

10.31653/smf48.2024.89-99

Половинка Е.М., Табулінський І.М.

Національний університет «Одеська морська академія»

ШВИДКІСНА ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ COMMON RAIL ДВИГУНІВ RT-FLLEX

Загальноприйнятими для галузі паливної апаратури суднових дизелів є представлення робочих процесів у формі навантажувальної та швидкісної характеристик.

У цій роботі представлені результати дослідження параметрів паливоподачі акумуляторної системи Common Rail при зміні частоти обертання та незмінним керуванням тривалості впорскування по куту повороту колінчастого валу, що відповідає швидкісній характеристиці.

Особливе значення при дослідженні процесів паливоподачі має властивість системи - акумуляторна технологія Common Rail з використанням додаткового пристрою ICU (Injection Control Unit).

Імітаційне моделювання в середовищі GT-Power забезпечило детальне уявлення про гідродинамічні процеси в пристроях системи та переміщення її механічних елементів.

Ключові слова: система паливоподачі Common Rail, гідродинаміка, швидкісна характеристика.

Умовні позначення:

$x_{п}$ – координата ДП;

$h_{п}$ – перебіг ДП;

$\varphi_{п.маx}$ - кут максимального переміщення ДП;

$\varphi_{п}$ – кут подачі ДП;

$v_{п}$ – швидкість ДП;

$\varphi_{кл}$ - кут відкриття керуючого клапана;

φ -кут повороту колінчастого валу; пр.-

°ПКВ – градуси повороту колінчастого валу;

$z_{г}$ – хід голки форсунки;

$p_{р. п}$ - тиск у робочій порожнині БУВ;

$p_{б.п}$ - тиск у буферній порожнині БУВ;

$g_{ф}$ - інтенсивність упорскування;

$q_{ц}$ – циклова подача;

CR (CRS) – акумуляторна система впорскування палива Common Rail System;

ВГ - відпрацьовані гази;

БУВ - блок управління впорскуванням (Injection Control Unit-ICU);

ДП - дозуючий поршень БУВ (QP-Quantity Piston);

РП БУВ - робоча порожнина БУВ;

БП БУВ - буферна порожнина БУВ;

ТА - паливний акумулятор (Fuel Rail);

1. Вступ

Удосконалення експлуатаційних характеристик суднових дизелів забезпечується насамперед розвитком процесів паливоподачі – технологій та засобів їх реалізації. Визначальними факторами є високі вимоги до економічності і екологічні нормативи, що постійно посилюються. Зазначені чинники є суперечливими, що потребує реалізації оптимальних компромісних рішень.

У сучасних умовах засобами вдосконалення процесів паливоподачі стали комп'ютерне управління та перехід до гідромеханічних схем упорскування палива.

Характерним прикладом такого роду рішень стала розробка паливної апаратури для двигунів типу RT-flex.

Об'єднане керування системами двигуна забезпечене апаратно-програмним комплексом WECS, підсистемою якого є модулі регулювання системи впорскування палива Common rail.

Нова технологія та конструкція елементів паливної апаратури для ефективної експлуатації потребує детального уявлення про гідродинамічні процеси в елементах системи. Вирішенню цього завдання присвячена дана робота.

2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит

Об'єктом дослідження є система паливоподачі двигунів RT-flex, які набули широкого поширення на судах морського флоту. Обладнання двигунів комп'ютерним управлінням забезпечило якісно нові можливості підвищення експлуатаційних характеристик дизелів. У цьому їх реалізація зажадала розвитку гідромеханічних елементів систем паливоподачі. При розробці двигунів створено акумуляторну систему Common Rail на принципово новій технології та конструктивній реалізації. Для ефективної експлуатації зазначених двигунів необхідно глибоке розуміння процесів у системі паливоподачі. Вирішенню даної задачі присвячено проведене дослідження.

3. Мета та завдання дослідження

Метою дослідження є розвиток теорії гідродинамічних процесів у різних технологічних схемах паливоподачі в дизелях. У той самий

час результати становлять практичний інтерес у сфері організації експлуатації дизелів класу.

4. Дослідження існуючих розв'язань проблеми

Скорочення викидів оксидів азоту (NOx) та сажі судових дизелів може бути досягнуто за рахунок використання стратегій багаторазового упорскування. У розрахунковому дослідженні [1] розглядається можливість поліпшення роботи малообертового двотактного судового дизеля при повному навантаженні шляхом реалізації попереднього впорскування. Використано програму обчислювальної гідродинаміки на основі пакету KIVA-3.

Ці дослідження включають багаторазове впорскування палива, що забезпечується системою впорскування Common Rail, для покращення змішування палива та повітря та досягнення згоряння в умовах, що знижують кількість шкідливих викидів [2-5]. Основна мета багатоступеневого впорскування - інтенсифікація розпилювання та випаровування палива для створення більш однорідної паливно-повітряної суміші зі зменшенням областей, багатих паливом, де утворюється сажа. Крім того, підтримання горіння при температурах нижче приблизно 2300 К важливо для зниження швидкості утворення NOx.

Yoon et al. [6], використовуючи засоби обчислювальної гідродинаміки (CFD) та експеримент, досліджували вплив декількох параметрів двигуна, у тому числі швидкості впорскування палива при згорянні. При цьому отримано зниження викидів NOx на 20% при тій же витраті палива.

Наслідуючи інший підхід, Struckmeier et al. [7] провели експерименти з використанням палива з нижчим цетановим числом, щоб забезпечити раннє упорскування і збільшити затримку займання та час змішування палива з повітрям, тим самим досягнувши згоряння частково гомогенного займання від стиснення. Такий підхід призвів до 10-відсоткового зниження викидів NOx із помітною (близько 1,5%) економією палива.

5. Методи дослідження

Проведено детальний аналіз комплектації системи паливоподачі Common Rail, що застосовується на двигунах RT-flex. Основною конструктивною особливістю системи є використання акумулятора великої ємності, що забезпечує вільне керування тиском упорскування на всіх режимах роботи двигуна. Ця особливість суттєво розширює можливості дослідження процесу паливоподачі.

Інше нетрадиційне рішення в методології паливоподачі представлене використанням пристрою для дозування з гідравлічним приводом і вільним гідродинамічним управлінням. Цей модуль -блок управління впорскуванням палива -БУВ (Injection Control Unit)-представляє особливий інтерес для дослідження оригінальністю конструкції та принципом роботи.

З урахуванням зазначених особливостей складені та реалізовані в середовищі GT-Power математична модель та програма розрахунку процесу впорскування палива, що забезпечили виконання представленого дослідження.

6.Виклад основного матеріалу

Переходячи до організації дослідження для побудови швидкісної характеристики, зупинимося на розрахунковій схемі. При її розробці ставилося завдання створення моделі, що досить повно описує функції окремих елементів системи з урахуванням їх реальних параметрів. Схема розрахункової моделі представлена на рис. 1.

Основними робочими елементами розрахункової моделі акумуляторної системи CR подачі палива (рис. 1) є пристрої, безпосередньо що здійснюють упорскування палива. Це БУВ 2 і форсунки 4. Керує процесом клапан 3, що з'єднує, згідно з алгоритмом реального процесу, в заданий момент по куту повороту колінчастого валу робочу порожнину БУВ з форсунками.

Стрілки з полицями на схемі відносяться до позицій специфікації. Номери у кружках вказують точки виведення параметрів окремих елементів. Їх загальна кількість становила 13.

Імітаційне моделювання процесів паливоподачі проведено при незмінній тривалості відкриття клапана управління в 12° ПКВ на ести режимах за частотою обертання двигуна в діапазоні $n=68-149$ об/хв. об/хв. Результати проведеного дослідження представлені у таблиці.

Імітаційне моделювання процесів паливоподачі проведено при незмінній тривалості відкриття клапана управління в 12° ПКВ на шести режимах за частотою обертання двигуна в діапазоні $n=68-149$ об/хв. Результати проведеного дослідження представлені у таблиці.

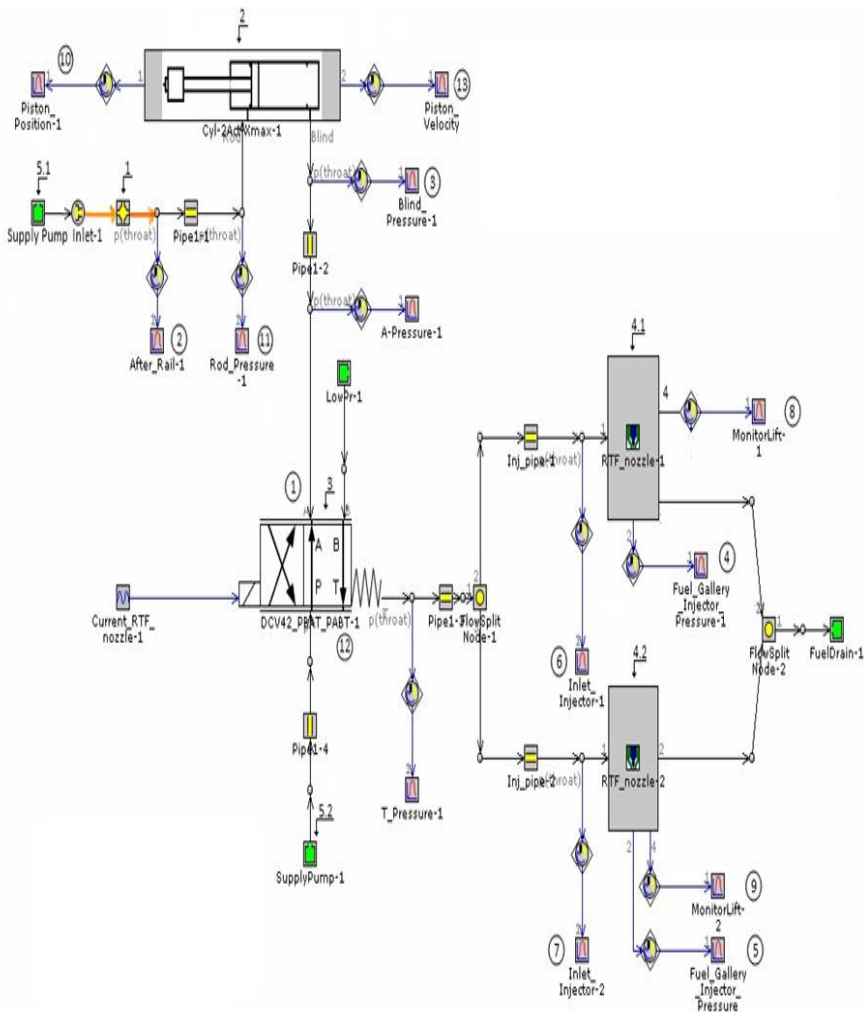


Рис. 1. Розрахункова модель акумуляторної системи CR
 1-акумулятор; 2- блок управління впорскуванням (БУВ); 3- клапан БУВ;
 4.1,4.2-форсунки; 5.1, 5.2 – ТНВД; (1) - (13) - реєстрація параметрів

Таблиця 1. Швидкісна характеристика акумуляторної системи паливонадачі Common Rail

n , об/хв	$\varphi_{п\ max}$, °ПКВ	$x_{п}$, мм	$h_{п}$, мм	$\varphi_{п}$, °ПКВ	$v_{п\ max}$, м/с	$g_{ф}$, кг/с	$P_{р.п}$, бар	$P_{б.п}$, бар	$q_{ш}$, Г
68	134.77	287	13.5	30	0.49	0.507	633	763	30.9
87	135.5	289.9	10.6	29.9	0.49	0.507	633	769	23.86
105	135.5	291.7	8.85	29.9	0.49	0.507	633	767	19.54
124	136.2	292.9	7.56	30.6	0.49	0.507	633	767	16.36
136	136.9	293.6	6.92	32.1	0.49	0.507	633	767	14.8
149	136.9	294.2	6.36	33.5	0.49	0.507	633	764	13.39

Узагальнене подання табличних даних, що представляє швидкісну характеристику системи подачі, оформлено на рис. 2.

Тривалість відкриття керуючого клапана зберігається незмінною усім режимах і становить, як зазначено вище, 12о ПКВ в діапазоні 120-132о ПКВ. Слід очікувати, що фазові (кутові) характеристики різних режимах виявляться близькими. При цьому, тимчасові характеристики мають відрізнятись суттєво.

Для аналізу узагальнених залежностей розглянемо розвиток процесів у окремому пристрої системи.

На рис. 3 дано запис гідродинамічних явищ в БУВ, що визначає перебіг впорскування. Як параметри, що формують функцію блоку - переміщення дозуючого поршня - представлені тиску палива в двох порожнинах: робочій та буферної - рр.п, рб.п.

Стан кінцевої фази заповнення робочій порожнини паливом, що характеризується рівністю тисків у РП та БП, становить 800 бар. Це відповідає поверненню ДП у вихідний стан при з'єднанні обох порожнин з паливним акумулятором.

Фаза впорскування починається при з'єднанні РП із форсунками через клапани 3 (рис.1). На ділянці $\varphi = 120 - 127$ оПКВ ДП розганяється до максимальної швидкості $v_{п\ max} = 0,49$ м/с. Решта подачі палива здійснюється при незначній зміні швидкості ДП.

Зниження швидкості починається при $\varphi = 136$ о ПКВ, а зворотний рух поршня - з $\varphi = 136,9$ о ПКВ, відразу після зупинки. Кінематика зворотного ходу ДП симетрична робочій фазі з тією же швидкістю.

Наведені характеристики визначаються конструктивними параметрами системи, що задають зміну тиску в порожнинах БУВ. Тиск у робочій порожнині при підключенні форсунок падає з 800 до 633 бар, зберігаючись у діапазоні 633 - 640 бар протягом основного періоду упорскування палива.

Заключна фаза паливоподачі супроводжується підвищенням до 700 бар тиском. На ділянці зворотного ходу ДП і заповнення РП $p_{р.п}$ змінюється незначно, залишаючись на рівні 680 бар.

За короткий проміжок в 2,5 ° ПКВ швидкість ДП знижується до нуля, а $p_{р.п}$, навпаки, підвищується до 750 бар.

На ділянці зворотного ходу ДП і заповнення РП $p_{р.п}$ змінюється незначно, залишаючись на рівні 680 бар.

Заключний період розвитку гідродинамічних процесів у РП послужив зупинки ДП являє собою загасаючі коливання тиску з початковим діапазоном 750-850 бар. Тривалість коливань: 150-185 ° ПКВ.

Іншим істотним параметром для БУВ є тиск у буферній порожнині. Вихідне значення $p_{б.п} = 800$ бар. Подальша зміна $p_{б.п}$ є результатом взаємодії елементів складної гідродинамічної системи: форсунок – РП – ДП – БП – ТА з керуючими пристроями та сполучними ділянками каналів та трубопроводів.

Розгін ДП супроводжується падінням тиску в буферній порожнині БУВ з 800 до 764 бар. Протягом основного

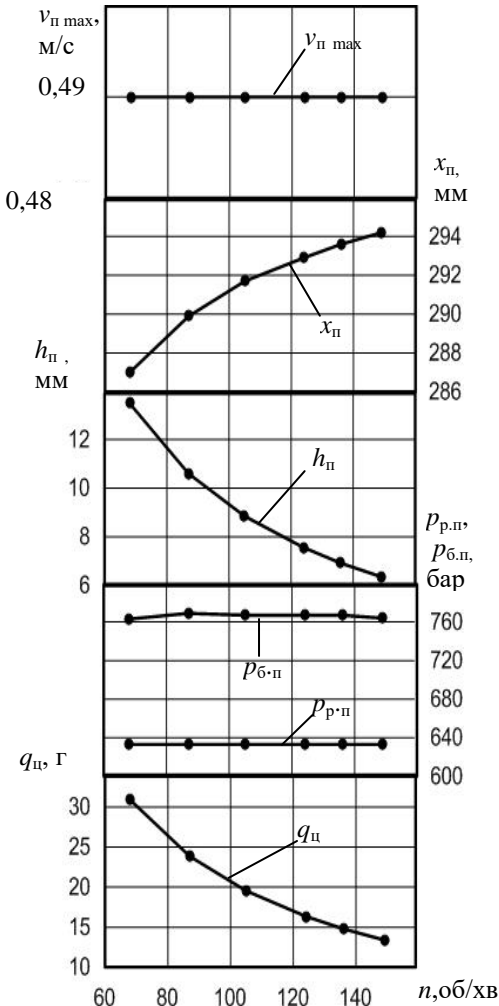


Рис.2. Швидкісна характеристика акумуляторної системи впорскування палива Common Rail

упорскування $p_{б.п}$ повторює форму $p_{р.п}$, залишаючись у діапазоні 764-775 бар. При реверсі ДП спостерігається підйом $p_{б.п}$ до 848 бар. Зворотний хід ДП іде з $p_{б.п}$ рівному 848-830 бар. При зупинці ДП генеруються загасаючі коливання $p_{б.п}$ з первісним розмахом 735 -855 бар, тривалістю 150-170 °ПКВ із сімома коливаннями. Цікаво, що період коливань $p_{р.п}$ учетверо більше - усього півтора коливання за те ж час.

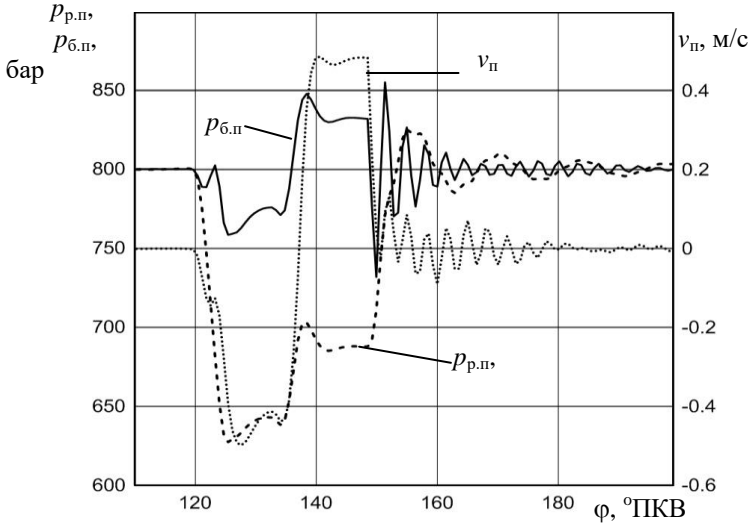


Рис. 3. Осцилограми процесів у БУВ при $n=149$ об/хв:
 $p_{р.п}$ – тиск у робочій порожнині, $p_{б.п}$ – тиск у буферній порожнині, $v_{п}$ – швидкість поршня

Не можна не відзначити ще одна обставина- поведіння ДП після його зупинки, точніше, зниження швидкості до нуля.

Коливання тиску палива в суміжних порожнинах приводять до загасаючих коливань швидкості ДП із кількості дев'яти періодів у діапазоні 0,1 - (-) 0,08 м/с. Ці коливання синхронні зі зміною $p_{б.п}$. На кривій переміщення ДП у масштабі графіка рис. 4 ці коливання помітні в районі переходу кривих на горизонтальну ділянку.

Криві рис. 4 отримані, як зазначено вище, при незмінному куті відкриття клапана керування упорскуванням. У результаті часовий відрізок для упорскування змінюється назад пропорційно частоті обертання. На графіках це представлено скороченням ходу ДП із ростом швидкості обертання. Як треба з дані таблиці, $h_{п} = 13,5 - 6,36$ мм при $n = 68 - 149$ об/хв.

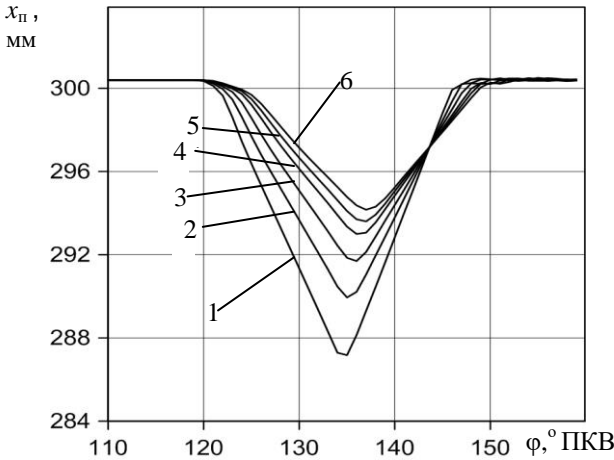


Рис.4 . Положення ДП залежно від кута повороту колінвала за різної частоти обертання: 1 - $n = 68$ об/хв; 2 - 87; 3 - 105; 4 - 124; 5 - 136; 6 - 149

Змінюються й інші параметри руху ДП. По-перше, змінюється момент його приходу в крайнє положення убік обертання з ростом числа оборотів. Чисельно це виглядає як зміна $\varphi_{\text{П max}}$ у межах 134,77-136,9 °ПКВ.

По-друге, через прискорене протікання процесу упорскування відбувається загальний зсув ходу ДП, що видно з порівняння траєкторій 1, 6 на рис.4. При цьому кут подачі $\varphi_{\text{П}}$ розтягується, зростаючи з 30 до 33,5 °ПКВ.

Висновки

1. В результаті аналітичного огляду досліджень у галузі засобів та процесів паливоподачі дизелів показана актуальність даної тематики. Перспективним є розвиток акумуляторних систем з електронним керуванням.

2. Детально розглянуто функціональні та конструктивні дані, складено модель для розрахункового дослідження паливоподачі акумуляторною системою Common Rail суднового малооборотового двигуна типу RT-Flex.

3. Розроблено систему показників, що забезпечують досить повне уявлення про процеси впорскування системою Common Rail.

4. Проведено імітаційне моделювання паливоподачі на 6 режимах швидкісної характеристики в діапазоні частоти обертання $n = 68-149$ об/хв, достатніх для побудови відповідних залежностей.

5. Швидкісна характеристика представлена у формі узагальнених залежностей та детального опису процесів в елементах системи.

6. Процеси в БУВ, що надає визначальний вплив на характеристики паливоподачі, описані зміною тиску палива в робочій та буферній порожнинах, а також динамікою переміщення поршня, що дозує.

7. Тиск у робочій порожнині при підключенні форсунок падає з 800 до 633 бар, зберігаючись у діапазоні 633 - 640 бар протягом основного періоду упорскування палива.

8. Заключний період розвитку гідродинамічних процесів у РП послужив зупинки ДП являє собою загасаючі коливання тиску з початковим діапазоном 750-850 бар.

Перелік використаних джерел

1. Andreadis P. Effects of the Fuel Injection Parameters on the Performance and Emissions / P. Andreadis, A. Zompanakis, C. Chryssakis, L. Kaiktsis // International Journal of Engine Research: February, 2011.- p.14-29.- DOI: 10.1243/14680874JER511 .- <http://jer.sagepub.com/content/12/1/14>

2. Benajes J. Influence of pre- and post-injection on the performance and pollutant emissions in a HD diesel engine/ J. Benajes, S. A. Molina, J. M. Garcia// SAE technical paper.- 2001-01-0526, 2001

3. Ishikawa N. DI diesel emission control by optimized fuel injection/ N. Ishikawa, T. Uekusa, T. Nakada, R. Hariyoshi // SAE technical paper.- 2004-01-0117, 2004.

4. Payri F. Influence of the post-injection pattern on performance, soot and NOx emissions in a HD diesel engine/ F. Payri, J. Benajes, J. V. Pastor, S. Molina // SAE technical paper.- 2002-01-0502, 2002.

5. Chryssakis C. In-cylinder reduction of PM and NOx emissions from diesel combustion with advanced injection strategies/ C. A. Chryssakis, J. R. Hagen, A. Knafel, V. Hamosfakidis// Int. J. Veh. Des., 2006.- 41.- 83–102.

6. Yoon W. Optimization of piston bowl shape, fuel injection nozzle and fuel injection rate for the reduction of NOx emissions in a medium-speed diesel engine/ W. H. Yoon, B. S. Kim, K. D. Kim, Y. S. Lee// Proceedings of the Seventh International Symposium on The Diagnostics and

Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines , Sapporo, Japan, 28–31 July 2008.- paper DE3-3

7. Struckmeier D. Visualization of the PCCI combustion of light cycle ϵ oil (LCO) in diesel engines/ D. Struckmeier, D. Tsuru, S. Kawauchi, C. Shinnosuke // Proceedings of the Seventh International Symposium on The Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines, Sapporo, Japan, 28–31 July 2008.- paper HC4-1