

УДК 621.436

ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНОСТІ ДИЗЕЛІВ З ГІДРОМЕХАНІЧНОЮ ПАЛИВНОЮ АПАРАТУРОЮ ЗАСТОСУВАННЯМ ДВОСТАДІЙНОГО ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА В ЦИЛІНДР

Прохоренко А.О.¹, д.т.н., проф.; Кравченко С.С.¹, к.т.н., доц.;
Кузьменко А.П.², к.т.н., доц.; Солодкий Є.І.²

¹Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
Харків, Україна;

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна

Вступ. Як вже добре відомо, в сучасних дизельних двигунах ефективним засобом зниження шуму їхньої роботи та викидів з відпрацьованими газами (ВГ) NOx без погіршення економічності є застосування двоступінчастого впорскування палива [1,2]. Такий закон паливоподачі приводить до двостадійного, порціонно рознесеного в часі процесу згоряння палива в циліндрі. При цьому попередня або пілотна порція палива служить для додаткового «розігріву» повітря на такті стиснення, що значно зменшує період затримки займання основної порції палива (а отже – і кількості палива, що випаровується за цей період). Це сприятливо позначається на зниженні рівня шуму згоряння (знижується максимальна швидкість наростання тиску в циліндрі) і витрати палива, і навіть на зменшенні емісії NOx і СН. Багатостадійне впорскування палива застосовується сучасних дизелях з паливною системою типу Common-Rail.

Проте виконаний аналіз показує, що переважна більшість дизельних двигунів, які експлуатуються в Україні, використовують традиційні системи подачі палива гідро-механічного типу, у яких не реалізують двостадійне впорскування, 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 покращення показників екологічності транспортних дизелів з гідромеханічною системою паливоподачі шляхом забезпечення можливості двостадійної подачі палива.

Розробка системи двостадійного впорскування палива гідромеханічного типу. В основу розробки методу, поставлена задача вдосконалення гідромеханічної системи паливоподачі дизелів транспортних засобів шляхом забезпечення можливості двостадійної подачі палива з обмеженим втручанням в конструкцію дизеля, що дозволить отримати значне покращення екологічних показників дизеля.

Ця задача може бути вирішена тим, що паливний насос високого тиску обладнається 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 показана на рис. 1. 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, за-

безпечуючи необхідну циклову подачу. В результаті на один циліндр працюють дві секції високого тиску паливного насосу.

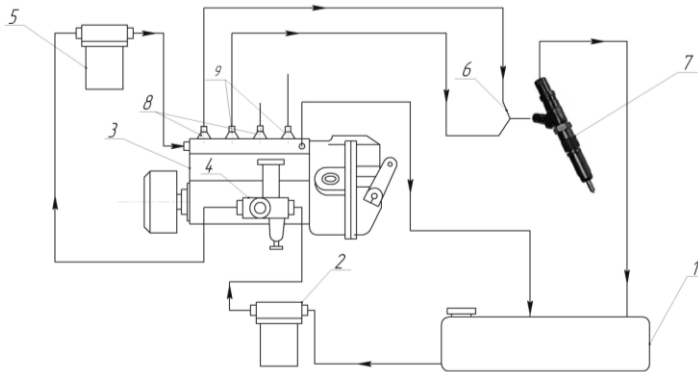


Рисунок 1 – Структурна схема гідромеханічної ПА двостадійного впорскування [3]

1 – паливний бак, 2,5 – фільтр грубого та тонкого очищення палива, 3 – паливний насос високого тиску зі збільшеним числом секцій високого тиску, 4 – паливopідкачувальний насос, 6 – тpійник паливopроводу високого тиску, 7 – гідромеханічні форсунки

Тpійник 6 сполучає лінії високого тиску секції пiлотно-го (попереднього) та основ-ного впорскування.

Така організація дво-стадійного 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 праце-здатності 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 [4].

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. 2-4. На цих рисунках проілюстровані основні параметри роботи системи впорскування високого тиску: зміна тиску палива у надплунжерних порожнинах основної та пiлотної секцій ПНВТ; зміна тиску палива у форсунці; закони переміщення нагнітальних клапанів (НК) основної та пiлотної секцій ПНВТ; закон переміщення голки форсунки; диференціальна та інтегральна характеристики впорскування.

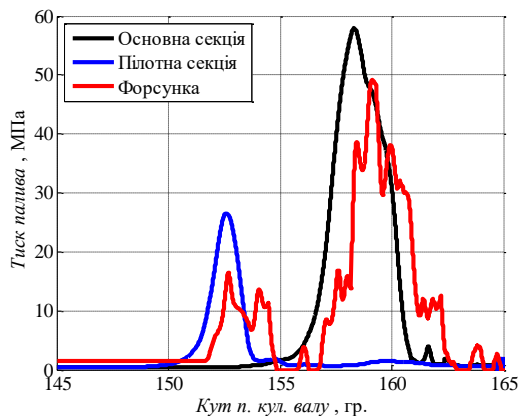


Рисунок 2 – Тиск палива у надплунжерних порожнинах та в кармані розпилювача форсунки

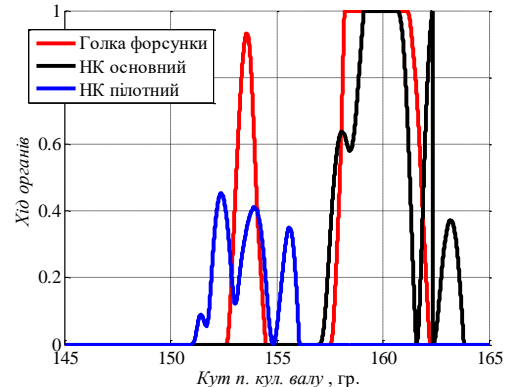


Рисунок 3 – Відносне переміщення НК та голки форсунки

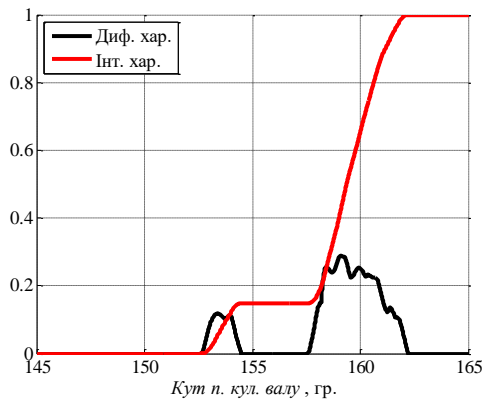


Рисунок 4 – Відносні диференціальна та інтегральна характеристики впорскування

плунжерній порожнині – 26,5 МПа; тривалість впорскування пілотної дози близько 2 град. п.кул.в., основної – 4,7 град. п.кул.в.

При виконанні розрахунків 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.

Висновки. За результатами виконаного дослідження можна зробити наступні висновки:

1. Для гідромеханічної системи паливоподачі високого тиску дизеля запропоновано реалізація способу двостадійного впорскування палива у циліндр.

2. 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 $64 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, пілотна доза – $9 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ (що складає 16% від загальної циклової подачі); максимальний тиск впорскування 49 МПа при максимальному тиску 58 МПа у надплунжерній порожнині; максимальний тиск впорскування пілотної дози – 16,5 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.

3. Застосування запропонованої модифікації паливної системи транспортних дизелів сприятливо позначається на зниженні рівня шуму та зменшенні емісії NO_x і CH з відпрацьованими газами.

ЛІТЕРАТУРА

1. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines. Springer, 2010. 636 p. ISBN 978-3-540-89082-9, DOI 10.1007/978-3-540-89083-6
2. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Под ред. А.Ф. Шеховцова. К.: Техніка, 1992. 272 с.
3. 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.. – № у 2021 06729; заявл. 29.11.2021; опубл. 30.03.2022, Бюл. № 13. — 3 с. : іл.
4. Прохоренко А.О., Кравченко С.С., Карягін І.М., Вовк Є.Г., Думенко П.І. Розробка універсального електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу дизеля. *Двигатели внутреннего сгорания*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2017. №2. С. 35-39.