

УДК 621.431.74

DOI 10.47049/2226-1893-2024-2-126-145

**ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ  
СИСТЕМИ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА COMMON RAIL  
НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАЛИВОПОДАЧІ ДВИГУНІВ RT-FLEX**

**Е.М. Половинка**

д.т.н., професор кафедри «Суднові енергетичні установки»

**І.М. Табулінський**

інженер-механік 1-го розряду,

ст. викладач кафедри «Технічна експлуатація флоту»

*Національний університет «Одеська морська академія», Одеса, Україна*

**Анотація.** *Компонування систем паливоподачі дизелів полягає, насамперед, у виборі конструктивних параметрів основних функціональних елементів. Розуміння ролі цих факторів необхідне також для ефективної експлуатації систем паливоподачі та двигуна в цілому. Акумуляторні системи паливоподачі сучасних дизелів RT-Flex типу Common Rail досить широко освітлені в технічній літературі, проте питання впливу конструктивних параметрів на характеристики впорскування палива не приділялося уваги.*

*У цьому дослідженні вивчено вплив конструктивних параметрів основного модуля системи – блоку управління впорскуванням БУВ (Injection Control Unit-ICU) – на процес паливоподачі. Сам блок є пристроєм, що забезпечує роботу дозуючого поршня ДП БУВ (QP-Quantity Piston). Його діаметр  $d_n$  змінювався в діапазоні 40-120 мм у процесі імітаційного моделювання із застосуванням програми GT-Power. Розглянуто зміну тиску палива в основних елементах БУВ: буферної  $p_{б.н}$  і робочій  $p_{р.н}$  порожнинах, а також у форсунці  $p_f$ . При збільшенні  $d_n$  з 40 до 120 мм  $p_{б.н}$  знижується на 3,3 %, а  $p_{р.н}$  у тих же умовах зростає з 465 до 706 бар (на 241 бар або 41 %),  $p_f$  також зростає: з 383 до 564 бар. Швидкість  $v_n$  руху ДП дуже чутлива до зміни умов ходу останнього. Навіть мало помітні зміни режиму переміщення ДП призводять до стрибко-подібної зміни  $v_n$ . Циклова подача палива  $q_{ц}$  зі зростанням  $d_n$  збільшилася з 0,0146 кг до 0,0189 кг на 0,0046 кг (27,4 %).*

**Умовні позначення:**

$^{\circ}$ ПКВ – градуси повороту колінчастого валу;

РП БУВ – робоча порожнина БУВ;

БП БУВ – буферна порожнина БУВ;

$x_n$  – координата ДП;

$v_n$  – швидкість ДП;

$p_{р.н}$  – тиск у робочій порожнині БУВ;

$p_{б.н}$  – тиск у буферній порожнині БУВ;

$p_f$  – тиск у форсунці;  
 $d_n$  – діаметр дозуючого поршня;  
 $q_c$  – циклова подача палива.  
 $g_m$  – інтенсивність упорскування;  
 $\varphi$  – кут повороту колінчастого валу.

**Ключові слова:** система паливоподачі Common Rail, гідродинаміка, конструктивні характеристики.

UDC 621.431.74

DOI 10.47049/2226-1893-2024-2-126-145

## INFLUENCE OF DESIGN PARAMETERS COMMON RAIL FUEL INJECTION SYSTEMS ON THE CHARACTERISTICS OF THE FUEL SUPPLY OF RT-FLEX ENGINES

**E. Polovinka**

DTSc, professor

Department «Ship power plants»

National University «Odessa Maritime Academy», Odessa, Ukraine

**I. Tabulynsky**

1-st Class Engineer, Senior Teacher

Department « Technical operation of the fleet»

National University «Odesa Maritime Academy», Odesa, Ukraine

**Abstract.** The composition of diesel fuel supply systems consists, first of all, in the selection of design parameters of the main functional elements. Understanding the role of these factors is also necessary for the efficient operation of fuel supply systems and the engine as a whole. Accumulator fuel supply systems of modern RT-Flex diesels of the Common Rail type are quite widely covered in the technical literature, but no attention was paid to the issue of the influence of design parameters on fuel injection characteristics.

In this study, the influence of the design parameters of the main module of the system – the injection control unit (Injection Control Unit-ICU) – on the fuel supply process was studied. The unit itself is a device that ensures the operation of the DP BUV dosing piston (QP-Quantity Piston). Its diameter  $d_p$  varied in the range of 40-120 mm in the process of simulation using the GT-Power program. The change of fuel pressure in the main elements of the BUV: the buffer  $p_{b.p}$  and working  $p.p$  cavities, as well as in the  $p_f$  nozzle, was considered. When  $d_p$  increases from 40 to 120 mm,  $p_{b.p}$  decreases by 3,3 %, and  $p.p$  under the same conditions increases from 465 to 706 bar (by 241 bar or 41 %),  $p_f$  also increases: from 383 to 564 bar. The speed of the DP movement is very sensitive to changes in the conditions of the latter's movement. Even barely noticeable changes in the mode of displacement of the DP lead to a jump-like change in  $v_p$ . Cyclic fuel supply  $q_{ts}$ , with an increase in  $d_p$ , increased from 0,0146 kg to 0,0189 kg by 0,0046 kg (27,4 %).

**Legend:**

- $^{\circ}PKV$  – degrees of rotation of the crankshaft;
- RP BUV – working cavity of the BUV;
- BP BUV – buffer cavity of BUV;
- $x_n$  – coordinate of DP;
- $v_p$  – speed of DP;
- $p_p$  – pressure in the working cavity of the BUV;
- $p_{b.p.}$  – pressure in the buffer cavity of the BUV;
- $p_f$  – pressure in the nozzle;
- $d_p$  – diameter of the dosing piston;
- $q_{ts}$  – cyclic fuel supply.
- $g_m$  – injection intensity;
- $\varphi$  – angle of rotation of the crankshaft.

**Keywords:** Common Rail fuel supply system, hydrodynamics, structural characteristics.

**Введення.** Історія створення та розвитку акумуляторних систем паливоподачі у формі Common Rail починається (рис. 1) з експерименту в 1981 на дизелі RTX-1 в дослідному центрі фірми WinGD. Використаний ТНВД із гідроприводом та електронним керуванням.

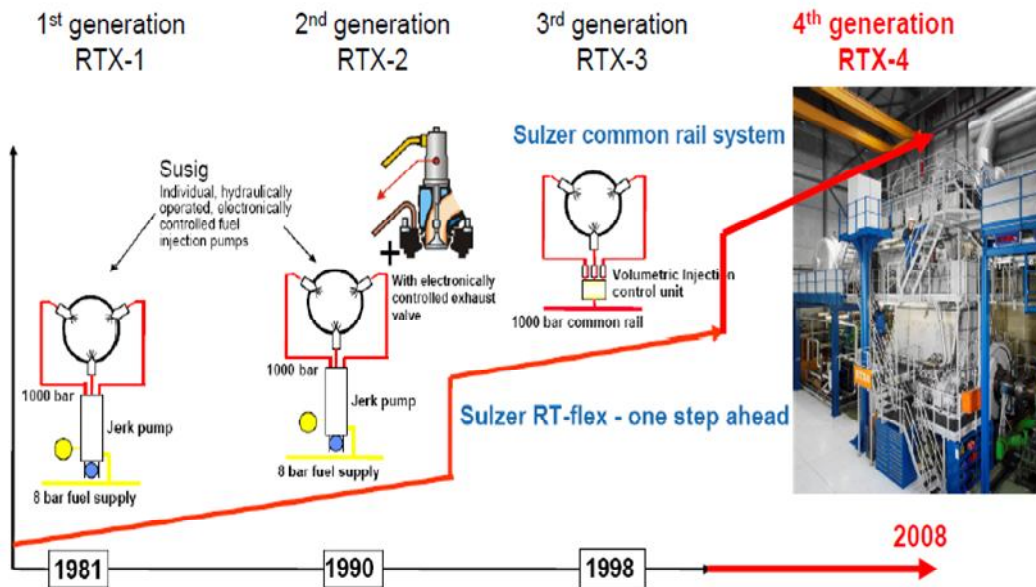


Рис. 1. Розвиток систем паливоподачі з електронним керуванням

Першим двигуном із системою Common Rail, прийнятим у дослідну експлуатацію на теплоході «Gypsum Centennial» (рис. 2) у 2001 р, був дизель Wartsila 6RT-flex 58T-B.



Рис. 2. Т/х «Gypsum Centennial» з першим дизелем Wartsila 6RT-flex 58T-B, обладнаним системою Common Rail

У процесі ходових випробувань на т/х «Gypsum Centennial» проведено виміри димності відпрацьованих газів (ВГ) дизеля 6RT-flex 58T-B. Порівняння отриманих даних із традиційними показниками для базового варіанта паливної апаратури наведено на рис. 3. На режимах малих (до 50 % потужності) навантажень система Common Rail забезпечує суттєве зниження димності.

До цього часу двигуни RT-Flex набули широкого поширення у світовому транспортному флоті, що визначається їх суттєвими перевагами за всіма експлуатаційними показниками, включаючи згадане зниження димності на часткових навантаженнях, порівняно з попереднім модельним рядом RTA.

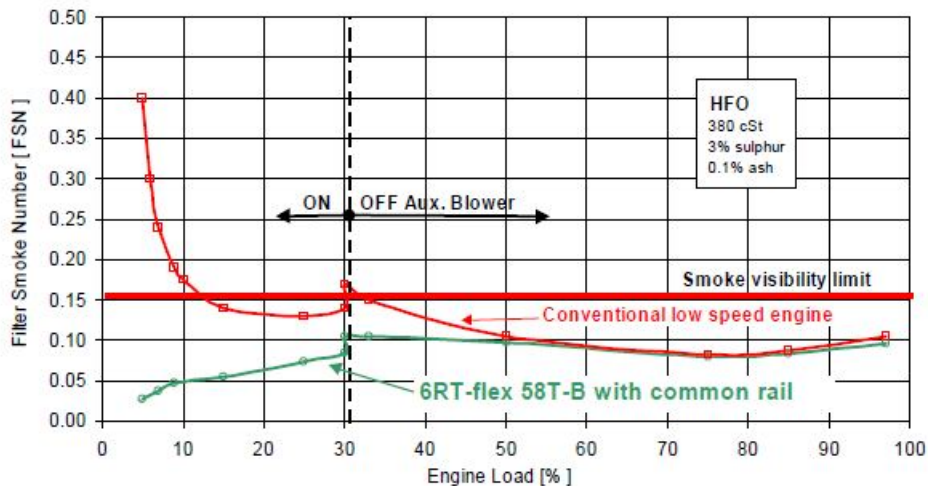


Рис. 3. Порівняння димності різних дизелів для змінних навантажень

Основним фактором, що визначає переваги дизелів RT-Flex, є перехід на акумуляторну систему паливopодачі з комп'ютерним керуванням.

Різностороннє дослідження процесів паливopодачі системою Common Rail двигунів RT-Flex є предметом численних робіт у цій галузі. Ця публікація присвячена найменш вивченому питанню-впливу конструктивних параметрів на характеристики впорскування палива системою Common Rail.

**Об'єкт дослідження та його технологічний аудит.** Основним функціональним елементом системи Common Rail є блок управління впорскуванням – БУВ (Injection Control Unit – ICU), що задає циклову подачу палива та фази паливopодачі. У складі БУВ ці параметри реалізуються величиною і часом переміщення поршня, що дозує – ДП (Quantity Piston – QP). у складі БУВ.

Конструкція та загальний вигляд БУВ представлені на рис. 3, 4.

Переміщення ДП 5 (рис. 3) контролює система управління дизеля WECS-9500 по сигналу датчика 2 ходу поршня. Рух ДП визначається співвідношенням зусиль від тиску палива по обидві його сторони. У період упорскування поршень переміщається під дією тиску в буферній порожнині, а тиск у робочій порожнині визначається режимом упорскування через форсунки у циліндр.

З урахуванням викладеного, враховуючи визначальну роль у процесі паливopодачі ДП, об'єктом дослідження прийнято процес впорскування палива системою Common Rail, що включає дозуючий поршень зі змінним конструктивним параметром – його діаметром.

**Мета та завдання дослідження.** Метою дослідження є виявлення взаємозв'язку характеристик упорскування палива системою Common Rail з її конструктивними параметрами.

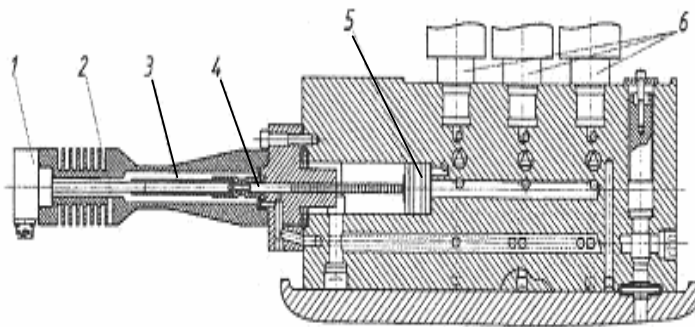


Рис. 3 Блок управління впорскуванням акумуляторної системи Common Rail:

- 1 – датчик витрати палива;
- 2 – чутливий елемент датчика витрати палива;
- 3 – рухомий екран;
- 4 – шток вимірювального поршня;
- 5 – дозуючий поршень;
- 6 – клапани подачі палива до форсунок

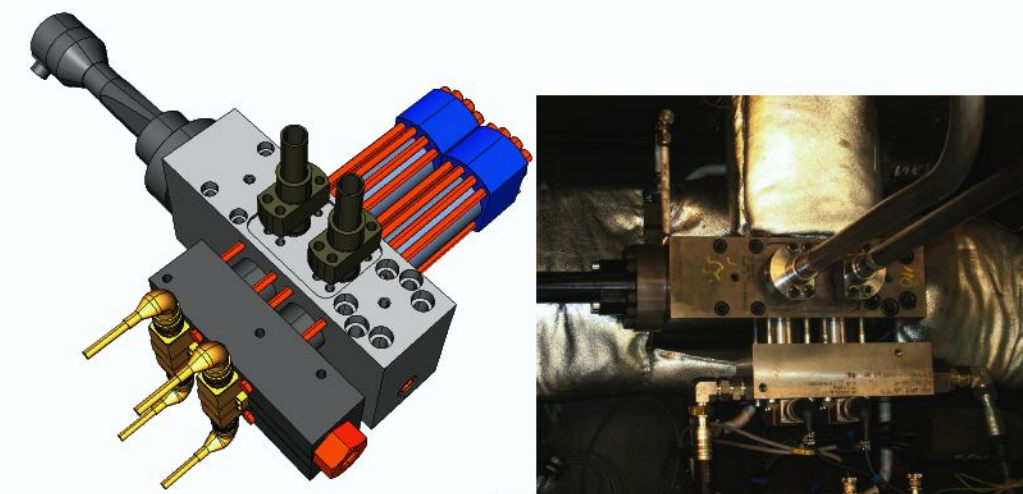


Рис. 4. Загальний вигляд та монтаж БУВ на двигуні

Отримані дані послужать вкладом у розвиток фізичних уявлень про гідродинаміку паливоподачі систем упорскування палива і підвищать якість експлуатації систем, що розглядаються.

**Дослідження існуючих розв'язань проблеми.** Для того, щоб одночасно підвищити теплову ефективність двигунів внутрішнього згоряння та відповідати більш суворим нормам щодо викидів, за останні десятиліття були розроблені нові стратегії згоряння, наприклад, гомогенне запалювання від стиснення заряду (НССІ) [1], запалювання від стиснення попереднього змішування заряду (РССІ) [2], частково попередньо змішане горіння (РРС) [3; 4], реактивне регульоване запалювання від стиснення (RCCI) [5; 6], модульована кінетика (МК) [7] та низькотемпературне горіння (LTC) [8]. Ці нові внутрішні циліндрові стратегії спрямовані на мінімізацію використання дорогих технологій подальшої обробки [9, 10], які можуть зменшити викиди вихлопних газів від двигунів внутрішнього згоряння, але зі значними додатковими витратами та складністю системи двигуна. У більшості цих нових концептуальних двигунів паливо впорскується безпосередньо в циліндр, і на процес згоряння сильно впливає розпилення рідкого палива [11].

Бажане впорскування рідкого палива полягає в розбитті основного рідкого палива на більш дрібні краплі, що забезпечує швидке випаровування.

Рідина всередині інжектора зазнає таких фізичних процесів, як кавітація [12], утворення газових бульбашок [13] і турбулентні потоки [14]. Складна багатозфазна рідина може спрацювати, коли вона рухається всередині форсунки та коли вона впорскується в камеру згоряння [15].

Мета роботи [16] полягає в тому, щоб запропонувати надійну модель швидкості впорскування для кількісної оцінки впливу стратегій впорскування на згоряння та викиди двигуна на введення, а також для точного опису масової швидкості впорскування для CFD моделювання двигунів з прямим впорскуванням.

Експериментальна установка складається з трьох частин: системи впорскування Common Rail, електронного блоку керування, блока управління впорскуванням та системи збору даних. БУВ використовувався для контролю тиску в акумуляторі, закону впорскування та подачі палива.

Робляться наступні висновки.

- Зміна тиску впорскування мало впливає на час затримки відкриття форсунки.
- Процес впорскування можна охарактеризувати як складова з п'яти етапів. Перший етап – це етап швидкого відкриття форсунки, другий етап – етап повільного відкриття форсунки.

Запропоновано нову модель швидкості впорскування на основі поточних експериментальних даних та інших експериментальних даних, наведених у літературі. Модель заснована на п'ятиступінчастому процесі впорскування.

- Коефіцієнт витрати отвору сопла є ключовим параметром моделі для закону впорскування.

Як для ключового елемента системи Common Rail точність аналізу поля тиску та поля швидкості акумулятора мають вирішальне значення для експлуатаційної надійності системи [17].

Акумулятор Common Rail відокремлює насос високого тиску від системи впорскування, тому система Common Rail відокремлена від впливу роботи двигуна на процес впорскування [18].

Об'єм акумулятора Common Rail, діаметр вихідного отвору для палива та його конструктивна форма мають певний вплив на стабільність тиску. Таким чином, дослідження характеристик акумулятора матиме велике значення для оптимального проектування його конструкції та ключових показників двигуна, таких як економічність, потужність, викиди та надійність [19-21].

У цих документах програмне забезпечення ANSYS Workbench використовується для моделювання та аналізу продуктивності Common Rail. Розглянуто задачу нестационарної течії в'язкої рідини. Потік рідини регулюється фізичними законами збереження. До основних законів збереження належать закон збереження маси, закон збереження імпульсу та закон збереження енергії. Рівняння керування є математичним описом цих законів збереження.

Рух рідини розв'язували чисельним методом [22]. Розмір сітки у рідинній області становить 314457, а кількість вузлів – 62115. З точки зору структури, акумулятор включає демпферний отвір, що з'єднує паливний насоса високого тиску, отвір дроселя, що з'єднує форсунки, а також датчик тиску, запобіжний клапан тиску та клапан обмеження витрати [23].

З результатів моделювання видно, що тиск і швидкість різко змінюються в розпилювачі [24]. Тиск і швидкість рівномірно розподіляються в акумуляторі.

Встановлено явище часткового зворотного потоку палива, і є очевидне утворення вихру в розпилювачі. Вихор змінює напрямок потоку палива. У вихровій зоні рідина обертається, стикається та тече назад нерівномірно, що створюватиме великі перешкоди для руху основного потоку, споживатиме енергію руху основного потоку та викличе пульсацію потоку, втрату тиску.

**Методи дослідження.** Створення принципово нового напрямку у розвитку засобів та методів організації паливоподачі суднових дизелів забезпечило значне підвищення їх експлуатаційних характеристик. Водночас виникла потреба детального дослідження процесів як у частині інтегральних показників процесу паливоподачі, так і окремих блоків та вузлів.

Для акумуляторної системи Common Rail, що розглядається в даній роботі, це відноситься, в першу чергу, до блоку управління впорскуванням та його активному елементу – поршню, що дозує. Зміна розмірів останнього, за попередньою оцінкою, що отримала підтвердження, найбільше впливає на параметри паливоподачі.

З урахуванням сказаного, проведено вивчення взаємозв'язку характеристик паливоподачі та розмірів дозуючого поршня блоку управління впорскуванням.

Імітаційне дослідження на математичній моделі системи Common Rail здійснено за допомогою засобів програми GT-Power.

**Виклад основного матеріалу.** Узагальнені дані за результатами дослідження включені до таблиці.

Таблиця

*Характеристики паливоподачі при різних розмірах ДП*

№ реж.	$d_n$ , мм	$p_{б.п.}$ , бар	$p_{р.п.}$ , бар	$p_{ф.}$ , бар	$x_n$ , мм	$v_{п.маx.}$ , м/с	$q_{ш.}$ , кг	$g_{т.}$ , кг/с
1	40	791	465	383	274	0,774	0,0146	0,423
2	60	796	619	504	285	0,406	0,0154	0,506
3	80	770	670	543	291	0,247	0,0185	0,531
4	100	767	693	562	294	0,163	0,0189	0,540
5	120	765	706	564	296	0,111	0,0191	0,548

Графічне подання інформації на графіках рис. 5. Поряд з цим матеріалом побудовано суміщені осцилограми розвитку параметрів залежно від кута повороту колінчастого валу двигуна. В останньому випадку використані граничні режими: для мінімального та максимального діаметра порції, що дозує (рис. 6).

Аналіз результатів досліджень почнемо з тиску палива в буферній порожнині БУВ. Як представницьку величину прийнято стабільне значення  $p_{б.п.}$  в період упорскування палива.

Як впливає з таблиці, зі зростанням діаметра ДП величина  $p_{б.п.}$  знижується: з 791 до 765 бар – на 26 бар або 3,3 % (стосовно середнього значення).

Характерним обох варіантів (рис. 6) є наявність інтенсивного коливального процесу, більш значущого при меншому значенні  $d_n$ . Природою коливань, судячи з фаз, спочатку є переміщення ДП за його зворотному русі. При цьому поряд із зростанням тиску при ході ДП до 830 бар формується зворотна хвиля з мінімальним рівнем 775 бар.



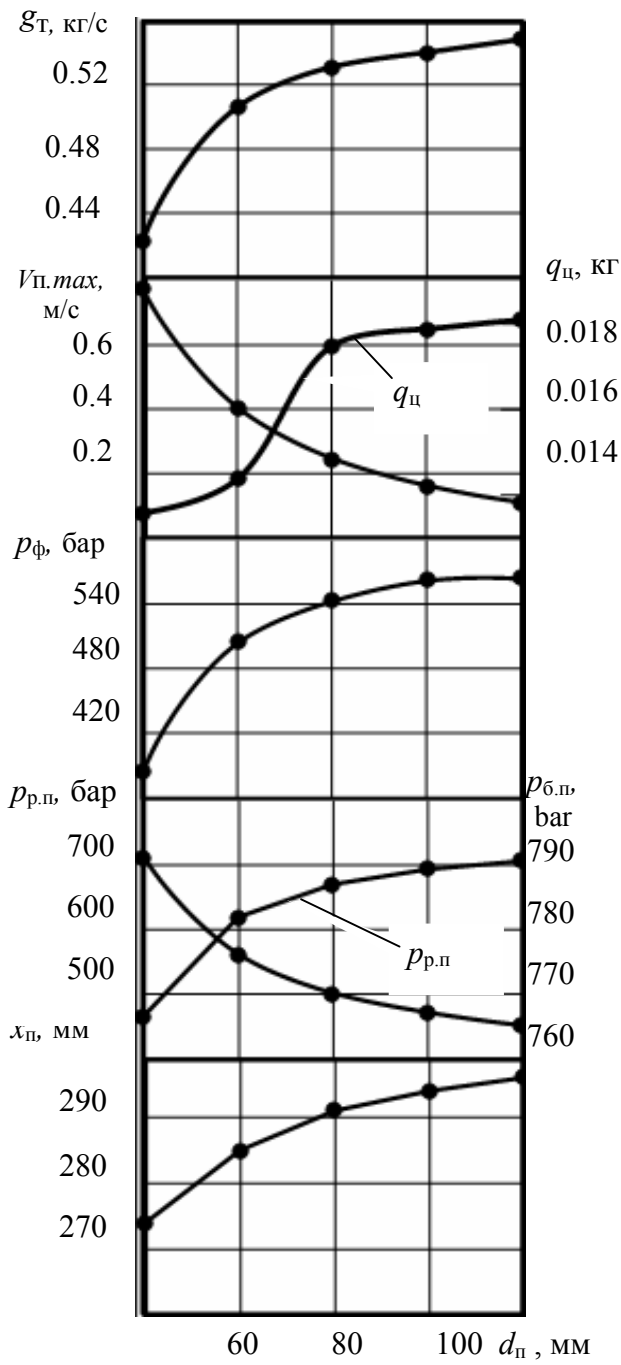


Рис. 5. Залежність параметрів паливоподачі від діаметра ДП

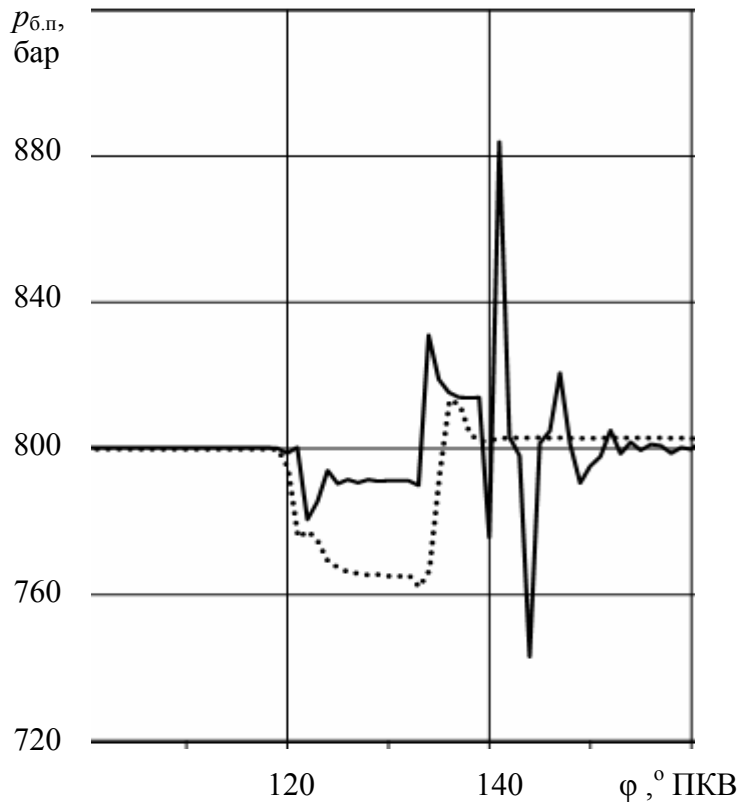


Рис. 6. Поєднані осцилограми зміни  $p_{б.п.}$  при різному діаметрі ДП:  
.....-  $d_n = 120$ мм; — -40

Далі слідує ділянка вільних коливань у системі з максимальним значенням 883 бар. Розмах першого коливання 745-883 бар. На третьому періоді коливання згасають майже повністю. Період коливань становить  $3,3^\circ$  ПКВ (4,4 мс із частотою 227 Гц).

Продовжити аналіз доцільно для робочої порожнини БУВ, що є суміжною з буферною. З даних таблиці слід, що характер зміни  $p_{р.п.}$  протилежний розглянутій вище закономірності для  $p_{б.п.}$ . Якщо зі збільшенням  $d_n$  з 40 до 120 мм останнє знижується на 3,3 %, то  $p_{р.п.}$  у тих умовах зростає з 465 до 706 бар ( на 241 бар чи 41 %).

Більш детально процеси РП БУВ дозволяють розглянути суміщені осцилограми, наведені на рис. 7.

Початок упорскування супроводжується падінням  $p_{р.п.}$  з вихідної міжциклової робочій. Природно, на робочому ході ДП  $p_{б.п.}$  вище  $p_{р.п.}$  і чисельні значення залежать від діаметра ДП. Так, для мінімального  $d_n = 40$  мм  $p_{б.п.}$

становить 791 бар, а  $p_{р.п} = 465$  бар з різницею в 326 бар (52 % від середнього між  $p_{б.п}$  і  $p_{р.п}$ ). Це ж співвідношення для  $d_{п} = 120$  мм буде:  $p_{б.п} = 765$ ;  $p_{р.п} = 706$  бар. Відповідно  $p_{б.п} - p_{р.п} = 59$  бар або 8 % для зазначеного співвідношення.

Отримані дані свідчать про вирішальний вплив на якість паливоподачі розглянутого параметра системи. Основним вихідним чинником для аналізованих характеристик є співвідношення ефективних площ ДП. З боку БП вона менша на ділянку, яку займає шток ДП. В результаті при незмінному діаметрі штока (як у нашому випадку) та збільшенні діаметра ДП його відносна діюча площа збільшується. Це призводить, з одного боку, до зближення тисків БП і РП, з другого – до зростання рівня  $p_{р.п}$ .

Повертаючись до аналізу осцилограм  $p_{р.п}$  (рис.7), слід зазначити якісну трансформацію заключної фази зі зростанням діаметра поршня. Ділянка підвищеного тиску зростає за часом (кутом повороту), а інтенсивність коливань при виході на базовий рівень знижується. Для двох останніх варіантів ДП (4-100, 5-120 мм) вони мало помітні.

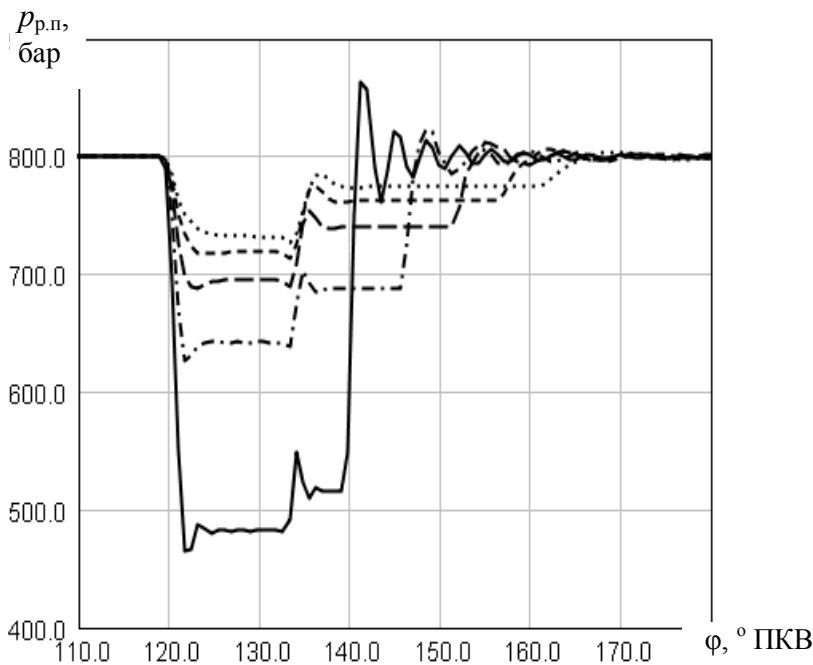


Рис. 7. Тиск у робочій порожнині БУВ за різних параметрів  
(діаметр дозуючого поршня):  
1 –  $d_{п} = 40$  мм; 2 – 60; 3 – 80; 4 – 100; 5-120

Переходячи до аналізу зміни тиску палива у форсунках, знову звернемося до даних таблиці, узагальненого графіка та суміщених осцилограм (рис. 8).

Спочатку про діапазон тиску. При збільшенні діаметра ДП  $p_{ф}$  також зростає: з 383 до 564 бар, що простежується для  $p_{ф}$  і об'єднаному графіку рис. 5.

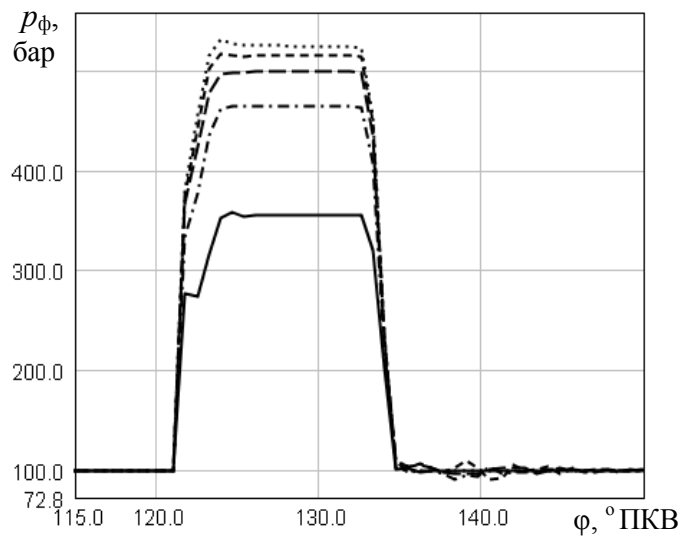


Рис. 8. Тиск у форсунках при різних параметрах (діаметр дозуючого поршня) БУВ:  
—  $d_n = 40$  мм, — — — 60, — · — 80,  
· · · · · 100, ······ 120

Зростання тиску дорівнює 181 бар, що щодо середньої величини 473 бар становить 38,3 %.

Форма кривої  $p_\phi$  на осцилограмах чітка, практично без відхилень від прямих на всіх трьох ділянках процесу паливоподачі. Тільки при мінімальному  $d_n$  є один ступінчастий елемент підйому тиску. Після закінчення впорскування коливання тиску практично відсутні.

Дані, отримані в цьому дослідженні, підтверджують реалізацію системою Common Rail основної ідеї акумуляторного впорскування палива – сталість тиску та вільне завдання його величини незалежно від режиму роботи двигуна. Очевидною є можливість організація багатофазного впорскування.

Просуюючись далі за таблицею параметрів, перейдемо до аналізу кінематики БУВ – ходу та швидкості переміщення ДП:  $x_n$ ,  $v_{nmax}$  за алгоритмом, що склався.

Координата найбільшого усунення ДП від вихідного положення (рис. 9)  $x_n = 300$  мм становить крайніх варіантів 274 і 296 мм. Хід поршня дорівнює 26 та 4 мм при  $d_n = 40$ ; 120 мм відповідно. Враховуючи квадратичну залежність циклової подачі від діаметра ДП, це співвідношення є коректним за умови близьких величин циклової подачі.

Судячи зі осцилограм швидкості руху (рис. 10) ДП, цей параметр дуже чутливий до зміни ходу руху останнього. Навіть незначні мало помітні зміни режиму переміщення ДП призводять до стрибкоподібного ходу кривої  $v_n$ .

Найбільш істотно відмінність осцилограм  $v_n$  у другій фазі циклу роботи БУВ – при поверненні ДП у вихідне положення.

Поруч із кратним (до 2,5 разу) більшою швидкістю при мінімальному  $d_n$  очевидно якісне зміна процесу : коливальний ділянку перетворюється на ділянки переважно з постійної швидкістю переміщення ДП .

Зміст графі таблиці  $v_{n,max}$ , м/с: 0,774; 0,406; 0,247; 0,163; 0,111 – розподілено за зростанням діаметра ДП і відповідає періоду подачі. На осцилограмі ці значення відносяться до негативних величин відповідно до напрямку  $x_n$  на рис. 9. призводять до стрибкоподібного ходу кривої  $v_n$ .

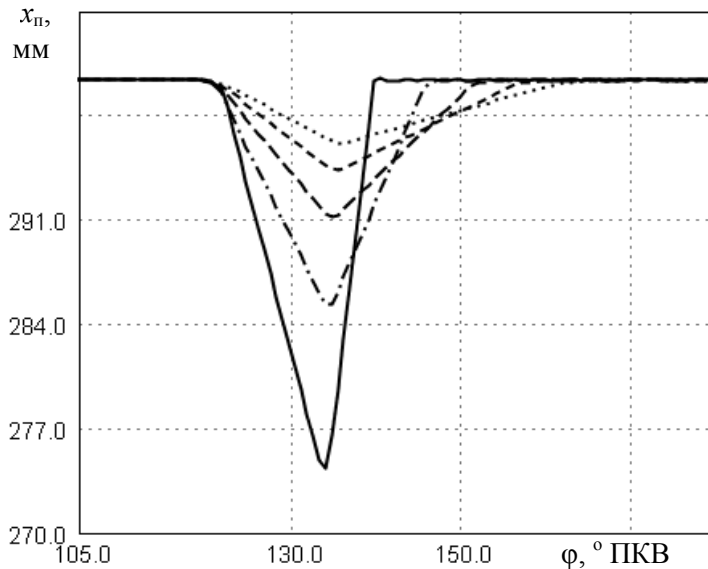


Рис. 9. Хід ДП при різному його діаметрі:

— — — — —  $d_n = 40$  мм, — — — — — 60, — — — — — 80,  
..... — 100, ..... -120

Найбільш істотно відмінність осцилограм  $v_n$  у другій фазі циклу роботи БУВ – при поверненні ДП у вихідне положення.

Поруч із кратне більшою швидкістю при мінімальному  $d_n$  очевидно якісне зміна процесу: коливальний перетворюється на ділянки переважно з постійної швидкістю переміщення ДП.

Зміст графі таблиці  $v_{n,max}$ , м/с: 0,774; 0,406; 0,247; 0,163; 0,111 – розподілено за зростанням діаметра ДП і відповідає періоду подачі. На осцилограмі ці значення відносяться до негативних величин відповідно до напрямку  $x_n$  на рис. 9.

На закінчення розглянемо витратні властивості системи Common Rail. Вони представлені у таблиці та на рис. 11, 12 двома параметрами: цикловою подачею  $q_{ц}$  і інтенсивністю (швидкістю) впорскування палива  $g_T$ .

Що стосується  $q_{ц}$ , цілком очікуване збільшення (зі зростанням  $d_n$ )  $q_{ц}$  склало з 0,0146 кг до 0,0189 кг 0,0046 кг (27,4 % до середнього співвідношення  $q_{ц}$ ). Для швидкості впорскування  $g_T$  отримано алогічно: 0,423 кг/с, 0,548 кг/с, 0,125 кг/с, 25,7 %.

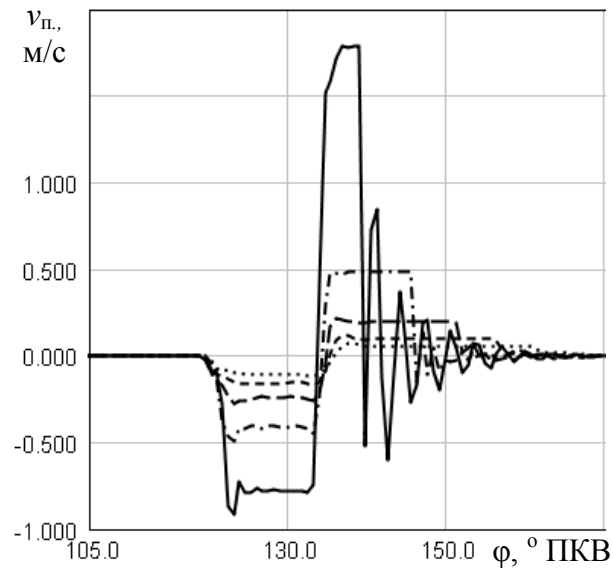


Рис. 10. Швидкість ДП для різних діаметрів:  
— — — — —  $d_n = 40$  мм; — · — · — 60;  
- - - - - 80; - - - - - 100; ······ 120

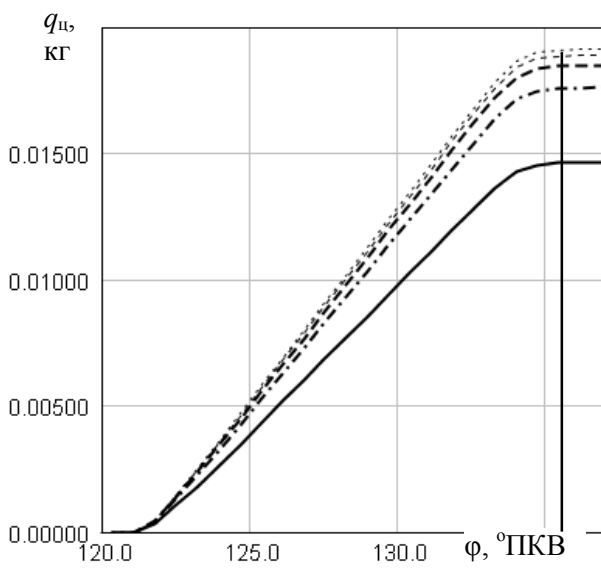


Рис. 11. Зміна циклової подачі для різних  $d_n$ :  
— — — — —  $d_n = 40$  мм; — · — · — 60; - - - - - 80;  
- - - - - 100; ······ 120

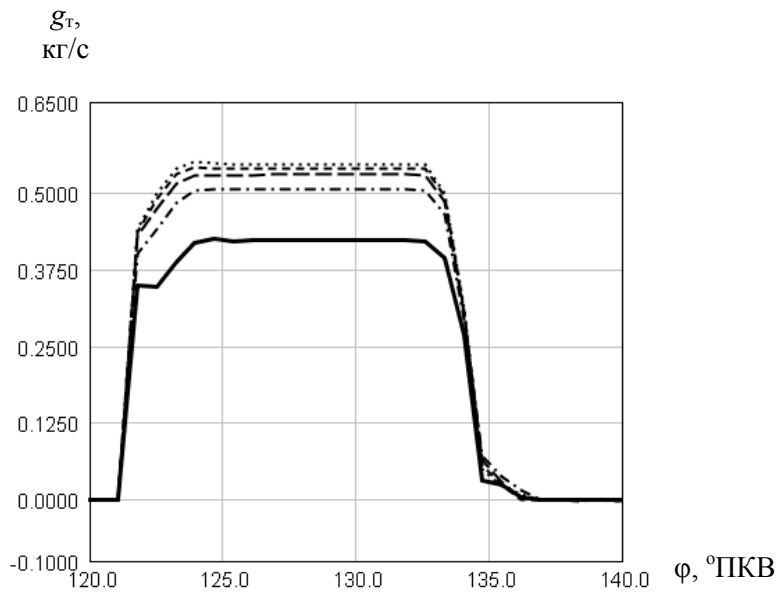


Рис. 12. Швидкість впорскування для різних діаметрів поршня:  
 ————  $d_n = 40$  мм; — ■ — ■ — 60; — — — — 80;  
 ..... — 100; ..... — 120

**Висновки.** Досліджено вплив одного з визначальних конструктивних параметрів системи Common Rail – діаметра  $d_n$  дозуючого поршня ДП блоку управління впорскування БУВ – на характеристики паливоподачі. Діапазон вивчених величин 40-120 мм. Отримані дані підтверджують попередні оцінки.

Зміна  $d_n$  не істотно впливає на тиск палива  $p_{б.п}$  в буферній порожнині БУВ. Зі зростанням  $d_n$  величина  $p_{б.п}$  знижується: з 791 до 765 бар – на 26 бар або 3,3 %.

Характер зміни тиску  $p_{р.п}$  у робочій порожнині БУВ суміжної з буферною протилежний зазначеній вище закономірності для  $p_{б.п}$ . Якщо зі збільшенням  $d_n$  з 40 до 120 мм останнє знижується на 3,3 %, то  $p_{р.п}$  у тих умовах зростає з 465 до 706 бар ( на 241 бар чи 41 %).

Для процесів у БУВ суттєвим є співвідношення зусиль, що діють на ДП у суміжних порожнинах: буферній та робочій. На робочому ході ДП  $p_{б.п}$  вище  $p_{р.п}$  і чисельні значення залежать від діаметра ДП. Так, для мінімального  $d_n = 40$  мм  $p_{б.п}$  становить 791 бар, а  $p_{р.п} = 465$  бар з різницею в 326 бар (52% від середнього між  $p_{б.п}$  і  $p_{р.п}$ ). Це ж співвідношення для  $d_n = 120$  мм буде:  $p_{б.п} = 765$ ;  $p_{р.п} = 706$  бар. Відповідно  $p_{б.п} - p_{р.п} = 59$  бар або 8 % для зазначеного співвідношення.

Заключний етап робочого циклу супроводжувався коливаннями тиску з максимальною величиною 883 бар в  $p_{б.п}$  і синхронно 865 бар для  $p_{р.п}$ .

Витратні характеристики системи Common Rail представлені двома параметрами: цикловою подачею  $q_{ц}$  інтенсивністю (швидкістю) впорскування палива  $g_t$ . Збільшення  $q_{ц}$  (зі зростанням  $d_n$ )  $q_{ц}$  становило 27,4 %. Для  $g_t$  отримано

зростання 25,7 %. Отримані дані свідчать про вирішальний вплив на якість паливоподачі аналізованого конструктивного параметра системи.

Основним вихідним чинником для аналізованих характеристик є співвідношення ефективних площ ДП. З боку БП вона менша на ділянку, яку займає шток ДП. В результаті при незмінному діаметрі штока (як у нашому випадку) та збільшенні діаметра ДП його відносна діюча площа зростає. Це призводить, з одного боку, до зближення тисків БП і РП, з другого – до зростання рівня  $p_{р.п.}$ .

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Лу, Х. Розробка палива та керування ним для управління вдосконаленими режимами згоряння із запаленням від стиснення/Х. Лу, Д. Хан, З. Хуан // *Прог. Енергетичне загоряння. Наука, 2011.* – 37. – С. 741-783.
2. Кіплімо Р. Вплив удару струменя, параметрів упорскування та EGR на характеристики згоряння та викидів дизельного двигуна RCCI/P. Кіплімо, Е. Томіта, Н. Кавахара, С. Йокобе // *Прикл. Терм. Двиг., 2012.* – 37. – С. 165-175.
3. Ноер К. Характеристика згоряння частково попередньо змішаної суміші/С. Ноер, М. Андерссон, Б. Йоханссон, А. Хультквіст // *Технічний документ SAE, 2006.* – 2006-01-3412. – С. 19
4. Бенахес Дж. Оцінка роботи та викидів двигуна при використанні стратегії подвійного упорскування стосовно концепції іскрового згоряння з частковим займанням від стиснення бензину / Х. Бенахес, С. Моліна, А. Гарсія, Х. Монсальве-Серрано // *Прикл. Енергетика, 2014.* – 134. – С. 90-101.
5. Кокдзон С.Л. Запалення від стиснення з контрольованою реактивністю палива (RCCI): шлях до високоефективного чистого згоряння, що контролюється / С.Л. Кокдзон, Р.М. Хенсон, Д. Спліттер, Р. Рейтц // *Між. J Engine Res., 2011.* – 12. – С. 209-226.
6. Бенахес Дж. Вплив характеристик палива з низькою реактивністю та коефіцієнта змішування на характеристики RCCI (займання від стиснення з контрольованою реактивністю) при низькому навантаженні та викиди в дизельному двигуні великої потужності / Х. Бенахес, С. Моліна, А. Гарсія, Х. Монсальве. – Серрано // *Енергетика, 2015.* – 90. – С. 1261-1271.
7. Кімура С. Технологія надчистого згоряння, що поєднує концепцію низькотемпературного спалювання з попереднім змішуванням для відповідності майбутнім стандартам викидів / С. Кімура, О. Аокі, Ю. Кітахара, Е. Айєшізава // *Технічний документ SAE, 2001.* – 2001. – 0200. – С. 16.
8. Кімура С. Нова концепція згоряння для надчистих та високоефективних малих дизельних двигунів з прямим упорскуванням / С. Кімура, О. Аокі, Х. Огава, С. Муранака // *Технічний документ SAE, 1999.* – 1999-01-3681. – С. 12.



9. Чжан Б. Міждисциплінарна оптимізація конструкції фільтра сажі в процесі композитної регенерації / Б. Чжан, Е. Цзяян, Дж. Гун, В. Юань // Прикл. Енергетика, 2016. – 181. – С. 14-28.
10. Ден Ю. Вплив стратегії управління холодним запуском на характеристики холодного запуску дизельного двигуна на основі комплексної моделі дизельного двигуна з попереднім підігрівом / Ю. Ден, Х. Лю, С. Чжао, Е. Цзяян // Прикл. Енергетика, 2018. – 210. – С. 279-287
11. Агарвал А.К. Вплив моменту та тиску упорскування палива на згоряння, викиди та експлуатаційні характеристики одноциліндрового дизеля / О.К. Агарвал, Д.К. Шривастава, А. Дхар, Р.К. Маур'я // Паливо, 2013. – 111. – С. 374-383.
12. Ван Б. Чисельний аналіз впливу відкладень на витрату сопла та характеристики розпилення форсунок GDI / Б. Ван, Ю. Цзян, П. Хатчинс, Т. Бадаві // Прикл. Енергетика, 2017. – 204. – С. 215-224.
13. Мун С. Краплі палива в кінці упорскування дизельної форсунки з кількома отворами: Комплексне дослідження явища та обговорення стратегії управління / С. Мун, В. Хуанг, З. Лі, Дж. Ван // Прикл. Енергетика, 2016. – 179. – С. 7-16.
14. Генц Г. Дослідження турбулентної струминної системи запалювання, що працює на ізооктані: аналіз кривій тиску та візуалізація горіння / Г. Генц, М. Голаміширі, Е. Тулсон // Прикл. Енергетика, 2017. – 189. – С. 385-394.
15. Лефевр А.Х. Розпорошення та струмені / А.Х. Лефевр, В.Г. Мак Донелл // CRC press, 2017. – С. 300
16. Сюй Лейлей. Експериментальне та модельне дослідження процесів упорскування та згоряння рідкого палива в дизельних двигунах із системою упорскування Common Rail/ Л. Сюй, Б. Сюе-Сун, Дж. Мін, Ю. Цянь // Прикладна енергетика, 2018. – Листопад. – С. 64.
17. Канцзя Ду. Структурний розрахунковий аналіз магістралі високого тиску / Ду Канцзя, Си Цинь, Лю Дунді, Чжоу Сяоцзюнь // Вібротехнічні праці. Грудень 2021. – Том 39. – С. 170-175. – <https://www.extrica.com/article/22189/pdf>
18. Гуйя Гу. Аналіз конструкції системи Common Rail на основі AMESim / Гу Хуйя, Тан Янь, Цян Шуньвень, // Гідравліка, пневматика та ущільнення, 2010. – Том. 4. – С. 16-18.
19. Кан Яньхун. Вплив випускного отвору на коливання тиску в системі Common Rail / Яньхун Кан, Сін Лю, Мін Ван, Хайчжоу Го // Двигуни внутрішнього згоряння, 2015. – Том. 3. – С. 1-3.
20. Зила Ло. Моделювання та експериментальне дослідження системи Common Rail для судових дизелів великої потужності / Луо Цзілай, Чжан Ханбао, Чжан Сяохуай, Лю Боюнь // Двигуни внутрішнього згоряння, 2012. – Том. 6. – С. 37-39.

21. Менмен Дай. Моделювання впливу коливань тиску магістралі високого тиску на швидкість упорскування (китайською мовою) / Дай Менмен, Чжан Юнхуей // *Проектування та виробництво дизельних двигунів*, 2013. – Том. 19, № 4. – С. 7-11.
22. Ван Сінъязюнь. Моделювання магістралі системи CR / Ван Сінъязюнь, Сунь Даган // *Сільськогосподарське обладнання та транспортне машинобудування*, 2009. – Т. 2. – С. 45-47.
23. Лю Фен. Чисельне моделювання впливу параметрів *Common Rail* на полі внутрішнього тиску в магістралі / Фен Лю // *Малий двигун внутрішнього згоряння та техніка транспортних засобів*, 2014. – Том. 43. № 5. – С. 24-29.
24. Цзунчжен Донг. Розрахунковий аналіз поля потоку водоструминного сопла високого тиску на основі CFD/ Донг Цзунчжен, Фу Бівей, Го Кан, Сі Янь Цін // *Нафтогазове та хімічне обладнання*, 2016. – Том. 19. № 7. – С. 20-23.

### REFERENCES

1. Lu. X. Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes/X. Lu, D. Han, Z. Huang // *Prog. Energy Combust. Sci*, 2011. – 37. – P. 741-783.
2. Kiplimo R. Effects of spray impingement, injection parameters, and EGR on the combustion and emission characteristics of a PCCI diesel engine / R. Kiplimo, E. Tomita, N. Kawahara, S. Yokobe // *Appl. Therm. Eng.*, 2012. – 37. – P. 165-175.
3. Noehre C. Characterization of partially premixed combustion/C. Noehre, M. Andersson, B. Johansson, A. Hultqvist // *SAE Technical Paper*, 2006. – 2006-01-3412. – P. 19.
4. Benajes J. Performance and engine-out emissions evaluation of the double injection strategy applied to the gasoline partially premixed compression ignition spark assisted combustion concept / J. Benajes, S. Molina, A. García, J. Monsalve-Serrano // *Appl. Energy*, 2014. – 134. – P. 90-101.
5. Kokjohn S.L. Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion / S.L. Kokjohn, R.M. Hanson, D. Splitter, R. Reitz // *Int. J Engine Res.*, 2011. – 12. – P. 209-226.
6. Benajes J. Effects of low reactivity fuel characteristics and blending ratio on low load RCCI (reactivity controlled compression ignition) performance and emissions in a heavy-duty diesel engine / J. Benajes, S. Molina, A. García, J. Monsalve-Serrano // *Energy*, 2015. – 90. – P. 1261-1271.
7. Kimura S. Ultra-clean combustion technology combining a low-temperature and premixed combustion concept for meeting future emission standards / S. Kimura, O. Aoki, Y. Kitahara, E. Aiyoshizawa // *SAE Technical Paper*, 2001. – 2001-01-0200. – P. 16.

8. Kimura S. *New combustion concept for ultra-clean and high-efficiency small DI diesel engines* / S. Kimura, O. Aoki, H. Ogawa, S. Muranaka // *SAE Technical Paper*, 1999. – 1999-01-3681. – P. 12.
9. Zhang B. *Multidisciplinary design optimization of the diesel particulate filter in the composite regeneration process* / B. Zhang, E. Jiaqiang, J. Gong, W. Yuan // *Appl. Energy*, 2016. – 181. – P. 14-28.
10. Deng Y. *Effects of cold start control strategy on cold start performance of the diesel engine based on a comprehensive preheat diesel engine model* / Y. Deng, H. Liu, X. Zhao, E. Jiaqiang // *Appl Energy*, 2018. – 210. – P. 279-287.
11. Agarwal A.K. *Effect of fuel injection timing and pressure on combustion, emissions and performance characteristics of a single cylinder diesel engine* / A.K. Agarwal, D.K. Srivastava, A. Dhar, R.K. Maurya // *Fuel*, 2013. – 111. – P. 374-383.
12. Wang B. *Numerical analysis of deposit effect on nozzle flow and spray characteristics of GDI injectors* / B. Wang, Y. Jiang, P. Hutchins, T. Badawy // *Appl. Energy*, 2017. – 204. – P. 215-224.
13. Moon S. *End-of-injection fuel dribble of multi-hole diesel injector: Comprehensive investigation of phenomenon and discussion on control strategy* / S. Moon, W. Huang, Z. Li, J. Wang // *Appl. Energy*, 2016. – 179. – P. 7-16.
14. Gentz G. *A study of a turbulent jet ignition system fueled with iso-octane: Pressure trace analysis and combustion visualization* / G. Gentz, M. Gholamisheeri, E. Toulson // *Appl. Energy*, 2017. – 189. – P. 385-394.
15. Lefebvre A.H. *Atomization and sprays* / A.H. Lefebvre, V.G. Mc Donell // *CRC press*, 2017. – P. 300.
16. Xu Leilei. *Experimental and modeling study of liquid fuel injection and combustion in diesel engines with a common rail injection system* / L. Xu, B. Xue-Song, J. Ming, Y. Qian // *Applied Energy*, 2018. – November. – 64 p.
17. Kangjia Du. *Structural simulation analysis of high pressure common rail pipe* / Du Kangjia, Si Qin, Liu Dongdi, Zhou Xiaojun // *Vibroengineering procedia*. December, 2021. – Vol. 39. – P. 170-175. – <https://www.extrica.com/article/22189/pdf>
18. Huiya Gu. *Analysis of structure for common-rail Based on AMESim* / Gu Huiya, Tang Yan, Jiang Shunwen // *Hydraulics Pneumatics and Seal*, 2010. – Vol. 4. – P. 16-18.
19. Kang Yanhong, Liu Xing, Wang Min, and Guo Haizhou / *Effect of the outlet oil hole on pressure fluctuation of the high-pressure common-rail system* // *Internal Combustion Engines*, 2015. – Vol. 3. – P. 1-3.
20. Zilai Luo. *Simulation and experiment study of common rail pipe for marine heavy duty diesel engines* / Luo Zilai, Chang Hanbao, Zhang Xiaohuai, Liu Boyun // *Internal Combustion Engines*, 2012. – Vol. 6. – P. 37-39.

21. Mengmeng Dai. *Simulation investigation on effect of pressure fluctuation in highpressure common rail on injection rate, (in Chinese) / Dai Mengmeng, Zhang Yonghui // Design and Manufacture of Diesel Engine, 2013. – Vol. 19, No. 4. – P. 7-11.*
22. Xinjun Wang. *Simulation of CR system common – rail pipe / Wang Xinjun and Sun Dagang // Agricultural Equipment and Vehicle Engineering, 2009. – Vol. 2. – P. 45-47.*
23. Liu Feng. *Numerical simulation researches on the effects of the common rail parameters for the rail internal pressure field / Feng Liu // Small Internal Combustion Engine and Vehicle Technique, 2014. – Vol. 43, No. 5. – P. 24-29.*
24. Zongzheng Dong. *Flow field simulation analysis of high pressure water jet nozzle based on CFD / Dong Zongzheng, Fu Biwei, Guo Can, Xi Yan Qing // Petro and Chemical Equipment, 2016. – Vol. 19, No. 7. – P. 20-23.*

*Стаття надійшла до редакції 05.05.2024*

**Посилання на статтю: Половинка Е.М., Табулінський І.М.** Вплив конструктивних параметрів системи впорскування палива COMMON RAIL на характеристики паливоподачі двигунів RT-FLEX // *Вісник Одеського національного морського університету*: Зб. наук. праць, 2024. № 2 (73). С. 126-145 DOI 10.47049/2226-1893-2024-2-126-145.

*Article received 05.05.2024*

**Reference a journal artic: Polovinka E., Tabulynsky I.** Influence of design parameters common rail fuel injection systems on the characteristics of the fuel supply of RT-FLEX engines // *Herald of the Odesa national maritime university*: Coll. scient. works, 2024. № 2 (73). P. 126-145. DOI 10.47049/2226-1893-2024-2-126-145.