

## ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.34

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2024.106.0.72

## ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОЗПИЛЮВАЧА ПАЛИВНОЇ ФОРСУНКИ НА ПРОЦЕС УПОРСКУВАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА

Афонін В. М.<sup>1</sup>, Воронков О. І.<sup>2</sup>, Авраменко А. М.<sup>2,3</sup>, Воробйов Д. В.<sup>2</sup><sup>1</sup>Приватна фірма «Променерго», м. Мерефа, Україна<sup>2</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет<sup>3</sup>Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України

**Анотація.** Наведено результати порівняльного чисельного моделювання з оцінювання впливу кількості та діаметра соплових отворів розпилювача паливної форсунки транспортного дизельного двигуна типу 6Ч 15/15 на процес упорскування палива. Для проведення чисельного моделювання було сформовано геометрію проточної частини розпилювача паливної форсунки (штатний та модернізований варіанти). У штатного варіанта – сім соплових отворів діаметром 0,25 мм, рівномірно розташованих щодо осі розпилювача, а в модернізованого – чотири отвори діаметром 0,3 мм на штатному місці, рівномірно розташованих щодо осі розпилювача, та додатково – чотири отвори діаметром 0,2 мм зверху (у ділянці запірного конуса), рівномірно розташованих щодо осі розпилювача, але з поворотом навколо осі розпилювача на 45 градусів щодо нижніх отворів. Результати показали, що використання двох рядів соплових отворів різного діаметра для розпилювача паливної форсунки транспортного дизельного двигуна дає змогу ефективно організувати процес упорскування палива.

**Ключові слова:** дизельний двигун, розпилювач форсунки, соплові отвори, тиск, швидкість потоку, упорскування палива.

**Вступ**

Підвищення вимог до техніко-економічних показників та ресурсу сучасних форсованих дизельних двигунів потребує пошуку шляхів і підходів з удосконалення їх конструкції та систем, зокрема – системи паливоподачі [1, 2].

Зміна конструктивних параметрів розпилювача паливної форсунки дає змогу впливати на умови впорскування палива, його розпилювання в камері згоряння та ефективність роботи двигуна [3–5].

Кількість та взаємне розташування соплових отворів розпилювача паливної форсунки, їх діаметр та спосіб виконання виробники обирають з огляду на конструктивні особливості двигуна, зокрема конфігурації камери згоряння, та умов наповнення циліндра свіжим повітрям [4, 5].

Основною вимогою до умов формування та розповсюдження паливних факелів у камері згоряння є відсутність взаємного перекриття сусідніх паливних факелів (це призводить до формування зон майже повністю заповнених паливом та його парою, що зі свого боку спричиняє різке погіршення екологічних показників дизельного двигуна), а також зменшення частки палива, яке потрап-

ляє на стінки камери згоряння (зменшення частки пливкості) та перехід від об'ємнопливкового до об'ємного способу сумішоутворення.

У роботі розглянуто підхід щодо переходу від розпилювача паливної форсунки з одним рядом соплових отворів ідентичного діаметра до розпилювача, який має два ряди соплових отворів різного діаметра. Реалізація такого підходу впливатиме на дисперсність розпиленого палива в паливному факелі та довжину його розповсюдження в камері згоряння. Зрештою це дасть змогу впливати на швидкість випаровування та згоряння палива й зменшувати швидкість зростання тиску в процесі згоряння.

**Аналіз публікацій**

Як свідчать сучасні публікації [6, 7], зменшення швидкості зростання тиску під час згоряння можна досягти завдяки використанню багатофазного впорскування палива, оптимізації кута випередження впорскування палива, дисперсності його розпилювання та додаванню до свіжого заряду спеціально підготовлених відпрацьованих газів (система рециркуляції відпрацьованих газів).

Також необхідно згадати низку сучасних робіт, присвячених поліпшенню умов течії палива в соплових отворах розпилювача за допомогою організації додаткових каналів, що дають змогу зменшити локальну швидкість потоку палива та сприяють зменшенню впливу гідродинамічної кавітації в соплових отворах розпилювача паливної форсунки на умови впорскування та розпилювання палива [5, 6, 8].

Розроблення нових конструкцій розпилювачів паливних форсунок і методики дослідження гідродинамічних процесів під час упорскування палива дає змогу надалі вивчати ці процеси на новому рівні та розробляти науково-практичні рекомендації з поліпшення паливоподачі та підвищення техніко-економічних показників форсованих дизельних двигунів.

Використання сучасних чисельних методів для дослідження процесів упорскування та розпилювання палива допомагає в стислі строки досягти результатів щодо впливу конструктивних і режимних факторів на ці процеси та розробити рекомендації виробникам з підвищення показників досліджуваних двигунів.

#### Мета та постановка завдання

Мета роботи – проведення порівняльного чисельного моделювання з оцінювання впливу кількості та діаметра соплових отворів розпилювача паливної форсунки на процес упорскування дизельного палива.

Для досягнення поставленої мети необхідно було розв'язати такі завдання:

- проаналізувати публікації про сучасні конструкції розпилювачів паливних форсунок дизельних транспортних двигунів;
- сформулювати геометрію проточної частини розпилювача паливної форсунки (штатний та модернізований варіанти);
- виконати порівняльне чисельне моделювання процесу впорскування дизельного палива (штатний та модернізований варіанти);
- проаналізувати результати порівняльного розрахункового дослідження;
- сформулювати висновки про ефективність запропонованого підходу з використання розпилювача паливної форсунки з двома рядами соплових отворів різного діаметра.

#### Викладення основного матеріалу

Для порівняльного чисельного моделювання в роботі було сформовано геометрію

проточної частини розпилювача паливної форсунки форсованого дизельного двигуна типу 6Ч 15/15. Зовнішній вигляд проточної частини розпилювачів з боку камери згоряння зображено на рис. 1 (штатний та модернізований варіанти).

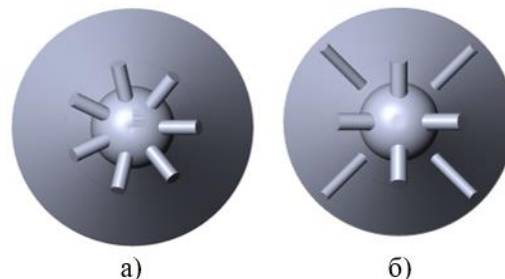


Рис. 1. Геометрія проточної частини розпилювачів з боку камери згоряння: а – штатний; б – модернізований

Параметри розпилювачів подано в табл. 1.

Таблиця 1 – Параметри розпилювачів

Варіант	Кількість соплових отворів	Діаметр соплових отворів, мм	Сумарна площа соплових отворів, мм <sup>2</sup>
Штатний	7	0,25	0,343
Модернізований	4	0,2	0,41
	4	0,3	

Штатний розпилювач має сім соплових отворів, рівномірно розташованих щодо осі діаметром 0,25 мм. Модернізований розпилювач має верхній ряд соплових отворів (розташований у зоні запірного конуса) – чотири отвори діаметром 0,2 мм та нижній ряд – чотири отвори діаметром 0,3 мм зі штатним розташуванням. Такий розпилювач під час початку процесу впорскування дає змогу спочатку подавати паливо крізь верхній ряд соплових отворів, а мірою підймання голки форсунки – одночасно крізь верхній та нижній ряди соплових отворів. Завдяки такій конструкції можна впливати на дисперсність розпилювання палива в паливному факелі та довжину його розповсюдження в камеру згоряння.

З метою порівняльного чисельного моделювання впроваджено метод скінченних об'ємів. Для моделювання процесу течії дизельного палива в розпилювачі паливної форсунки застосовано к-е модель турбулентно-

сті, а для опису процесу фазового переходу з рідини до пари – модель суміші [8].

Для зменшення розмірності розв'язуваної задачі в роботі розглядався сектор проточної частини розпилювача (рис. 2). Схема задання граничних умов для гідродинамічного розрахунку та розрахункова сітка також зображені на рис. 2, а значення граничних умов наведені в табл. 2.

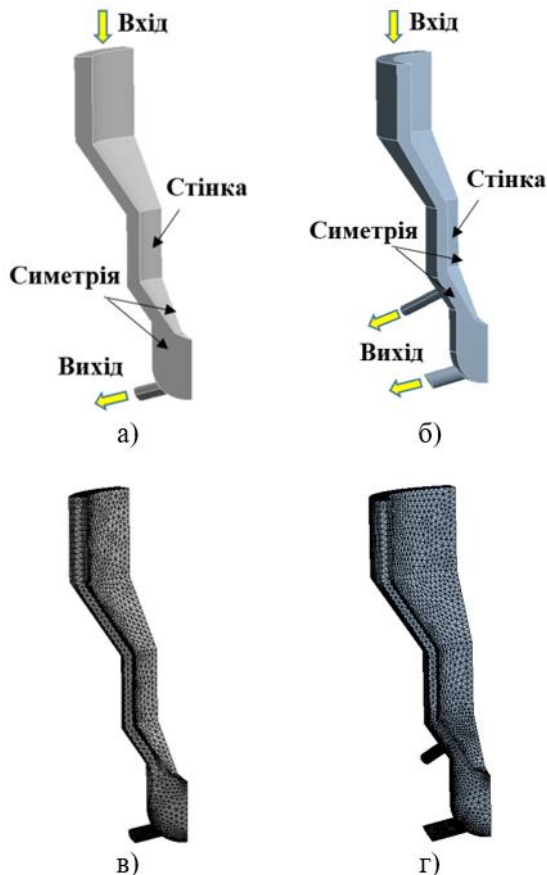


Рис. 2. Геометрія, схема задання граничних умов та розрахункова сітка, що описують сектор проточної частини розпилювача паливної форсунки: а, в – штатний; б, г – модернізований

Для штатного варіанта розрахункова сітка має 387316 розрахункових комірок, а для модернізованого – 397958 (рис. 2). Поблизу твердих стінок розрахункова сітка має локальне згущення (для підвищення точності моделювання течії в пристінних ділянках).

У роботі розглядається два режими течії дизельного палива:

1 – відповідає моменту відриву голки від запірної конуса (тиск 25 МПа);

2 – відповідає основній фазі впорскування (тиск 60 МПа).

Умови на стінці – задавалася шорсткість поверхонь і температура розпилювача (за статистичними показниками).

Таблиця 2 – Значення граничних умов для гідродинамічного моделювання

Режим №	1	2
Вхід		
Тиск, МПа	25	60
Вихід		
Тиск, МПа	2,5	2,5

### Основні результати проведеного порівняльного дослідження

Результати порівняльного чисельного моделювання наведено на рис. 3–8.

Розподіл тиску, швидкості та об'ємної частки парової фази в процесі течії дизельного палива для штатного варіанта зображено на рис. 3 та 4.

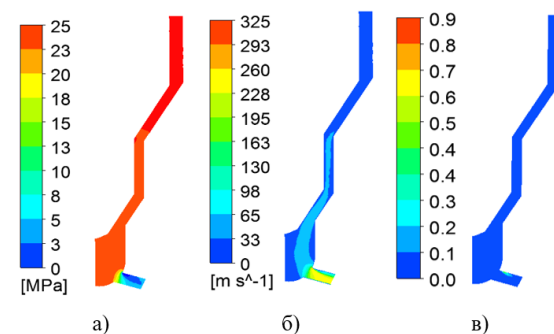


Рис. 3. Розподіл тиску (а), швидкості (б) та об'ємної частки парової фази в процесі течії дизельного палива в штатному розпилювачі (режим № 1)

У процесі впорскування, мірою наближення до соплового отвору тиск палива знижується з 25 МПа до 3 МПа (рис. 3, а), а в локальних ділянках проточної частини тиск нижчий від тиску насиченої пари.

Швидкість потоку палива змінюється в межах від 30 до 100 м/с, а в ділянці з'єднання соплового отвору з колодязем розпилювача швидкість зростає до 325 м/с (рис. 3, б). Таке локальне підвищення швидкості потоку палива призводить до виникнення фазового переходу (рис. 3, в) з рідкої фази до пари (процес гідродинамічної кавітації), що спричиняє зменшення ефективної площі проходного перерізу соплового отвору, негативно

впливає на умови впорскування та розпилювання палива й ресурс розпилювача.

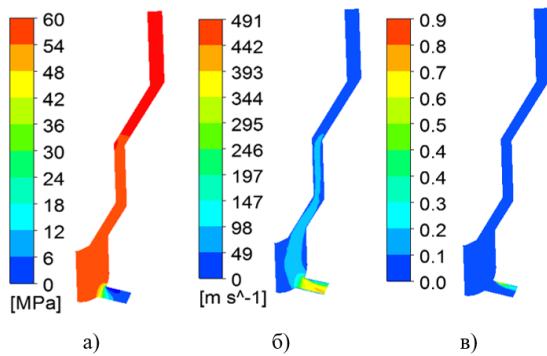


Рис. 4. Розподіл тиску (а), швидкості (б) та об'ємної частки парової фази в процесі течії дизельного палива в штатному розпилювачі (режим № 2)

У процесі впорскування, мірою наближення до соплового отвору тиск палива знижується з 60 МПа до 6 МПа (рис. 4, а), а в локальних ділянках проточної частини тиск нижчий від тиску насиченої пари.

Швидкість потоку палива змінюється в межах від 60 до 180 м/с, а в ділянці з'єднання соплового отвору з колодязем розпилювача швидкість зростає до 491 м/с (рис. 4, б). Таке локальне підвищення швидкості потоку палива призводить до виникнення фазового переходу, водночас частка парової фази зі зниженням тиску зростає (рис. 4, в).

Розподіл тиску, швидкості та об'ємної частки парової фази в процесі течії дизельного палива для модернізованого варіанта наведено на рис. 5 та 8.

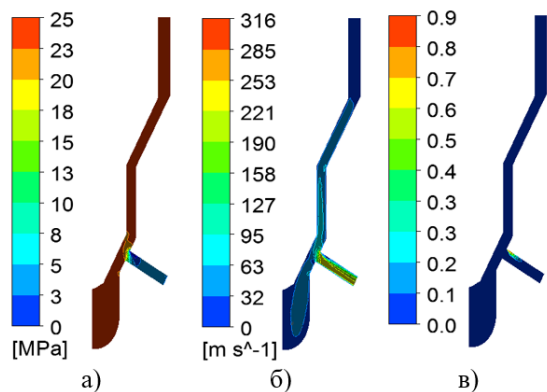


Рис. 5. Розподіл тиску (а), швидкості (б) та об'ємної частки парової фази в процесі течії дизельного палива в модернізованому розпилювачі (режим № 1, верхній ряд соплових отворів)

У процесі впорскування, мірою наближення до соплового отвору тиск палива знижується з 25 МПа до 3 МПа (рис. 5, а), а в локальних ділянках проточної частини тиск нижчий порівняно з тиском насиченої пари.

Швидкість потоку палива змінюється в межах від 40 до 120 м/с, а в ділянці з'єднання соплового отвору з колодязем розпилювача швидкість зростає до 316 м/с (рис. 4, б). Таке локальне підвищення швидкості потоку палива призводить до виникнення фазового переходу, в цьому разі частка парової фази зі зниженням тиску зростає (рис. 5, в).

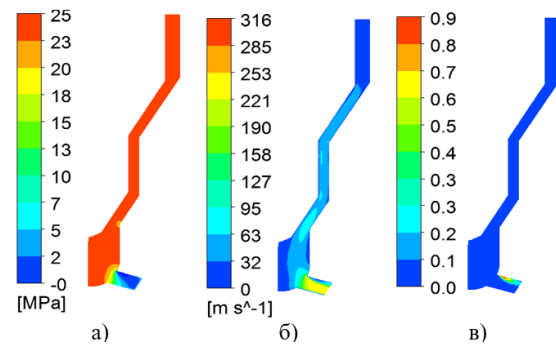


Рис. 6. Розподіл тиску (а), швидкості (б) та об'ємної частки парової фази в процесі течії дизельного палива в модернізованому розпилювачі (режим № 1, нижній ряд соплових отворів)

Для нижнього ряду соплових отворів (модернізований варіант розпилювача) в процесі впорскування, мірою наближення до соплового отвору тиск палива знижується з 25 МПа до 5 МПа (рис. 6, а), водночас у розглянутому перетині також спостерігається локальне зниження тиску в ділянці верхнього ряду соплових отворів.

Швидкість потоку палива змінюється в межах від 40 до 150 м/с, а в ділянці з'єднання соплового отвору з колодязем розпилювача швидкість зростає до 316 м/с (рис. 6, б). Таке локальне підвищення швидкості потоку палива призводить до виникнення фазового переходу (рис. 6, в).

Для режиму № 2 в процесі впорскування, мірою наближення до соплового отвору тиск палива знижується з 60 МПа до 5 МПа (рис. 7, а), а в локальних ділянках проточної частини тиск нижчий, ніж тиск насиченої пари.

Швидкість потоку палива змінюється в межах від 50 до 240 м/с, а в ділянці з'єднання соплового отвору верхнього ряду з колодязем розпилювача швидкість зростає до 480 м/с (рис. 7, б).

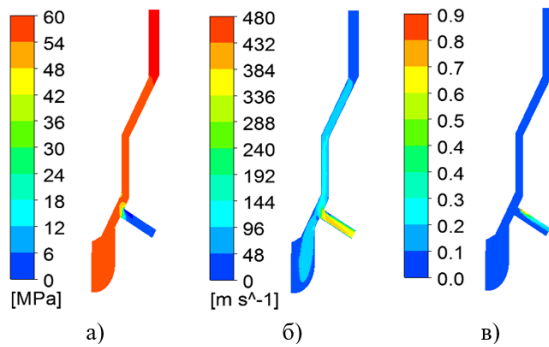


Рис. 7. Розподіл тиску (а), швидкості (б) та об'ємної частки парової фази в процесі течії дизельного палива в модернізованому розпилювачі (режим № 2, верхній ряд соплових отворів)

Таке локальне підвищення швидкості потоку палива призводить до виникнення фазового переходу, у цьому разі частка парової фази зі зниженням тиску зростає (рис. 7, в).

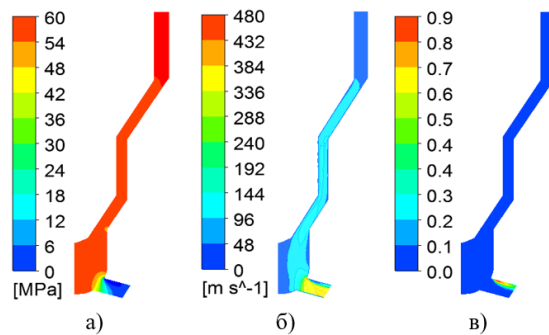


Рис. 8. Розподіл тиску (а), швидкості (б) та об'ємної частки парової фази в процесі течії дизельного палива в модернізованому розпилювачі (режим № 2, нижній ряд соплових отворів)

У процесі впорскування, мірою наближення до соплового отвору тиск палива знижується з 60 МПа до 8 МПа (рис. 8, а), а в локальних ділянках проточної частини тиск нижчий порівняно з тиском насиченої пари.

Швидкість потоку палива змінюється в межах від 50 до 210 м/с, а в ділянці з'єднання соплового отвору верхнього ряду з колодязем розпилювача швидкість зростає до 480 м/с (рис. 8, б). Таке локальне підвищення швидкості потоку палива призводить до виникнення фазового переходу, водночас частка парової фази зі зниженням тиску зростає (рис. 8, в).

Значення максимальних швидкостей потоку палива в локальних ділянках місця з'єднання соплового отвору з колодязем роз-

пилювача (для шатного та модернізованого варіантів) пояснюється різними геометричними параметрами переходу соплового отвору в колодязь (за умови ідентичних радіусів закруглення), різними діаметрами соплових отворів та наявністю двох рядів соплових отворів у модернізованого варіанта.

Узагальнені результати порівняльного розрахункового дослідження щодо впливу кількості соплових отворів розпилювача на умови впорскування палива (для режиму № 2) наведено в табл. 3.

Таблиця 3 – Узагальнені результати порівняльного розрахункового дослідження

Штатний варіант	
Вихід	Витрата палива, %
	100
	Осереднена швидкість, м/с
	334,5
Модернізований варіант	
Вихід	Витрата палива, %
Верхній отвір	30
Нижній отвір	70
Вихід	Осереднена швидкість, м/с
Верхній отвір	321,8
Нижній отвір	335,4

Як видно з наведених результатів (табл. 3), використання розпилювача паливної форсунки модернізованої конструкції дає змогу перерозподілити потоки палива під час упорскування і цим надалі організувати розпилювання палива з різною дисперсністю та, відповідно, швидкістю випаровування. Це впливатиме на швидкість зростання тиску під час згоряння палива та поліпшуватиме показники форсованого дизельного двигуна.

### Висновки

Поставлена в роботі мета досягнута.

Огляд публікацій, присвячених сучасним конструкціям розпилювачів паливних форсунок і системам паливподачі, показав, що розвиток та вдосконалення систем паливподачі є актуальним науково-практичним завданням, яка потребує додаткових досліджень з вибору раціональних конструктивних і регульовальних параметрів, що забезпечать ефективну роботу форсованого дизельного двигуна.

У роботі сформовано геометрію проточної частини розпилювача паливної форсунки штатного та модернізованого виконання в тривимірній постановці.

Проведено порівняльне чисельне моделювання процесу впорскування дизельного палива для штатного та модернізованого варіантів на режимах із тиском упорскування 25 та 60 МПа.

Проаналізовано результати порівняльного розрахункового дослідження. На режимі з тиском упорскування 60 МПа для розпилювача форсунки штатного виконання осереднена швидкість потоку палива на виході з соплового отвору досягає 334,5 м/с. Для розпилювача форсунки модернізованого виконання осереднена швидкість потоку палива на виході з соплового отвору (для верхнього отвору) становить 321,8 м/с, а для нижнього – 335,4 м/с. Об'ємна витрата палива для верхнього отвору становить 30 %, для нижнього – 70 %. Такі параметри впорскування для розпилювача форсунки модернізованого виконання впливають на умови розпилювання та випаровування дизельного палива та сприятимуть зменшенню швидкості зростання тиску під час згоряння. Сформовано висновки про доцільність використання розпилювачів паливної форсунки з двома рядами соплових отворів різного діаметра.

### Література

1. Experimental diesel spray characterization of the medium-duty injector with single- and multi-hole nozzle configurations under non-reacting, non-vaporizing conditions / J.-W. Park et al. *Frontiers in Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 8. <https://doi.org/10.3389/fmech.2022.931377>.
2. Prediction formula of Aerodynamic Drag Reduction in Multiple-Vehicle Platooning Based on Wake Analysis and On-Road Experiments / K. Tadakuma et al. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*. 2016. Vol. 9, no. 2. P. 645–656. <https://doi.org/10.4271/2016-01-1596>
3. Battistoni M., Som S., Powell C.F. Highly resolved Eulerian simulations of fuel spray transients in single and multi-hole injectors: Nozzle flow and near-exit dynamics. *Fuel*. 2019. Vol. 251. P. 709–729. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.04.076>
4. Spray and flame characteristics of wall-impinging diesel fuel spray at different wall temperatures and ambient pressures in a constant volume combustion vessel / B. Chen et al. *Fuel*. 2019. Vol. 235. P. 416–425. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.07.154>
5. A numerical study on the in-nozzle cavitating flow and near-field atomization of cylindrical, V-type, and Y-type intersecting hole nozzles using the LES-VOF method / Y. Deng et al. *Green Processing and Synthesis*. 2022. Vol. 11, no. 1. P. 129–142. <https://doi.org/10.1515/gps-2022-0015>
6. Effects of Multiple Injection Strategies on Heavy-Duty Diesel Energy Distributions and Emissions Under High Peak Combustion Pressures / Z. Zhang et al. *Frontiers in Energy Research*. 2022. Vol. 10. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.857077>
7. Zhang H., Hasegawa R., Ogawa H. Improvement in DME-HCCI Combustion with Ethanol as a Low-Temperature Oxidation Inhibitor. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*. 2011. Vol. 5, no. 1. P. 41–50. <https://doi.org/10.4271/2011-01-1791>
8. Авраменко А.М. Сучасні методи дослідження економічних, екологічних та ресурсних показників дизельних двигунів: монографія. Харків: ППМаш НАН України, 2019. 204 с. ISBN 978-966-02-9043-3.

### References

1. Experimental diesel spray characterization of the medium-duty injector with single- and multi-hole nozzle configurations under non-reacting, non-vaporizing conditions / J.-W. Park et al. *Frontiers in Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 8. <https://doi.org/10.3389/fmech.2022.931377>.
2. Prediction formula of Aerodynamic Drag Reduction in Multiple-Vehicle Platooning Based on Wake Analysis and On-Road Experiments / K. Tadakuma et al. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*. 2016. Vol. 9, no. 2. P. 645–656. <https://doi.org/10.4271/2016-01-1596>
3. Battistoni M., Som S., Powell C. F. Highly resolved Eulerian simulations of fuel spray transients in single and multi-hole injectors: Nozzle flow and near-exit dynamics. *Fuel*. 2019. Vol. 251. P. 709–729. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.04.076>
4. Spray and flame characteristics of wall-impinging diesel fuel spray at different wall temperatures and ambient pressures in a constant volume combustion vessel / B. Chen et al. *Fuel*. 2019. Vol. 235. P. 416–425. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.07.154>
5. A numerical study on the in-nozzle cavitating flow and near-field atomization of cylindrical, V-type, and Y-type intersecting hole nozzles using the LES-VOF method / Y. Deng et al. *Green Processing and Synthesis*. 2022. Vol. 11, no. 1. P. 129–142. <https://doi.org/10.1515/gps-2022-0015>
6. Effects of Multiple Injection Strategies on Heavy-Duty Diesel Energy Distributions and Emissions Under High Peak Combustion Pressures / Z. Zhang et al. *Frontiers in Energy Research*. 2022. Vol. 10. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.857077>
7. Zhang H., Hasegawa R., Ogawa H. Improvement in DME-HCCI Combustion with Ethanol as a Low-Temperature Oxidation Inhibitor. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*. 2011. Vol. 5, no. 1. P. 41–50. <https://doi.org/10.4271/2011-01-1791>

ternational Journal of Fuels and Lubricants. 2011. Vol. 5, no. 1. P. 41–50.

<https://doi.org/10.4271/2011-01-1791>

8. Avramenko A.M. Suchasni metodi dosli djennya ekonomichnih, ekologichnih ta resursnih pokazniki v dizel nih dviguni v: monografiya. Harkiv: IPMash NAN Ukraini, 2019. 204 s. ISBN 978-966-02-9043-3.

**Афонін Валентин Миколайович**<sup>1</sup>, генеральний директор, тел. (057) 748-47-98, prm187@ukr.net,  
**Воронков Олександр Іванович**<sup>2</sup>, д.т.н., проф., зав. каф. ДВЗ, [dralexadi@gmail.com](mailto:dralexadi@gmail.com), тел. +38 050-583-00-45,

**Авраменко Андрій Миколайович**<sup>2,3</sup>, д.т.н., с.д., професор кафедри ДВЗ, пров. наук. співр. відділу термогазодинаміки енергетичних машин, тел. +38 067-944-64-75, [an0100@ukr.net](mailto:an0100@ukr.net),

**Воробйов Дмитро Володимирович**<sup>2</sup>, аспірант каф. ДВЗ, тел. +38068-618-27-09, [vorobiovdmityro@ua.fm](mailto:vorobiovdmityro@ua.fm).

<sup>1</sup>Приватна фірма «Променерго», 62472, Україна, Харківська обл., Харківський р-н, м. Мерефа, вул. Довженка Олександра, 187-Г.

<sup>2</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61046, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

<sup>3</sup>Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, 61002, Україна, м. Харків, вул. Пожарського, 2/10.

### The influence of the design features of the fuel injector atomizer on the process of diesel fuel injection

**Abstract. Problem.** Increasing the demands for the technical and economic characteristics and the resource of modern augmented diesel engines requires finding ways and approaches to improve their design and systems, in particular, their fuel supply system. Changing the design parameters of the fuel injector atomizer allows to influence the conditions of fuel injection, its atomization in the combustion chamber, and the efficiency of the engine. The number and mutual arrangement of the nozzle holes of the fuel injector atomizer and their diameter are chosen by manufacturers based on the design features of the engine, in particular, the configuration of the combustion chamber and the conditions for filling the cylinder with fresh air. **Goal.** The purpose of the work was to carry out comparative numerical modelling to assess the influence of the number and diameter of the nozzle holes of the fuel injector atomizer on the diesel fuel injection process. **Methodology.** The problem is considered in a three-dimensional non-stationary setting. For numerical modelling, the geometry of the flow part of the fuel injector atomizer was formed, taking into account its design features (standard and modernized versions). The standard

version has 7 nozzle holes with a diameter of 0.25 mm (evenly arranged relative to the axis of the atomizer, and the modernized version has 4 holes with a diameter of 0.3 mm in the standard place, evenly arranged relative to the axis of the atomizer and, additionally, 4 holes with a diameter of 0.2 mm from above (in the area of the closing cone) evenly arranged relative to the axis of the atomizer, but with a rotation around the axis of the atomizer by 45 degrees relative to the lower holes. To describe the process of the diesel fuel flow in the flow part of the fuel injector atomizer, the  $k - \epsilon$  turbulence model is used, and to describe the process of phase transition from a liquid state to a vapour state – a mixture model is used. **Results.** The obtained results showed that the use of two rows of nozzle holes of different diameters for the atomizer of the fuel injector of the transport diesel engine allows to effectively organize the fuel injection process. For the atomizer nozzle of the modernized design, the volumetric fuel consumption is 30% for the upper holes and 70% for the lower ones. **Originality.** The scientific novelty of the work lies in determining the influence of the number and diameter of the nozzle holes of the fuel injector nozzle on the conditions of diesel fuel injection, taking into account cavitation effects. **Practical value.** The total area of the nozzle holes in the modernized version was increased by 20%, which makes it possible to increase the cycle supply of diesel fuel. It is especially important when using new types of fuel with a lower paraffin content and, accordingly, lower caloric content.

**Key words:** diesel engine, injector nozzle, nozzle holes, pressure, flow rate, fuel injection.

**Valentyn Afonin**<sup>1</sup>, General Director, tel. (057) 748-47-98, prm187@ukr.net,

**Oleksandr Voronkov**<sup>2</sup>, DSc (Engineering), Prof., Head of the Department of ICE, [dralexadi@gmail.com](mailto:dralexadi@gmail.com), tel. +38 050-583-00-45,

**Andrii Avramenko**<sup>2,3</sup>, DSc (Engineering), Professor of the Department of ICE, leading researcher of the Department of thermo gas dynamics of power machines, tel. +38 067-944-64-75, [an0100@ukr.net](mailto:an0100@ukr.net),

**Dmytro Vorobyov**<sup>2</sup>, post-graduate student of the Department of ICE, tel. +38068-618-27-09, [vorobiovdmityro@ua.fm](mailto:vorobiovdmityro@ua.fm).

<sup>1</sup>Promenergo Private Company, 187-G Dovzhenka Oleksandra Str., Merefа, 62472, Kharkiv district, Kharkiv region, Ukraine.

<sup>2</sup>Kharkiv National Automobile and Highway University, 25 Yaroslava Mudrogo Str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

<sup>3</sup>A.M. Pidgorny Institute of the Problems of Mechanical Engineering, National Academy of Sciences of Ukraine, 2/10 Pozharsky Str., Kharkiv, 61002, Ukraine.