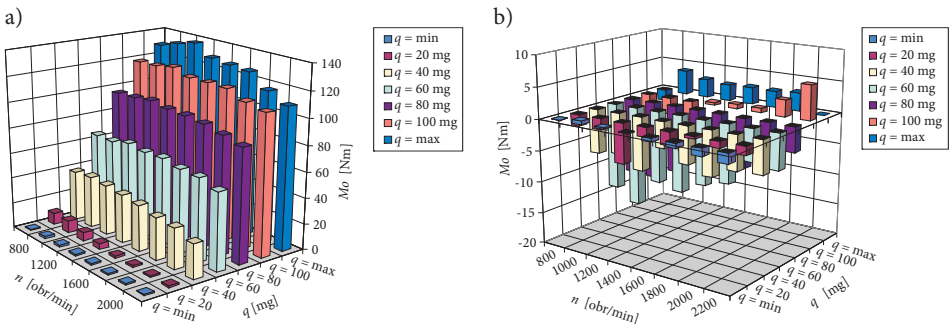
Jednostkowe zużycie paliwa rzepakowego, świadczące o ekonomiczności pracy silnika zasilanego określonym paliwem — jednakowymi masowymi dawkami paliwa rzepakowego, jest większe przy średnim i małym obciążeniu silnika w porównaniu do oleju napędowego. Przy bardzo dużym obciążeniu silnika jednostkowe zużycie paliwa rzepakowego zmniejsza się poniżej wartości zużycia oleju napędowego (rys. 4). Wzrost jednostkowego zużycia paliwa w zakresie małych dawek paliwa może sięgać nawet 60 g/kWh przy dawce 40 mg i dużej prędkości obrotowej. Ze wzrostem dawki paliwa różnice jednostkowego zużycia paliw maleją i przy dawce 100 mg



Rys. 4. Jednostkowe zużycie oleju rzepakowego i jego porównanie ze zużyciem oleju napędowego

oraz większej, jednostkowe zużycie paliwa rzepakowego jest mniejsze. Przy dawce maksymalnej i maksymalnym obciążeniu silnika jednostkowe zużycie paliwa rzepakowego jest mniejsze średnio o około 20 g/kWh, czyli o około 10%.

Wartości momentu obrotowego silnika podczas spalania tej samej dawki paliwa są wyraźnie mniejsze podczas jego zasilania paliwem rzepakowym przy częściowym jego obciążeniu, a jedynie przy maksymalnej dawce paliwa moment obrotowy silnika jest większy o około 2-5 Nm (rys. 5).



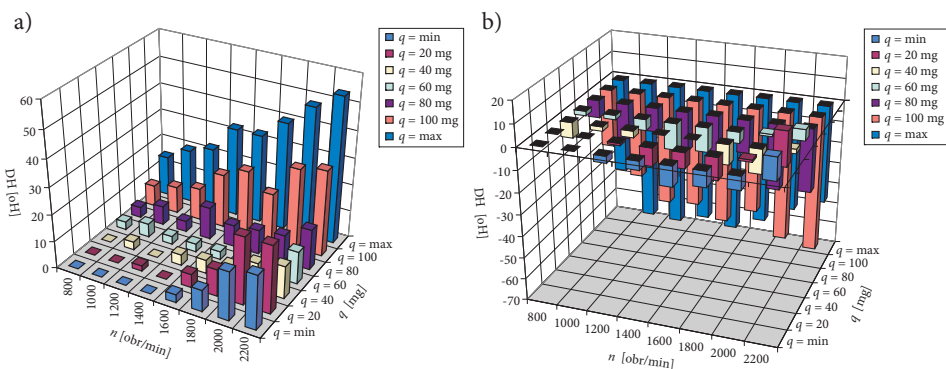
Rys. 5. Moment obrotowy silnika zasilanego olejem rzepakowym i jego zmiany w porównaniu z olejem napędowym

Największe zmniejszenie momentu obrotowego silnika zasilanego paliwem rzepakowym stwierdzono przy prędkości obrotowej poniżej 1600 obr/min i dawce paliwa 40-80 mg (rys. 5). Jedynie przy maksymalnym obciążeniu silnika moment obrotowy silnika zasilanego paliwem rzepakowym był większy o ok. 3-4 Nm (ok. 4-6%) w porównaniu z olejem napędowym. Jednocześnie maksymalna dawka paliwa rzepakowego była większa o około 2-3% co opisano poprzednio.

Temperatura spalin silnika zasilanego paliwem rzepakowym jest wyraźnie niższa w porównaniu z temperaturą spalin pochodzących ze spalania oleju napędowego

prawie w całym zakresie prędkości obrotowej i obciążenia silnika. Jedynie przy dawce maksymalnej i dużej prędkości obrotowej jest ona nieco większa. Różnice temperatury spalin w funkcji momentu obrotowego silnika są bardzo małe, a przy małej prędkości obrotowej silnika i częściowym jego obciążeniu temperatura spalin z oleju napędowego jest nieco niższa niż temperatura spalin z paliwa rzepakowego.

Zadymienie spalin silnika zasilanego paliwem rzepakowym rośnie zdecydowanie w miarę wzrostu prędkości obrotowej i obciążenia silnika, aż do wartości ok. 50 stopni w skali Hartridge'a (rys. 6). W porównaniu z zadymieniem spalin ze spalania oleju napędowego jest ono jednak dużo mniejsze. W zakresie maksymalnego obciążenia silnika zadymienie to jest kilkakrotnie mniejsze, co jest szczególnie wyraźnie widoczne na charakterystykach obciążeniowych silnika. Przy prędkości 1000 obr/min zadymienie spalin jest mniejsze czterokrotnie przy maksymalnym obciążeniu silnika i blisko dwukrotnie mniejsze przy dużej prędkości obrotowej. Ponieważ maksymalna dawka paliwa rzepakowego jest wyraźnie większa niż dawka oleju napędowego, uzyskane rezultaty wskazują na zdecydowany i bardzo korzystny wpływ paliwa rzepakowego na zadymienie spalin. Można uznać, że w zakresie częściowego i małego obciążenia silnika, udziały sadzy w spalinach silnika zasilanego badanymi paliwami są porównywalne.

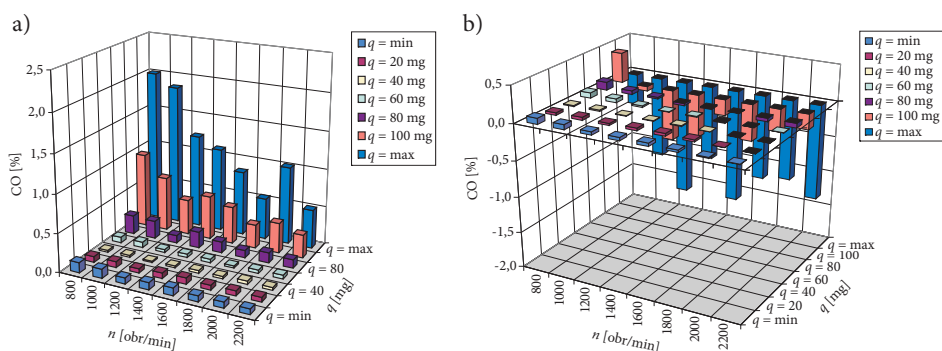


Rys. 6. Zadymienie spalin silnika zasilanego olejem rzepakowym i jego zmiany w porównaniu z olejem napędowym

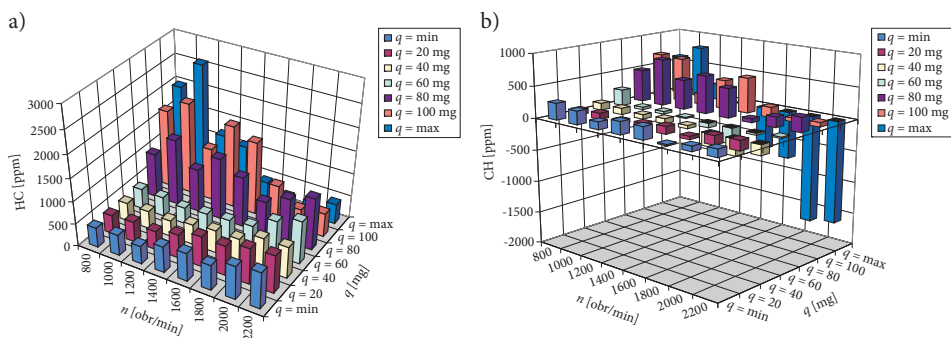
Oddzielnym problemem jest skład chemiczny sadzy pochodzącej ze spalania paliwa rzepakowego. Sadza ze spalania oleju napędowego została dość dokładnie zbadana, a jej skład jest bardzo toksyczny dla człowieka ze względu na dużą ilość zaabsorbowanych ciężkich węglowodorów policyklicznych o działaniu rakotwórczym. Takich danych o sadzy ze spalania paliwa rzepakowego brakuje, aczkolwiek mniejsze zadymienie silnika zasilanego paliwem rzepakowym jest bardzo istotne, tym bardziej że jednocześnie z zadymieniem spalin mniejsza jest emisja tlenku węgla.



Udział tlenku węgla w spalinach silnika zasilanego paliwem rzepakowym zaczyna istotnie rosnąć przy dawce paliwa powyżej 80 mg, niezależnie od prędkości obrotowej silnika. Maksymalne udziały tego składnika spalin są największe przy małej prędkości obrotowej, osiągając ok. 2,5%. Zmiana paliwa z oleju napędowego na paliwo rzepakowe wpływa zdecydowanie korzystnie na udziały tlenku węgla w spalinach. Przy małej prędkości maksymalny udział w CO w spalinach z paliwa rzepakowego jest mniejszy o ok. 20%, natomiast przy większej prędkości obrotowej udział tlenku węgla jest jeszcze mniejszy i osiąga 60-70% wartości udziału CO w spalinach z oleju napędowego.



Rys. 7. Udziały tlenku węgla w spalinach silnika zasilanego olejem rzepakowym i jego zmiany w porównaniu z olejem napędowym



Rys. 8. Udziały węglowodorów w spalinach silnika zasilanego olejem rzepakowym i jego zmiany w porównaniu z olejem napędowym

Nieco gorsze rezultaty uzyskano w przypadku udziałów węglowodorów w spalinach. W zakresie małych dawek paliwa (poniżej 60 mg) udział węglowodorów utrzymywał się na poziomie 500-1000 ppm, przy czym mniejsze wartości występowały przy mniejszej prędkości obrotowej. Wzrost dawki paliwa powyżej 60 mg

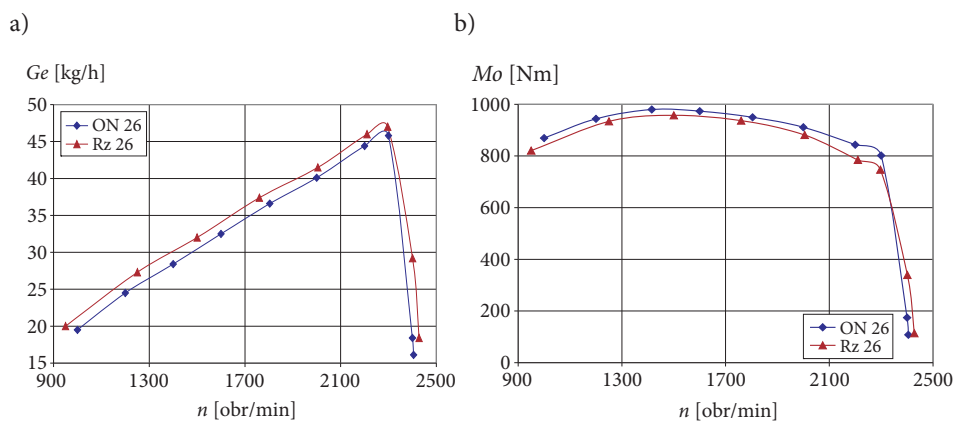


powodował znaczny wzrost udziałów węglowodorów przy małej prędkości obrotowej, które osiągnęły wartości dochodzące do 2500 ppm. Jest to znacznie więcej niż analogiczne udziały zmierzone podczas zasilania silnika olejem napędowym. W zakresie dużej prędkości obrotowej udział węglowodorów w spalinach był mniejszy w przypadku silnika zasilanego paliwem rzepakowym.

#### 4. Wyniki badań pełnogabarytowego silnika o zapłonie samoczynnym

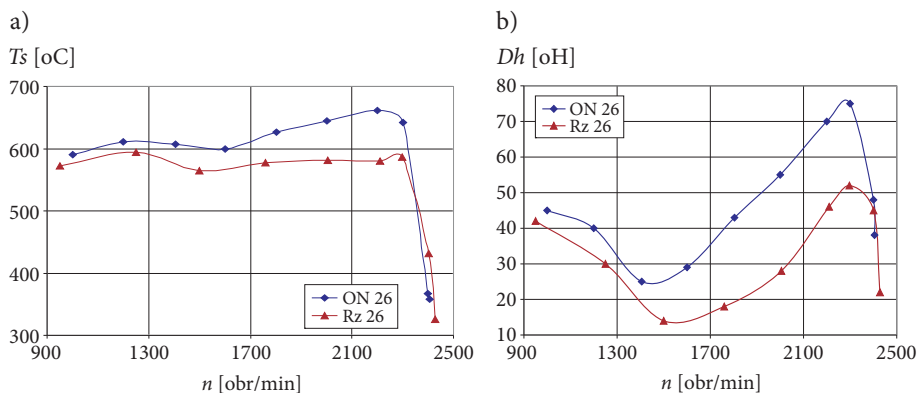
Charakterystyki silnika pełnogabarytowego zasilanego paliwem rzepakowym i olejem napędowym przedstawiono na charakterystykach obciążeniowych i prędkościowych przy fabrycznym kącie wyprzedzenia tłoczenia paliwa równym  $26^\circ$  OWK.

Na charakterystyce godzinowego zużycia paliwa widoczny jest wzrost godzinowego zużycia paliwa rzepakowego w całym zakresie prędkości obrotowej silnika, spowodowany jego większą gęstością (rys. 9a). Jednocześnie o około 20-30 Nm mniejszy jest moment obrotowy silnika zasilanego olejem opałowym, co stanowi ok. 2-3% jego maksymalnego momentu obrotowego. Najmniejszą różnicę stwierdzono w pobliżu maksymalnego momentu obrotowego silnika (rys. 9b).



Rys. 9. Zmiany godzinowego zużycia paliwa (a) i momentu obrotowego (b) silnika zasilanego olejem napędowym (OP) i paliwem rzepakowym (RZ) przy kącie początku wtrysku  $26^\circ$ OWK

Naturalną konsekwencją wzrostu godzinowego zużycia paliwa i mniejszego momentu obrotowego silnika zasilanego paliwem rzepakowym jest wzrost jednostkowego zużycia paliwa, które dla paliwa rzepakowego jest większe o około 15-25 g/kWh, co stanowi około 10% średniego jednostkowego zużycia tego paliwa w użytecznym zakresie prędkości obrotowej silnika.



Rys. 10. Zmiany temperatury (a) i zadymienia spalin (b) silnika zasilanego olejem napędowym (OP) i paliwem rzepakowym (RZ) przy kącie początku wtrysku 26° OWK

Temperatura spalin silnika zasilanego paliwem rzepakowym jest niższa w całym zakresie prędkości obrotowej silnika, przy czym różnice te wzrastają wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika i przy prędkości znamionowej 2200 obr/min różnica ta wnosi ok. 80°C, czyli o około 12%.

Zadymienie spalin z silnika zasilanego paliwem rzepakowym jest zdecydowanie niższe. Zmiany zadymienia sięgają około 20-30 stopni Hardridgę'a przy prędkości obrotowej silnika powyżej 1500 obr/min. Zmniejszenie prędkości obrotowej powoduje mniejsze różnice zadymienia spalin do 5-10 stopni Hardridgę'a. Również w funkcji obciążenia silnika zadymienie spalin silnika zasilanego paliwem rzepakowym jest mniejsze.

## 5. Podsumowanie

Na podstawie przedstawionych wyników badań można uznać paliwo rzepakowe za w pełni przydatny zamiennik oleju napędowego, który może być stosowany do zasilania silników o zapłonie samoczynnym samodzielnie lub jako dodatek do oleju napędowego. Jednak jego właściwości odbiegają od właściwości oleju napędowego, co wpływa na proces spalania paliwa, jego efekty i emisję związków toksycznych.

Olej rzepakowy, a ściślej jego estry metylowe, są substancjami o większej gęstości od gęstości oleju napędowego o około 4,5%, jednak obecność tlenu w cząsteczkach estrów powoduje, że ich wartość opałowa jest o około 13% mniejsza w porównaniu z olejem napędowym [1]. Konsekwencją jest mniejsza moc silnika, szczególnie widoczna przy maksymalnej dawce masowej tego paliwa, a tym samym wyższe jednostkowe zużycie paliwa. Jednocześnie niższa jest temperatura spalin silnika zasilanego paliwem rzepakowym.

Istotną, korzystną właściwością paliwa rzepakowego jest znacznie mniejsze zadymienie spalin oraz niższy udział tlenu węgla w spalinach, szczególnie widoczne przy maksymalnym obciążeniu silnika. Zastosowanie paliwa rzepakowego w długo użytkowanych silnikach, charakteryzujących się stosunkowo dużym zadymieniem spalin w zakresie maksymalnego obciążenia silnika, spowoduje znaczne zmniejszenie zadymienia, nawet w niektórych punktach pomiarowych przekraczające 50% zadymienia dla oleju napędowego. Znajduje to potwierdzenie w badaniach innych autorów. Autorzy: Yoshimoto i Onodera wyznaczyli korelację między obniżeniem zadymienia spalin w skali Boscha w funkcji udziału tlenu w paliwie, z której wynika, że ok. dwudziestoprocentowy udział tlenu zmniejsza zadymienie o ok. 60% przy bardzo wysokiej korelacji ( $r = 0,97$ ) [12].

Wyniki badań silnika badawczego zostały potwierdzone podczas badań silnika pełnogabarytowego. O kilka procent zmalała moc maksymalna tego silnika i wzrosło jednostkowe zużycie paliwa. Na te wskaźniki miała wpływ także niższa temperatura spalin w porównaniu z temperaturą spalin silnika zasilanego olejem napędowym (niższa entalpia spalin) co niewątpliwie wpłynęło także na zmniejszenie sprawności turbosprężarki. Zdecydowanie mniejsze jest natomiast zadymienie spalin silnika zasilanego paliwem rzepakowym.

Oddzielnym problemem stosowania paliwa rzepakowego jest stabilność parametrów oraz trwałość silnika zasilanego tym paliwem. Podczas kilkudziesięciogodzinnych badań silnika badawczego i pełnogabarytowego nie stwierdzono istotnych zmian parametrów użytecznych tego silnika, aczkolwiek wtryskiwacze i wewnątrz komory spalania było pokryte dość grubą warstwą „tłustego” czarnego osadu. Podczas zasilania silnika olejem napędowym komora jest pokryta cienką warstwą suchego, matowego osadu. Zauważone osady nie powinny wpływać istotnie na trwałość silnika zasilanego paliwem rzepakowym. Na przykład badania trwałościowe w czasie 250 godzin pracy silnika zasilanego olejem palmowym wykazały brak istotnych zmian parametrów pracy silnika [9]. Podobne były wnioski z eksploatacji silników o zapłonie samoczynnym w samochodach Polonez [7].

Pracę wykonano w ramach projektu badawczego 0 T00A 017 13 finansowanego przez KBN.

Artykuł wpłynął do redakcji 20.07.2009 r. Zweryfikowaną wersję po recenzji otrzymano w październiku 2009 r.

#### LITERATURA

- [1] A. K. BABU, G. DEVARADJANE, *Vegetable Oils And Their Derivatives As Fuels For CI Engines: An Overview*, SAE Paper, 2003-01-0767.
- [2] J. CISEK, Z. SZLACHTA, *Własności rozruchowe silnika wysokoprężnego zasilanego mieszaninami oleju rzepakowego i napędowego*, III Sympozjum EKODIESEL'96, Warszawa, 1996.
- [3] O. HAAHTELA, W. HENTSCHEL, K. SCHINDLER, *Diagnostic of Diesel Combustion*, NATO ASI Series, Kluwer Academic Publishers, 306, 1996.

- [4] W. HRECZUCH, M. MITTELBACH, J. HOLAS, J. SOUCEK, G. BEKIERZ, *Produkcja i główne kierunki przemysłowego wykorzystania metylowych kwasów tłuszczowych*, Przemysł Chemiczny, 4, 2000.
- [5] S. MACHAŁA, J. WALENTYNOWICZ, *Stanowisko i badania wstępne niepewtarzalności oraz nierównomierności spalania w turbodoładowanym silniku o zapłonie samoczynnym*, Biul. WAT, 4, 1996.
- [6] Z. ORZECZOWSKI, J. PRYWER, *Rozpylanie cieczy w urządzeniach energetycznych*, WNT, Warszawa, 1994.
- [7] Z. PĄGOWSKI, *Paliwo rzepakowe w systemie silnik-paliwo-środowisko*, III Sympozjum EKODIESEL'96, Warszawa, 1996.
- [8] A. ROSZKOWSKI, *Aktualny stan i perspektywy produkcji biopaliwa z rzepaku w rolnictwie polskim*, III Sympozjum EKODIESEL'96, Warszawa, 1996.
- [9] N. TIPPAYAWONG, A. PERMSUWAN, N. VORAYOS, T. KIATSIRIROAT, S. UPPAKAM, M. PANYACUM, *Long-term direct injection diesel engine operation on vegetable oil/diesel blends*, SAE Paper, 2003-01-1932.
- [10] J. WALENTYNOWICZ, *Wyznaczanie przepływowych charakterystyk rozpylaczy silników o zapłonie samoczynnym*, Biul. WAT, 4, 1996.
- [11] J. WALENTYNOWICZ, *Stochastyczna identyfikacja wielowymiarowych charakterystyk i widm obciążenia silników spalinowych*, WAT, Warszawa, 1996.
- [12] Y. YOSHIMOTO, M. ONODERA, *Performance of a diesel engine fueled by rapeseed oil blended with oxygenated organic compounds*, SAE Paper, 2002-01-2854.

## J. WALENTYNOWICZ

### Application of rape fuel for diesel engine

**Abstract.** Testing the influences of basic proprieties of the rapeseed fuel on working processes in a diesel engine was the main goal of the presented investigation. Basic proprieties of the applied rapeseed fuel were defined and influence of that fuel on the parameters of engine operation was investigated. Investigations were done on dynamometer stand with one-cylinder research engine and multi-cylinder traction engine.

Basing on the obtained results it can be accepted that rapeseed fuel is wholly useful substitute of diesel fuel. It could be used as an additive for diesel fuel or as self-contained fuel. Because rapeseed properties are different than diesel fuel properties, they have an important effect on combustion processes, work parameters and toxic compounds emission. The lower caloric value of the rapeseed fuel caused decrease in engine power. Simultaneously, smoke emission level is lower and smaller is a fraction of carbon monoxide in the exhaust gas emitted from an engine. It was mentioned that walls of the combustion chamber are coated with "fat" black deposit but it should not influence engine durability.

**Keywords:** diesel engine, rapeseed oil, engine fuelling

**Universal Decimal Classification:** 621.43