

Hubert KUSZEWSKI\*  
Kazimierz LEJDA\*\*  
Zygmunt SZLACHTA\*\*\*

## Analiza parametrów strugi paliw o różnych lepkościach rozpylanych przez wtryskiwacz klasyczny i z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy

*Celem zaprezentowanych badań było określenie możliwości wykorzystania wtryskiwacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy do rozpylania paliw o zwiększonej lepkości. Badania przeprowadzono także dla wtryskiwacza klasycznego, co nadało badaniom charakter porównawczy. Do rozpylania wykorzystano olej napędowy, rzepakowy oraz mieszaninę oleju rzepakowego z olejem napędowym. Analizowano następujące parametry makrostruktury strugi: zasięg czola strugi, jej kąt wierzchołkowy oraz powierzchnię.*

*Słowa kluczowe: silnik wysokoprężny, wtryskiwacz, olej rzepakowy, rozpylanie*

### The analysis of spray parameters of fuels of different viscosity sprayed by a typical and rotary-swinging needle injectors

*The purpose of the presented investigation was to determine the possibility of application of an injector with a rotary-swinging needle movement for spraying fuels with increased viscosity. An investigation of a typical injector has been performed as well, which made the investigation a comparative one. Diesel fuel, rape oil and mixture of rape oil and diesel fuel were used for the spraying process. The following parameters of macrostructure of the spray have been analyzed: the tip penetration, the cone angle and the area.*

*Key words: diesel engine, injector, rape oil, spraying*

#### 1. Wstęp

Wyraźny wzrost zainteresowania biopaliwami w ostatnich latach wynika przede wszystkim z faktu, iż ich zastosowanie nie pociąga za sobą degradacji środowiska naturalnego w takim stopniu, z jakim mamy do czynienia przy użytkowaniu paliw tradycyjnych. W odniesieniu do silników wysokoprężnych szczególnego znaczenia nabierają oleje roślinne, zwłaszcza olej rzepakowy (OR), a to ze względu na jego dużą dostępność i dobre warunki do uprawy w Polsce.

Jak wiadomo, surowy olej rzepakowy (OR) nie nadaje się do bezpośredniego zastosowania w silniku wysokoprężnym. Wynika to przede wszystkim ze znacznie większej lepkości oleju rzepakowego w porównaniu z olejem napędowym (ON). Ponadto surowy olej rzepakowy ma znacznie gorszą lotność, posiada mniejszą skłonność do samozapłonu i charakteryzuje się niską temperaturą rozkładu termicznego.

Zastosowanie naturalnego oleju rzepakowego do zasilania nie przystosowanego do tego celu silnika wysokoprężnego znacznie zakłóca jego pracę. W szczególności występuje zwiększony pobór mocy na procesy tłoczenia paliwa, a powstające w wyniku rozpylania krople mają duże średnice i ich odparowanie jest utrudnione. W rezultacie wzrasta skłonność do tworzenia osadów na rozpylaczach wtryskiwaczy i w komorze spalania. Wzrasta też wtedy skłonność do zagęszczania oleju silnikowego. Odmienne w stosunku do oleju napędowego podstawowe właściwości surowego oleju rzepakowego sprawiają zatem, że olejem tym bezpośrednio mogą być zasilane tylko silniki specjalnie do tego celu skonstruowane lub przystosowane.

Jednym ze sposobów ograniczenia niekorzystnych efektów związanych z zasilaniem typowych silników wysoko-

#### 1. Introduction

A recent visible growth in the interest in biofuels results mainly from the fact, that their application does not cause such a high level of natural environment degradation in comparison to currently used fuels. As far as diesel engines are concerned, vegetable oils, particularly rape oil (RO) are becoming more and more vital for the industry because of its high level of accessibility and good conditions for cultivation in Poland.

As we know, raw rape oil (RO) is not suitable for direct use in diesel engines. This results mainly from highly elevated viscosity of the said rape oil in comparison to diesel fuel (DF). Besides, the volatility of raw rape oil is much lower, it is less ignition prone and is characterized by low temperature of thermal pyrolysis.

The use of natural rape oil for fuelling of an engine not adapted for such fuel type will seriously disrupt its operation. In particular, there appears to be an extensive power consumption in the processes of fuel pumping, the fuel drops from the spray are of large diameters and their vaporization is retarded. As a result, there appears a tendency for sediments on the injector spray nozzles and in the combustion chamber. An increased engine lubricant thickness occurs as well. The very different properties of raw rape oil as opposed to regular diesel fuel force us to apply it only to specially designed or previously adapted units.

One of the methods to limit the disadvantageous effects of applying rape oil in typical diesel engines is the use of a mixture of this oil with the diesel fuel. The engine starting phase is much smoother and the process of combustion is not that much disrupted anymore, because the fuel drop

prężnych olejem rzepakowym jest stosowanie mieszaniny tego oleju z olejem napędowym. Poprawiają się wówczas własności rozruchowe silnika a proces spalania nie jest już tak znacznie zakłócony, ponieważ w wyniku rozpylania powstają krople o mniejszych średnicach, co jest wynikiem przede wszystkim mniejszej lepkości takiego paliwa. Dodatkową korzyścią jest ograniczenie niekorzystnych zmian właściwości oleju silnikowego.

Innym, dodatkowym sposobem polepszenia przebiegu procesu spalania przy zasilaniu silnika paliwem o zwiększonej lepkości (olej rzepakowy, mieszanina oleju rzepakowego i oleju napędowego), może być poprawa parametrów makrostruktury rozpylanego paliwa. Zaprezentowane wyniki badań wizualizacyjnych wskazują, że cel ten może być częściowo osiągnięty przez zastosowanie nowej konstrukcji wtryskiwacza, w którym iglica wykonuje ruch obrotowo-zwrotny. Konstrukcję i zasadę działania tego typu wtryskiwacza opisano m.in. w pracach [1, 4, 5].

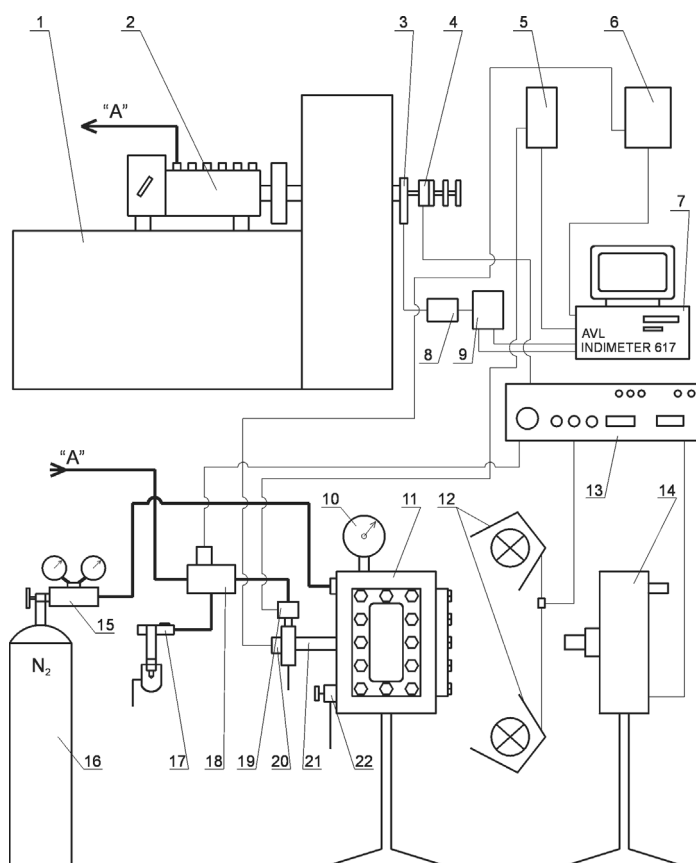
## 2. Metodyka badań wizualizacyjnych

Do badań wizualizacyjnych rozwoju strugi zbudowano specjalne stanowisko badawcze (rys. 1), którego zasadniczymi elementami są: ciśnieniowa komora wizualizacyjna o stałej objętości 11, do której było wtryskiwane paliwo za pomocą badanego wtryskiwacza 21, stół probierczy 1, pompa wtryskowa 2 tłocząca paliwo do wtryskiwacza, kamera do szybkich zdjęć 14 ze sterownikiem 13 oraz komputer z kartą pomiarową 7 [1, 4, 7].

W komorze, do której wtryskiwano paliwo, panowało ustalone przeciwnie gazu weryfikowane manometrem 10. Ze względów bezpieczeństwa, gazem wypełniającym komorę był azot, podawany z butli 16. Paliwo do badanego wtryskiwacza 21 dostarczane było z pompy wtryskowej 2 napędzanej przez silnik elektryczny stołu probierczego 1. Zawór przełączający 18 kierował paliwo z pompy wtryskowej do badanego wtryskiwacza 21 (w czasie dokonywania wizualizacji rozwoju strugi) lub do wtryskiwacza pomocniczego 17 (w przerwach między zasadniczymi badaniami). Dla rejestracji strugi wtryskiwanego paliwa, konieczne było zsynchronizowanie pracy kamery 14, stołu probierczego 1, lamp oświetleniowych 12 i zaworu przełączającego 18. Użytkiwano to za pomocą specjalnego sterownika kamery 13, współpracującego z tarczami synchronizującymi 4, zamocowanymi na wałku napędzającym silnika stołu probierczego. W czasie pracy kamery dodatkowo rejestrowano przyrost ciśnienia paliwa przed wtryskiwaczem za pomocą czujnika piezokwarcowego 19. Ponadto, za pomocą indukcyjnego czujnika przemieszczenia 20 rejestrowano przebieg ruchu iglicy wtryskiwacza klasycznego i tłoka we wtryskiwaczu z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy. Za pomocą optycznego przetwornika kąta obrotu wału 3 rejestrowano prędkość obrotową wałka krzywkowego pompy wtryskowej. Rejestracja tych parametrów możliwa była dzięki zastosowaniu komputera 7 ze specjalną kartą pomiarową.

diameters are smaller as a result of a decrease in viscosity. Additionally, a decrease in the degradation of the motor oil is effected.

Another method of improvement of the combustion process in the engine run on fuel of higher viscosity (rape oil, mixture of rape oil with diesel fuel), is the improvement of the parameters of the macrostructure of the sprayed fuel. The presented results of the visualization test indicate that we can partly achieve this goal through the application of a new



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego do wizualizacji rozwoju strugi rozpylanego paliwa: 1 – stół probierczy Hansmann EFH 5008, 2 – pompa wtryskowa P56-01, 3 – optyczny przetwornik kąta obrotu wału typu AVL, 4 – tarcze synchronizacyjne, 5 – wzmacniacz ładunku typu AVL 3056, 6 – mostek tensometryczny, 7 – komputer z kartą pomiarową AVL Indimeter 617, 8 – dekodery sygnału, 9 – zasilacz, 10 – manometr, 11 – komora wizualizacyjna o stałej objętości, 12 – lampy oświetleniowe, 13 – sterownik kamery, 14 – kamera do szybkich zdjęć, 15 – reduktor ciśnienia z manometrami, 16 – butla z azotem, 17 – wtryskiwacz pomocniczy, 18 – zawór przełączający, 19 – piezokwarcowy czujnik ciśnienia typ AVL 5QP6002, 20 – indukcyjny czujnik przemieszczenia tłoka (lub iglicy) wtryskiwacza, 21 – badany wtryskiwacz, 22 – zawór spustowy

Fig. 1. The diagram of the test stand for the visualization test of the fuel spray propagation: 1 – test stand Hansmann EFH 5008, 2 – injection pump P56-01, 3 – optical converter of the crank angle – type AVL, 4 – synchronized disks, 5 – charge amplifier type AVL 3056, 6 – electric bridge, 7 – computer with a measurement card AVL Indimeter 617, 8 – signal decoder, 9 – feeder cable, 10 – manometer, 11 – visualization chamber with constant volume, 12 – lamps, 13 – camera controller, 14 – high speed camera, 15 – reducer valve with manometers, 16 – gas cylinder with nitrogen, 17 – auxiliary injector, 18 – relay valve, 19 – piezoelectric pressure pick-up type AVL 5QP6002, 20 – inductive position sensor of the piston (or needle) of the injector, 21 – tested injector, 22 – draining valve



strugi  $L_z$  na powierzchnię prostopadłą do osi rozpylacza. Dla badanych rozpylaczy kąt między osiami otworków rozpylacza wynosił  $140^\circ$ . Stąd też rzeczywisty zasięg czoła strugi wyznaczano z zależności:

$$L_c = \frac{L_z}{\sin 70^\circ} \quad (1)$$

gdzie:  $L_c$  – rzeczywisty zasięg czoła strugi rozpylanego paliwa [mm],  $L_z$  – zmierzony zasięg czoła strugi rozpylanego paliwa [mm].

Przy określaniu zasięgu czoła strugi brano pod uwagę zasięg średni, tj. średnią arytmetyczną zasięgów strug wypływających ze wszystkich otworków rozpylających. Podobnie postępowano przy wyznaczaniu wartości kąta wierzchołkowego strugi i jej powierzchni. Liczba poddawanych analizie obrazów strugi determinowana była uderzeniem strugi o ściankę komory wizualizacyjnej, której średnica wynosiła 120 [mm].

Do badań makrostruktury rozpylanego paliwa wybrano wtryskiwacz z klasycznym rozpylaczem wielootworkowym (D1LMK 140/M2) oraz wtryskiwacz specjalnej, nowo opracowanej konstrukcji z rozpylaczem, w którym iglica wykonuje ruch obrotowo-zwrotny. Rozpylacz ten oznaczono literą „B” [1]. Charakterystyczną cechą wtryskiwacza nowego typu jest zmienność przekrojów otworków wylotowych w czasie trwania wtrysku [1, 2, 3, 4, 5, 6, 8]. Podstawowe parametry stosowanych w badaniach rozpylaczy (klasyczny i „B”) zostały przedstawione w tabelcy 1.

W badaniach wizualizacyjnych stosowano paliwa o różnej lepkości (ON, OR oraz mieszanina: 70 [%] OR i 30 [%] ON).

Na rys. 3 pokazano przykładowe obrazy rozwoju strug paliwa uzyskane w badaniach wizualizacyjnych, które stanowiły podstawę do przeprowadzenia ich analizy ilościowej. Rysunki dotyczą rozpylaczy, którymi w tych samych warunkach wtryskiwano do komory wizualizacyjnej olej napędowy oraz olej rzepakowy oraz mieszaninę tych paliw. Z rysunków widać wyraźnie, że struga paliwa wytwarzana przez rozpylacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy rozwija się w odmienny sposób od strugi formowanej przez rozpylacz klasyczny, co powoduje różnice w wartościach parametrów oceny makrostruktury strugi. W szczególności widać, że struga wytwarzana przez rozpylacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy ma nieregularny kształt, a

tion of the fuel spray  $L_z$  on the surface, perpendicular to the spray nozzle axis that was measured. For the tested spray nozzles the angle between the axes of the spraying holes amounted to  $140^\circ$ . That's why the actual tip penetration of the fuel spray was determined from the following relationship:

$$L_c = \frac{L_z}{\sin 70^\circ} \quad (1)$$

where:  $L_c$  – actual tip penetration of fuel spray [mm],  $L_z$  – measured tip penetration of fuel spray [mm].

The description of the tip penetration of the fuel spray included an arithmetic average of the tip penetration resulting from the outflow from all the spraying holes. A similar method was applied when determining the values of the cone angle of the fuel spray and its area. The number of analyzed images of the fuel spray was dependent on the hitting of the fuel spray against the sidewall of the visualization chamber, whose diameter was 120 [mm].

For the macrostructure tests of the sprayed fuel, the authors have selected, an injector with typical multi-hole spray nozzle (D1LMK 140/M2) and a special, newly designed, rotary-swinging needle injector. Such spray nozzle was marked with letter “B” [1]. Characteristic of the new injector is the variability of the flow sections of the outlet holes during the injections [1, 2, 3, 4, 5, 6, 8]. The basic parameters of the tested spray nozzles are shown (typical and „B”) in Table 1.

During the visualization tests fuels of different viscosity (DF, RO and mixture: 70 [%] RO and 30 [%] DF) were applied.

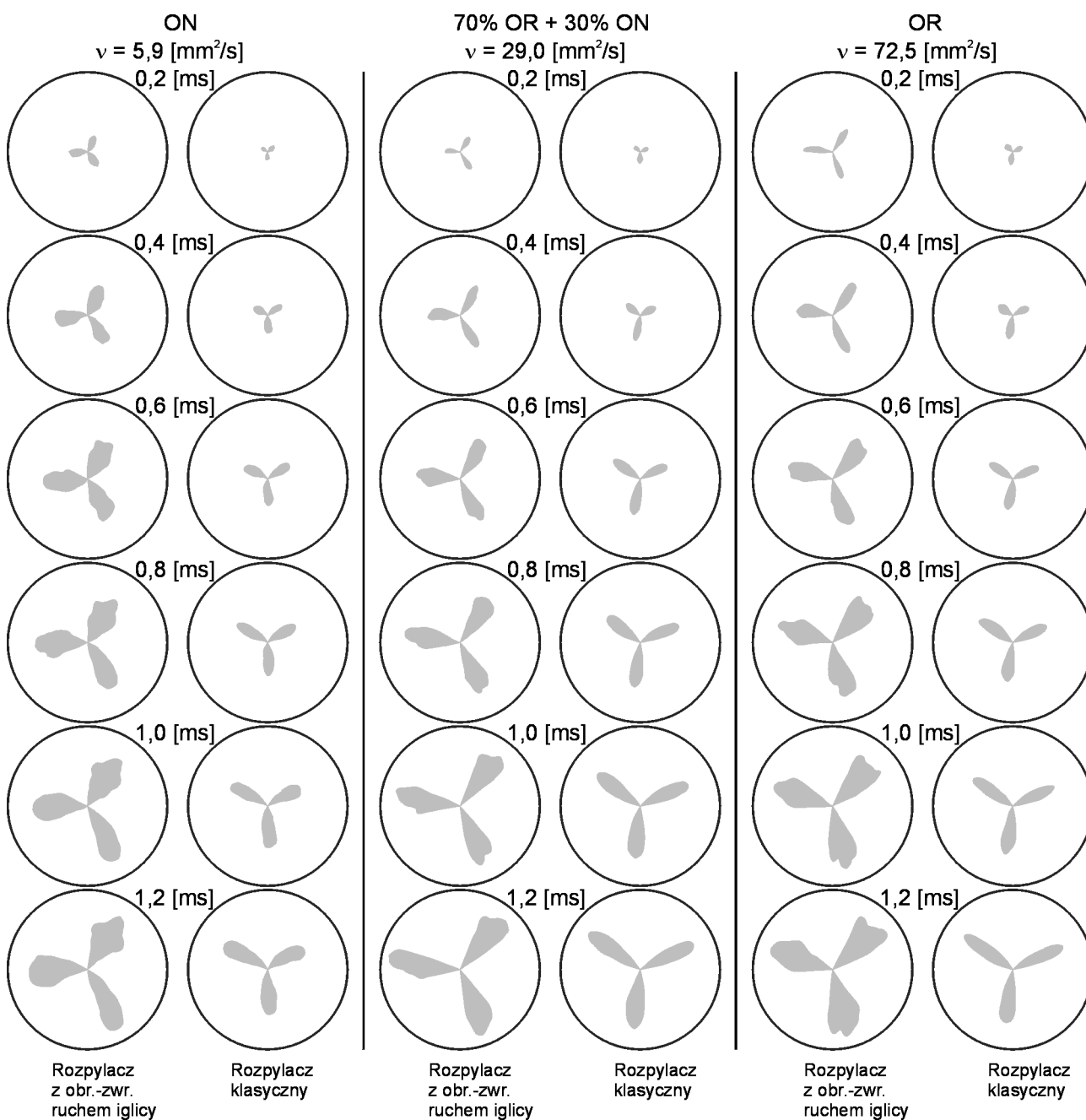
In Fig. 3 the example images of the fuel spray propagation, achieved in the visualization tests are presented, which constituted the basis for carrying out of their quantitative analysis. The figures show the spray nozzles, that were used for the injection of diesel fuel, rape oil and the mixture of these

Tabela 1. Podstawowe parametry rozpylaczy stosowanych w badaniach wizualizacyjnych  
Table 1. The basic parameters of the spray nozzles in visualization tests

Audi A4	1,8 Turbo (120 kW)	1,8 Turbo (140 kW)	V6 2,4 dm <sup>3</sup>
Liczba cylindrów	4	4	6
Obj. skokowa silnika	1781 cm <sup>3</sup>	1781 cm <sup>3</sup>	2394 cm <sup>3</sup>
Moc efektywna	120 kW/ 5700 1/min	140 kW/ 5700 1/min	125 kW/ 6000 1/min
Maks. moment obrotowy/ przy predk. obrot. 1/min	225 N·m / 1950-4800 1/min	240 N·m / 1950-4800 1/min	230 N·m / 3200 1/min
Czas rozp. 0-100 km/h	8,6 s	8,2 s	8,8 s
Prędkość maks.	226 km/h	237 km/h	226 km/h
Zużycie paliwa NEDC			
Cykl miejski	11,3 dm <sup>3</sup> /100 km	11,8 dm <sup>3</sup> /100 km	13,6 dm <sup>3</sup> /100 km
Cykl pozamiejski	6,4 dm <sup>3</sup> /100 km	6,7 dm <sup>3</sup> /100 km	7,5 dm <sup>3</sup> /100 km
Średnio w teście	8,2 dm <sup>3</sup> /100 km	8,6 dm <sup>3</sup> /100 km	9,6 dm <sup>3</sup> /100 km
Emisja CO <sub>2</sub> (NEDC)	199 g/km	209 g/km	238 g/km

Oznaczenia:  $i_r$  – liczba otworków rozpylających,  $l/d_k$  – stosunek długości otworka rozpylającego do jego średnicy (w rozpylaczu z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy przekrój otworka rozpylającego zmienia się w czasie trwania wtrysku, dlatego nie jest możliwe ściśle określenie tego parametru),  $d_i$  – średnica otworka rozpylającego w iglicy (tylko wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy),  $d_k$  – średnica otworka rozpylającego w korpusie rozpylacza,  $h_{\max}$  – maksymalny skok iglicy (tylko rozpylacz klasyczny),  $h_{\max}$  – maksymalny skok tłoka (tylko wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy),  $a_{\max}$  – maksymalny kąt obrotu iglicy (tylko wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy).

Symbols:  $i_r$  – number of spraying holes,  $l/d_k$  – length of spraying hole/its diameter ratio (in spray nozzle with rotary-swinging needle movement the flow cross-section of the spraying hole changes during the injection, thus, it is impossible to precisely determine this parameter),  $d_i$  – diameter of the spraying hole in the needle (only the injector with rotary-swinging needle movement),  $d_k$  – diameter of the spraying hole in the spray nozzle holder,  $h_{\max}$  – maximum needle stroke (only typical injector),  $h_{\max}$  – maximum piston stroke (only injector with rotary-swinging needle movement),  $a_{\max}$  – maximum angle of needle rotation (only the injector with a rotary-swinging needle movement)



Rys. 3. Obrazy rozwoju strug rozpylanego paliwa uzyskane przy zastosowaniu trzyotworkowego rozpylacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy i klasycznego ( $p_o = 170$  [bar],  $p_b = 20$  [bar],  $q = 130$  [mm<sup>3</sup>/wtrysk],  $n_p = 600$  [obr/min], paliwo: ON, 70% OR + 30% ON, OR)

Fig. 3. Images of fuel spray propagation from a three-hole spray nozzle with rotary-swinging needle movement and a typical one ( $p_o = 170$  [bar],  $p_b = 20$  [bar],  $q = 130$  [mm<sup>3</sup>/injection],  $n_p = 600$  [rpm], fuel: DF, 70% RO + 30% DF, RO)

jej powierzchnia (w rzucie na płaszczyznę prostopadłą do osi rozpylacza), kąt wierzchołkowy i zasięg czoła są przeważnie wyraźnie większe w porównaniu do rozpylacza klasycznego.

### 3. Wyniki badań i ich analiza

Jak można było przypuszczać zastosowanie paliw o znacznie większej lepkości kinematycznej wpłynęło w przypadku obu typów wtryskiwaczy na bardzo znaczące zwiększenie osiąganych ciśnień [1, 7]. Przyczyną wzrostu ciśnień wtrysku dla paliw o zwiększonej lepkości jest zmniejszenie warto-

ści wtrysku do komory wizualizacji w identycznych warunkach. Wykresy wyraźnie pokazują, że struga paliwa wygenerowana przez rozpylacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy jest wykształcana inaczej niż struga paliwa wygenerowana przez klasyczny rozpylacz, co powoduje zmiany wartości parametrów makrostruktury strugi paliwa. Szczególnie wyraźnie widać, że struga paliwa wygenerowana przez rozpylacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy ma nieregularny kształt, a jej powierzchnia (w rzucie na płaszczyznę prostopadłą do osi rozpylacza), kąt wierzchołkowy i zasięg czoła są przeważnie wyraźnie większe w porównaniu do rozpylacza klasycznego.

ści współczynnika wypływu paliwa z otworków rozpylacza. Wzrost różnicy między ciśnieniem panującym przed wtryskiwaczem i w wizualizacyjnej komorze ciśnieniowej  $\Delta p$  wiązał się oczywiście ze zwiększeniem początkowej prędkości paliwa na wylocie z rozpylacza  $V_0$ . Zmiany te były główną przyczyną wzrostu zasięgu czoła strugi dla paliw o zwiększonej lepkości kinematycznej (OR –  $\nu = 72,5$  [mm<sup>2</sup>/s], 70% OR + 30% ON –  $\nu = 29,0$  [mm<sup>2</sup>/s]) w stosunku do oleju napędowego (ON –  $\nu = 5,9$  [mm<sup>2</sup>/s]) – rys. 4 i 5. Dodatkową przyczyną wzrostu zasięgu czoła strugi wskutek zwiększenia lepkości paliwa, dla obu typów wtryskiwaczy, było zwiększenie rozmiarów kropeł wskutek pogorszonych warunków do ich rozpadu.

Z porównania rys. 4 i 5 wynika, że zasięg czoła strugi badanych paliw był większy dla wtryskiwacza z obrotowo-

cone angle and tip penetration are mostly larger in comparison to the typical spray nozzle.

### 3. Results of tests and their analysis

As expected, the applied fuel of increased kinematic viscosity largely contributed, in the case of both types of injectors, to a very significant increase in obtained pressures [1, 7]. The reason for the increase of injection pressures for fuels with increased viscosity is the reduction of value of the discharge coefficient of the fuel from the spray nozzle holes. The increased difference between the pressure before the injector and the pressure in the visualization pressure chamber  $\Delta p$  is attributable to the initial speed  $V_0$  of the fuel at the spray nozzle outlet. These changes were the primary reason for the increase of the tip penetration of the fuel spray

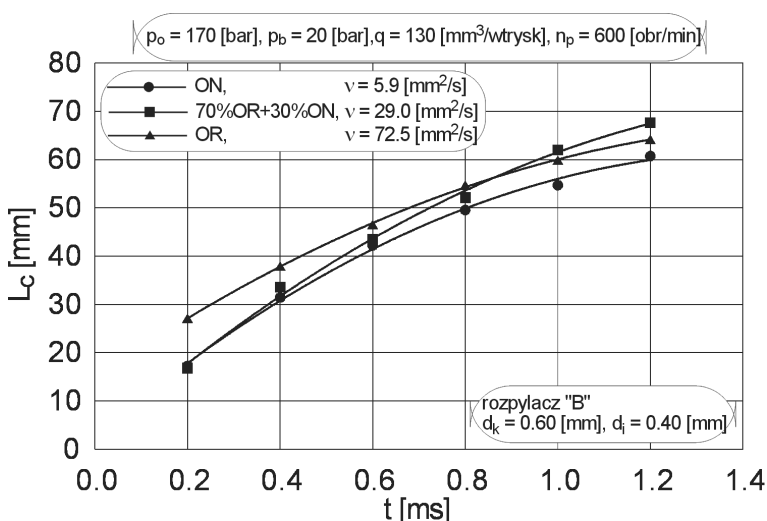
for fuels with increased viscosity (RO –  $\nu = 72,5$  [mm<sup>2</sup>/s], 70% RO + 30% DF –  $\nu = 29,0$  [mm<sup>2</sup>/s]) as opposed to diesel fuel (DF –  $\nu = 5,9$  [mm<sup>2</sup>/s]) – Fig. 4 and 5. An additional reason for the increase of the tip penetration of the fuel spray, as a consequence of the increase in fuel viscosity, for both injectors, was the enlargement of the fuel drops resulting from worse conditions of their disintegration.

The comparison of Fig. 4 and 5 shows that the tip penetration of fuel spray of the tested fuels was more extensive for the injector with a rotary-swinging needle movement in the whole time under analysis. One of the main reasons for this are much higher speeds  $V_0$  for this type of spray nozzle.

The set of injection parameters for both injectors were identical: the static opening pressure of the injector  $p_0 = 170$  [bar], ambient gas pressure  $p_b = 20$  [bar], the fuel dose  $q = 130$  [mm<sup>3</sup>/injection] and camshaft speed of the injection pump  $n = 600$  [rpm].

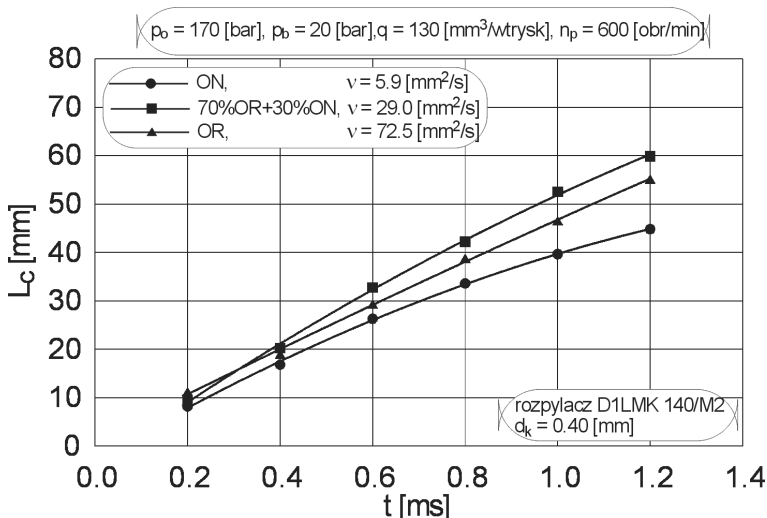
Figures 6 and 7 show the influence of fuel type on the macroscopic properties of the fuel spray generated by the injector with a rotary-swinging needle movement and the typical injector. As we can see, the use of fuels with an increased kinematic viscosity had a miniscule impact on the fuel spray area  $A_s$ . It has also been observed that the obtained values  $A_s$  are considerably higher for the spray nozzle with a rotary-swinging needle movement. Comparing the curves of the changes of the cone angle of fuel sprays  $\Theta_s$  we can clearly see that the angle of fuel spray generated by the typical spray nozzle diminished during the time of the fuel spray propagation, and its value was practically independent of the fuel type.

As for the rotary-swinging needle spray nozzle, the cone angle of the fuel spray was dependent not only on time of the fuel spray propagation, but also on the type of fuel itself. The larg-



Rys. 4. Zasięg czoła strugi wytwarzanej przez trzyotworowy rozpylacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy przy zastosowaniu paliw o różnych lepkościach kinematycznych

Fig. 4. Spray tip penetration formed by a three-hole spray nozzle with a rotary-swinging needle movement with the application of fuels of different kinematic viscosity



Rys. 5. Zasięg czoła strugi wytwarzanej przez trzyotworowy rozpylacz klasyczny przy zastosowaniu paliw o różnych lepkościach kinematycznych

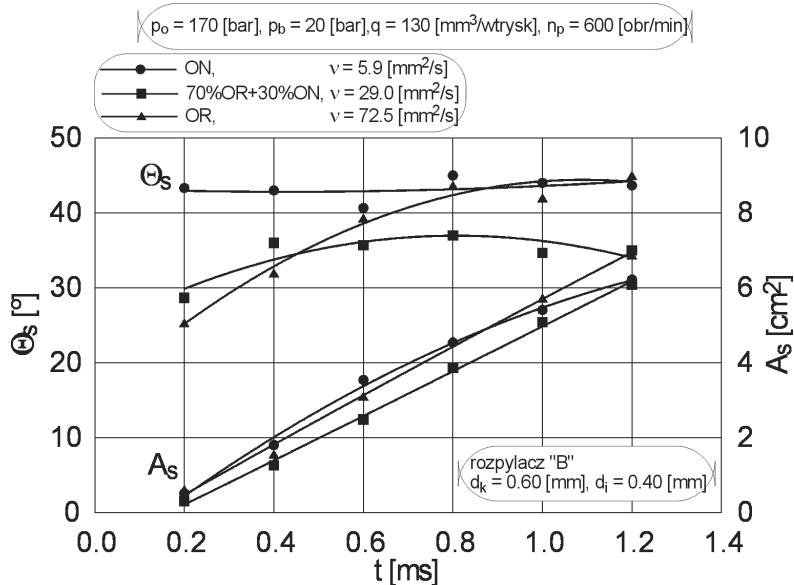
Fig. 5. Spray tip penetration formed by a three-hole typical spray nozzle with the application of fuels with different kinematic viscosity

zwrotnym ruchem iglicy w całym rozpatrywanym czasie rozwoju strugi. Jedną z głównych przyczyn tego jest występowanie dla tego rozpylacza znacznie wyższych wartości prędkości  $V_0$ .

Dla obu wtryskiwaczy nastawiono identyczne parametry związane z wtryskiem paliwa: statyczne ciśnienie otwarcia wtryskiwacza  $p_o = 170$  [bar], przeciwcisnienie osrodka gazowego  $p_b = 20$  [bar], dawka paliwa  $q = 130$  [mm<sup>3</sup>/wtrysk], prędkość obrotowa wałka krzywkowego pompy wtryskowej  $n_p = 600$  [obr/min].

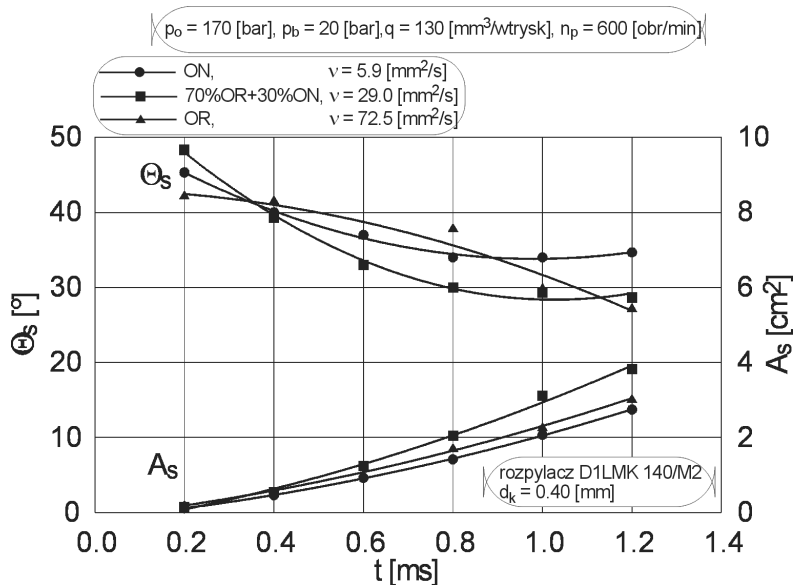
Rysunki 6 i 7 przedstawiają wpływ rodzaju paliwa na własności makroskopowe strugi wytwarzanej przez wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy i wtryskiwacz klasyczny. Jak widać, zastosowanie paliw o zwiększonej lepkości kinematycznej miało niewielki wpływ na powierzchnię strugi  $A_s$ . Jednocześnie można zauważyć, że osiągane wartości  $A_s$  są znacznie większe dla rozpylacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy. Porównując natomiast przebieg krzywych obrazujących zmiany kąta wierzchołkowego strugi  $\Theta_s$  widać, że kąt strugi generowanej przez rozpylacz klasyczny małał z upływem czasu rozwoju strugi, a na jego wartość praktycznie nie miał wpływu rodzaj paliwa.

Natomiast w przypadku rozpylacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy, kąt wierzchołkowy strugi zależał nie tylko od czasu rozwoju strugi, ale również od rodzaju paliwa. Największa wartość  $\Theta_s$  wystąpiła dla paliwa o najmniejszej lepkości kinematycznej i najmniejszym napięciu powierzchniowym (ON). Prawdopodobnie mniejsze krople były wówczas silniej odchylane na zewnątrz strugi, niż to miało miejsce w przypadku paliwa o większej lepkości (70% OR + 30% ON), kiedy warunki do wtórnego rozpadu kropli były pogorszone. Zarówno dla ON, jak i mieszaniny ON z OR, kąt wierzchołkowy strugi, choć różnił się co do wartości, to jednak pozostawał prawie niezmienny wraz z upływem czasu. Inaczej było natomiast w przypadku zastosowania OR, który charakteryzował się największą lepkością. Wówczas kąt wierzchołkowy strugi ulegał ciągłemu wzrostowi i dla czasu  $t = 1,2$  [ms] (co odpowiadało końcowi analizowanego czasu wtrysku paliwa) był już większy niż w przypadku zastosowania ON. Niewątpliwie w tym przypadku kąt wierzchołkowy strugi był wynikiem dodatkowego czynnika zwiększającego burzliwość wpływu z rozpylacza, powodowanego zmiennością przekrojów otworków rozpylających i związanej z tym ciągłej zmiany stosunku długości do przekroju otworka wylotowego. To, w połączeniu z mechanicznym oddziaływaniem powierzchni otworków wylotowych w korpusie rozpylacza na strugę prawdopodobnie powodowało, że przy zwiększonej lepkości pali-



Rys. 6. Kąt wierzchołkowy i powierzchnia strugi wytwarzanej przez trzyotworowy rozpylacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy przy rozpylaniu paliw o różnych lepkościach

Fig. 6. Spray cone angle and spray area formed by a three-hole spray nozzle with a rotary-swinging needle movement while spraying fuels of different kinematic viscosity



Rys. 7. Kąt wierzchołkowy i powierzchnia strugi wytwarzanej przez trzyotworowy rozpylacz klasyczny przy rozpylaniu paliw o różnych lepkościach

Fig. 7. Spray cone angle and spray area formed by a three-hole typical spray nozzle while spraying fuels of different kinematic viscosity

est value  $\Theta_s$  was recorded for the fuel of the lowest kinematic viscosity and with the lowest surface tension (DF). Probably, the smaller drops were driven to the outside of the fuel spray, as opposed to the fuel of higher viscosity (70% RO + 30% DF), when the conditions for the secondary disintegration of the fuel drops were less advantageous. For both the DF, and the mixture of DF and RO, the cone angle of fuel spray, though different in value, remained nearly constant in

wa i związanej z tym dużej wartości prędkości  $V_0$ , kąt wierzchołkowy strugi wraz z upływem czasu jej rozwoju ulegał zwiększaniu.

Na rysunku 8 przedstawiono dodatkowo porównanie powierzchni, kąta wierzchołkowego i zasięgu czoła strugi generowanej przez trzyotworowy rozpylacz klasyczny i z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy przy rozpylaniu oleju rzepakowego. Badania przeprowadzono przy podanych wcześniej parametrach wyjściowych. Pomimo, że dla wtryskiwacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy odnotowano mniejsze wartości maksymalnego i średniego ciśnienia wtrysku ( $p_{wmax} = 300$  [bar],  $p_{wsr} = 189$  [bar], dla wtryskiwacza klasycznego

było odpowiednio: 376 [bar] i 236 [bar]) to powierzchnia i zasięg czoła strugi były w tym przypadku znacznie większe. Jedynie kąt wierzchołkowy strugi w początkowej fazie wtrysku miał mniejszą wartość dla strugi generowanej przez ten wtryskiwacz, ale potem gwałtownie zaczął narastać i pod koniec analizowanego okresu czasu rozwoju strugi był już większy o ok. 18°.

Większe wartości parametrów  $A_s$ ,  $\Theta_s$  i  $L_c$  dla wtryskiwacza z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy wynikały prawdopodobnie nie tylko z braku dławienia przepływu paliwa w gnieździe iglicy, ale także z mechanicznego oddziaływania powierzchni otworków wylotowych w korpusie rozpylacza na strugę. Ewentualne potwierdzenie i uogólnienie tego wniosku byłoby możliwe po przeprowadzeniu szeregu dalszych badań, które musiałyby być prowadzone przy różnych parametrach związanych z wtryskiem paliwa (m.in. różne wartości  $p_0$ ,  $p_b$ ,  $n_p$ ,  $q$ ).

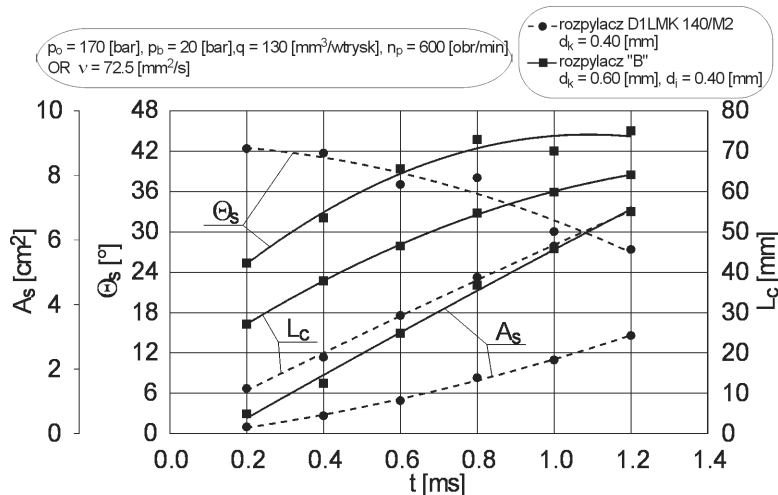
#### 4. Wnioski

Wyniki przeprowadzonych badań wskazują, że struga generowana przez wtryskiwacz z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy charakteryzuje się korzystniejszymi wartościami parametrów makrostruktury, niż wytwarzana przez wtryskiwacz klasyczny przy rozpylaniu tak lepkich paliw, jak olej rzepakowy, czy jego mieszanina z olejem napędowym. W szczególności, większe wartości kąta wierzchołkowego i powierzchni strugi winny zapewnić dobre warunki mieszania paliwa z powietrzem i korzystniejszy przebieg procesu spalania. Lepsze natomiast wykorzystanie pozostającego do dyspozycji po-

the course of time. The observation was different with the RO, which was characterized by the highest viscosity. The cone angle of the fuel spray was continuously increasing and for time  $t = 1,2$  [ms] (which corresponded to the end time of the fuel injection) was already higher than in the case of DF. Undoubtedly, in this case, the cone angle of the fuel spray was a result of an additional factor augmenting the turbulence of the outflow from the spray nozzle, caused by the flow section variability of the spraying holes and continuous change of the ratio of length/flow cross-section of the spraying hole. In relation to the mechanical influence of the surface of the escape holes in the spray nozzle body on the

fuel spray, the above mentioned probably caused the increase of the cone angle of the fuel spray in the course of time at an increased fuel viscosity and high speed value  $V_0$ .

Fig. 8 additionally shows the comparison of the area, the cone angle and the tip penetration of the fuel spray generated by the typical three-hole spray and a rotary-swinging needle nozzles while spraying rape oil. The tests have been carried out at pre-set initial parameters. Even though, for the injector with a rotary-swinging needle move-



Rys. 8. Porównanie kąta wierzchołkowego, powierzchni i zasięgu czoła strugi wytwarzanej przez trzyotworowy rozpylacz klasyczny i z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy przy rozpylaniu oleju rzepakowego

Fig. 8. Comparison of the spray cone angle, area and tip penetration generated by a three-hole typical spray nozzle and the one with a rotary-swinging needle movement while spraying rape oil

ment, lower values of maximum and average injection pressures ( $p_{wmax} = 300$  [bar],  $p_{wsr} = 189$  [bar]) were recorded – for the typical injector the values were respectively: 376 [bar] and 236 [bar]) the values of the area and tip penetration of the fuel spray were much higher. Only the cone angle of the fuel spray, generated by this injector, in the first phase of the injection process had a lower value, but then the value suddenly began to grow and in the end of the analyzed period of the propagation of the fuel spray was already higher by about 18°. The higher values of parameters  $A_s$ ,  $\Theta_s$  and  $L_c$  for the rotary-swinging needle injector probably resulted not only from the lack of fuel throttling in the needle socket, but also from mechanical influence of the area of the outlet holes in the spray nozzle holder on the fuel spray. A possible confirmation and generalization of this conclusion would be possible after a series of further tests, which would have to be executed at different parameters related to the fuel injection (among other things different values of  $p_0$ ,  $p_b$ ,  $n_p$ ,  $q$ ).

#### 4. Conclusion

The results of the performed tests indicate that the fuel spray generated by the injector with a rotary-swinging needle



wietrza w komorze spalania powinno umożliwić spalanie z mniejszymi wartościami współczynnika nadmiaru powietrza i w efekcie uzyskanie większych wartości średniego ciśnienia efektywnego.

Artykuł recenzowany

movement is characterized by better values of the macrostructure parameters, than that of the typical injector spraying viscous fuels, such as rape oil or its mixture with diesel oil. In particular, larger values of the cone angle and the area of the fuel spray should ensure good conditions of fuel mix with the air and better combustion process. A better utilization, however, of the air in the combustion chamber should enable combustion with smaller values of surplus combustion air coefficient, thus, resulting in a higher value of mean effective pressure.

### Skróty i oznaczenia/Nomenclature:

$A_s$ [cm <sup>2</sup> ]	powierzchnia rzutu strugi na płaszczyznę prostopadłą do osi rozpylacza/ <i>the area of projection of the fuel spray on the surface perpendicular to the spray nozzle axis</i>	$p_{wst}$ [bar]	średnie ciśnienie wtrysku paliwa/ <i>average fuel injection pressure</i>
$L_c$ [mm]	rzeczywisty zasięg czoła strugi rozpylanego paliwa/ <i>actual tip penetration of the fuel spray</i>	$q$ [mm <sup>3</sup> /wtrysk]	dawka paliwa/ <i>fuel dose</i>
$L_z$ [mm]	zmierzony zasięg czoła strugi rozpylanego paliwa/ <i>measured tip penetration of the fuel spray</i>	$t$ [ms]	czas/ <i>time</i>
$n_p$ [obr/min]	prędkość obrotowa wałka krzywkowego pompy wtryskowej/ <i>camshaft speed of the injection pump</i>	$V_0$ [m/s]	początkowa prędkość paliwa na wylocie z rozpylacza/ <i>initial speed of the fuel at the spray nozzle outlet</i>
ON/DF	olej napędowy/ <i>diesel fuel</i>	$\Theta_s$ [°]	kąt wierzchołkowy strugi/ <i>cone angle of the fuel spray</i>
OR/RO	olej rzepakowy/ <i>rape oil</i>	$\nu$ [mm <sup>2</sup> /s]	lepkość kinematyczna paliwa/ <i>fuel kinematic viscosity</i>
$p_o$ [bar]	statyczne ciśnienie otwarcia wtryskiwacza/ <i>static opening pressure of the injector</i>	$\Delta p$ [bar]	różnica między ciśnieniem paliwa w przewodzie wtryskowym przy wlocie do wtryskiwacza odpowiadającym początkowi otwierania wtryskiwacza a ciśnieniem w komorze wizualizacyjnej/ <i>difference between the fuel pressure in the pressure conduit at the inlet to the injector (corresponding to the onset of the injector opening) and the pressure in the visualization chamber</i>
$p_b$ [bar]	przeciwiśnienie ośrodka gazowego/ <i>ambient gas pressure</i>		
$p_{wmax}$ [bar]	maksymalne ciśnienie wtrysku paliwa/ <i>maximum fuel injection pressure</i>		

### Literatura/Bibliography

- [1] Kuszewski H.: Wpływ zmiennych przekrojów wylotowych wtryskiwacza z obrotową iglicą na rozpylanie oleju napędowego. Praca doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 2003.
- [2] Kuszewski H., Sowa K., Szlachta Z., Zabłocki M.: Ausgewählte Eigenschaften einer neuen Konstruktionsausführung des Einspritzventils mit Oszilations-Drehbewegung der Düsenadel für einen DI-Dieselmotor. XXXI. międzynarodna konferencja katiedier a pracovišk spal'ovacích motorov českých a slovenských vysokých škól, KOKA 2002, Žilina 2002.
- [3] Kuszewski H., Sowa K., Szlachta Z., Zabłocki M.: Własności strug paliwa rozpylanego wtryskiwaczem z obrotowo-zwrotnym ruchem iglicy. Scientific Journal of TKMA „Alternative Feeding of Diesel Engines Problems of Maintenance of Power Units” KONSPAL'2002, Wrocław 2002.
- [4] Sowa K., Szlachta Z., Zabłocki M., Kuszewski H.: Badania nowego proekologicznego systemu spalania dla szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego z rozpylaczem o zmiennym przekroju otworów rozpylających paliwo. Sprawozdanie z realizacji Projektu Badawczego nr 9 T12 D 016 16.
- [5] Sowa K., Zabłocki M., Szymański J.: A multi-hole injector with variable flow area of atomization orifices for diesel engines – preliminary investigation. International Scientific Conference “Development of design of internal combustion engines and quality of fuels to meet future levels”, Cracow 2001.
- [6] Sowa K., Zabłocki M., Szymański J.: Niektóre własności nowej konstrukcji wtryskiwacza wielootworowego ze zmiennym przekrojem otworów rozpylających. Międzynarodowa Konferencja Motoryzacyjna AUTOPROGRES-KONMOT 2002 „Doskonalenie konstrukcji, technologii i eksploatacji pojazdów”, Pasym k./Olsztyna 2002.
- [7] Szlachta Z., Kuszewski H.: Wpływ zmiennych przekrojów wylotowych wtryskiwacza z obrotową iglicą na rozpylanie oleju napędowego. Grant promotorski nr 5 T12D 026 22.
- [8] Szymański J., Zabłocki M.: Wtryskiwacz do silnika spaliniowego. Zgłoszenie patentowe nr P-294889 z dnia 11.06.1992 w Urzędzie Patentowym R.P.

\* Dr inż. Hubert Kuszewski – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.

Mr Hubert Kuszewski Ph.D., M.E. – Lecturer in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszow University of Technology.



\*\* Dr hab. inż. Kazimierz Lejda – profesor na Wydziale Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej.

Mr Kazimierz Lejda D.Sc., Ph.D., M.E. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics at Rzeszow University of Technology.



\*\*\* Prof. dr hab. inż. Zygmunt Szlachta – profesor na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej.

Prof. Zygmunt Szlachta D.Sc., Ph.D., M.E. – Professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Cracow University of Technology.

