

А.О. Прохоренко, С.С. Кравченко, Є.І. Солодкий

СПОСІБ ОРГАНІЗАЦІЇ ДВОСТАДІЙНОГО ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА В ЦИЛІНДР ДИЗЕЛЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ

Застосування багатозафазного впорскування дозволяє зменшити рівні емісії з відпрацьованими газами та шумність роботи дизелів. В даній роботі запропоновано вдосконалення гідромеханічної системи паливоподачі дизелів транспортних засобів шляхом забезпечення можливості двостадійної подачі палива. Ця задача вирішується обладнанням паливного насоса високого тиску додатково секціями високого тиску, які працюють на нагнітання палива для пілотної впорскування. Кулачки валу приводу цих секцій випереджають кулачки валу основних секцій на 2-10 град. п.кул.в. Для перевірки працездатності запропонованої системи двостадійної подачі палива та підтвердження можливості досягнення нею заявлених параметрів було виконано розрахункові дослідження на основі математичного моделювання гідромеханічних процесів у цій системі.

Розрахункові дослідження проведені за допомогою математичної моделі паливної системи високого тиску дослідницького одноциліндрового дизеля Ч12/14. Математична модель реалізована у середовищі програмування MATLAB.

Тестові результати розрахунків за даною математичною моделлю для режиму роботи системи при частоті обертання кулачкового валу 650 хв^{-1} та повній подачі палива система високого тиску забезпечує двостадійне впорскування з такими показниками: загальна циклова подача палива $67 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, пілотна доза – $12 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ (що складає 18% від загальної циклової подачі); максимальний тиск впорскування 49 МПа при максимальному тиску 58 МПа у надплунжерній порожнині; максимальний тиск впорскування пілотної дози (в кармані форсунки) – $14,7 \text{ МПа}$ при тиску, досягнутому у надплунжерній порожнині – $26,5 \text{ МПа}$; тривалість впорскування пілотної дози близько 2 град. п.кул.в., основної – 4,7 град. п.кул.в.

На режимах за навантажувальними (та швидкісними) характеристиками система також забезпечує двостадійне впорскування. При зменшенні навантаження від максимального на 35-40% не впливає на максимальний тиск впорскування основної частини палива на всіх швидкісних режимах роботи системи, після чого має місце різке падіння цього параметра до величини максимального тиску впорскування пілотної. Максимальний тиск впорскування пілотної дози практично не залежить від швидкісного режиму та лежить в межах $13,5\text{-}15 \text{ МПа}$. Оскільки величина пілотної дози не регулюється, тому вона не залежить від переміщення рейки ПНВТ й складає $4 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ при частоті обертання 450 хв^{-1} , $8 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ при частоті обертання 550 хв^{-1} та $12 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ при частоті обертання 650 хв^{-1} .

Ключові слова: дизельний двигун; гідромеханічна паливна апаратура; двостадійне впорскування; паливоподача; математичне моделювання.

Вступ

Відомо, що безпосереднє керування робочим процесом дизельних двигунів здійснює його система подачі палива високого тиску, або – паливна апаратура (ПА). Крім того, від параметрів паливної апаратури в значній мірі залежать техніко-економічні та екологічні показники дизелів. Одним із способів покращення екологічних показників дизеля є застосування систем паливоподачі, що дозволяють забезпечити багатозафазне впорскування палива в циліндр.

Аналіз систем паливоподачі дизелів

Паливну апаратуру дизелів можна розділити на два типи: ПА з механічним приводом золотникового дозування (відсічна регулююча кромка розташована на плунжері або на дозаторі) та ПА з електромагнітно-клапанним, незалежним від руху плунжера, дозуванням величини циклової подачі палива (рис.1).

Перший тип – це традиційні системи гідромеханічної подачі палива під високим тиском, що мають в своєму складі рейковий паливний насос високого тиску (ПНВТ), паливопроводи високого тиску та форсунки [1]. До другого типу відносяться

сучасні системи *UIS*, *UPS* та *Common-Rail (CR)* [2]. Описана класифікація наведена на рис. 1. Зрозуміло, що перший тип ПА може мати як механічне так і електронне керування, але другий тип – обов'язково тільки електронне [2].



Рис. 1. Класифікація ПА дизелів

В системі подачі палива дизеля гідромеханічного типу кожна секція паливного насоса високого тиску подає циклову дозу палива в один циліндр дизеля відповідно до режиму роботи двигуна і порядку роботи його циліндрів.

До основних недоліків систем подачі палива традиційного типу можна віднести такі:

– неякісне сумішоутворення при роботі дизеля

на малих і середніх частотах обертання колінчастого вала, у зв'язку з чим знижується економічність роботи двигуна й зростає вміст токсичних компонентів та димність відпрацьованих газів;

– обмежене число параметрів регулювання через складність конструкції регулятора;

– нестабільність характеристик регулятора від часу і температури (змінюється жорсткість пружин, в'язкість масла і палива, має місце механічний знос деталей і т.д.), що викликає необхідність періодичного контролю і регулювань ПА;

– обмежені можливості регулювання кута випередження впорскування палива, тиску впорскування та інше.

Паливна апаратура другого типу, з електронним керуванням, має більше число параметрів регулювання, більшу швидкодію, стабільні характеристики і широкі можливості значного поліпшення ефективних та екологічних показників дизеля на перехідних і сталих робочих режимах.

Найсучаснішим прикладом такої системи паливоподачі дизелів є акумуляторна система типу *Common Rail (CR)* [2], яка складається з паливного насосу високого тиску, паливного акумулятора, форсунок, електронного блоку керування, комплексу датчиків. В ній паливо впорскується в камери згоряння циліндрів ДВЗ через електрогідравлічні форсунки, що дозволяє не тільки впорскувати паливо з тиском більше 200 МПа, а й задаватися законом впорскування палива, застосовувати багатозафазне впорскування, тим самим задовольняти сучасним вимогам та стандартам щодо токсичності відпрацьованих газів двигунів. Згідно [3] застосування багатозафазного впорскування дозволяє зменшити рівні емісії з відпрацьованими газами та шумність роботи дизелів.

В системах паливоподачі типу *CR* може виконуватись до чотирьох стадій (фаз) впорскування: попереднє впорскування (пілотне), основне впорскування, додаткове впорскування, пізніє додаткове впорскування (рис. 2) [3]. Для цього блок керування системою впорскування подає на форсунки керуючі сигнали окремо для подачі попередньої (пілотної), основної та додаткових доз палива.

Використання **попереднього впорскування** забезпечує підготовку камери згоряння та дозволяє досягти плавного підвищення тиску згоряння. Період затримки займання основної частини циклової подачі палива значно скорочується. Це сприятливо позначається на зниженні рівня шуму згоряння і витрати палива, і навіть на зменшенні емісії NOx і СН.

Додаткове впорскування здійснюється безпосередньо після основного та відбувається ще при

згорянні паливоповітряної суміші. При цьому додатково спалюються частки сажі, що зменшує рівень викиду твердих частинок приблизно на 20...70% [3].

Пізнє додаткове впорскування відбувається за основним упорскуванням через 90-180° п.к.в. та застосовується для відновлення в деяких нейтралізаторів NOx. В такому випадку, паливо не згоряє, а випаровується у відпрацьованих газах під впливом тепла та служить відновником NOx в нейтралізаторі. Крім того, пізнє додаткове впорскування може застосовуватися для підвищення температури ВГ для регенерації сажевого фільтра.

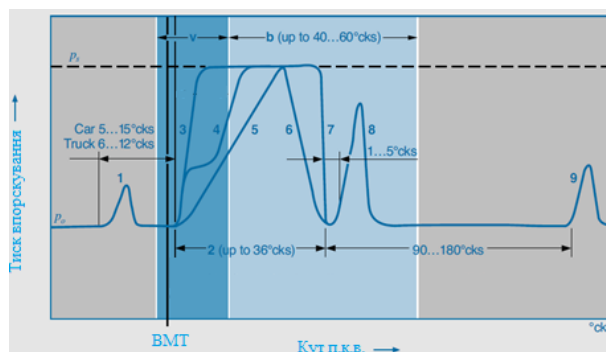


Рис. 2. Характеристики паливоподачі при багатозафазному впорскуванні палива [3]

До особливостей і переваг ПА типу *CR* також можна віднести виконання таких функцій:

- формування будь-якої зовнішньої та часткових швидкісних характеристик двигуна;
- забезпечення мінімально необхідної пускової подачі палива;
- корекція циклової подачі в залежності від тиску і температури наддувного повітря, температури палива, температури охолоджуючої рідини;
- забезпечення захисту двигуна визначенням аварійних режимів роботи;
- забезпечення аварійної зупинки двигуна та багато інших [4].

Основним недоліком цієї системи є її висока коштовність.

Переважає більшість дизельних двигунів, які експлуатуються в Україні, використовуються традиційні системи подачі палива гідромеханічного типу, а адаптація сучасних паливних систем типу *CR* для таких двигунів є досить складною задачею, оскільки алгоритми їх керування є комерційними секретами (know-how) фірм.

Метою дослідження є вдосконалення гідромеханічної системи паливоподачі дизелів транспортних засобів шляхом забезпечення можливості двостадійної подачі палива.

Розробка системи двостадійного впорскування палива гідромеханічного типу

В основу розробки способу, що описаний в даній статті поставлена задача вдосконалення гідромеханічної системи паливоподачі дизелів транспортних засобів шляхом забезпечення можливості двостадійної подачі палива з обмеженими змінами в конструкцію дизеля, що дозволить отримати значне покращення екологічних показників дизеля.

Ця задача може бути вирішена модифікацією паливного насоса високого тиску встановленням додатково секціями високого тиску, які працюють на нагнітання палива для пілотного впорскування. Кулачки валу приводу цих секцій випереджають кулачки валу основних секцій на 2-10 град. п.кул.в.

Структурна схема такої системи паливоподачі двостадійного впорскування палива, наприклад для двоциліндрового дизеля, показана на рис. 2.

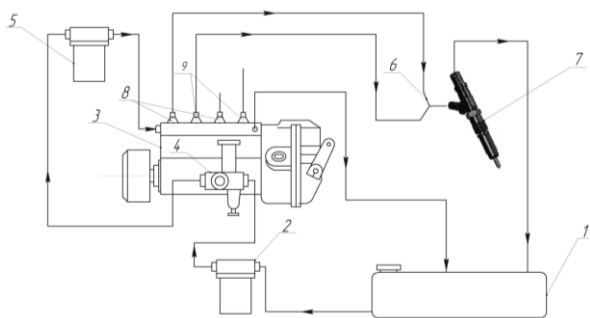


Рис.2. Структурна схема гідромеханічної ПА двостадійного впорскування [5]

Як видно з рисунку, пропонується система паливоподачі двостадійного впорскування палива на основі гідромеханічної паливної апаратури містить: паливний бак 1, фільтр грубого очищення палива 2, паливний насос високого тиску зі збільшеним числом секцій високого тиску 3, паливопідкачувальний насос 4, фільтр тонкого очищення палива 5, трійник паливопроводу високого тиску 6, гідромеханічні форсунки 7.

Паливний насос високого тиску 3 має число секцій високого тиску в два рази більше, ніж число циліндрів двигуна. При цьому, половина секцій високого тиску ПНВТ налаштовується та працює на нагнітання палива для пілотного впорскування, а друга половина – для основного впорскування, забезпечуючи необхідну циклову подачу. В результаті на один циліндр працюють дві секції високого тиску паливного насоса. Трійник 6 сполучає лінії високого тиску секції пілотного (попереднього) та основного впорскування.

Система паливоподачі двостадійного впорскування палива працює таким чином. Паливо з паливного баку 1 за допомогою паливопідкачувального

насоса 4 після очищення в фільтрах грубого очищення 2 та тонкого очищення 5 палива надходить до ПНВТ 3. Додаткова секція високого тиску 8 ПНВТ 3 нагнітає паливо по паливопроводу через трійник 6 до форсунки 7, через яку відбувається впорскування пілотної дози палива у циліндр двигуна. Після впорскування пілотної дози палива (через 2-10 град. п.кул.в.) основна секція високого тиску 9 ПНВТ 3 нагнітає паливо через трійник 6 до тієї ж форсунки 7, через яку також відбувається впорскування основної дози палива. Надлишки палива з форсунки 7 та ПНВТ 3 зливаються у паливний бак 1.

Така організація двостадійного впорскування палива гідромеханічною паливною апаратурою, на наш погляд, дозволить досягти зниження викидів оксидів азоту дизелем та шуму його роботи зі збереженням рівня індикаторних та ефективних показників.

Для перевірки працездатності та ефективності запропонованої системи двостадійної подачі палива та підтвердження можливості досягнення нею заявлених параметрів було виконано розрахункові дослідження на основі математичного моделювання гідромеханічних процесів у цій системі.

В якості інструмента для досліджень використано математичну модель паливної системи високого тиску дослідницького одноциліндрового дизеля Ч12/14 [6], теоретичні основи якої наведені нижче.

Теоретичні основи математичного моделювання

Кулачковий механізм, що застосовується у дослідному ПНВТ є простим аксіальним. Ескіз кулачкового механізму з вказаними конструктивними розмірами, які прийняті у даному дослідженні та є вихідними даними для його кінематичного розрахунку, наведений на рис. 3.

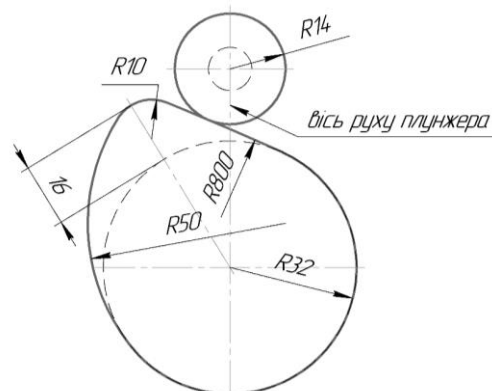


Рис. 3. Основні конструктивні розміри дослідного кулачкового механізму

Формули для кінематичного розрахунку кула-

чкового механізму отримані за допомогою його геометричного аналізу та залежать від поточної ділянки профілю. Приклад розрахунку кінематики дослідного кулачкового механізму при частоті обертання 650 хв^{-1} на робочій ділянці профілю наведено на рис. 4.

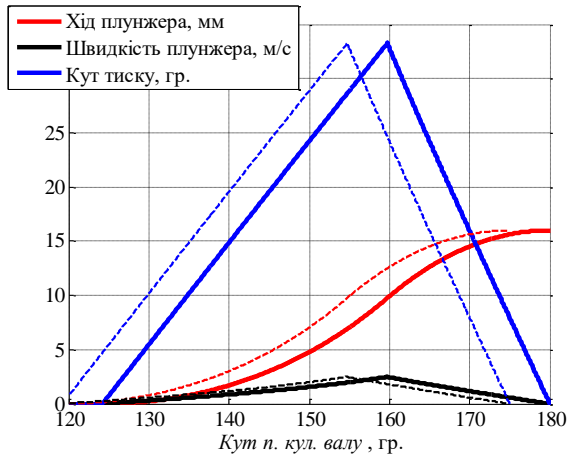


Рис. 4. Переміщення, швидкість плунжера, кут тиску в парі кулачок-ролик штовхача на робочій ділянці (штрихові лінії – кулачок пілотної секції)

Гідравлічні процеси у паливопроводі високого тиску визначаються на основі розрахункової схеми, наведеної на рис. 5.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{2k}{a^2} \frac{\partial u}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

в формі Д'Аламбера має вигляд системи:

$$\begin{cases} F_I(t) = p_{11} - p_{10} + W_I(t)e^{-kt_{11}}, & u_I = \frac{1}{a\rho} [F_I(t) + W_I(t)e^{-kt_{11}}], \\ F_{II}(t) = p_{12} - p_{10} + W_{II}(t)e^{-kt_{12}}, & u_{II} = \frac{1}{a\rho} [F_{II}(t) + W_{II}(t)e^{-kt_{12}}], \\ W_{III}(t) = p_{20} - p_2 + F_{III}(t)e^{-kt_2}, & u_{III} = \frac{1}{a\rho} [F_{III}(t)e^{-kt_2} + W_{III}(t)]. \end{cases} \quad (2)$$

Де F та W – відповідно, пряма і відбита хвилі тиску в певному перетині, u – швидкість руху палива, p – тиск палива, x – координата за довжиною паливопроводу, t – поточний час процесу, ρ – щільність палива, a – швидкість розповсюдження хвилі тиску в паливі (швидкість звуку), k – фактор гідравлічного опору, t_2, t_{11}, t_{12} – час існування хвиль у розгалуженнях паливопроводу.

Для розрахунку параметрів у місці розгалуження (трійника) паливопроводу високого тиску використано схему, наведену на рис. 6.

Аналітичне розв'язання рівняння руху рідини (палива) у трубопроводі [1]

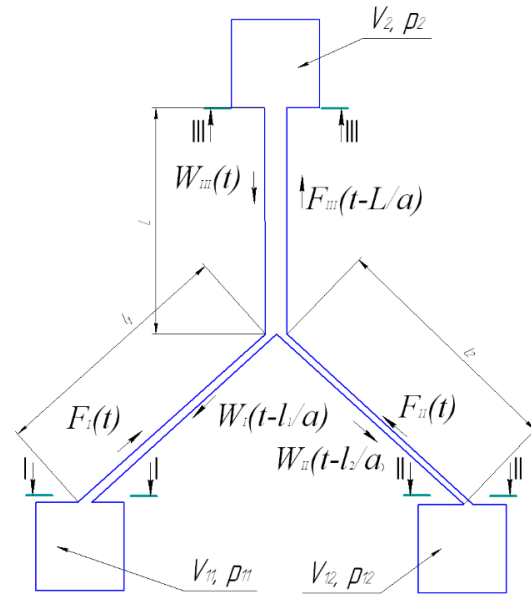


Рис. 5. Схема для гідродинамічного розрахунку системи паливоподачі

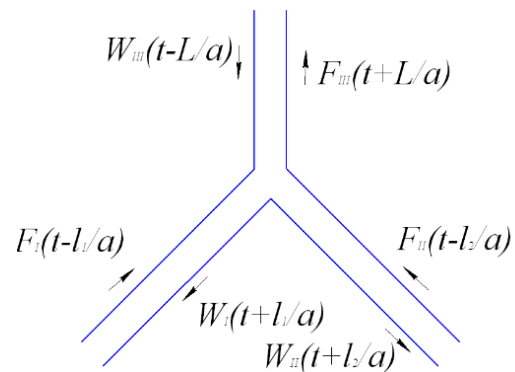


Рис. 6. Перетин трійника паливопровода

Частинне розв'язання рівняння (1) в перетині трійника паливопроводу:

$$\begin{cases} W_I(t+t_{11}) = \frac{1}{3}F_I(t-t_{11})e^{-kt_{11}} - \frac{2}{3}F_{II}(t-t_{12})e^{-kt_{12}} + \frac{2}{3}W_{III}(t-t_2)e^{-kt_2}, \\ W_{II}(t+t_{12}) = -\frac{2}{3}F_I(t-t_{11})e^{-kt_{11}} + \frac{1}{3}F_{II}(t-t_{12})e^{-kt_{12}} + \frac{2}{3}W_{III}(t-t_2)e^{-kt_2}, \\ F_{III}(t+t_2) = \frac{2}{3}F_I(t-t_{11})e^{-kt_{11}} + \frac{2}{3}F_{II}(t-t_{12})e^{-kt_{12}} + \frac{1}{3}W_{III}(t-t_2)e^{-kt_2}. \end{cases} \quad (3)$$

Граничними умовами для розв'язання рівняння (1) є зосереджені параметри палива у вузлах, які «прикріплені» до кінців паливопроводу – двох секціях високого тиску ПНВТ та форсунці (див. рис. 5). Ці параметри можуть бути визначені через розв'язання диференціальних рівнянь динамічних процесів у перелічених вузлах.

Деякі основні вихідні дані та початкові умови для організації математичного моделювання процесу паливоподачі наведені у табл. 1.

Таблиця 1. Основні вихідні дані до математичної моделі процесу паливоподачі

Параметр	Позначення	Величина
Хід плунжера, мм	S_n	16
Діаметр плунжера, мм	d_n	11
Тиск підкачки палива у системі, МПа	p_{n0}	0,35
Початковий тиск в порожнині НК, МПа	p_{10}	1,5
Початковий тиск в форсунці, МПа	p_{20}	1,5
Довжина насосних паливопроводів, м	l_1, l_2	0,15
Довжина форсуночного паливопроводу, м	L	0,02

Слід також окремо зазначити, що при виконанні цього моделювання впорскування відбувається в атмосферу. Тому тиск початку впорскування форсунки обраний таким, що дорівнює 13,2 МПа. Це значення відповідає дійсному тиску початку впорскування в циліндр з урахуванням регулювання форсунки на тиск початку впорскування 16-17 МПа. А таке зниження значення цього параметра по відношенню до раціонального для традиційних гідромеханічних систем пояснюється необхідністю забезпечення чіткого руху голки при виконанні малої пілотної подачі [7].

Описана математична модель реалізована у середовищі програмування MATLAB. Алгоритм роботи програми розрахунку, що імплементує математичну модель, має таку послідовність дій:

1. Введення необхідних вихідних даних;
2. Об'ява масивів для накопичення поточних

значень величин, що розраховуються;

3. Об'ява початкових умов та попередні розрахунки сталих величин;

4. Розрахунок кінематики:

- кулачкового механізму #1;

- кулачкового механізму #2;

5. Розрахунок зосереджених параметрів у вузлах основної секції високого тиску:

- у надплунжерній порожнині #1;

- у зворотному клапані #1;

- у нагнітальному клапані #1;

6. Розрахунок зосереджених параметрів у вузлах пілотної секції високого тиску:

- у надплунжерній порожнині #2;

- у зворотному клапані #2;

- у нагнітальному клапані #2;

7. Розрахунок зосереджених параметрів у форсунці;

8. Розрахунок розподілених параметрів у паливопроводі високого тиску з урахуванням його розгалуження;

9. Інтерфейсне виведення результатів розрахунку.

Результати математичного моделювання

Тестові результати розрахунків за даною математичною моделлю для режиму роботи системи при частоті обертання кулачкового валу 650 хв⁻¹ та повній подачі палива наведено на рис. 7-9. На цих рисунках проілюстровані основні параметри роботи системи впорскування високого тиску: зміна тиску палива у надплунжерних порожнинах основної та пілотної секцій ПНВТ; зміна тиску палива у форсунці; закони переміщення нагнітальних клапанів (НК) основної та пілотної секцій ПНВТ; закон переміщення голки форсунки; диференціальна та інтегральна характеристики впорскування.

Як видно з наведених результатів, при прийнятному налаштуванні та режимі роботи система високого тиску забезпечує двостадійне впорскування з такими показниками: загальна циклова подача палива 67 мм³/цикл, пілотної доза – 12 мм³/цикл (що складає 18% від загальної циклової подачі); максимальний тиск впорскування 49 МПа при максимальному тиску 58 МПа у надплунжерній порожнині; максимальний тиск впорскування пілотної

дози (в кармані форсунки) – 14,7 МПа при тиску, досягнутому у надплунжерній порожнині – 26,5 МПа; тривалість впорскування пілотної дози близько 2 град. п.кул.в., основної – 4,7 град. п.кул.в.

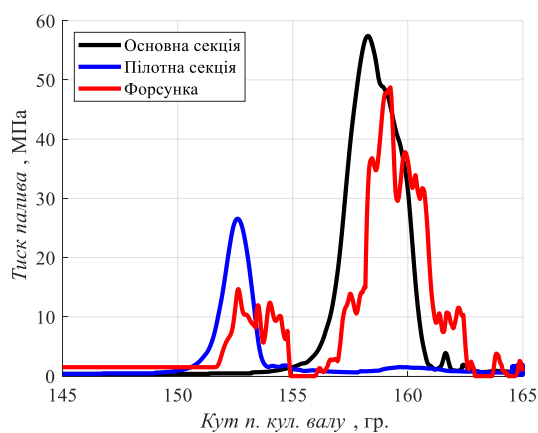


Рис. 7. Тиск палива у надплунжерних порожнинах та в кармані розпилювача форсунки

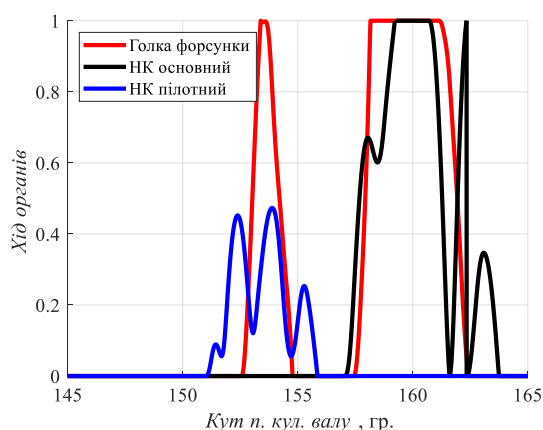


Рис. 8. Відносне переміщення НК та голки форсунки

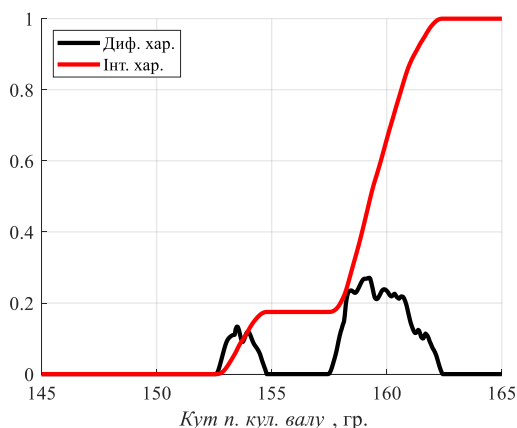


Рис. 9. Відносні диференціальна та інтегральна характеристики впорскування

При виконанні цих розрахунків (і далі – при виконанні моделювання навантажувальних та швидкісних характеристик системи) кут геометричного початку нагнітання був встановлений у значення 157 град. п.кул.в. для обох секцій високого тиску відносно власних кулачків. Кут між геометричним початком нагнітання пілотної та основної секції (кут заклинки кулачків) прийнятий у значенні 5 град. п.кул.в.

Результати розрахункового дослідження

Основні результати розрахункового дослідження у вигляді навантажувальних характеристик досліджуваної системи при різній частоті обертання кулачкового валу, що отримані за допомогою математичного моделювання її роботи, наведені на рис. 10-12.

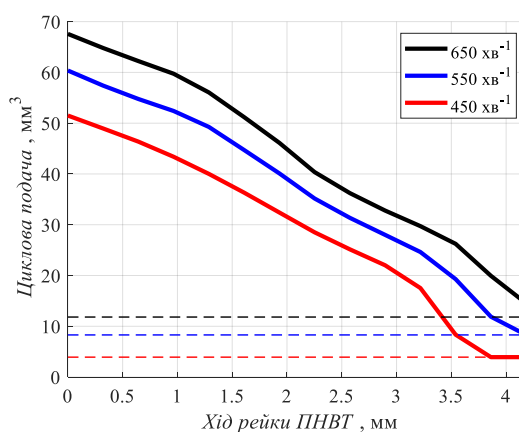


Рис. 10. Загальна циклова подача

Так, з рис. 10 видно, що при зменшенні активного геометричного ходу плунжера, вираженому у зміні лінійного положення рейки ПНВТ з урахуванням кута нахилу відсічної кромки у 25 гр., загальна циклова подача палива зменшується лінійно-пропорційно, як і притаманне гідромеханічній ПА. При цьому, межею значень загальної циклової подачі є нерегульована доза пілотної секції, що приблизно дорівнює цикловій подачі для режиму холостого ходу. Цей факт говорить про відсутність можливості створення системою «нульової» подачі, а отже вона повинна бути доповнена системою зупинки двигуна.

Оскільки величина пілотної дози не регулюється, тому вона не залежить від переміщення рейки ПНВТ й складає 4 мм³/цикл при частоті обертання 450 хв⁻¹, 8 мм³/цикл при частоті обертання 550 хв⁻¹ та 12 мм³/цикл при частоті обертання 650 хв⁻¹.

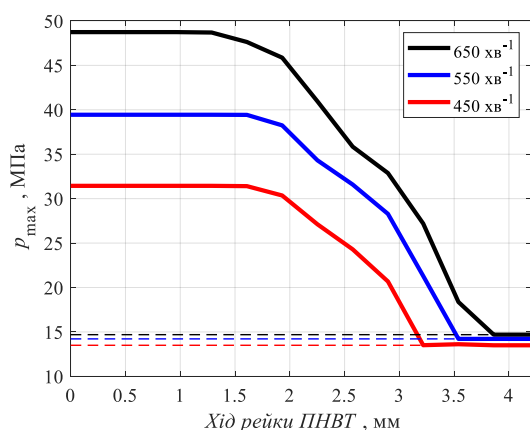


Рис. 11. Максимальний тиск впорскування

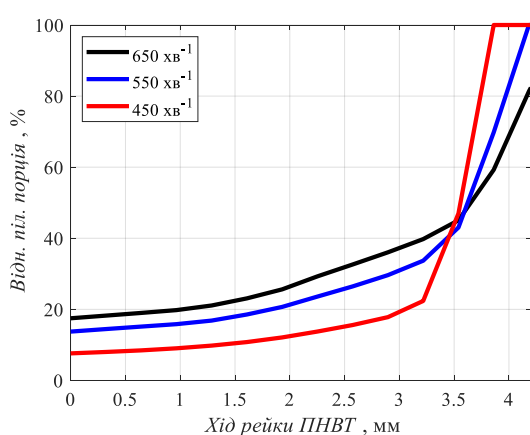


Рис. 12. Відносна частка пилотної дози палива

Дані з рис. 11 показують, що зменшення навантаження від максимального на 35-40% не визиває зміни максимального тиску впорскування на всіх швидкісних режимах роботи системи, після чого має місце різке падіння цього параметра до величини максимального тиску впорскування пилотної дози. При цьому максимальний тиск впорскування пилотної дози практично не залежить від швидкісного режиму та лежить в межах 13,5-15 МПа.

Нарешті, аналіз даних з рис. 12 показує, що на цьому ж інтервалі зміни навантаження (від 60% до 0) має місце різке зростання відносного значення частки пилотної дози у загальній цикловій подачі, що пояснюється регулюванням загальної подачі палива за навантажувальною характеристикою тільки основною секцією ПНВТ (див. рис. 10).

Висновки

Таким чином, в результаті виконаної роботи обґрунтовано використання гідромеханічної системи паливоподачі високого тиску дизеля для реалізації способу двостадійного впорскування палива у циліндр дизеля та розрахунковим шляхом доведено її працездатність та ефективність.

Основні результати, отримані при виконанні математичного моделювання роботи системи:

- на режимі роботи дизеля при частоті обертання колінчастого валу 1300 хв^{-1} (кулачкового валу 650 хв^{-1}) та повній подачі палива система високого тиску забезпечує двостадійне впорскування та має такі показники: загальна циклова подача палива $67 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, тривалість впорскування пилотної дози 2 град. п.кул.в., основної – 4,7 град. п.кул.в.;

- на режимах за навантажувальними (та швидкісними) характеристиками система також забезпечує двостадійне впорскування, при цьому: максимальний тиск впорскування в системі сягає значення близько 50 МПа, досягається при впорскуванні основної дози палива на режимі при $n=1300 \text{ хв}^{-1}$ і повній подачі палива та знижується при зменшенні навантаження на двигун;

- величина пилотної подачі складає $4 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ при частоті обертання 450 хв^{-1} , $8 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ при частоті обертання 550 хв^{-1} та $12 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ при 650 хв^{-1} .

Наступним етапом робіт за цим напрямком має стати практична реалізація та експериментальне випробування запропонованої паливної апаратури.

Список літератури:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/С. И. Ефимов, Л. Иващенко, В. И. Ивин и др.; Под общ. ред. А. С. Орлина, Г. Круглова.-3-е изд., перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1985.-456 с., ил. 2. Системы управления дизельными двигателями. – М: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 485 с. 3. Diesel Engine Management: Systems and Components / Konrad Reif. – 2014. – 370 p., DOI:10.1007/978-3-658-03981-3, ISBN: 978-3-658-03980-6 4. Анализ конструкции системы топливоподачи и электронного управления двигателяй. Международнй центр автодиагностики: веб-сайт. URL: http://ukr-truck.com.ua/analiz_konstrukcii_system_toplivopodahi.html (дата звернення: 16.05.2018). 5. Пат. 150726 Україна, МПК (2022.01) F02D 41/10, F02D 1/00 (2006.01), F02M 45/02 (2006.01). Система двостадійного впорскування палива за допомогою гідромеханічної паливної апаратури / Прохоренко А.О., Кравченко С.С., Солодкий Є.І., Кожушко А.П., Шуба І.В.; власник Прохоренко А.О.. - № и 2021 06729; заявл. 29.11.2021; опубл. 30.03.2022, Бюл. № 13. —3 с. : ил. 6. Прохоренко А.О. Розробка універсального електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу дизеля / А.О. Прохоренко, С.С. Кравченко, І.М. Карягін, С.Г. Вовк, П.І. Думенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. –№2 – С.35-39. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2017.2.07>

Bibliography (transliterated):

1. S. I. Efimov, L. Ivashchenko, V. I. Ivin and others (1985), *Internal combustion engines: Systems of piston and combined engines. Text-book for universities in the specialty "Internal combustion engines" [Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Sistemy porshnevnyh i kombinirovannyh dvigatelej. Uchebnik dlja vuzov po speal'nosti «Dvigateli vnutrennego sgoraniya»] mechanical engineering, Moscow, 456 p.* 2. Diesel engine control systems (2005), [Sistemy upravlenija dizel'nymi dvigateljami] Book Publishing House «Za Rulem», Moscow, 485 p. 3. Konrad Reif, (2014), *Diesel Engine Management: Systems and Components, 370 p.*, DOI:10.1007/978-3-658-03981-3, ISBN: 978-3-658-03980-6 4. Analysis of the design of the fuel supply system and electronic control of engines. International Center for Autodiagnosics [Analiz konstrukcii sistemy toplivopodachi i jektronnogo upravlenija dvigatelej. Mezhdunarodnyj centr avtodiag-

nostiki], available at: http://ukr-truck.com.ua/analiz_konstrukcii_system_toplivopodahi.html 5. Prokhorenko A.O., Kravchenko S.S., Solodkij E.I., Kozhushko A.P., Shuba I.V. 2022. Two-stage fuel injection system using hydromechanical fuel equipment [Sistema dvostadijnogo vporoskuvannja paliva za dopomogoju gidromehanichnoi palivnoi aparatury]. Ukraine. Pat. 150726 6. Prokhorenko A.O., Kravchenko S.S., Karyagin I.M., Vovk E.H., Dumenko P.I. (2017), Development of a universal electronic regulator of the frequency of rotation of the crankshaft of a diesel engine [Rozrobka universal'nogo jektronnogo reguljatora chastoti obertannja kolinchastogo valu dizelja], *Internal combustion engines, Kharkiv: NTU «KhPI», No. 2, pp. 35-39.* <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2017.2.07>

Надійшла до редакції 06.07.2022 р.

Прохоренко Андрій Олексійович – доктор техн. наук, проф., Харків, Україна, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua, <http://orcid.org/0000-0003-1325-4176>.

Кравченко Сергій Сергійович – канд. техн. наук., завідувач кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Serhii.Kravchenko@khp.edu.ua, <http://orcid.org/0000-0003-3250-8645>.

Солодкий Євген Ігорович – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згорання Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна, e-mail: evgenijsolodkij98@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-0239-4536>.

METHOD OF ORGANIZING TWO-STAGE FUEL INJECTION INTO A DIESEL CYLINDER USING A HYDROMECHANICAL FUEL EQUIPMENT

A. Prokhorenko, S. Kravchenko, E. Solodky

The use of multiphase injection allows reducing the emission levels with exhaust gases and the noise of diesel engines. This paper proposes to improve the hydromechanical fuel supply system of diesel vehicles by providing the possibility of two-stage fuel supply. This task is solved by high-pressure fuel pump equipment, additionally by high-pressure sections that work to inject fuel for pilot injection. The drive shaft cams of these sections are ahead of the shaft cams of the main sections by 2-10 degrees rotation of the camshaft. In order to check the performance of the proposed two-stage fuel supply system and to confirm the possibility of achieving its stated parameters, calculation studies were performed based on mathematical modeling of hydromechanical processes in this system.

Calculation studies were carried out using a mathematical model of the high-pressure fuel system of the Ch12/14 research single-cylinder diesel engine. The mathematical model is implemented in the MATLAB programming environment. Test results of calculations according to this mathematical model for the operating mode of the system at a camshaft rotation frequency of 650 min⁻¹ and full fuel supply, the high-pressure system provides two-stage injection with the following indicators: total cyclic fuel supply 64 mm³/cycle, pilot dose - 9 mm³/cycle (which is 16% of the total cyclical supply); the maximum injection pressure is 49 MPa with a maximum pressure of 58 MPa in the over-plunger cavity; the maximum injection pressure of the pilot dose is 14.7 MPa, while the pressure reached in the over-plunger cavity is 26.5 MPa; the duration of the injection of the pilot dose is about 2 degrees rotation of the camshaft, the main one - 4.7 degrees rotation of the camshaft.

The system also provides two-stage injection in modes according to the load (and speed) characteristics. When the load is reduced from the maximum by 35-40%, it does not affect the maximum injection pressure of the main part of the fuel at all speed modes of the system, after which there is a sharp drop of this parameter to the value of the maximum injection pressure of the pilot. The maximum injection pressure of the pilot dose practically does not depend on the speed mode and lies within 13.5-15 MPa. Since the amount of the pilot dose is not adjustable, it does not depend on the movement of the high-pressure fuel pump rail and is 2 mm³/cycle at a rotation frequency of 450 min⁻¹, 6 mm³/cycle at a rotation frequency of 550 min⁻¹ and 9 mm³/cycle at a rotation frequency of 650 min⁻¹.

Key words: diesel engine; hydromechanical fuel equipment; two-stage injection; fuel supply; mathematical modeling.