

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

**Єлістратов Вячеслав Олександрович**



УДК 621.436

**ПІДВИЩЕННЯ СТАБІЛЬНОСТІ ТИСКУ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА  
КОМБІНОВАНОЮ ПАЛИВНОЮ СИСТЕМОЮ ДИЗЕЛЯ**

Спеціальність 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2011

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі автомобілів та тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент  
**Король Сергій Олександрович**,  
Кременчуцький національний університет  
імені Михайла Остроградського,  
доцент кафедри автомобілів та тракторів

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Абрамчук Федір Іванович**,  
Харківський національний автомобільно -  
дорожній університет, м. Харків, завідувач кафедри  
двигунів внутрішнього згоряння

кандидат технічних наук, доцент  
**Прохоренко Андрій Олексійович**,  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
доцент кафедри двигунів внутрішнього згоряння

Захист відбудеться «08» грудня 2011 р. о 13<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д64.050.13 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе 21, кафедра двигунів внутрішнього згоряння, ауд. 11.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе 21.

Автореферат розісланий «05» листопада 2011 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



Осетров О.О.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Одним з основних завдань двигунобудування є створення дизелів, що мають високу паливну економічність. Зниження витрати палива значною мірою залежить від характеристик упорскування й розпилювання палива паливною апаратурою. Щоб отримати високий ступінь дрібності розпилювання палива на всіх режимах роботи дизеля, необхідно створити якомога більший тиск упорскування палива. За умов експлуатації двигуни довгий час працюють на часткових швидкісних режимах. При роботі на вказаних режимах в широкому діапазоні змінюється частота обертання колінчастого вала двигуна. Від неї, в свою чергу, залежить тиск упорскування палива, який на цих режимах не досягає оптимальної величини через те, що знижується в 2 – 2,5 рази швидкість руху плунжера паливного насоса високого тиску (ПНВТ). Це виявляється недостатнім для якісного розпилювання палива.

Останніми роками розроблені та впроваджуються паливні системи з насосфорсунками та електронним управлінням упорскування палива. Проте це вимагає застосування високоякісного дизельного палива, що ускладнює використання альтернативних типів палив, зокрема біопалива. Крім того, такі системи не можуть бути використані на дизелях, що вже знаходяться в експлуатації.

Найбільш ефективним рішенням щодо зниження витрат палива на часткових швидкісних режимах на даний час є поліпшення якості розпилювання палива за рахунок застосування технологічно простіших і значно дешевших паливних систем. Таким чином, підвищення стабільності максимального тиску впорскування палива за рахунок застосування комбінованої паливної системи з регульованим приводом (РП) ПНВТ, модуляторами імпульсів тиску палива та клапанами подвійної дії є актуальною науково-практичною задачею, яка визначила напрям дисертаційного дослідження.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконана на кафедрі автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського в рамках творчої співпраці з Холдинговою Компанією «АвтоКрАЗ» (м. Кременчук) відповідно до рішення Державного департаменту інтелектуальної власності від 27 травня 2002 року за патентом України № 36170А «Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса».

Здобувач провів дослідження паливної системи ДВЗ, обладнаної РП ПНВТ, модуляторами імпульсів тиску палива та клапанами подвійної дії.

**Мета і задачі дослідження.** Метою дисертаційної роботи є підвищення стабільності максимального тиску впорскування палива на часткових швидкісних режимах роботи дизеля за рахунок застосування комбінованої паливної системи спільної дії з РП кулачкового вала ПНВТ, модуляторів імпульсів тиску палива та клапанів подвійної дії.

Для досягнення поставленої мети в роботі були поставлені наступні задачі:

1. Аналіз паливних систем і сучасних способів підвищення економічності дизелів.
2. Розробка конструкції комбінованої паливної системи дизеля.
3. Теоретичні дослідження кінематики та динаміки комбінованої паливної системи та розробка показника стабільності тиску впорскування палива.
4. Розробка методики визначення параметрів комбінованої паливної системи спільної дії з РП кулачкового вала ПНВТ, модуляторів імпульсів тиску палива та клапанів подвійної дії, яка забезпечить стабілізацію тиску впорскування палива не-

залежно від частоти обертання колінчастого вала дизеля.

5. Проведення експериментальних досліджень комбінованої паливної системи.

*Об'єкт досліджень* – процеси впорскування палива паливним насосом високого тиску дизеля залежно від частоти обертання його вала.

*Предмет досліджень* – закономірності впливу параметрів комбінованої паливної системи на стабільність максимального тиску впорскування палива.

**Методи досліджень.** Всі теоретичні аспекти дисертації базуються на фундаментальних положеннях теорії ДВЗ, теорії механізмів і машин, теорії деталей машин і сучасному математичному інструментарії. Для вирішення поставлених у роботі задач застосовувалися аналітичні, чисельні та аналітично-чисельні методи. Дослідження кінематики та динаміки механізмів регульованих приводів ПНВТ виконувалося чисельними методами інженерного моделювання. Експериментальними методами статичного та динамічного дослідження із застосуванням тензометрії визначалися закономірності формування показників упорскування палива дизеля комбінованою паливною системою.

#### **Наукова новизна одержаних результатів:**

1. Запропоновано новий спосіб безступінчастого управління миттєвою кутовою швидкістю обертання кулачкового вала ПНВТ дизеля, що заснований на застосуванні здвоєних перетворювачів кутових швидкостей обертання валів синусоїдальним кулачковим механізмом (патент України № 64250А «Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса»).

2. Встановлено, що застосування в паливній системі перетворювача кутових швидкостей обертання вала ПНВТ, модуляторів імпульсів тиску палива та зворотних клапанів забезпечує стабільність максимального тиску впорскування палива в повному діапазоні частоти обертання вала дизеля.

3. Вперше для оцінювання стабільності тиску впорскування палива паливною системою дизеля запропоновано коефіцієнт стабільності тиску впорскування палива.

**Практичне значення одержаних результатів** для двигунобудування полягає у впровадженні методики проектування нового регульованого привода ПНВТ зі зворотнім клапаном, як основного способу стабілізації тиску впорскування палива в повному діапазоні частоти обертання вала двигуна. Обґрунтована та розроблена конструкція перспективної комбінованої паливної системи дизеля, що складається з регульованого привода ПНВТ, модуляторів імпульсів тиску палива та клапанів подвійної дії, яка дозволяє суттєво підвищити ефективність використання дизелів.

Результати роботи впровадженні в Холдинговій Компанії «АвтоКрАЗ», на Кременчуцькому автоскладальному заводі, де втілені в методиці проектування та комп'ютерному моделюванні регульованого привода ПНВТ зі зворотнім клапаном, в моторному стенді для випробування перспективних систем дизелів.

Результати наукових досліджень впроваджені в навчальний процес на кафедрі автомобілів та тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського.

#### **Особистий внесок здобувача:**

1. Розроблено спосіб управління кутовою швидкістю обертання вала ПНВТ на основі синусоїдального кулачкового перетворювача рівномірного обертального руху в нерівномірний.

2. Розроблені кінематична та конструктивна схеми РП кулачкового вала ПНВТ, що містить синусоїдальні кулачкові перетворювачі та клапани подвійної дії.

3. Розроблена методика визначення їх основних конструктивних параметрів.

4. Визначені конструктивні параметри синусоїдального кулачкового механізму та клапана подвійної дії й розроблена їх конструкція.

5. Запропоновано показник оцінки стабільності тиску впорскування палива.

6. Проведені стендові дослідження комбінованої паливної системи дизеля ЯМЗ-238, оснащеної синусоїдальним кулачковим РП кулачкового вала ПНВТ, модулятором імпульсів тиску палива й клапаном подвійної дії, виконаний аналіз отриманих результатів.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення й результати досліджень дисертаційної роботи доповідалися на: Міжнародних науково-технічних конференціях «Сучасні тенденції розвитку машинобудування та транспорту» (м. Кременчук, 1998 – 2010 рр.), Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми надійності машин і засобів механізації сільськогосподарського виробництва» (м. Харків, 2007 р.), Міжнародній науково-технічній конференції «Суднова енергетика: стан та проблеми» (м. Миколаїв, 2009 р.), XV Міжнародному Конгресі двигунобудівників (м. Рибаче, 2010 р.), Міжнародній конференції «Сучасний стан та проблеми двигунобудування» (м. Миколаїв, 2010 р.).

**Публікації.** Основні наукові результати дисертаційної роботи опубліковані в 19 наукових працях, з них 11 – у фахових наукових виданнях України, 3 патенти України.

**Структура дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків і додатків. Загальний обсяг роботи складає 166 сторінок; з них 64 рисунки за текстом, 6 рисунків на 5 окремих сторінках, 5 таблиць за текстом, 1 таблиця на 1 окремій сторінці, 2 додатки на 26 сторінках, 96 найменувань використаних літературних джерел на 9 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У **вступі** обґрунтовується актуальність розглянутої теми, сформульовані мета й завдання дослідження, визначено об'єкт і предмет дослідження, викладені наукова новизна та практична цінність отриманих результатів, наведена інформація про апробацію результатів роботи та публікації основних положень дисертації.

У **першому розділі** розглянуті особливості роботи дизелів транспортних, дорожніх і будівельних машин на часткових швидкісних режимах, проаналізовані паливні системи та сучасні методи зниження витрати палива дизелями. Визначені недоліки, що перешкоджають широкому застосуванню цих методів. Систематизовані конструкторські й схематичні рішення, які направлені на модернізацію паливної апаратури й створення нових її елементів. Відзначається, що більшість рішень складні в технічному виконанні. Визначено, що найбільш ефективним рішенням зі зниження витрати палива на часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу є вдосконалення систем паливоподачі, що забезпечує підвищення тиску впорскування й скорочення тривалості паливоподачі, що дозволяє також знижувати частоту обертання вала дизеля на режимах холостого ходу. Виявлено, що для оцінювання стабільності тиску впорскування палива паливною системою дизеля потрібно розробити критерій для оцінки стабільності тиску впорскування палива залежно від частоти обертання вала дизеля.

У другому розділі проведено моделювання кінематики РП та дослідження впливу на кінематику параметрів комбінованої паливної системи дизеля з РП ПНВТ.

Функціональна схема запропонованої комбінованої паливної системи дизеля наведена на рис. 1. Запропоновано: замість муфти випередження впорскування палива встановити РП кулачкового вала ПНВТ, який у поєднанні зі стабілізацією максимальної об'ємної швидкості подачі палива плунжером ПНВТ виконує функції муфти випередження впорскування палива; оснастити класичну паливну систему дизеля модуляторами імпульсів тиску палива, які встановлюються біля форсунок; обладнати класичну паливну систему дизеля зворотними клапанами, які встановлюються над нагнітальними клапанами, створюючи клапани подвійної дії.

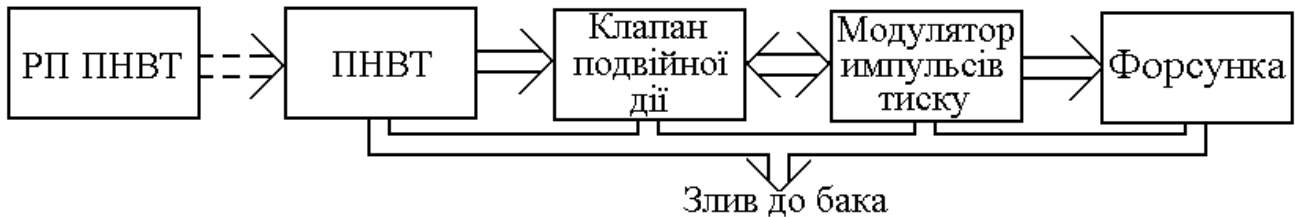


Рис. 1. Функціональна схема комбінованої паливної системи дизеля

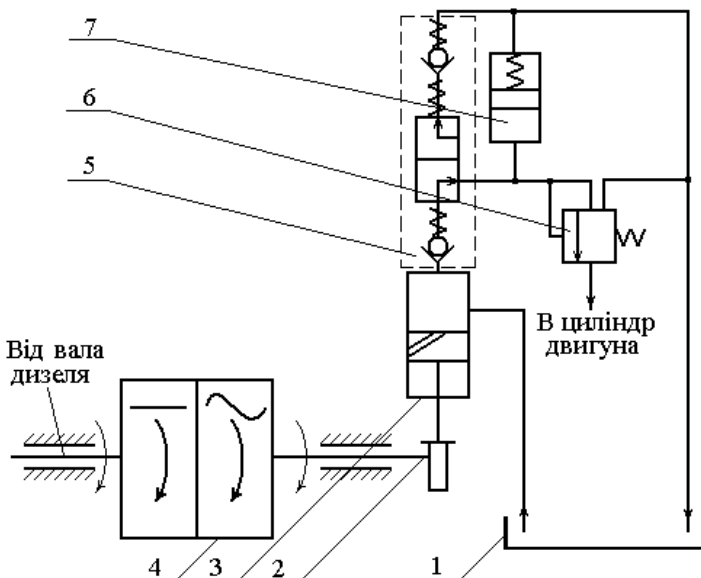


Рис. 2. Гідромеханічна схема комбінованої паливної системи дизеля:

1 – паливний бак; 2 – кулачковий вал ПНВТ; 3 – плунжерна секція ПНВТ; 4 – РП кулачкового вала ПНВТ; 5 – клапан подвійної дії; 6 – форсунка; 7 – модулятор імпульсів тиску палива

Гідромеханічна схема комбінованої паливної системи дизеля спільної дії РП ПНВТ, модуляторів імпульсів тиску палива та клапанів подвійної дії наведена на рис. 2.

РП ПНВТ перетворює рівномірне обертання приводного вала ПНВТ в нерівномірне обертання кулачкового вала ПНВТ і забезпечує безступінчасте регулювання ступеня нерівномірності обертання кулачкового вала ПНВТ, що дозволяє зберігати високу лінійну швидкість плунжера насоса при нагнітанні палива на часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу дизеля.

Клапан подвійної дії дозволяє підвищити рівень залишкового тиску палива в паливній системі дизеля при його роботі на часткових швидкісних режимах.

Застосування модуляторів імпульсів тиску палива дозволяє додатково підвищити тиск упорскування на часткових швидкісних режимах роботи дизеля і перебудувати цей процес таким чином, що середній тиск упорскування палива на вказаних режимах зростає, а тривалість впорскування скорочується.

Розглянуті умови покращення впорскування палива. Створена модель перетворювача кутових швидкостей РП (рис. 3) для інтенсифікації паливоподачі на вказаних режимах, яка заснована на використанні синусоїдальних кулачкових механізмів.

Проведено дослідження кінематики РП ПНВТ на основі синусоїдальних кулачкових механізмів. Синусоїдальний кулачковий перетворювач є кінематичним аналогом шарніра Гука. Передавальна функція перетворювача для приводу багатокілачкового валу ПНВТ має вигляд

$$u(\varphi_{\dot{a}\ddot{o}}) = \frac{\sin^2\left(\frac{z}{2}\varphi_{\dot{a}\ddot{o}}\right) + \cos^2\left(\frac{z}{2}\varphi_{\dot{a}\ddot{o}}\right)\dot{A}_0^2}{\dot{A}_0}, \quad (1)$$

де  $z$  – кількість кулачків на валу ПНВТ;  $\varphi_{\text{ex}}$  – поточне значення кута повороту вхідного валу перетворювача;  $A_0 = \cos\gamma$  – параметр нерівномірності обертального руху;  $\gamma$  – кут між вилками шарніра Гука.

Зміна кута між осями робочого штовхача й ексцентрика визначиться залежністю

$$\Delta\psi(t) = \frac{2}{z} \cdot \arctg\left[\text{tg}\left(\frac{z}{2} \cdot \varphi_{\dot{a}\ddot{o}}\right) / \dot{A}_0\right] - \varphi_{\dot{a}\ddot{o}} + \varphi_{\dot{a}\ddot{o}0}, \quad (2)$$

де  $\varphi_{\text{ex}0}$  – початкове значення кута  $\varphi_{\text{ex}}$ .

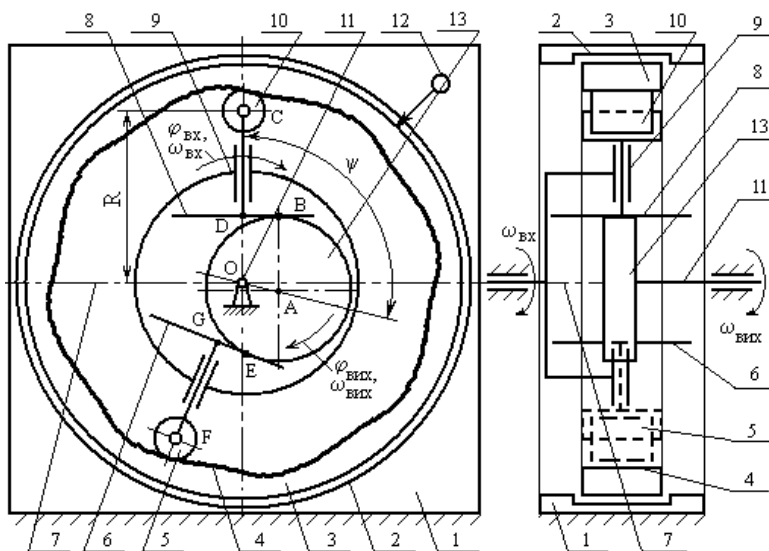


Рис. 3. Принципова схема перетворювача кутових швидкостей на основі синусоїдальних кулачкових механізмів:

1 – корпус; 2 – гніздо кулачкової шайби; 3 – кулачкова шайба; 4 – профіль кулачкової шайби; 5 – ролик замикаючого штовхача; 6 – замикаючий штовхач; 7 – геометрична вісь перетворювача; 8 – робочий штовхач; 9 – вхідний вал перетворювача; 10 – ролик робочого штовхача; 11 – вихідний вал перетворювача; 12 – фіксатор; 13 – ексцентрик

ПНВТ дизеля ЯМЗ-238 визначені за наведеними вище формулами (1) – (3), а також наступними залежностями:

Радіус-вектор центрального профілю кулачкової шайби (рис. 3) синусоїдального кулачкового перетворювача  $R(\varphi_{\text{ex}})$  виражається залежністю

$$R(\varphi_{\dot{a}\ddot{o}}) = b + r_a + e \times \left. \begin{aligned} &\times \cos\left\{\frac{2}{z} \cdot \arctg\left[\text{tg}\left(\frac{z}{2} \cdot \varphi_{\dot{a}\ddot{o}}\right) / \dot{A}_0\right] - \right. \\ &\left. - \varphi_{\dot{a}\ddot{o}} + \varphi_{\dot{a}\ddot{o}0} + \psi_0 \right\}, \quad (3) \end{aligned} \right\}$$

де  $b$  – висота штовхача;  $r_e$ ,  $e$  – радіус і ексцентриситет ексцентрика;  $\psi_0$  – початкове значення кута  $\psi$ .

Вирази (1) – (3) дозволяють провести профілювання кулачкової шайби для регульованого приводу ПНВТ.

Кінематичні характеристики (рис. 4) перетворювача кутових швидкостей на основі синусоїдальних кулачкових механізмів для приводу восьмикулачкового валу

$$\varphi_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}}(\varphi_{\hat{a}\hat{o}}) = \frac{z}{2} \arctg \left[ \operatorname{tg} \left( \frac{z}{2} \varphi_{\hat{a}\hat{o}} \right) / \dot{A}_0 \right] + \psi_0 + 2\varphi_{\hat{a}\hat{o}}; \quad (4)$$

$$\omega_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}}(\varphi_{\hat{a}\hat{o}}) = \omega_{\hat{a}\hat{o}} \cdot u(\varphi_{\hat{a}\hat{o}}). \quad (5)$$

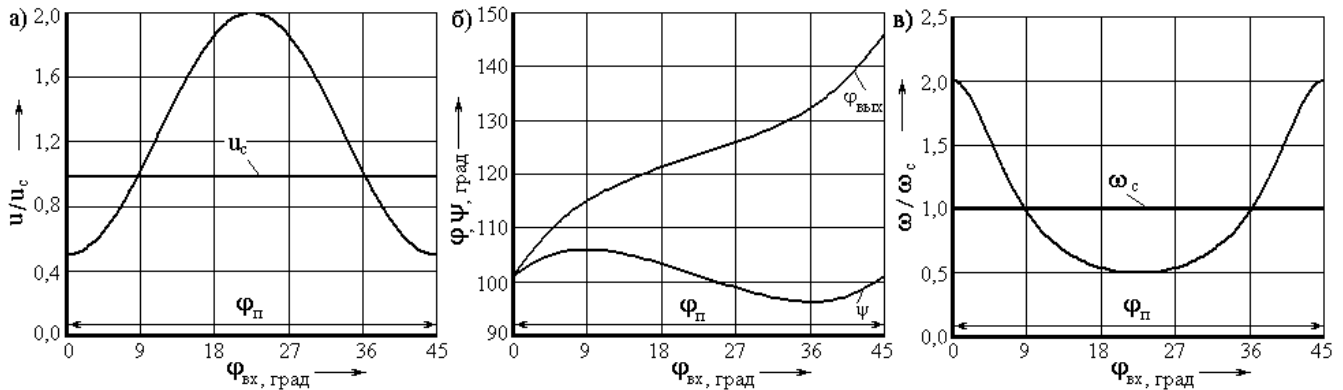


Рис. 4. Кінематичні та геометричні характеристики перетворювача для дизеля ЯМЗ-238  $u_c$ ,  $\omega_c$  – передавальне відношення та кутова швидкість вала серійного приводу ПНВТ;  $\varphi_n$  – період повторення форми профілю кулачкової шайби

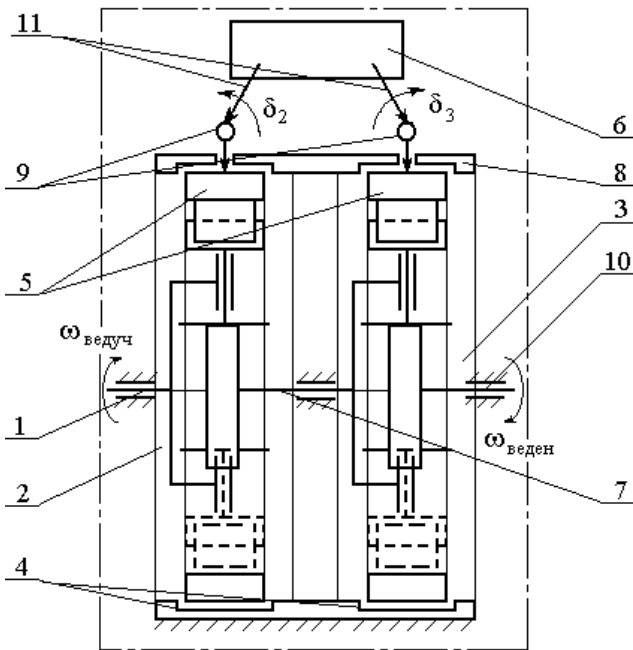


Рис. 5. Кінематична схема

синусоїдального кулачкового РП:

1 – вал приводу ПНВТ; 2, 3 – перетворювачі кутових швидкостей; 4 – гнізда перетворювачів; 5 – кулачкові шайби; 6 – регулятор; 7 – проміжний вал РП; 8 – корпус; 9 – фіксатори; 10 – вал ПНВТ; 11 – виконавчі механізми

Кінематична схема РП на основі синусоїдальних кулачкових механізмів наведена на рис. 5. Передавальні функції перетворювачів 2 і 3 повинні відповідати умові взаємної оборотності  $f_2(f_3(\varphi_{ex})) = \varphi_{ex}$  або, що еквівалентно,  $f_2(\varphi_{ex}) = f_3^{-1}(\varphi_{ex})$ . Регулятор 6 залежно від частоти  $n_0$  обертання вала дизеля через виконавчі механізми 11 змінює положення кулачкових шайб 5 перетворювачів 2 і 3 на кути  $\delta_2$  і  $\delta_3$ . При цьому змінюються фази відповідних передавальних функцій перетворювачів, що призводить до зміни закону нерівномірного обертання вала 10 ПНВТ. Ступінь нерівномірності обертання вала 10 залежить лише від величини  $\delta = \delta_2 + \delta_3$ . При значенні  $\delta = 0$  вал 10 обертається рівномірно, а при  $\delta \neq 0$  – нерівномірно. Кути  $\delta_2$  і  $\delta_3$  впливають на фазу закону нерівномірного обертання та кут випередження впорскування  $\varphi_{вп}$ .

Закон зміни миттєвих передавальних відношень  $u_{РП}$  між валом 1 і валом 10 привода плунжерів визначається формулою

$$u_{Ді} = u_{\bar{n}} \cdot \frac{u_3(\varphi_7 + \delta_3)}{u_2(\varphi_7 + \delta_2)}, \quad (6)$$

де  $\varphi_7$  – кут повороту проміжного вала РП.



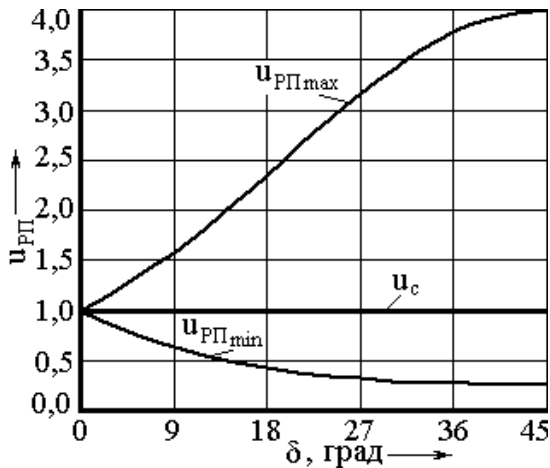


Рис. 6. Вплив кута спільного розвороту кулачкових шайб на значення передавального відношення РП

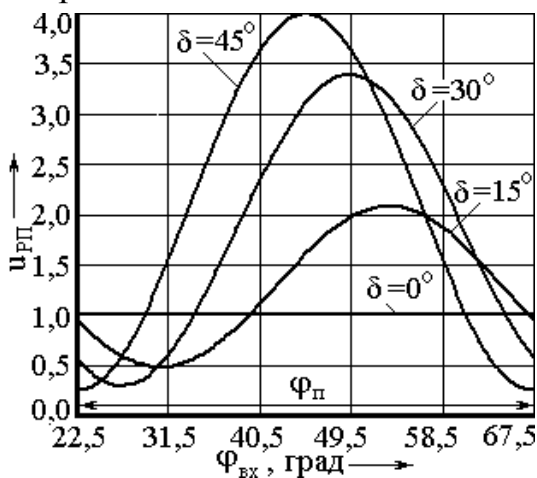


Рис. 7. Вплив кута спільного розвороту кулачкових шайб на функції передавального відношення РП

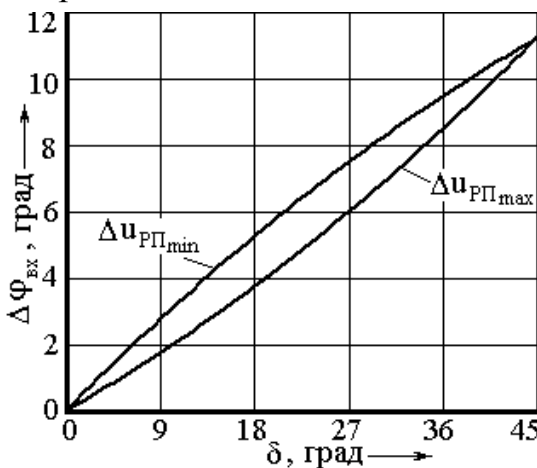


Рис. 8. Вплив кута спільного розвороту кулачкових шайб на зміну положення максимуму та мінімуму передавального відношення РП

У цьому випадку величина  $\delta = \delta_3 - \delta_2$  визначає зміну передавального відношення  $u_{PP}(\varphi_{вх})$  РП ПНВТ (рис. 6). При  $\delta = 0$  виконується умова  $u_{PP}(\varphi_{вх}) = u_c = 1$  і вал 10 привода плунжерів ПНВТ обертається рівномірно. У діапазоні робочих положень регулятора б величина  $u_{PPmax}$  максимального значення передавального відношення  $u_{PP}(\varphi_{вх})$  при зростанні величини  $\delta$  від 0 до  $\delta_{max}$  монотонно зростає від  $u_c$  до  $u_{PPmax}(\delta_{max})$ , а величина  $u_{PPmin}$  мінімального значення передавального відношення  $u(\varphi_{вх})$  монотонно зменшується від  $u_c$  до  $u_{PPmin}(\delta_{max})$ .

Величина  $\delta_1 = \delta_3 + \delta_2$  не впливає на ступінь нерівномірності обертання вала 10 і форму законів зміни передавального відношення між валами 1 і 10 РП. Зміна цієї величини призводить до погодженої зміни фаз функцій  $u(\varphi_2)$  і  $u(\varphi_3)$  перетворювачів 2 і 3, що використовується в приводі для отримання необхідної залежності кута випередження впорскування  $\varphi_{вп}$  від частоти  $n_d$  обертання вала дизеля. Тому такий РП може працювати без установки муфти випередження впорскування палива.

На рис. 7 наведені графіки зміни передавальної функції  $u_{PP}(\varphi_{вх})$  в інтервалі періодичності  $\varphi_n$  для восьмикулачкового вала ПНВТ дизеля ЯМЗ-238. Графіки відповідають значенням кутів  $\gamma = 60^\circ$ ,  $\delta = 0 \dots 45^\circ$ , які характерні для цього РП. Функції  $u_{PP}(\varphi_{вх})$ , залежно від величини кута спільного розвороту кулачкових шайб  $\delta$ , повторювані з періодом, що дорівнює періоду повторення форми профілю кулачкової шайби  $\varphi_n$ , і на періоді своєї зміни приймають одне максимальне й одне мінімальне значення.

Зсув по куту повороту вхідного вала РП максимуму та мінімуму передавальної функції  $u_{PP}(\varphi_{вх})$  в інтервалі періодичності  $\varphi_n$ , залежно від зміни величини кута  $\delta$ , наведений на рис. 8.

Кутова швидкість кулачкового вала ПНВТ залежно від передавальної функції

$u_{PI}(\varphi_{ex})$  на інтервалі періодичності  $\varphi_n$  визначається залежністю

$$\omega = \omega_{\hat{a}\hat{o}} \cdot u_{D\hat{i}}(\varphi_{\hat{a}\hat{o}}) = \omega_{\hat{a}\hat{o}} \left( 1 + 2\dot{A}_0 \cos\left(\frac{z}{2}(2\varphi_{\hat{a}\hat{o}} + 3\delta)\right) \cos\left(\frac{z}{2} \cdot \delta\right) \right). \quad (7)$$

Визначені розрахункові формули для знаходження ККД і кінематичної точності РП. Формули для знаходження ККД  $\eta_{CKM}$  і кінематичної точності  $\Delta\varphi_{CKM}$  РП на основі синусоїдальних кулачкових механізмів мають вид:

$$\eta_{\tilde{N}\tilde{E}\tilde{I}}(\varphi) = \prod_{i=1}^{i_{\tilde{e}i}} \left( \frac{e \cdot \sin(\psi_i(\varphi))}{(e \cdot \sin(\psi_i(\varphi)) + k_{\tilde{n}} \cdot (r_{\hat{a}} + e \cdot \cos(\psi_i(\varphi))))} \times \right. \\ \left. \times \left( 1 + k_{\tilde{n}}^2 - \frac{2k_{\tilde{n}}}{b_i(\varphi)} (e \cdot \sin(\psi_i(\varphi)) - k_{\tilde{n}} \cdot \ell + k_{\tilde{n}} \cdot (r_{\hat{a}} + e \cdot \cos(\psi_i(\varphi)))) \right) \right) \cdot \eta_{i\tilde{e}}^{i_{\tilde{e}}}, \quad (8)$$

де  $i_{km}$  – кількість кулачкових механізмів в РП;  $k_c$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $\ell$  – відстань від осі обертання ексцентрика до напрямної штовхача;  $i_{nk}$  – кількість підшипників кочення в РП;  $\eta_{nk}$  – ККД підшипників кочення;

$$\Delta\varphi_{\tilde{N}\tilde{E}\tilde{I}}(\varphi) = \sum_{i=1}^{i_{\tilde{n}d}} \left( \sum_{j=1}^{j_{\tilde{e}i}} \arccos \left( 1 - \frac{\Delta T_j^2}{\left( \frac{d_j^2}{2} - 2(R_i(\varphi))^2 \right)} \right) \right), \quad (9)$$

$i_{cm}$  – кількість ступенів РП;  $j_{kn}$  – кількість кінематичних пар одного ступеня РП;  $\Delta T_j$  – різниця допусків на розміри відповідних кінематичних пар;  $d_j$  – геометричні розміри відповідних кінематичних пар.

Для оснащення дизеля комбінованою паливною системою встановлена верхня межа зміни передавального відношення регульованого привода, яка визначається відношенням номінальної частоти обертання вала двигуна до частоти обертання на розрахунковому режимі

$$u_{D\hat{i} \max}(n) \leq \frac{n_{i\hat{i}}}{n}. \quad (10)$$

Для оцінювання стабільності тиску впорскування палива паливною системою дизеля запропонований коефіцієнт стабільності тиску впорскування палива, який є відношенням максимального тиску впорскування на будь-якому швидкісному режимі до максимального тиску впорскування при номінальній швидкості за відповідної циклової подачі палива

$$K_{\tilde{n}d.i} = \frac{P_{i.\max}}{P_{\omega_N.\max}}, \quad (11)$$

де  $p_{i.\max}$  – максимальний тиск упорскування палива на  $i$ -му швидкісному режимі;  $p_{\omega_N.\max}$  – максимальний тиск упорскування палива при номінальній швидкості вала ПНВТ (відповідній режиму максимальної потужності).

У **третьому розділі** наведено конструктивні схеми РП ПНВТ на основі синусоїдальних кулачкових механізмів, модулятора імпульсів тиску палива та клапана подвійної дії. Показана необхідність та доцільність спільного використання вказаних пристроїв. Виявлений вплив застосування РП ПНВТ на розрахунковий критичний режим для паливної системи з модуляторами імпульсів тиску й РП ПНВТ.

Наведена методика проектування динамічно стійкого зворотного клапана ПНВТ. Умова динамічної стійкості клапана має вигляд нерівності

$$\frac{d(\mu_{\text{отв}} \cdot s_{\text{отв}} (h_{\text{зв.кл}}))}{dh_{\text{зв.кл}}} \leq \frac{s_{\text{зв.кл}} \cdot \mu_{\text{отв}} \cdot s_{\text{отв}} (h_{\text{зв.кл}})}{2\alpha_n \cdot V_{\phi} \cdot p_{\text{зал}}} + \frac{s_{\text{зв.кл}} \cdot s_{\text{отв}}}{V_{\phi} \cdot \sqrt{2\alpha_n \cdot p_{\text{зал}}}}, \quad (12)$$

де  $\mu_{\text{отв}}$  – коефіцієнт витрати палива через перетин отвору клапана;  $s_{\text{отв}}$  – площа перетину отвору клапана, що відкривається;  $h_{\text{зв.кл}}$  – переміщення зворотного клапана;  $s_{\text{зв.кл}}$  – площа перетину зворотного клапана;  $\alpha_n$  – середній коефіцієнт стиску палива;  $V_{\phi}$  – об'єм штуцерної порожнини ПНВТ;  $s_m$  – площа перетину нагнітального трубопроводу;  $p_{\text{зал}}$  – рівень залишкового тиску палива в трубопроводі високого тиску.

Діаметр перетину отвору трубчастого зворотного клапана грибоквого типу визначимо за нерівністю, отриманою з умови динамічної стійкості клапана,

$$d_{\text{отв}} \leq \frac{9}{16} \cdot \frac{s_{\text{отв}}^2 \cdot s_{\text{зв.кл}}^3}{V_{\phi}^3 \cdot (\alpha_n p_{\text{зал}})^2 \cdot (\mu_{\text{отв}} \cos \phi)^2}, \quad (13)$$

де  $\phi$  – кут конуса клапана.

Жорсткість пружини зворотного клапана, для виконання умови динамічної стійкості клапана, визначено за виразом

$$C_{\text{зв.кл}} = \frac{s_{\text{зв.кл}} (p_i - p'_i) - s_{\text{зв.кл}} p_{\text{зв.кл}} - m_{\text{зв.кл}} \frac{d^2 h_{\text{зв.кл}}}{dt^2}}{h_{\text{зв.кл}}}, \quad (14)$$

де  $p_m$  – тиск, що розвиває поршень модулятора імпульсів тиску;  $p'_m$  – тиск в кришці за зворотним клапаном;  $p_{\text{зв.кл}}$  – тиск, що діє на зворотний клапан;  $m_{\text{зв.кл}}$  – маса зворотного клапана.

Наведена методика визначення конструктивних параметрів РП ПНВТ, модуляторів імпульсів тиску й клапанів подвійної дії при їх спільному використанні.

У **четвертому розділі** наведено конструкції експериментальних зразків синусоїдального кулачкового РП ПНВТ, модулятора імпульсів тиску та клапана подвійної дії, вимірювальну апаратуру, методику проведення експериментальних досліджень комбінованої паливної системи. Описані експериментальна установка, яка розташована в лабораторії кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського, та обладнання для дослідження РП і комбінованої паливної системи дизеля.

Експериментальна установка складається зі станда СДТА-2, ПНВТ дизеля ЯМЗ-238 з РП, модулятора імпульсів тиску та форсунки. ПНВТ з'єднаний з модулятором імпульсів тиску трубопроводом високого тиску. Модулятор імпульсів тиску встановлений безпосередньо на форсунку. Кількість упорскуваного палива визначалася об'ємним способом. Для реєстрації тиску застосовувалися тензOMETричні дат-

чки з дротяними перетворювачами. Посилення сигналу, що отримується при вимірі тиску палива, проводилося тензометричним підсилювачем УТС1-ВТ-12. В якості пристрою для реєстрування використовувався шлейфовий осцилограф Н-115.

У **п'ятому розділі** наведені результати (рис. 9, табл. 1) й аналіз експериментальних досліджень паливних систем та їх узагальнення. Під час досліджень визначалася зміна тиску палива  $p_f$  за модулятором біля форсунки (на рис. 9 – суцільна лінія) і  $p_n$  біля насоса (на рис. 9 – штрихова лінія).

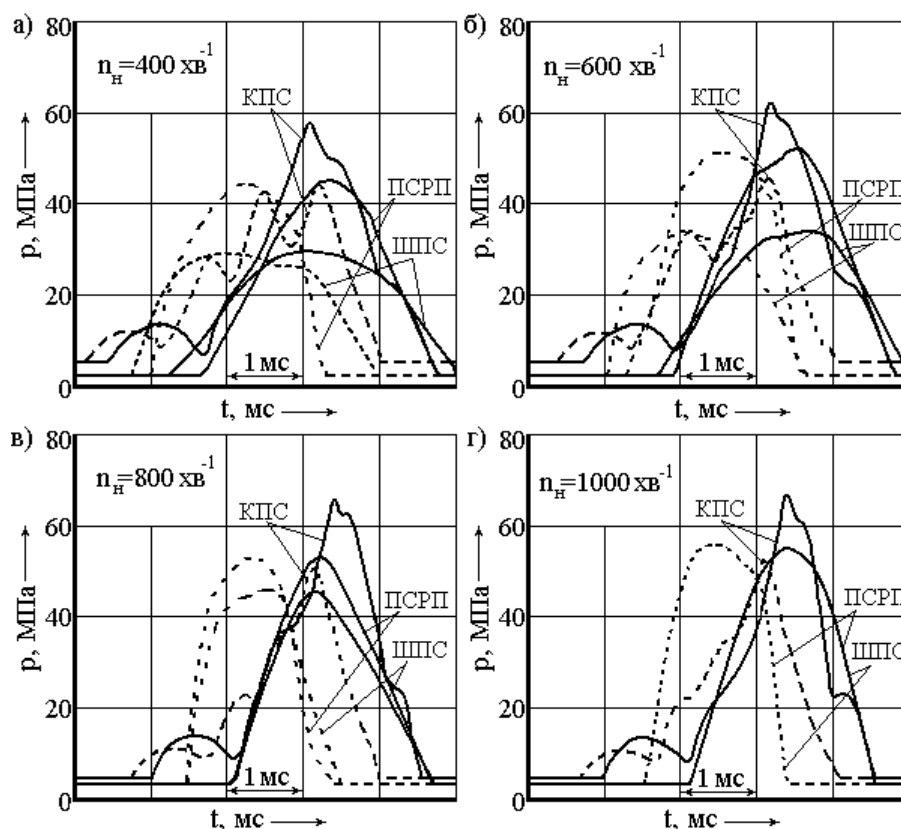


Рис. 9. Залежності тиску впорскування палива паливними системами: штатною (ШПС), з РП ПНВТ (ПСРП), комбінованою (КПС)

Таблиця 1

**Показники впорскування палива з цикловою подачею 105 мм<sup>3</sup>**

Частота обертання приводного вала стенда, хв <sup>-1</sup>	Кількість обертів руків'я регулятора приводу	Максимальне передавальне відношення приводу $i_{РП}$	Максимальна частота обертання вала насоса $n_n$ на ділянці активного ходу плунжера, хв <sup>-1</sup>	Максимальний тиск палива, МПа		Тривалість впорскування $t_{вп}$ , мс (град.)	Залишковий тиск палива $p_{зали}$ , МПа
				$p_n \text{ max}$	$p_f \text{ max}$		
1	2	3	4	5	6	7	8
штатна паливна система							
400	-	-	400	29,5	30,0	4,1(9,8)	2
600	-	-	600	34,2	34,9	3,4(12,2)	2
800	-	-	800	44,0	45,1	2,8(13,4)	3
1000	-	-	1000	53,3	53,6	2,5(15,0)	3

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7	8
паливна система з регульованим приводом ПНВТ							
400	2,0	2,50	1000	44,0	44,1	3,0(7,2)	2
600	1,4	1,70	1000	50,5	51,0	2,8(10,3)	2
800	1,0	1,25	1000	53,1	53,5	2,6(12,5)	3
1000	0,0	1,00	1000	54,7	54,9	2,5(15,0)	3
комбінована паливна система							
400	2,0	2,50	1000	47,3	58,1	2,8(6,7)	6
600	1,4	1,70	1000	48,5	62,8	2,6(9,4)	6
800	1,0	1,25	1000	52,1	66,3	2,4(11,5)	5
1000	0,0	1,00	1000	55,2	67,2	2,4(14,4)	5

Аналіз результатів експериментальних досліджень штатної паливної системи дизеля ЯМЗ-238, виконаних у лабораторії кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського, свідчить, що тиск упорскування палива суттєво залежить від частоти обертання вала ПНВТ. Із зменшенням частоти обертання вала ПНВТ з 1000 хв<sup>-1</sup> до 400 хв<sup>-1</sup> максимальний тиск упорскування палива знижується з 53,6 МПа до 30,0 МПа, тобто в 1,8 рази. Такі ж залежності отримані й для тиску палива біля ПНВТ. Тривалість впорскування палива навпаки збільшується з 2,5 мс до 4,1 мс, тобто в 1,6 рази.

Результати експериментальних досліджень паливної системи, обладнаної РП ПНВТ, свідчать, що застосування РП дозволяє підвищити максимальний тиск упорскування палива на часткових швидкісних режимах порівняно зі штатною паливною системою. При частоті обертання вала ПНВТ 400 хв<sup>-1</sup> та максимальному передавальному відношенні  $u_{РПmax}=2,5$  максимальний тиск упорскування палива становив 44,1 МПа, тобто збільшився в 1,5 рази. При частоті обертання 1000 хв<sup>-1</sup> та без нерівномірного обертання вала ПНВТ максимальний тиск упорскування палива порівняно зі штатною паливною системою не змінився. Із зменшенням частоти обертання вала ПНВТ з 1000 хв<sup>-1</sup> до 400 хв<sup>-1</sup> максимальний тиск упорскування палива знижується з 54,9 МПа до 44,1 МПа, тобто в 1,2 рази. Такі ж залежності отримані й для тиску палива біля ПНВТ. Тривалість впорскування палива збільшується з 2,5 мс до 3,0 мс, тобто в 1,2 рази.

Данні експериментальних досліджень комбінованої паливної системи свідчить, що застосування цієї системи дозволяє суттєво підвищити максимальний тиск упорскування палива на часткових швидкісних режимах порівняно зі штатною паливною системою та паливною системою, обладнаною РП ПНВТ. Так, при частоті обертання вала ПНВТ 400 хв<sup>-1</sup> та максимальному передавальному відношенні  $u_{РПmax}=2,5$  максимальний тиск упорскування палива становив 58,1 МПа, тобто збільшився в 1,9 рази порівняно зі штатною паливною системою та в 1,3 рази порівняно з паливною системою, обладнаною РП ПНВТ. При частоті обертання 1000 хв<sup>-1</sup> та без нерівномірного обертання вала ПНВТ максимальний тиск упорскування палива становив 67,2 МПа, тобто порівняно зі штатною паливною системою та паливною системою з РП ПНВТ збільшився в 1,2 рази. Із зменшенням частоти обертання вала ПНВТ з 1000 хв<sup>-1</sup> до 400 хв<sup>-1</sup> максимальний тиск

упорскування палива знижується з 67,2 МПа до 58,1 МПа, тобто в 1,15 рази. Тиск палива біля ПНВТ менший, ніж тиск палива біля форсунки. Тривалість впорскування палива збільшується з 2,4 мс до 2,8 мс, тобто в 1,2 рази.

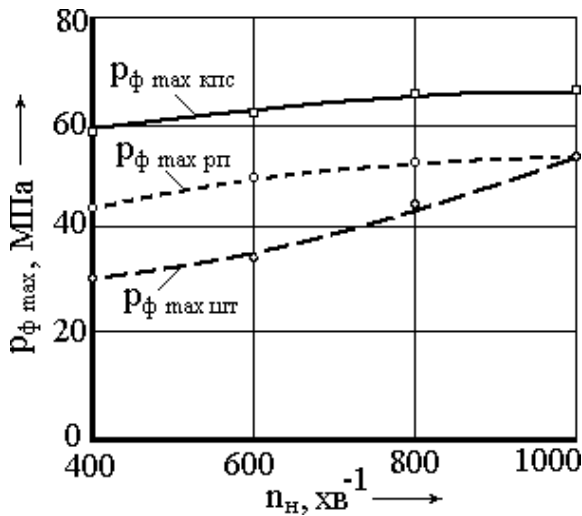


Рис. 10. Порівняльна характеристика максимального тиску впорскування палива

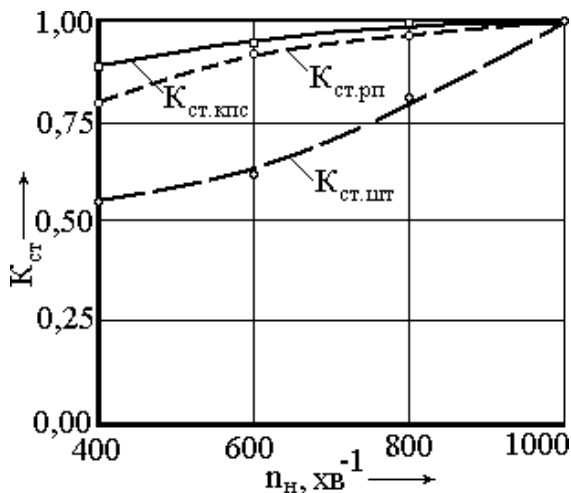


Рис. 11. Залежності коефіцієнта стабільності тиску впорскування

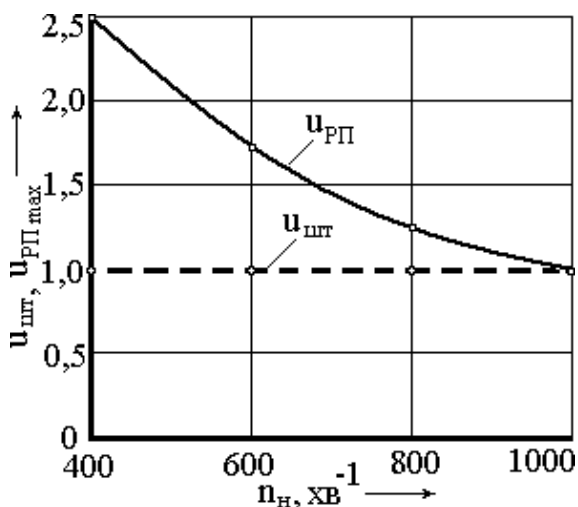


Рис. 12. Зміна максимуму передавального відношення РП ПНВТ

Застосування паливної системи, оснащеної РП ПНВТ, і комбінованої паливної системи дозволяє підвищити стабільність (рис. 10) максимального тиску впорскування палива форсункою (суцільна лінія – комбінована паливна система, штрихова лінія з короткими штрихами – паливна система, оснащена синусоїдальним кулачковим РП ПНВТ, штрихова лінія з довгими штрихами – штатна паливна система дизеля ЯМЗ-238) незалежно від частоти обертання приводного вала ПНВТ.

На вказаних режимах тиск упорскування палива штатною паливною системою змінювався від 30,0 МПа до 53,6 МПа залежно від частоти обертання вала ПНВТ (рис. 10). Мінімальний коефіцієнт стабільності тиску впорскування палива (при частоті обертання  $400 \text{ хв}^{-1}$ ) становить  $K_{\text{ст.шт.400}}=0,56$ . Тиск упорскування палива паливною системою, оснащеною РП ПНВТ (рис. 10), на тих же режимах змінювався в межах від 44,1 МПа до 54,9 МПа. Мінімальний коефіцієнт стабільності тиску впорскування палива (при частоті обертання  $400 \text{ хв}^{-1}$ ) становить  $K_{\text{ст.рп.400}}=0,80$ . Тиск упорскування палива комбінованою паливною системою (рис. 10) при тих же частотах змінювався в межах від 58,1 МПа до 67,2 МПа. Мінімальний коефіцієнт стабільності тиску впорскування палива (при частоті обертання  $400 \text{ хв}^{-1}$ ) становить  $K_{\text{ст.кпс.400}}=0,87$ . Залежності коефіцієнта стабільності впорскування палива штатної паливної системи дизеля ЯМЗ-238, паливної системи, оснащеної РП ПНВТ, і комбінованої паливної системи від частоти обертання приводного вала ПНВТ наведені на рис. 11.

Застосування комбінованої паливної системи дало можливість стабілізувати тиск упорскування палива дизелем (рис. 10) на рівні приблизно 60 – 65 МПа незалежно від частоти обертання вала двигуна.

У паливній системі, оснащений РП ПНВТ, і в комбінованій паливній системі використовувався РП на основі синусоїдальних

кулачкових механізмів. Залежність зміни максимуму передавального відношення РП ПНВТ від частоти обертання приводного вала насоса наведена на рис. 12. Максимум передавального відношення цього РП (рис. 12)  $u_{PII\max}=2,5$  був встановлений в паливній системі, оснащій РП ПНВТ, і в комбінованій паливній системі для частоти обертання приводного вала насоса  $400 \text{ хв}^{-1}$ . На цьому режимі нерівномірність обертання кулачкового вала ПНВТ встановлювалася максимальною. При частоті  $1000 \text{ хв}^{-1}$  нерівномірність не задавалася, і передавальне відношення  $u_{PII}=1,0$  (таке ж, як і передавальне відношення  $u_{umt}$  штатного механічного привода ПНВТ).

За рахунок установки РП ПНВТ реалізується зміна миттєвого передавального відношення  $u$  між валом приводу ПНВТ і кулачковим валом ПНВТ, що дає можливість забезпечити високу лінійну швидкість плунжерів  $v_{пл}$  при нагнітанні палива на всіх режимах роботи дизеля. На рис. 13а наведені графіки зміни швидкості руху плунжера на ділянці його активного ходу залежно від частоти обертання приводного вала ПНВТ штатної паливної системи ЯМЗ-238.

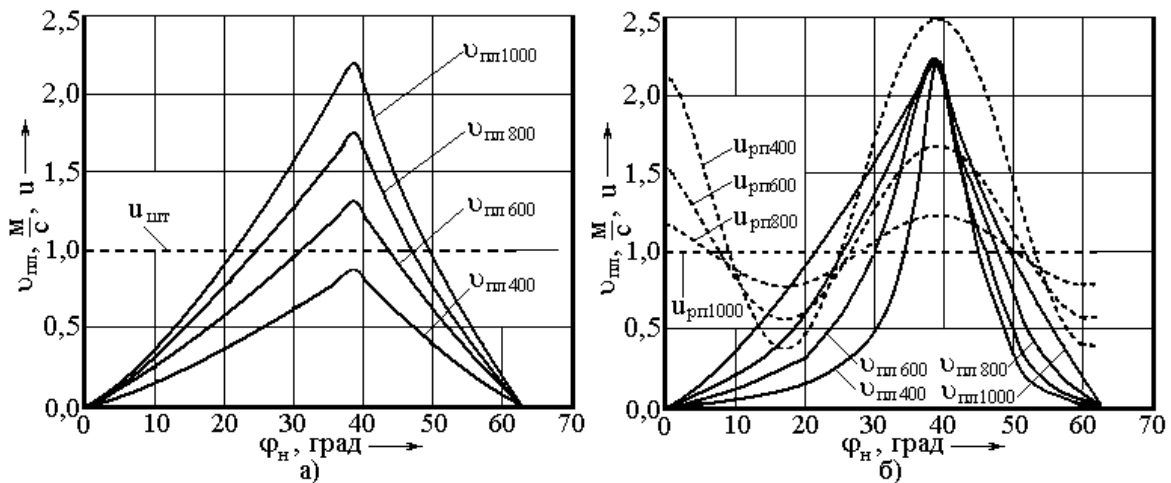


Рис. 13. Швидкості руху плунжера та передавальні відношення приводу ПНВТ: а) – штатної паливної системи; б) – паливної системи з РП ПНВТ і комбінованою паливною системою

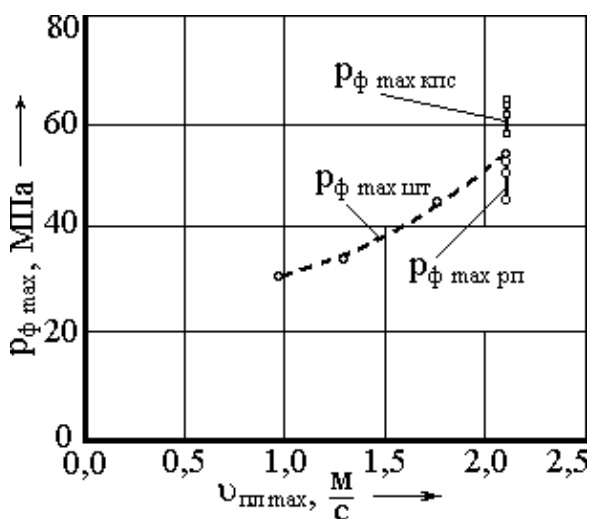


Рис. 14. Залежність максимального тиску впорскування палива від максимальної швидкості плунжера

Передавальне відношення штатного привода ПНВТ не змінюється й завжди  $u_{umt}=1$ . Дослідженнями встановлено, що максимальні швидкості плунжера змінювалися в діапазоні від  $0,9 \text{ м/с}$  (при частоті обертання вала ПНВТ  $400 \text{ хв}^{-1}$ ) до  $2,2 \text{ м/с}$  (при  $1000 \text{ хв}^{-1}$ ). Залежність максимального тиску впорскування  $p_{ф\max}$  палива штатною паливною системою дизеля ЯМЗ-238 від максимальної швидкості руху плунжера наведена на рис. 14.

На рис. 13б наведені графіки зміни швидкості руху плунжера на ділянці його активного ходу залежно від частоти обертання приводного вала ПНВТ паливної системи, оснащеної РП ПНВТ, і комбінованої паливної системи. Тут же наведені графіки зміни передавального відно-

шення РП ПНВТ  $u_{pn}$ . Максимальна швидкість плунжера при зміні частоти обертання від  $400 \text{ хв}^{-1}$  до  $1000 \text{ хв}^{-1}$  була постійною й становила  $2,2 \text{ м/с}$  (така ж, як і при роботі ПНВТ без РП на номінальному режимі). Залежність максимального тиску впорскування  $p_{fmax}$  палива паливною системою, оснащеною РП ПНВТ, і комбінованою паливною системою від максимальної швидкості руху плунжера наведена на рис. 14.

У діапазоні частот обертання вала ПНВТ  $400 - 800 \text{ хв}^{-1}$  при застосуванні палив-

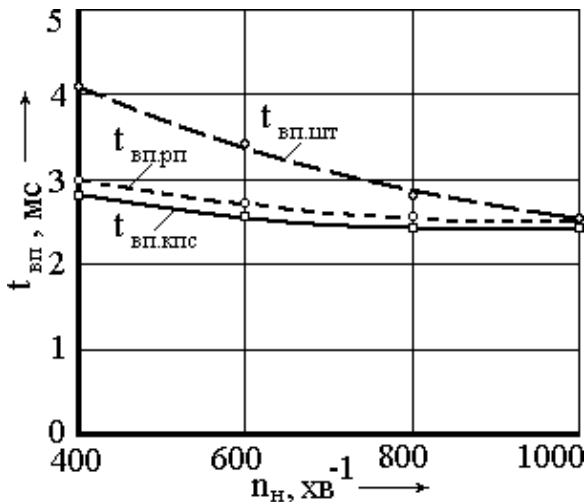


Рис. 15. Тривалість впорскування палива

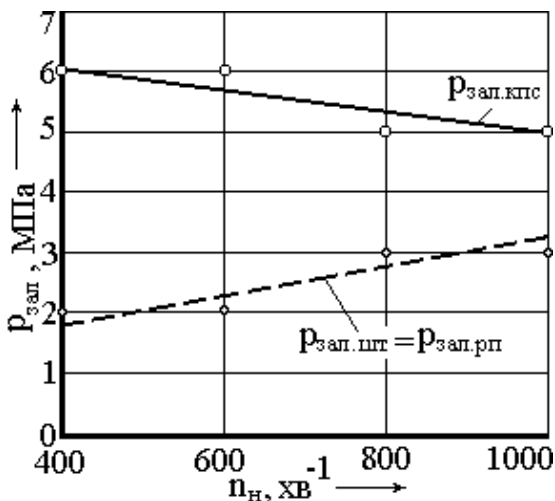


Рис. 16. Рівень залишкового тиску

обертання вала привода плунжера (патенти України №36170А и 64250А) ПНВТ шляхом зміни миттєвого передавального відношення між валом дизеля і валом привода плунжера ПНВТ дає змогу забезпечити оптимальне значення об'ємної швидкості подачі палива плунжером.

Розроблений клапан подвійної дії (патент України на корисну модель № 43843) дає змогу стабілізувати залишковий тиск палива та обладнати паливну систему дизеля модуляторами імпульсів тиску.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі поставлене й вирішене науково-технічне завдання, пов'язане з підвищенням стабільності тиску впорскування палива дизеля в повному діапазоні частот обертання за рахунок впровадження комбінованої паливної систе-

ної системи, оснащеної РП ПНВТ, тривалість впорскування (рис. 15) скоротилася на величину від 33% (при  $400 \text{ хв}^{-1}$ ) до 8% (при  $800 \text{ хв}^{-1}$ ). При частоті обертання вала ПНВТ  $1000 \text{ хв}^{-1}$  тривалість впорскування палива не змінилася.

При застосуванні комбінованої паливної системи тривалість впорскування (рис. 15) скоротилася на величину від 46% (при  $400 \text{ хв}^{-1}$ ) до 4% (при  $1000 \text{ хв}^{-1}$ ). При цьому в діапазоні частот обертання від  $600 \text{ хв}^{-1}$  до  $1000 \text{ хв}^{-1}$  тривалість впорскування виявилася практично такою ж, як і на номінальному режимі.

Застосування в комбінованій паливній системі клапана подвійної дії дозволило підвищити залишковий тиск  $p_{зал}$  (рис. 16) в паливопроводі високого тиску до величини приблизно  $5 - 6 \text{ МПа}$ . У штатній паливній системі та в паливній системі, оснащений РП ПНВТ, рівень залишкового тиску становив  $2 - 3 \text{ МПа}$ .

Застосування комбінованої паливної системи спільної дії з РП кулачкового вала ПНВТ, модуляторів імпульсів тиску та клапанів подвійної дії дозволяє стабілізувати тиск упорскування палива, знизити навантаження на РП і ПНВТ, незалежно від частоти обертання колінчастого вала дизеля.

РП для управління кутовою швидкістю



ми, яка відрізняється від серійної наявністю РП кулачкового вала ПНВТ, модуляторів імпульсів тиску палива та клапанів подвійної дії. Розв'язання даної задачі дозволило одержати такі наукові та практичні результати:

1. В результаті аналізу паливних систем і сучасних способів підвищення економічності дизелів виявлено, що найбільш ефективним напрямом зниження витрати палива на режимах холостого ходу й часткових швидкісних режимах є вдосконалення систем паливоподачі, яке забезпечує підвищення тиску впорскування й скорочення тривалості паливоподачі, що дозволяє також знижувати частоту обертання вала дизеля на режимах холостого ходу.

2. Розроблено принципову та конструктивну схеми комбінованої паливної системи з РП кулачкового вала ПНВТ, модуляторами імпульсів тиску палива та клапанами подвійної дії, що дозволяють забезпечити підвищення стабільності тиску впорскування палива, незалежно від частоти обертання колінчастого вала дизеля. РП ПНВТ на основі синусоїдальних кулачкових механізмів дозволяє забезпечити високу лінійну швидкість руху плунжера ПНВТ при нагнітанні палива на часткових швидкісних режимах. Зворотний клапан і клапан подвійної дії ПНВТ дизеля дають можливість стабілізувати рівень залишкового тиску палива в паливній системі.

3. Досліджено кінематику та динаміку РП комбінованої паливної системи. Проаналізовано вплив на кінематику конструктивних і регулювальних параметрів системи.

Для оцінювання стабільності тиску впорскування палива паливною системою дизеля запропоновано коефіцієнт стабільності тиску впорскування палива, який є співвідношенням при постійній цикловій подачі максимального тиску впорскування на будь-якому швидкісному режимі до максимального тиску при швидкості, що відповідає режиму максимальної потужності. Порівняно зі штатною паливною системою ЯМЗ-238, де він становив  $K_{cm.um}=0,56 - 1,00$ , при застосуванні комбінованої паливної системи цей коефіцієнт збільшився та становив  $K_{cm.knc}=0,87 - 1,00$ .

4. Розроблені методики: визначення конструктивних параметрів РП ПНВТ, модуляторів імпульсів тиску палива та клапанів подвійної дії при їх спільному використанні; профілювання кулачкової шайби перетворювача кутових швидкостей РП на основі синусоїдальних кулачкових механізмів для дизелів з рівномірним чергуванням робочих циклів у циліндрах.

5. Виконано експериментальні дослідження комбінованої паливної системи у лабораторії кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. Показано, що порівняно зі штатною паливною системою ЯМЗ-238, максимальний тиск упорскування палива збільшений при частоті обертання приводного вала ПНВТ  $400 \text{ хв}^{-1}$  з 30,0 до 58,1 МПа, тобто в 1,9 рази, а при частоті обертання  $1000 \text{ хв}^{-1}$  з 53,6 до 67,2 МПа, тобто в 1,2 рази. При цьому тиск упорскування палива залишався практично незалежним від частоти обертання вала дизеля.

При обладнанні ПНВТ синусоїдальним кулачковим РП максимальна швидкість руху плунжера практично постійна й становила 2,2 м/с незалежно від частоти обертання вала двигуна.

Застосування в комбінованій паливній системі клапана подвійної дії дозволило підвищити залишковий тиск палива в паливопроводі високого тиску до 5 – 6 МПа.

Тривалість впорскування палива скоротилася на 4 – 46% відповідно при час-

татах обертання вала ПНВТ 1000 – 400 хв<sup>-1</sup>. При цьому в діапазоні від 600 до 1000 хв<sup>-1</sup> тривалість впускування практично така ж, як і на номінальному режимі.

6. Результати дослідження роботи РП ПНВТ і комбінованої паливної системи, їх математична модель і комп'ютерне моделювання роботи цих пристроїв впроваджені на ХК «АвтоКрАЗ» і Кременчуцькому автоскладальному заводі, та використовуються в навчальному процесі на кафедрі автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського.

### СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Елистратов В. А. Определение формы профиля управляющего кулачка для организации неравномерного движения рабочего органа ТНВД / В. А. Елистратов // Проблемы создания новых машин и технологий. – Кременчуг. – 2000. – № 1(8). – С. 443–446. *Здобувачем розроблена форма профілю керуючого кулачка для забезпечення нерівномірного обертального руху вала ПНВТ.*

2. Єлістратов В. О. Привод вала паливного насоса високого тиску дизеля на основі кулачково-синусних механізмів / В. О. Єлістратов, С. О. Король // Машинознавство. – 2003. – № 9. – С. 40–44. *Здобувачем розроблено схему та конструкцію регульованого привода ПНВТ на основі синусоїдальних кулачкових механізмів.*

3. Елистратов В. А. Моторные испытания регулируемого привода топливного насоса автомобильного дизеля / С. А. Король, В. А. Елистратов, А. Л. Григорьев // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2003. – № 6(23). – С. 103–106. *Здобувачем проведені моторні випробування регульованого привода ПНВТ дизеля та аналіз результатів досліджень.*

4. Єлістратов В. О. Кінематика кулачково-синусного механізму регульованого привода вала паливного насоса високого тиску дизеля / В. О. Єлістратов, С. О. Король // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2004. – № 1(24). – С. 54–57. *Здобувачем виконано аналіз кінематики перетворювача кутових швидкостей на основі синусоїдальних кулачкових механізмів для регульованого привода ПНВТ дизеля.*

5. Елистратов В. А. Современные способы повышения топливной экономичности дизелей на частичных скоростных режимах и режимах холостого хода / В. А. Елистратов, С. А. Король // Нові технології : Науковий вісник Інституту економіки та нових технологій імені Ю. І. Кравченка. – 2004. – № 3(6). – С. 145–149. *Здобувачем проведено аналіз існуючих способів підвищення паливної економічності дизелів на часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу.*

6. Єлістратов В. О. Вплив величини регульованого нерівномірного обертання кулачкового вала паливного насоса високого тиску дизеля на кінематичні та геометричні характеристики кулачково-синусного привода / В. О. Єлістратов, С. О. Король // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – 2004. – № 4(27). – С. 127–129. *Здобувачем проаналізовано вплив величини нерівномірності обертання вала ПНВТ дизеля на кінематичні та геометричні характеристики синусоїдального кулачкового привода.*

7. Єлістратов В. О. Комбінована паливна система дизеля / В. О. Єлістратов, С. О. Король, О. І. Кривенко, Т. Л. Крітіна // Нові технології : Науковий вісник Інституту економіки та нових технологій імені Ю. І. Кравченка. – 2005. – № 3(9). – С. 236–239. *Здобувачем розроблено схему паливної системи спільної дії регульовано-*

го привода ПНВТ, модулятора імпульсів тиску та зворотного клапана.

8. Елистратов В. А. Повышение надёжности регулируемого привода топливного насоса высокого давления / В. А. Елистратов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2007. – № 51. – С. 259–264. *Здобувачем проведено експериментальні дослідження регульованого приводу ПНВТ і розроблено заходи для підвищення надійності розробленого приводу.*

9. Єлістратов В. О. Вибір типу регульованого привода для комбінованої паливної системи дизеля / В. О. Єлістратов // Нові технології : Науковий вісник Кременчуцького університету економіки, інформаційних технологій і управління. – 2008. – № 3(21). – С. 110–115. *Здобувачем проаналізовано втрати потужності та кінематична точність розроблених регульованих приводів ПНВТ дизеля.*

10. Елистратов В. А. Стендовые безмоторные испытания кулачково-синусного регулируемого привода ТНВД дизеля / В. А. Елистратов, С. А. Король // Нові технології : Науковий вісник Кременчуцького університету економіки, інформаційних технологій і управління. – 2010. – № 1(27). – С. 213–217. *Здобувачем проведено стендові безмоторні випробування синусоїдального кулачкового регульованого приводу ПНВТ дизеля ЯМЗ-238 та проаналізовано результати досліджень.*

11. Елистратов В.А. Комбинированная топливная система транспортного дизеля / В. А. Елистратов, С. А. Король // Двигатели внутреннего сгорания : Всеукраинский научно-технический журнал. – 2010. – № 1. – С. 44–48. *Здобувачем на основі розробленої методики визначення конструктивних параметрів вузлів комбінованої паливної системи дизеля розраховані конструктивні параметри системи.*

12. Пат. 36170А Україна, МКІ F 02 М 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала привода плунжера паливного насоса / Григор'єв О. Л., Король С. О., Єлістратов В. О. ; заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № 99116136; заявл. 10.11.1999 ; опубл. 16.04.2001, Бюл. № 3. *Здобувачем запропоновано пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала ПНВТ на основі шарнірів Гука.*

13. Пат. 64250А Україна, МКІ F 02 М 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала привода плунжера паливного насоса / Григор'єв О. Л., Король С. О., Єлістратов В. О. заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № 2003043470; заявл. 17.04.2003 ; опубл. 16.02.2004, Бюл. № 2. *Здобувачем запропоновано пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала ПНВТ на основі синусоїдальних кулачкових механізмів.*

14. Пат. 43843 Україна, МКІ F 02 М 39/00. Нагнітальний клапан / Єлістратов В. О., Григор'єв О. Л., Король С. О. заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № А200610172; заявл. 25.09.2006 ; опубл. 10.09.2009, Бюл. № 17. *Здобувачем запропоновано пристрій для підвищення остаточного тиску палива в паливній системі дизеля.*

15. Елистратов В. А. Анализ рычажно-кулачковых механизмов / В. А. Елистратов, С. А. Король // Проблемы создания новых машин и технологий : Научные труды Кременчугского государственного политехнического института. – Кременчуг, 1998. – № 2. – С. 269–271. *Здобувачем проаналізовано механізми, що забезпечують регульоване нерівномірне обертання вихідної ланки при рівномірному обертанні вхідної ланки.*

16. Елистратов В. А. Способ оптимизации топливоподачи на частичных режимах работы дизеля / В. А. Елистратов // Проблемы создания новых машин и технологий : Научные труды Кременчугского государственного политехнического институ-

та. – Кременчук, 1999. – № 1. – С. 276–279. *Здобувачем визначено спосіб покращення показників паливоподачі на часткових швидкісних режимах роботи дизеля.*

17. Елистратов В. А. Экспериментальное исследование эксплуатационных характеристик регулируемых приводов для ТНВД и ГРМ дизеля / В. А. Елистратов, В. В. Ведяев // *Актуальні проблеми життєдіяльності суспільства: Всеукр. наук.-техн. конф. молодих учених і спеціалістів, 17 – 18 квітня 2008 р. : тези допов. – Кременчук, 2008. – С. 87. Здобувачем проаналізовано результати експериментальних досліджень експлуатаційних характеристик регульованих приводів систем ДВЗ.*

18. Елистратов В. А. Кулачково-синусный регулируемый привод ТНВД дизеля / В. А. Елистратов, А. Ю. Безворотний, С. С. Яровиков // *Актуальні проблеми життєдіяльності суспільства: Всеукр. наук.-техн. конф. молодих учених і спеціалістів, 21 – 22 квітня 2010 р. : тези допов. – Кременчук, 2010. – С. 106. Здобувачем проаналізовано кінематичні характеристики синусоїдального кулачкового регульованого приводу ПНВТ дизеля.*

19. Елистратов В. А. Повышение стабильности давления впрыска топлива дизеля с комбинированной топливной системой и регулируемым приводом ТНВД / В. А. Елистратов // *Сучасний стан та проблеми двигунобудування : міжнар. конф., 11 – 12 листопада 2010 р. : тези допов. – Миколаїв, 2010. – С. 43. Здобувачем проаналізовано результати експериментальних досліджень тиску впорскування палива комбінованою паливною системою дизеля.*

## АНОТАЦІЇ

**Елістратов В.О. Підвищення стабільності тиску впорскування палива комбінованою паливною системою дизеля.** – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03 – двигуни та енергетичні установки. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – Харків, 2011.

Дисертацію присвячено вирішенню науково-технічної задачі підвищення стабільності тиску впорскування палива комбінованою паливною системою дизеля при знижених частотах обертання колінчастого вала, що дозволить підвищити паливну економічність дизелів.

У роботі запропонована оригінальна конструкція регульованого приводу кулачкового вала ПНВТ дизеля, що виконана на основі синусоїдальних кулачкових механізмів. Регульований привод перетворює рівномірне обертання приводного вала ПНВТ в нерівномірне обертання кулачкового вала ПНВТ і забезпечує безступінчасте регулювання ступеня нерівномірності обертання кулачкового вала ПНВТ, що дозволяє зберігати високу лінійну швидкість плунжера насоса при нагнітанні палива на часткових швидкісних режимах дизеля.

У роботі запропонована оригінальна конструкція клапана подвійної дії ПНВТ дизеля, який дозволяє підвищити рівень залишкового тиску палива в паливній системі дизеля при його роботі на часткових швидкісних режимах.

Запропоновано методику визначення конструктивних параметрів регульованого приводу ПНВТ, модуляторів імпульсів тиску й клапанів подвійної дії при їх спільному використанні.

*Ключові слова:* дизель, паливна система, паливний насос високого тиску, регульований привод, модулятор імпульсів тиску, зворотний клапан.

**Елистратов В.А. Повышение стабильности давления впрыска топлива комбинированной топливной системой дизеля. – Рукопись.**

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03 – двигатели и энергетические установки. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт». – Харьков, 2011.

Диссертация состоит из пяти разделов и посвящена решению научно-технической задачи повышения стабильности давления впрыска топлива комбинированной топливной системой дизеля на сниженных частотах вращения коленчатого вала, что позволит повысить топливную экономичность дизелей.

Рассмотрены особенности работы дизелей транспортных, дорожных и строительных машин на частичных скоростных режимах. Проведен анализ топливных систем и методов снижения расхода топлива дизелями. Установлено, что наиболее эффективным способом снижения расхода топлива на частичных скоростных режимах является усовершенствование систем топливоподачи, которое обеспечит повышение давления впрыска и сокращение продолжительности топливоподачи.

Проведено моделирование комбинированной топливной системы дизеля, состоящей из ТНВД, клапанов двойного действия ТНВД, регулируемого привода ТНВД, модуляторов импульсов давления и форсунок. Разработаны функциональная и гидромеханическая схемы предлагаемой комбинированной топливной системы.

В работе предложена оригинальная конструкция регулируемого привода неравномерного вращения кулачкового вала ТНВД дизеля, выполненная на основе синусоидальных кулачковых механизмов. Регулируемый привод преобразует равномерное вращение приводного вала ТНВД в неравномерное вращение кулачкового вала ТНВД и обеспечивает бесступенчатое регулирование степени неравномерности вращения кулачкового вала ТНВД, что позволяет сохранять высокую линейную скорость плунжера насоса при нагнетании топлива на частичных скоростных режимах работы дизеля. Рассмотрены условия улучшения впрыска топлива.

Получены передаточные функции преобразователей угловых скоростей и регулируемого привода ТНВД на основе синусоидальных кулачковых механизмов. Проведены исследования кинематических и геометрических характеристик преобразователей угловых скоростей и синусоидального кулачкового регулируемого привода ТНВД, на основе которых разработана методика профилирования кулачковой шайбы преобразователя угловых скоростей регулируемого привода для дизелей с равномерным чередованием рабочих циклов в цилиндрах. Установлена верхняя граница изменения передаточного отношения, которая определяется отношением номинальной частоты вращения вала двигателя к частоте вращения на расчетном режиме.

По результатам расчетных и экспериментальных исследований установлено, что регулируемый привод на основе синусоидальных кулачковых механизмов имеет наилучшие показатели среди разработанных и исследованных типов регулируемых приводов по величине КПД и по кинематической точности. Габариты этого привода практически совпадают с габаритами серийной муфты автоматического изменения угла опережения впрыска топлива, вместо которой он устанавливается.

Для оценивания стабильности давления впрыска топлива топливной системой дизеля разработан коэффициент стабильности давления впрыска топлива, который является отношением при постоянной цикловой подаче максимального давления

впрыска на каком-либо скоростном режиме к максимальному давлению при скорости, которая соответствует режиму максимальной мощности.

Рассмотрены особенности совместного использования регулируемого привода ТНВД и модуляторов импульсов давления топлива. Установлено, что совместное использование на частичных скоростных режимах управляемого неравномерного вращения кулачкового вала ТНВД и модуляторов импульсов давления топлива, позволяет усилить положительные стороны каждого из них и устранить те недостатки, которые могут затруднить их практическое использование.

В работе предложена оригинальная конструкция клапана двойного действия ТНВД дизеля, который позволяет повысить уровень остаточного давления топлива в топливной системе дизеля при его работе на частичных скоростных режимах. Установлено, что величина остаточного давления топлива при использовании трубчатого обратного клапана грибового типа зависит от диаметра поперечного отверстия клапана, а полученная в работе зависимость позволяет определить диаметр поперечного отверстия обратного клапана с учетом уровня остаточного давления.

Предложена методика определения конструктивных параметров регулируемого привода ТНВД, модуляторов импульсов давления и клапанов двойного действия при их совместном использовании.

*Ключевые слова:* дизель, топливная система, топливный насос высокого давления, регулируемый привод, модулятор импульсов давления, обратный клапан.

**Yelistratov V.A. Increase of stability of fuel-injection pressure by the combined fuel system of diesel engine.** – Manuscript.

Dissertation for a candidate's degree of technical sciences on specialty 05.05.03 – engines and power plants. – National Technical University «Kharkov Polytechnic Institute». – Kharkov, 2011.

The dissertation is devoted to the decision of scientific and technical problem of increase stability of fuel-injection pressure by the combined fuel system of diesel engine on lowered frequencies crank-shaft rotations, what will increase the fuel efficiency of diesel engines.

In work is offered original design of the controlled drive of non-uniform rotation of the camshaft FPHP diesel, executed on the basis of sinusoidal cam mechanisms. The controlled drive will convert uneven rotation of the drive shaft FPHP in uniform rotation of the camshaft FPHP and provides the stepless regulation a degree to unevenness of the rotation of the camshaft FPHP that allows saving high linear velocity of the plunger of the pump under discharge fuel on partial speed mode of the diesel.

In work is offered original design of the valve double-acting FPHP diesel, which allows raising the level of the remaining pressure fuel in fuel system of the diesel under his work on partial speed mode.

The offered methods of the determination constructive parameter controlled drive FPHP, modulator pulse pressures and valve double-acting under their joint use.

*Key words:* diesel engine, fuel system, high-pressure fuel pump, controlled drive, modulator of pressure impulses, check valve.



Підп. до др. 03.11.11. Формат 60x84 1/16. Папір тип. Друк ризографія.  
Ум. друк. арк. 0,9. Наклад 100 прим. Зам. № 13791.

---

Видавничий відділ КрНУ імені Михайла Остроградського.  
39600, м. Кременчук, вул. Першотравнева, 20.

---