

**Кукис Владимир Самойлович** – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры «Колесные, гусеничные машины и автомобили» Южно-Уральского государственного университета (Национального исследовательского университета), Челябинск, Россия, e-mail: idem37@mail.ru. Тел. +7 912 895 0828.

**Шабалин Денис Викторович** – канд. техн. наук, докторант Военного учебно-научного центра Сухопутных войск «Общевойсковая академия Вооруженных Сил Российской Федерации», Москва, Россия, e-mail: shabalin\_d79@mail.ru. Тел. +7 916 0602506.

**Постол Юлия Александровна** – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры гидравлики и теплотехники Таврического государственного агротехнологического университета, Мелитополь, Украина, e-mail: postol-melitopol@yandex.ua. Тел. 097-580-30-01.

### ОЦІНКА МОЖЛИВОСТІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ТЕМПЕРАТУРИ НАДУВНОГО ПОВІТРЯ ПРИ РОБОТІ ДИЗЕЛЯ НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ НАВАНТАЖЕННЯ

*В.С. Кукис, Д.В. Шабалин, Ю.О. Постол*

У статті розглянуті можливості використання вихрової труби для забезпечення оптимальної температури наддувочного повітря при роботі поршневого ДВЗ на різних швидкісних та навантажувальних режимах. Наведені результати розрахунків вихрової труби для охолодження наддувочного повітря дизеля ЯМЗ-8424 та схеми системи стабілізації температури наддувочного повітря з використанням вихрової труби. Результати проілюстровані на прикладі цього двигуна.

### THE ESTIMATION OF THE OPTIMAL TEMPERATURE OF THE BOOSTING AIR WHEN THE DIESEL ENGINE AT VARIOUS LOAD MODES`

*V.S. Kukis, D.V. Shabalin, J.A. Postol*

In the article the possibility of using a vortex tube to ensure optimum temperature of boosting air during the operations of the piston engine at different speeds and loads modes is discovered. The results of calculation of the vortex tube for cooling boosting air in diesel ЯМЗ-8424 and diagram of the system for stabilizing the temperature of the boosting air using vortex tube are shown. The results are illustrated on the example of this engine.

UDK 629.3:621.434

**R. V. Kolodnytska**

### BIOBIESEL FUEL SPRAY PENETRATION MODELLING

*A model for biodiesel spray penetration under conditions relevant to internal combustion engines is suggested. A parameter referred to as "length parameter" is introduced to define the fuel properties. The model predictions are validated for Hemp oil Methyl Ester (HME), Rapeseed oil Methyl Ester (RME) and Soybean oil Methyl Ester (SME) comparing with those of diesel fuel under different injection conditions and ambient pressures. The model is shown to produce a good agreement with the experimental data that available both for diesel and biodiesel fuels. It has been found that the spray penetration for Hemp oil Methyl Ester is very close to that of Soybean oil Methyl Ester.*

#### Introduction

There are several models of spray penetration that can be used for diesel fuel [1, 2]. However, biodiesel fuels have different thermodynamic properties comparing with diesel fuel [3, 4]. Experimental data show that the liquid length is higher and the spray penetration is mostly longer for biodiesel than for diesel [5, 6, 7]. These experimental trends could not be accurately reflected by KH or KH-RT models [6, 8, 9]. The KH-ACT model recently developed (see [6] for more details) gives good result for soybean biodiesel spray penetration but this model is too complicated to be applied for modeling of the new generation of biodiesels (e.g. biodiesel from hempseed oil [3, 4, 10]). The main aim of this work is to create a new simple model of biodiesel spray penetration which takes into account the fuel properties.

#### Materials

The following biodiesel fuels are used in our analysis: Hemp oil Methyl Ester (HME), produced in European Union [3], Rapeseed oil Methyl Ester (RME), produced in Ukraine [9] and Soy oil Methyl Ester (SME) [10]. A detailed description of composition and thermodynamic properties of biodiesel fuels can be found in [3, 4, 10]. Table 1 presents the physical properties of these biodiesel fuels comparing with those for diesel fuel at 80° C which were defined in [10].

**Table 1.** Comparison of physical properties biodiesel and diesel fuels at 80° C.

Parameter	HME	SME	RME	Diesel
Density	845	841	841	788
Kinematic viscosity	1,96 · 10 <sup>-6</sup>	2,01 · 10 <sup>-6</sup>	2,58 · 10 <sup>-6</sup>	1,09 · 10 <sup>-6</sup>
Surface tension	27,41 · 10 <sup>-3</sup>	27,15 · 10 <sup>-3</sup>	27,82 · 10 <sup>-3</sup>	24,14 · 10 <sup>-3</sup>

**Results**

New empirical formula of biodiesel spray penetration under conditions relevant to internal combustion engines was proposed:

$$S_{tip} = A_{tip} l_v^{0.1} t_{inj}^{0.5}, \quad (1)$$

where  $S_{tip}$  is tip penetration [m];

$A_{tip}$  is tip parameter;

$l_v$  is length parameter [m];

$t_{inj}$  is time after injection [ms].

The formula takes into account the physical properties of fuels using length parameter  $l_v$  that was introduced in [9, 10] for biodiesel droplets spray modeling:

$$l_v = \frac{v_f^2 \rho_f}{\sigma}, \quad (2)$$

where  $\rho_f$  is fuel density [kg m<sup>-3</sup>];

$v_f$  is fuel kinematic viscosity [m<sup>2</sup> s<sup>-1</sup>];

$\sigma$  is fuel surface tension [N m<sup>-1</sup>].

Tip parameter can be found as:

$$A_{tip} = A d_{noz}^{0.5} P_{inj}^{0.36} \rho_a^{-0.29} \quad (3)$$

where  $A$  is coefficient ( $A = 0.066$ )

$d_{noz}$  is nozzle diameter [m];

$P_{inj}$  is injection pressure [Pa];

$\rho_a$  is ambient density [kg m<sup>-3</sup>].

The spray penetrations of three types of biodiesel fuels and diesel, properties of which are shown in Table 1, were calculated using Eqs. (1), (2) and (3) under different injection conditions and ambient pressures. The Fig. 1 and Fig. 2 show the fuel spray tip penetration versus time of injection predicted by Eq. (1) for SME, RME and Diesel fuels. The theoretical results have been validated against experimental data [8] for single-hole injector with diameter of 0.5 mm. Our results show that RME has slightly longer spray penetration than SME or HME (the plots for HME are very close to SME and are not presented in Fig. 1 and Fig. 2).

**Conclusions**

New formula for biodiesel spray penetration under conditions relevant to internal combustion engines was proposed. A parameter referred to as “length parameter” is introduced to define the fuel properties. Spray penetrations for Hemp oil Methyl Ester (HME), Rapeseed oil Methyl Ester (RME) and Soybean oil Methyl Ester (SME) comparing with those of diesel fuel were calculated under different injection conditions and ambient pressures. The model gives a good agreement with experimental data that available both

for diesel and biodiesel fuels. Our results show that the spray penetration for Hemp oil Methyl Ester is very close to that of Soybean oil Methyl Ester.

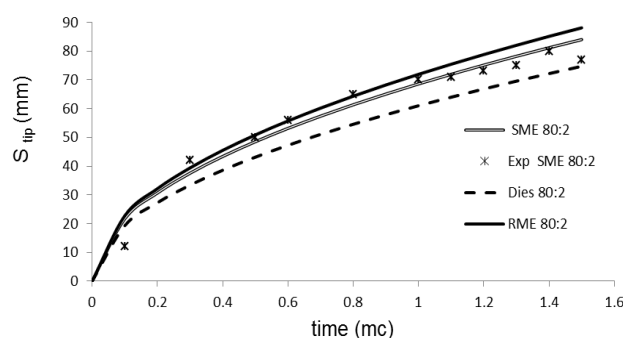


Fig. 1. The plots of fuel spray tip penetration  $S_{tip}$  versus time of injection predicted by Eq. (1) for SME (SME 80:2), RME (RME 80:2), Diesel fuel (Dies 80:2) and experimental data of  $S_{tip}$  for SME (Exp SME 80:2) taken from [8]. Injection and ambient pressures are 80 MPa and 2 MPa respectively

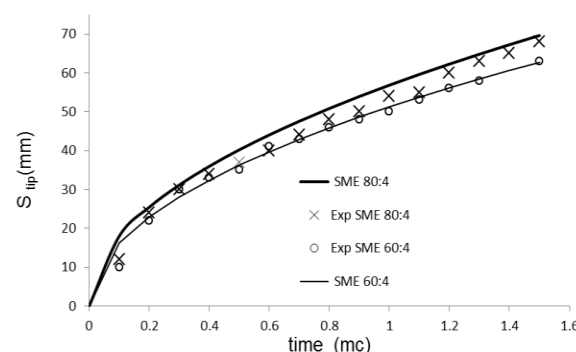


Fig. 2. The plots of fuel spray tip penetration  $S_{tip}$  versus time of injection predicted by Eq. (1) for SME under injection pressures 60 MPa (SME 60:4) and 80 MPa (SME 80:4) comparing with experimental data  $S_{tip}$  for SME: (Exp SME 60:4) and (Exp SME 80:4) taken from [8]. Ambient pressure is 4 MPa

**References:**

1. Roisman, V.I., and Araneo, L., *International journal on multi-phase flow* 33:904-920 (2007).
2. Kolodnytska, R.V. and Karimi, K., *Internal combustion engines* 1:42-46 (2008).
3. Sazhin, S.S., and Al Qubeissi, M., *Fuel* 115: 559-572 (2014).
4. Kolodnytska, R., and Al Qubeissi, M., *25<sup>th</sup> European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Chania, Greece, 1 - 4 September 2013*.
5. Higgins, B.S. and Mueller C.J., *SAE 01-0519:135-148* (1999).
6. Som, S and Longman, D.E., *Fuel* 89:4014-24 (2010).
7. Chen, P.C. and Wang W.C., *Fuel* 103:850-861 (2013).
8. Park, S.H. and Kim, H.J., *International Journal of Heat and Fluid flow* 30:108-116 (2009).
9. Grabar, I.G. and Kolodnytska, R.V., *Biofuel based on oil for diesel engines, ZDTU; 2011 [In Ukrainian]*.
10. Kolodnytska, R.V. *Visnik Shydnio Ukrainkogo Natsionalnogo Universitetu* 6(148):41-6 (2010) [in Ukrainian].

**Kolodnytska Ruslana Vitaliyivna** – PhD, associate professor, associate professor of Automotive and Automotive Technology Department, Zhytomyr State Technological University, Ukraine Zhytomyr, Ukraine, e-mail: ruslanakol@yahoo.com.

### МОДЕЛЮВАННЯ ДОВЖИНИ КОНУСА РОЗПИЛЮВАННЯ БЮДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА

*Р.В. Колодницька*

Запропонована модель для визначення довжини конуса розпилювання за умов, що існує в двигунах внутрішнього згоряння. Для того, щоб врахувати властивості палива, був введений «параметр довжини». Модель була перевірена для метилового ефіру конопляної олії (НМЕ), метилового ефіру ріпакової олії (RME) і метилового ефіру соєвої олії (SME) в порівнянні з дизельним паливом при різних тисках впорскування та тисках у двигуні. Модель показує добре узгодження з експериментальними даними як для дизельного так і біодизельного палива. Було визначено, що значення довжини конуса розпилювання для метилового ефіру конопляної олії було дуже близьким до метилового ефіру соєвої олії.

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЛИНЫ КОНУСА РАСПЫЛИВАНИЯ БИОДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА

*Р.В. Колодницкая*

Предложена модель для определения длины конуса распыливания в условиях, которые существуют в двигателях внутреннего сгорания. Для того, чтобы учесть свойства топлива, был использован «параметр длины». Модель была проверена для метилового эфира конопляного масла (НМЕ), метилового эфира рапсового масла (RME) и метилового эфира соевого масла (SME) в сравнении с дизельным топливом для разных давлений впрыскивания и давлений в двигателе. Модель показывает хорошее совпадение с экспериментальными данными как для дизельного, так и биодизельного топлива. Было определено, что значения длины конуса распыливания в случае метилового эфира конопляного масла были очень близки к значениям длины конуса распыливания метилового эфира соевого масла.

УДК 621.433

*А.П. Марченко, О.О. Осетров, С.С. Кравченко*

### ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НОМІНАЛЬНОЇ ПОТУЖНОСТІ СТАЦІОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА ПРИ ВИКОРИСТАННІ НИЗЬКОКАЛОРИЙНИХ ГАЗОВИХ ПАЛИВ

*Відмінність нижчої теплоти згоряння низькокалорійних газових палив від природного газу призводить до зміни протікання робочого процесу та потребує збільшених циклових подач до циліндру для отримання еквівалентної теплоти згоряння. В роботі проаналізовано можливості конструктивного забезпечення номінальної потужності двигуна з форкамерно-факельним запалюванням та якісним регулюванням потужності при використанні в якості палива різних низькокалорійних газів.*

#### **Вступ**

Низькокалорійні газові палива (НГП), до яких відносять піролізний газ, шахтний газ, біогаз, коксовий газ, генераторний газ тощо є відносно дешевими і доступними джерелами енергії. Ці гази, які у великій кількості виробляються промисловістю та сільським господарством, отримали широке використання в розвинених країнах світу. Нажаль в Україні, яка є залежною від постачання енергоносіїв, НГП майже не використовуються, а у більшості випадків викидаються і забруднюють навколишнє середовище. Тому актуальними є питання їх утилізації та ефективного використання.

Аналіз світового досвіду показує, що НГП можна ефективно використовувати в стаціонарних енергоустановках з двигунами внутрішнього згоряння. На сьогодні на світовому ринку представлені двигуни фірм Caterpillar, Waukesha Engine Dresser Inc, GE Energy Jenbacher gas engines, Cummins Power Generation та ін. [1-4], у складі когенераційних установок потужністю до 4 кВт. Як

правило, це двигуни з примусовим запалюванням паливо-повітряної суміші і форкамерно-факельним запалюванням, що дозволяє надійно та ефективно спалювати паливо-повітряні суміші в широкому діапазоні експлуатаційних навантажень.

В Україні накопичений багаторічний досвід виробництва і експлуатації стаціонарних газових двигунів 11ГД100М з форкамерно-факельним запалюванням і якісним регулюванням потужності. Ці двигуни мають високі індикаторні та ефективні показники та володіють гарними потенційними можливостями для їх конвертації на низькокалорійні газові палива.

Як відомо, НГП мають меншу теплоту згоряння, ніж природний газ, що вимагає збільшення циклової подачі палива для забезпечення незмінної номінальної потужності двигуна. В роботі проаналізовано можливості конструктивного забезпечення збільшення циклової подачі газового палива при використанні різних НГП в двигунах 11ГД100М.