

УДК 629.5.035.5:662.75:621.43.019
DOI [https://doi.org/10.15589/znp2026.2\(505\).10](https://doi.org/10.15589/znp2026.2(505).10)

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF CYCLE FUEL DELIVERY OF A DIESEL ENGINE UNDER SHARP LOAD INCREASE

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ЦИКЛОВОЇ ПОДАЧІ ПАЛИВА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА В УМОВАХ РІЗКОГО ЗБІЛЬШЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ

Vasyl S. Nalyvaiko¹
vasyl.nalyvaiko@nuos.edu.ua
ORCID: 0009-0009-6030-0287

Roman Yu. Avdiunin²
roman.avdiunin@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0003-0798-8077

Denys S. Verbytskyi¹
Verbickii5207@gmail.com
ORCID: 0009-0008-9868-563X

В. С. Наливайко¹,
канд. техн. наук, професор

Р. Ю. Авдюнін²,
викладач

Д. С. Вербицький¹,
здобувач освіти

¹ *Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

¹ *Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв*

² *Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Kherson*

² *Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Херсон*

Abstract. Purpose. The aim of this work is the experimental determination of the cycle fuel delivery of the 6CHN 25/34 diesel engine under sharp load increase conditions and the verification of a transient process calculation model by comparing the obtained data with results calculated using the methodology of A. S. Epstein.

Methodology. To achieve this goal, a comprehensive approach was applied, including experimental and computational-experimental methods. The experimental research was carried out directly on a running 6CHN 25/34 engine using a specialized measuring device “Bumber”, integrated into the standard fuel system. The device allows for real-time recording of cycle fuel delivery, accounting for counterpressure (4 and 9 MPa). The registration of parameters (crankshaft rotational speed, fuel pump rack position, plunger stroke) was performed using an oscilloscope. The computational-experimental method is based on the application of A. S. Epstein’s methodology to determine the dependence of engine speed on time in two variants: using the static characteristics of the fuel pump and using experimentally obtained cycle fuel delivery data. Comparison of the calculation results with the experimental curve allowed for an assessment of the adequacy of considering dynamic factors in the model.

Results. It was experimentally established that in the first three to five cycles of the transient mode during a sharp load increase, a significant reduction in cycle fuel delivery is observed compared to the value determined by the static characteristics of the fuel pump. The maximum deviation (21.7 %) was recorded in the second cycle after the load application. In subsequent cycles, the deviation gradually decreases, and from the sixth cycle onwards does not exceed ± 1 %. The introduction of counterpressure (4 and 9 MPa) does not significantly affect the cycle fuel delivery value (reduction no more than 1.5 %). Calculation using Epstein’s methodology with static characteristics yields an underestimated value of the rotational speed drop (by 9 rpm, which is 18 %). The use of experimental cycle fuel delivery data ensures an almost complete coincidence of the calculated and experimental dependencies of rotational speed on time.

Scientific Novelty. For the first time for the 6CHN 25/34 engine, the presence of a dynamic error in cycle fuel delivery during transient modes, which is not accounted for by quasi-stationary calculation methods, has been experimentally confirmed. The magnitude of the delivery reduction in the initial cycles (up to 21.7 %) was quantitatively determined, and the duration of the transient process (5 cycles) was established. Verification of A. S. Epstein’s methodology was performed by comparison with experimental data.

Practical Significance. The obtained results can be used to refine fuel delivery control algorithms, improve mathematical models of transient processes in diesel generators, and develop methods for bench testing of fuel equipment considering its dynamic properties. The proposed “Bumber” measuring device can be applied for diagnosing fuel equipment

directly under operating conditions.

Key words: cycle fuel delivery; transient mode; 6CHN 25/34 diesel engine; Epstein's methodology; experimental research; "Bumber" device; model verification.

Анотація. Метою роботи є експериментальне визначення циклової подачі палива дизельного двигуна 6ЧН 25/34 в умовах різкого збільшення навантаження та верифікація розрахункової моделі перехідного процесу шляхом порівняння отриманих даних з результатами, розрахованими за методикою А. С. Епштейна.

Методика. Для досягнення поставленої мети застосовано комплексний підхід, що включає експериментальний та розрахунково-експериментальний методи. Експериментальні дослідження виконано безпосередньо на працюючому двигуні 6ЧН 25/34 з використанням спеціалізованого вимірювального пристрою «Бумбер», інтегрованого в штатну паливну систему. Пристрій дозволяє реєструвати циклову подачу палива в реальному часі з урахуванням протидіючого тиску (4 та 9 МПа). Реєстрація параметрів (частоти обертання колінчастого валу, положення рейки паливного насоса, ходу плунжера) здійснювалася осцилографом. Розрахунково-експериментальний метод базується на застосуванні методики А. С. Епштейна для визначення залежності частоти обертання двигуна від часу у двох варіантах: з використанням статичних характеристик паливного насоса та з використанням експериментально отриманих даних циклової подачі палива. Порівняння результатів розрахунку з експериментальною кривою дозволило оцінити адекватність врахування динамічних факторів у моделі.

Результати. Експериментально встановлено, що в перших трьох-п'яти циклах перехідного режиму при різкому збільшенні навантаження спостерігається суттєве зменшення циклової подачі палива порівняно з величиною, визначеною за статичними характеристиками паливного насоса. Максимальне відхилення (21,7 %) зафіксовано у другому циклі після моменту навантаження. У подальших циклах відхилення поступово зменшується, а з шостого циклу не перевищує ± 1 %. Введення протидіючого тиску (4 та 9 МПа) суттєво не впливає на величину циклової подачі (зменшення не більше 1,5 %). Розрахунок за методикою Епштейна з використанням статичних характеристик дає занижену величину провалу частоти обертання (на 9 хв.–1, що становить 18 %). Використання експериментальних даних циклової подачі забезпечує практично повний збіг розрахункової та експериментальної залежностей частоти обертання від часу.

Наукова новизна. Уперше для двигуна 6ЧН 25/34 експериментально підтверджено наявність динамічної похибки циклової подачі палива в перехідних режимах, яка не враховується квазістаціонарними методами розрахунку. Кількісно визначено величину зменшення подачі в перших циклах (до 21,7 %) та встановлено тривалість перехідного процесу (5 циклів). Виконано верифікацію методики А. С. Епштейна шляхом порівняння з експериментальними даними.

Практична значимість. Отримані результати можуть бути використані для уточнення алгоритмів керування паливоподачею, вдосконалення математичних моделей перехідних процесів дизель-генераторів, а також для розробки методик стендової перевірки паливної апаратури з урахуванням її динамічних властивостей. Запропонований вимірювальний пристрій «Бумбер» може застосовуватися для діагностування паливної апаратури безпосередньо в умовах експлуатації.

Ключові слова: циклова подача палива; перехідний режим; дизельний двигун 6ЧН 25/34; методика Епштейна; експериментальне дослідження; пристрій «Бумбер»; верифікація моделі.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Упродовж останніх років методики розрахунку перехідних режимів двигунів внутрішнього згоряння з турбонаддувом здебільшого ґрунтуються на класичному квазістаціонарному представленні процесів паливоподачі. При цьому припускається, що циклова подача палива відповідає сталому режиму за однакових положень рейки паливного насоса та однакових середніх кутових швидкостей колінчастого валу. Як вихідні дані зазвичай використовуються експериментально визначена залежність переміщення рейки від часу, а також стендові характеристики паливного насоса високого тиску. [1].

Разом із тим результати сучасних досліджень свідчать, що у паливній апаратурі під час перехідних режимів виникають характерні динамічні процеси, спрямовані на стабілізацію її робочих параметрів

та забезпечення необхідної циклової подачі палива. У період зміни навантаження або частоти обертання колінчастого валу параметри процесу впорскування зазнають істотних відхилень від значень, характерних для усталених режимів роботи двигуна. Це зумовлено інерційністю елементів паливної апаратури, стисливістю палива, а також хвилювими процесами поширення тиску в трубопроводах високого тиску.

За таких умов циклова подача палива не може бути однозначно визначена лише положенням рейки паливного насоса та кутовою швидкістю колінчастого валу на основі статичних характеристик. Для адекватного опису процесу необхідно враховувати кутові прискорення колінчастого валу, зміну залишкового тиску у трубопроводі високого тиску, динаміку роботи нагнітального клапана та форсунок, а також особливості функціонування системи наддуву [2].

Вказані фактори впливають на форму та тривалість процесу впорскування, а відповідно – і на фактичну величину циклової подачі палива в окремих циклах роботи двигуна.

У більшості випадків дослідження паливної апаратури проводилися на спеціалізованих паливних стендах, що суттєво ускладнювало відтворення перехідних режимів її роботи, зумовлених реальними динамічними процесами двигуна. У таких умовах не завжди можливо адекватно врахувати взаємодію паливної апаратури з іншими системами двигуна, зокрема системою газообміну, наддуву та механізмами регулювання подачі палива. Як наслідок, отримані експериментальні результати характеризують переважно роботу окремих елементів паливної системи у відносно спрощених умовах.

Якщо ж експериментальні дослідження проводилися безпосередньо на двигуні, то, як правило, розглядався режим його розгону, який супроводжувався одночасним збільшенням частоти обертання колінчастого вала та навантаження. Такий підхід дозволяє частково врахувати динамічні особливості роботи паливної апаратури, однак не дає можливості повною мірою дослідити вплив окремих параметрів перехідного процесу на формування циклової подачі палива.

Останнім часом для аналізу перехідних режимів роботи ДВЗ все ширше застосовуються цифрові методи моделювання. До таких методів належать імітаційні моделі, реалізовані у середовищі MATLAB/Simulink, CFD-розрахунки процесів сумішоутворення та згоряння, а також використання концепції цифрових двійників двигунів [3]. Застосування цих підходів дає змогу детальніше досліджувати динамічні процеси, що відбуваються в паливній системі та камері згоряння, а також оцінювати вплив різних параметрів на формування робочого процесу двигуна в умовах нестационарних режимів. Також значного поширення набули електронні системи керування двигуном, які забезпечують адаптивне регулювання параметрів паливоподачі. Такі системи здійснюють коригування циклової подачі палива та кута впорскування залежно від сигналів, що надходять від комплексу датчиків, які контролюють частоту обертання колінчастого вала, тиск у впускному та випускному трактах, температуру робочих середовищ та інші параметри. Це дозволяє підвищити точність керування робочим процесом двигуна під час перехідних режимів та забезпечити оптимальні показники економічності, потужності та екологічності.

Особлива увага у сучасних дослідженнях приділяється екологічним аспектам роботи ДВЗ, оскільки перехідні режими істотно впливають на формування шкідливих викидів, зокрема оксидів азоту NO_x та твердих частинок. У періоди зміни навантаження або частоти обертання колінчастого вала відбувається порушення оптимального співвідношення палива

і повітря, що призводить до відхилень у процесах сумішоутворення та згоряння. Для дизель-генераторних установок особливо актуальними є дослідження перехідних режимів за різкого збільшення навантаження, які супроводжуються швидкою зміною теплового та газодинамічного стану двигуна. У таких умовах суттєву роль відіграють інерційні властивості турбокомпресора, що зумовлюють запізнення у формуванні необхідного тиску наддувного повітря, а також динамічні затримки у роботі паливної апаратури. Зазначені фактори можуть призводити до тимчасового збагачення паливоповітряної суміші, зростання димності відпрацьованих газів та погіршення економічних і екологічних показників роботи дизель-генератора.

Таким чином, сучасний підхід до дослідження перехідних режимів роботи двигунів передбачає поєднання традиційних квазістационарних методів з урахуванням динамічних поправок, застосуванням цифрових методів моделювання та використанням адаптивних систем керування. Такий комплексний підхід дає змогу більш точно описувати процеси паливоподачі, враховувати динаміку взаємодії основних систем двигуна та адекватно відтворювати особливості його роботи у нестационарних режимах. Використання сучасних інструментів моделювання та інтелектуальних систем керування сприяє підвищенню точності прогнозування параметрів робочого процесу, оптимізації режимів роботи двигуна та забезпеченню відповідності сучасним вимогам щодо економічності, екологічної безпеки та надійності енергетичних установок.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є експериментальне визначення циклової подачі палива дизельного двигуна 6ЧН 25/34 в умовах різкого збільшення навантаження та верифікація розрахункової моделі перехідного процесу шляхом порівняння отриманих даних з результатами, розрахованими за методикою А. С. Епштейна.

Для досягнення поставленої мети передбачено вирішення таких завдань: проведення експериментальних вимірювань циклової подачі палива в характерних перехідних режимах роботи дизель-генератора; аналіз отриманих експериментальних даних та встановлення закономірностей зміни параметрів паливоподачі. Окрему увагу приділено оцінюванню впливу динамічних факторів, зокрема зміни частоти обертання колінчастого вала та умов роботи паливної апаратури, на формування циклової подачі палива.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

У роботі застосовано комплексний підхід, що включає: 1. Експериментальний метод – безпосереднє вимірювання циклової подачі палива на працюючому двигуні за допомогою спеціалізованого

пристрою «Бумбер», інтегрованого в штатну паливну систему. Реєстрація параметрів (частоти обертання колінчастого валу, положення рейки паливного насоса, ходу плунжера) здійснювалася осцилографом у реальному часі. 2. Розрахунково-експериментальний метод – застосування методики А. С. Епштейна для визначення залежності частоти обертання двигуна від часу $n_{руч} = f(\tau)$ у двох варіантах: з використанням статичних характеристик паливного насоса та з використанням експериментально отриманих даних циклової подачі палива. Подальше порівняння результатів розрахунку з експериментальною кривою $n_{руч} = f(\tau)$ дозволило оцінити адекватність врахування динамічних факторів у моделі [4].

Об'єктом дослідження є процес паливоподачі в дизель-генераторній установці 6ЧН 25/34.

Предметом дослідження є закономірності зміни циклової подачі палива в перехідних режимах роботи дизель-генератора.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Під час розробки пристрою для визначення циклової подачі палива (умовна назва – «Бумбер») використовувався прилад, створений у Національному науковому центрі «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства». Для дослідження процесів паливоподачі безпосередньо на працюючому двигуні до штатної паливної системи дизельного двигуна 6ЧН 25/34 були введені додаткові конструктивні елементи [5], що забезпечували можливість точного вимірювання параметрів роботи паливного насоса та форсунок.

Принципова схема додаткової системи (рис. 1) включала допоміжний насос високого тиску (2), встановлений на кришці розподільного валу (1). Така компоновка забезпечувала привод допоміжного насоса від тієї ж кулачної шайби, що й основного насоса, який відповідає за подачу палива до форсунок двигуна.

Паливо до допоміжного насоса (2) надходило з загальної магістралі, що з'єднує паливопідкачувальний насос двигуна з приймальними порожнинами робочих насосів високого тиску. Рейка допоміжного насоса була встановлена аналогічно рейкам основних насосів та жорстко зв'язана з ними, що забезпечувало ідентичні умови роботи обох типів насосів і дозволяло проводити порівняльні експериментальні вимірювання циклової подачі палива.

Від допоміжного насоса (2) паливо через штатний трубопровід високого тиску (3) подавалося до форсунки (4), змонтованої на корпусі вимірювального пристрою («Бумбер», поз. 5), внутрішня порожнина якого попередньо заповнювалася паливом. Пропорційно об'єму впорскуваного палива відбувалося переміщення плунжера у втулці (7). Одночасно з плунжером переміщувався стержень (8), на вільному кінці якого закріплювався електричний контакт (9), що ковзав уздовж зафіксованої повздовжньої

нитки (10), забезпечуючи реєстрацію ходу плунжера та обсягу впорскуваного палива.

Місткова електрична схема забезпечувала перетворення механічного переміщення плунжера на електричний сигнал, який реєструвався осцилографом USB Autoscope. Хід і діаметр плунжера були підібрані таким чином, щоб об'єм, що вивільняється під час його переміщення, відповідав кількості палива, впорскуваного форсункою протягом перехідного режиму. Об'єм вимірювальної камери становив $2,82 \times 10^{-5} \text{ м}^3$, що забезпечувало достатню точність вимірювань для експериментального аналізу циклової подачі палива.

З метою запобігання вильоту плунжера з втулки у його конструкції передбачено перепускний отвір. Для зливу палива з вимірювального пристрою «Бумбер» після завершення експерименту та забезпечення можливості його повторного використання на корпусі встановлено зливний кран. Для створення протидіючого тиску у вимірювальній камері передбачалися змінні гирьки (11), закріплені на плунжері. Під час експериментів маса гирьок становила 55 та 128 кг, що відповідно забезпечувало виникнення протидіючого тиску (з урахуванням сил інерції плунжера з вантажами) приблизно 4 та 9 МПа. Така конструкція дозволяла регулювати робочі умови вимірювальної камери

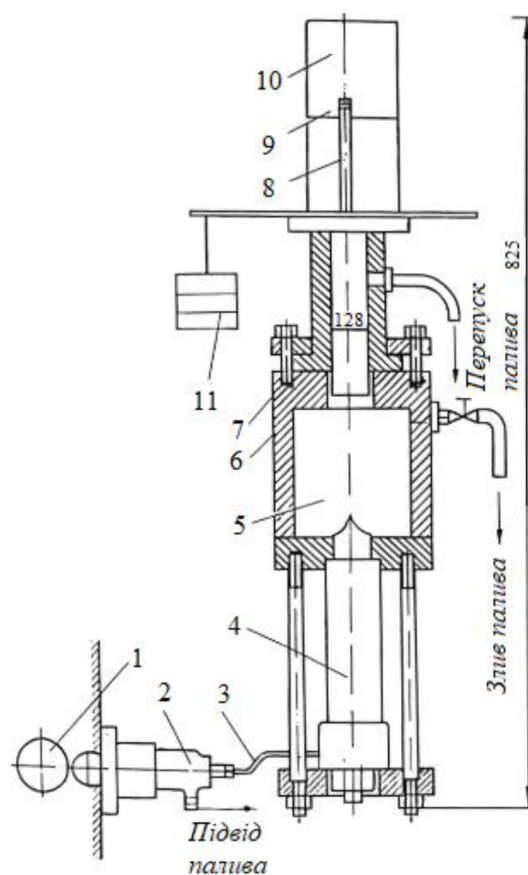


Рис. 1. Система паливоподачі з пристроєм для визначення циклової подачі палива

та підвищувати точність визначення циклової подачі палива у різних режимах роботи дизельного двигуна.

Таким чином, створюваний протидіючий тиск у першому випадку наближався до тиску стиснення в циліндрі двигуна 6ЧН 25/34 на номінальному режимі ($P_c = 2,94$ МПа), а у другому випадку – до можливо-го тиску стиснення при підвищених ступенях наддуву.

Загальний вид системи паливоподачі з пристроєм для визначення циклової подачі палива показаний на рис. 2.

Під час дослідження процесів паливоподачі в перехідних режимах осцилографом реєструвалися частота обертання колінчастого валу двигуна, положення рейки додаткового паливного насоса, хід плунжера вимірювального пристрою «Бумбер», а також відмітки верхньої мертвої точки та часу [6, 7].

Кривими 2–6 на рис. 3 показано зміну величини циклової подачі палива q_u протягом перехідного режиму роботи двигуна 6ЧН 25/34, з'єднаного з генератором змінного струму типу МСС 300/500, при різкому наборі номінального навантаження.

Зміна q_u (див. рис. 3) отримана з урахуванням наведеної на цьому ж рисунку кривої переміщення рейки паливного насоса h_p та його характеристики, визначеної на ustalених режимах за допомогою пристрою «бумбер» (крива 1). Порівняння характеристик паливного насоса, отриманих за допомогою «бумбера» та ваговим методом, вказує на незначне розходження результатів (менше 1,5 %), що слід віднести до похибок вимірювання.

Як видно з рис. 3, у всіх варіантах циклова подача палива, визначена за допомогою вимірювального

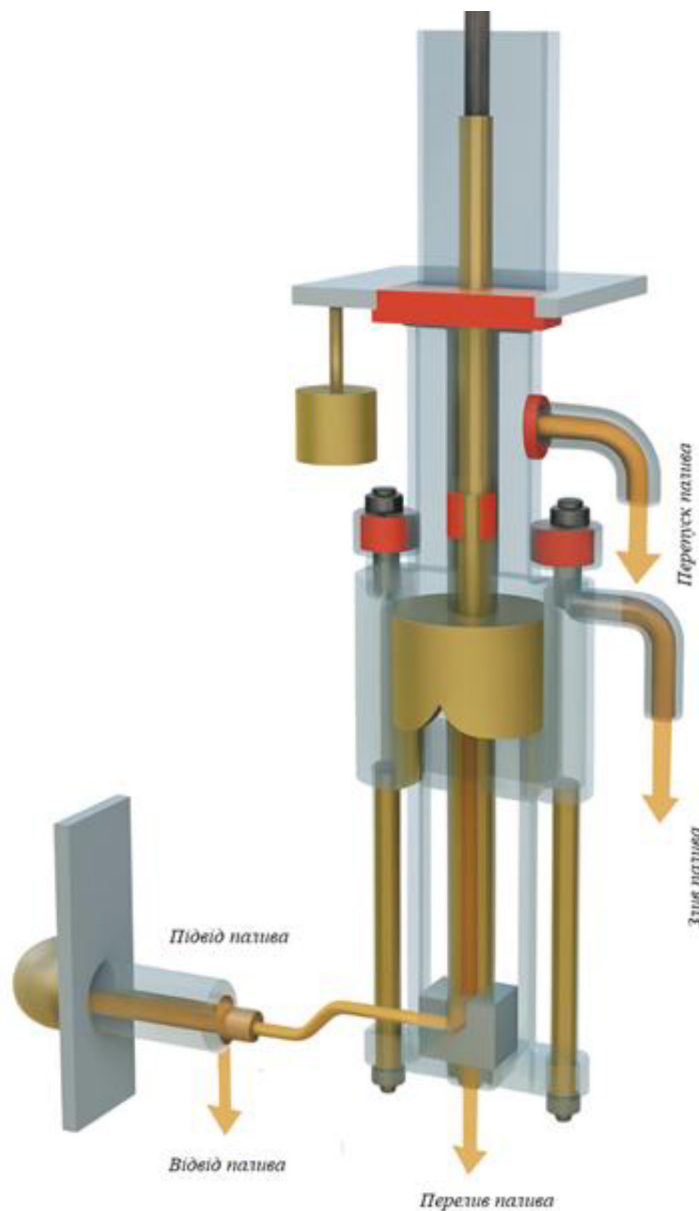


Рис. 2. Загальний вид системи паливоподачі з пристроєм для визначення циклової подачі палива

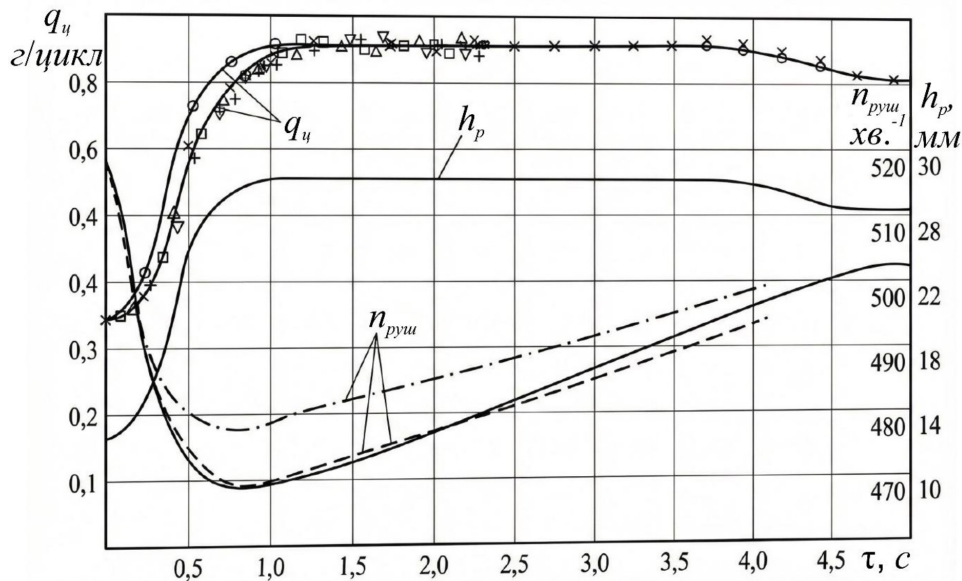


Рис. 3. Зміна параметрів системи паливopодачі дизельного двигуна 64Н 25/34 у перехідному режимі при раптовому збільшенні повного навантаження: 1 (— · — · —) – визначається по характеристикам паливного насоса; 2 (×-×-×) – визначена за допомогою пристрою, але без врахування протитиску в ньому; 3 (+-+-+) – теж саме, з протитиском 4 МПа; 4 (Δ-Δ-Δ); 5 (▽-▽-▽); 6 (□-□-□) – теж саме, з протитиском 9 МПа; криві: а (—) – експериментальна $n_{pyu} = f(\tau)$; б (---) – розрахункова $n_{pyu} = f(\tau)$ з урахуванням особливості системи паливopодачі; в (— · — · —) – розрахункова без урахування цих відмінностей

пристрою «Бумбер», у перших трьох-п'яти циклах одного режиму роботи двигуна є меншою порівняно з величиною, отриманою за характеристикою паливного насоса. Так, для випадку ненавантаженого плунжера у першому циклі, що відповідає моменту набору навантаження, зафіксовано збіг значень циклової подачі, визначених двома методами. У другому циклі, коли відбувається переміщення рейки та одночасне різке зниження частоти обертання, циклова подача, визначена за допомогою «Бумбера», виявилася меншою на 21,7 % порівняно з величиною, отриманою за характеристиками насоса. У третьому циклі відхилення становило 14,6 %, у четвертому – 10,5 %, у п'ятому – 4,8 %. Починаючи з шостого циклу, точки практично збігаються, а відхилення залишаються в межах ± 1 %.

Аналогічне явище спостерігалось і для випадків навантаженого плунжера. При введенні протидіючого тиску істотних змін у величині циклової подачі палива не зафіксовано. Так, при протидіючому тиску 3,99 МПа зменшення становило лише 1,5 %. Кількість циклів із різною цикловою подачею палива є неоднаковою та залежить від положення першого циклу відносно моменту збільшення навантаження.

Виявлені відмінності у величині циклової подачі палива в перших циклах перехідного режиму узгоджуються з даними отриманими на двигунах ЗД6, ЯМ3238 та М50. Відхилення у величинах циклової

подачі палива для цих двигунів знаходяться в межах 10...15 %.

Для визначення значущості виявленого зменшення циклової подачі палива у перших циклах перехідного режиму залежність частоти обертання двигуна від часу $n_{pyu} = f(\tau)$ розраховувалася за методикою А. С. Епштейна у двох варіантах:

- перший – розрахунок при миттєвому збільшенні номінального навантаження з визначенням величини циклової подачі палива за характеристикою паливного насоса;
- другий – розрахунок при миттєвому збільшенні навантаження з використанням експериментально отриманої залежності циклової подачі палива протягом перехідного режиму.

В обох варіантах розрахунку система рівнянь для агрегатів турбонаддуву та газоповітряних порожнин замінювалася екстернальною залежністю тиску наддуву від часу. Результати розрахунків наведені на рис. 3.

Як видно з рис. 3, крива $n_{pyu} = f(\tau)$, отримана за першим варіантом розрахунку, відхиляється від експериментальної залежності $n_{pyu} = f(\tau)$ для того ж випадку миттєвого збільшення номінального навантаження, коли спостерігається відмінність у цикловій подачі палива. При цьому розрахункове зменшення частоти обертання є меншим на 9 хв.⁻¹, що становить 18 % від максимальної величини провалу, рівної 49 хв.⁻¹.

У другому варіанті розрахунку розрахункова та експериментальна залежності практично збігаються.

ВИСНОВКИ

Проведене дослідження показало, що під час різкого збільшення навантаження в паливній апаратурі дизельного двигуна 6ЧН 25/34 виникає перехідний режим, який супроводжується зменшенням циклової подачі палива в перших робочих циклах після моменту навантаження. Використання простого експериментального методу з застосуванням спеціалізованого вимірювального пристрою «Бумбер» дозволяє визначати величину циклової подачі палива з високою достовірністю, що перевищує точність розрахункових моделей, побудованих на

основі статичних характеристик паливних насосів. Результати розрахунків залежності частоти обертання колінчатого валу від часу $n_{\text{руш}} = f(\tau)$ підтверджують необхідність врахування відмінностей у величині циклової подачі палива в початкових циклах перехідного режиму. Отримані експериментальні дані можуть бути використані для уточнення алгоритмів керування паливоподачею, вдосконалення математичних моделей перехідних процесів, а також для розробки методик стендової перевірки паливної апаратури з урахуванням її динамічних властивостей.

REFERENCES

- [1] Shapko, V. F. (2025). Dvyhuny vnutrishn'oho zhorannya. Osnovy teorii ta dynamiky [Internal combustion engines. Fundamentals of theory and dynamics]. [Textbook]. 212 p. [in Ukrainian].
- [2] Nalivayko, V. S., Tymoshevskiy, B. H., & Tkachenko, S. H. (2015). Sudnovi dvyhuny vnutrishnyoho zghoriannia [Marine internal combustion engines]. [Textbook]. 332 p. [in Ukrainian].
- [3] Thompson, B., & Yoon, H.-S. (2020). Internal combustion engine modeling framework in Simulink: Gas dynamics modeling. Modelling and Simulation in Engineering, Article ID 6787408, 16 p.
- [4] Epstein, A. S. (2002). Transient processes in diesel engines and fuel injection dynamics. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.
- [5] Anisimov, V. F., & Yelenych, A. P. (2021). Osoblyvosti konstruktsiyi palyvnoi aparatury ta zbil'shennya terminu yiyi ekspluatatsiyi [Features of fuel equipment design and extension of its service life]. Tekhnika, enerhetyka, transport APK, (2), 56–64. [in Ukrainian].
- [6] Nalivayko, V. S., & Tkachenko, S. G. (2011). Rezhymy roboty sudnovykh DVZ [Operating modes of marine internal combustion engines]. [Textbook]. 100 p. [in Ukrainian].
- [7] Skvarok, Yu. Yu. (2008). Palyvna aparatura dvyhuniv [Fuel equipment of engines]. [Lecture course]. 117 p. [in Ukrainian].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Шапко, В. Ф. (2025). Двигуни внутрішнього згорання. Основи теорії та динаміки : навч. посіб. Кременчук : Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського. С. 212.
- [2] Наливайко, В. С. Тимошевський, Б. Г. & Ткаченко, С. Г. (2015). Суднові двигуни внутрішнього згорання : підруч. для студентів ВНЗ. Миколаїв : Торубара В. В. [вид.]. С. 331.
- [3] Thompson, B., & Yoon, H.-S. (2020). Internal combustion engine modeling framework in Simulink: Gas dynamics modeling. Modelling and Simulation in Engineering, Article ID 6787408, 16 p.
- [4] Epstein, A. S. (2002). Transient processes in diesel engines and fuel injection dynamics. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power.
- [5] Анісімов, В. Ф., Єленич, А. П. (2021). Особливості конструкції паливної апаратури та збільшення терміну її експлуатації // Техніка, енергетика, транспорт АПК. № 2. С. 56–64.
- [6] Наливайко, В. С., Ткаченко, С. Г. (2011). Режимы работы судовых ДВЗ : навчальний посібник. Миколаїв : НУК. С. 100.
- [7] Скварок, Ю. Ю. (2008). Паливна апаратура двигунів : курс лекцій. Дрогобич : ДДПУ ім. І. Франка. С. 117.

© Наливайко В. С., Авдунін Р. Ю., Вербицький Д. С.

Дата першого надходження статті до видання: 10.03.2026

Дата прийняття статті до друку після рецензування: 08.04.2026

Дата публікації (оприлюднення) статті: 30.05.2026



Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)