

10.31653/smf50.2025.93-101

Половинка Е.М., Мартинов С.В.

Національний Університет «Одеська Морська академія»

ШВИДКІСНА ХАРАКТЕРИСТИКА ГІБРИДНОЇ СИСТЕМИ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА СУДОВОГО СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ

Постановка проблеми в загальному вигляді. Сучасні суднові дизелі вимагають значного поліпшення якості сумішоутворення, згоряння й зниження шкідливого впливу газів, що йдуть, на навколишнє середовище. Отже, необхідне вдосконалювання паливної апаратури, яке полягає в підвищенні можливості регулювання тиску впорскування залежно від режиму дизеля, керування характеристикою впорскування, організації багатофазного впорскування, впровадженні електронного керування процесом паливоподачі. Реалізувати ці вимоги дозволяє застосування акумуляторних паливних систем з електронним керуванням.

З моменту своєї появи в 1997 році акумуляторні паливні системи постійно удосконалюються. Причому рівень досконалості всієї паливної апаратури в більшості випадків оцінюють по технічному рівню застосовуваних форсунок.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Можна виділити кілька напрямків удосконалювання існуючих акумуляторних систем. Одним з основних напрямків є підвищення тиску впорскування (до 220 МПа), що разом з багатофазним впорскуванням позитивно позначається на показниках двигуна [1, 2].

Перспективні є форсунки з регульованими розпилювачами CVN (Coaxial Vario Nozzle) фірми Bosch. Дві, розташовані одна в іншій голки, відкривають і закривають свій ряд розпилюваних отворів.

Ще однієї перспективною розробкою є форсунка за технологією HADI (Hydraulically Amplified Diesel Injector) фірми Bosch. Це так звані «електрогідравлічні насос - форсунки» з тиском до 250 МПа.

Ведуться роботи із удосконалювання приводу голки розпилювача - пьезоактуаторів і швидкодіючих електромагнітних клапанів [3].

У [4 - 6] подано реєстрацію процесів згоряння паливного факелу, отриману на спеціальному лабораторному двигуні. Основні результати проведеного дослідження полягають в оцінці впливу параметрів впорскування на процеси сумішоутворення та згоряння палива.

За даними візуального дослідження використання комбінації зменшених отворів розпилювача спільно з підвищеним тиском палива (до 160 МПа) системи з електронним керуванням суттєво покращує згоряння струменя важкого палива.

Застосування керованої характеристики впорскування знижує температуру полум'я аналогічно ефекту запізнення впорскування палива.

За візуальними оцінками застосування пілотного впорскування з електронним управлінням дозволяє уникнути негативних наслідків надмірної затримки самозаймання та догоряння при використанні низькоцетанових полегшених фракцій як морське паливо.

Однієї з основних областей дослідження дизелів є сумішоутворення [7], що критично визначає процес згоряння й скорочення викидів [8, 9]. Параметри паливного сумішоутворення залежать від багатьох факторів, серед інших, таких, як тиск впорскування, навантаження двигуна, геометрії розпилювача [10, 11], закону подачі.

Вплив закону подачі на характеристики згоряння й індикаторний процес на комп'ютерній (CFD) моделі досліджував також Тау [12]. Можливості такого моделювання незрівнянно ширше як в обсязі інформації, так і глибині аналізу.

Сучасний рівень розвитку технології паливоподачі дозволяє не тільки вдосконалювати сумішоутворення, але й більш точно управляти впорскуванням, створюючи передумови для нових стратегій [13 - 15] і можливостей дослідження.

Постановка завдання. Метою дослідження є розробка комплексу показників, що характеризують гідродинамічні процеси в гібридній системі паливоподачі. Завдання дослідження полягало у визначенні кількісних параметрів процесу впорскування й закономірностей їх зміни при роботі зі швидкісної характеристики.

Виклад основного матеріалу дослідження. Схема гібридної системи впорскування палива (ГСВП) представлена на рис.1. У якості базової системи паливоподачі (БСП) використана штатна паливна апаратура судового середньообертового двигуна 6ЧН25/34. З'єднання БСП і акумуляторного модуля (АМ) виконане золотниковим клапаном з комп'ютерним керуванням. АМ містить у собі паливний насос високого тиску (ПНВТ), акумулятор великого, малого об'єму й сполучні трубки високого тиску (ВТ). На вході в штатну систему БСП установлений золотниковий безповоротний клапан.

Система обладнана оптико-електронним датчиком обертання типу ВЕ-178, що видає 2500 імпульсів на 1 оберт вала, і опорну мітку початку відліку (МПВ) для кожного обороту вала.

Планом експерименту передбачалося одержання швидкісної характеристики ГСВП. У якості номінального призначений режим із частотою обертання розподільного вала $n_p = 250$ об/хв при виході рейки ПНВТ $m = 20$ мм. У реальних умовах експерименту діапазон $n_p = 53 - 252$ об/хв.

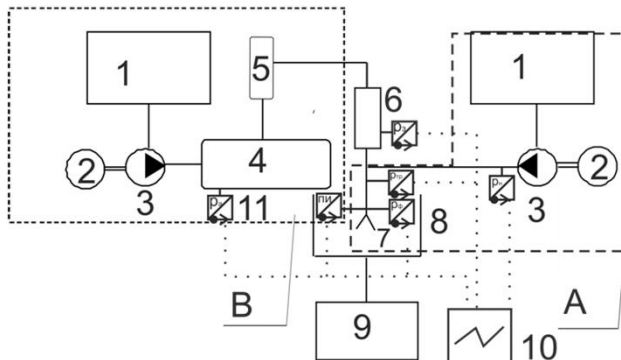


Рис. 1. Гібридна система впорскування палива: А - базова система паливоподачі; В - АМ; 1 - паливний бак; 2 - привід ПНВТ; 3 - ПНВТ; 4 - акумулятор великого обсягу; 5 - акумулятор малого обсягу; 6 - керуючий клапан - золотник; 7 - форсунка; 8 - паливний резервуар; 9 - резервуар збору палива; 10 - осцилограф; 11 - датчики тиску

Маркування знятих осцилограм прийнята: 1, 2, 3, 4 - ГСВП зі швидкостями зйомки $v_z = 0,5; 0,25; 0,5$ і $1,0$ м/с відповідно. Кожному експерименту відповідають свої постійні обороти n_p безмоторного стенда у діапазоні 53- 252 об/хв.

Кут початку подачі керуючого сигналу або кут включення $\varphi'_{\text{вкл}} = 60^\circ$ (повороту розподільного вала) ПРВ від МПВ й кут утримання $\varphi'_{\text{ут}} = 20^\circ$ ПРВ; тиск затягування пружини форсунки 115 бар; тиск в акумуляторі 125 бар. Тарировка датчиків тиску здійснювалася для кожної серії дослідів.

На рис. 2 представлена осцилограма паливоподачі ГСВП, де параметри, що описують роботу АМ, позначені штрихом «'», а величини без спеціальних міток - кількісні характеристики БСП.

Параметри, що описують роботу ГСВП, були прийняті наступні:

фазові: i'_z - кількість підйомів голки форсунки; z'_d - процентна частка підйому голки від максимального при основному упорскуванні;

$\varphi'_{\text{вп}}$, $\varphi_{\text{вп}}$ - загальний кут впорскування по кривій підйому голки (ПГ) при включенні акумуляторного модуля й штатної СПП відповідно; $\varphi'_{\text{ф}}$ - тривалість коливання тиску на кривій $p_{\text{ф}}$ при подачі керуючого сигналу на золотник; $\varphi'_{\text{зт}}$ - кут затримки зміни тиску в золотнику після подачі керуючого імпульсу - характеризує момент відкриття золотника; $\varphi'_{\text{зпг}}$ - кут затримки підйому голки після подачі керуючого імпульсу; $\varphi'_{\text{к}}$ - кут повороту розподільного вала між двома піками - період часу по куту повороту між двома коливаннями - підйомами голки;

тиску: $\Delta p'_{\text{ак}}$ - величина зміни тиску в акумуляторі; $\Delta p'_{\text{зол.у}}$ - усереднена величина зміни тиску в золотнику при роботі керуючого клапана; $\Delta p'_{\text{зол.нач}}$ - первісна зміна тиску в золотнику при відкритті золотникового клапана; $\Delta p'_{\text{зол.мах}}$ - максимальне значення зміни тиску в золотнику, що виникає при запиранні форсунки; $\Delta p_{\text{ф}}$, $\Delta p_{\text{тр}}$, $\Delta p_{\text{н}}$ і $\Delta p'_{\text{ф}}$, $\Delta p'_{\text{тр}}$, $\Delta p'_{\text{н}}$ - амплітуди зміни тиску форсунки, трубопроводу й насоса при основному упорскуванні й при спрацьовуванні золотника відповідно; $+\Delta p_{\text{ф}}$, $+\Delta p_{\text{тр}}$, $+\Delta p_{\text{н}}$ і $+\Delta p'_{\text{ф}}$, $+\Delta p'_{\text{тр}}$, $+\Delta p'_{\text{н}}$ - зростання тиску форсунки, трубопроводу й насоса щодо лінії залишкового тиску при основному упорскуванні й при роботі золотника відповідно; $-\Delta p_{\text{ф}}$, $-\Delta p_{\text{тр}}$, $-\Delta p_{\text{н}}$ і $-\Delta p'_{\text{ф}}$, $-\Delta p'_{\text{тр}}$, $-\Delta p'_{\text{н}}$ - падіння тиску $p_{\text{ф}}$ у форсунки, трубопроводу й насоса щодо лінії залишкового тиску при основному впорскуванні й роботі золотника відповідно.

Поряд із записом на фотопапір світлопроменевого осцилографа було проведено комп'ютерне осцилографування тиску у форсунці, що дозволило більш якісно оцінити параметри й характер зміни величини залежно від частоти обертання $n_{\text{р}}$ розподільного вала.

Комплексно розглянувши осцилограми, можна сказати, що на осцилограмах вдалося зафіксувати зміну тиску в акумуляторі, чого не можна було якісно оцінити з більш ранніх осцилограм дослідження ГСВП [16], де характер зміни тиску був хвильовою з малою амплітудою. Тут же можна побачити, що при мінімальних оборотах тиск в акумуляторі падає на ~ 11 бар і зі зростанням частоти обертання це значення зменшується до 6 бар.

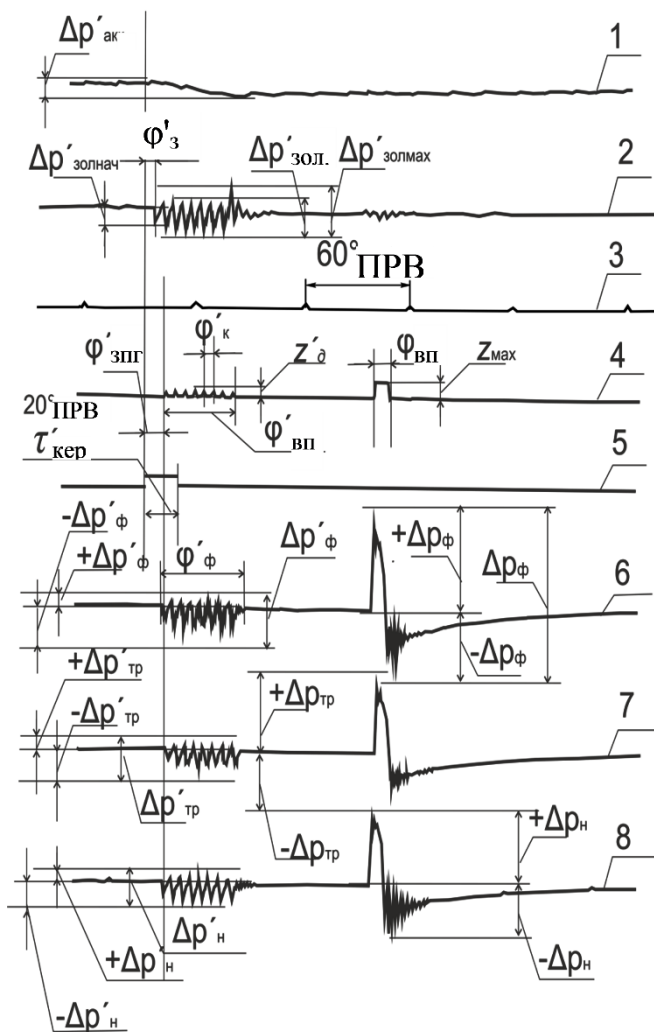


Рис. 2. Осцилограма ПП ГСВП при $n_p = 103$ об/хв.: 1 - тиск в акумуляторі $p_{ак}$, 2 - тиск у золотника $p_{зол}$, 3 - кутова оцінка 60° ПРВ ϕ_{60} , 4 - підйом голки форсунки ПГ, 5 - керуючий сигнал КЕР, 6 - тиск форсунки $p_{ф}$, 7 - тиск у трубопроводі $p_{тр}$, 8 - тиск ПНВТ БСП $p_{н}$

Залежність цих значень від числа оборотів, поряд з іншими параметрами, наведені на рис. 3.

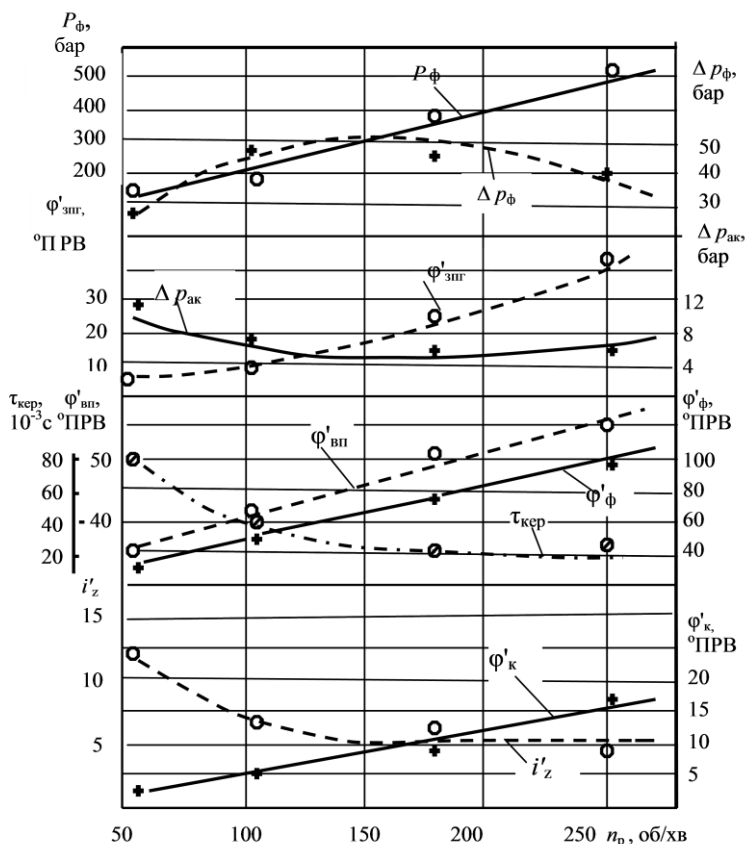


Рис. 3. Графік залежностей параметрів паливоподачі ГСВП від частоти обертання розподільного вала: $m = 20$ мм, $p_0 = 115$ бар, $p_{ак} = 125$ бар

При подачі керуючого сигналу (рис. 2) це величина знижується аж до посадки голки, і далі зростає до подачі наступного сигналу, що управляє. Зміна тиску елементах ГСВП відповідає закону переміщення голки. Так, при подачі сигналу, що управляє, золотник відкривається з деякою затримкою.

Момент відкриття золотникового клапана відповідає початку зміни тиску в елементах ГСВП.

Коли тиск у підігольчастій порожнині перевищує величину зтягування пружини, голка починає рух з кутом затримки впорскування $\phi'_{зпг}$, який зростає зі збільшенням числа обертів. Так, при максималь-

них обертах голка починає підйом із затримкою в $\varphi'_{\text{зпг}} = 44^\circ$ ПРВ (повний діапазон $\varphi'_{\text{зпг}} \sim 6-44^\circ$ ПРВ). Величина підйому голки z'_d всіх осцилограмах становить 40%.

При підйомі голки тиск в АМ знижується, що більш помітно при низьких частотах обертання розподільного вала - при $n_p = 53$ об/хв.

Тривалість впорскування $\varphi'_{\text{вп}}$ також зростає з оборотами. Кількість підйомів голки i'_z зменшується при збільшенні n_p , а тривалість коливань φ'_k збільшується за тих самих умов. По осцилограмі видно, що після останнього підйому голки на кривій тиску в золотнику є характерне коливання амплітуда якого $\Delta p'_{\text{золмах}}$ вище середнього значення, і є ознакою гідроудару в системі, що говорить про замикання системи з боку АМ. На кривій p_ϕ починається короткий період згасання коливань з великим коефіцієнтом згасання. Період зміни тиску форсунки φ'_ϕ більш тривалий у порівнянні з $\varphi'_{\text{вп}}$, через меншу затримку $\varphi'_{\text{зпг}}$.

У працюючої штатної системі підйом голки здійснюється до упору, що відрізняється від ПГ при відкритті золотника. Взявши значення ПГ при основному впорскуванні за 100%, визначаємо, що голка при спрацьовуванні золотника піднімається на 40% у всіх режимах. Характер зміни максимального тиску впорскування від оборотів відображено на графіку. При посадці голки на диференціальну поверхню тиск у БСП падає нижче залишкового $-\Delta p_\phi$. Після посадки голки характер зміни тиску у форсунці, трубопроводі й насосі має хвильовий характер із загасанням. З припиненням коливань тиск у системі росте аж до подачі на золотник керуючого сигналу. Як видно, така зміна тиску в БСП.

Висновки. Виконаний аналіз тенденцій розвитку систем паливоподачі сучасних дизелів різного призначення. Установлена перспективність систем впорскування акумуляторного типу.

Розглянуте компонування гібридної системи впорскування палива.

Проведені випробування системи на режимах швидкісної характеристики. Досліджена взаємодія акумуляторного модуля й базової системи паливоподачі при незмінних параметрах керування сполучним золотником.

При відкритті золотника впорскування палива має дробовий характер із частковим підйомом голки, що становлять 0,4 від повного ходу.

Кут затримки відкриття золотника є функцією частоти обертання, який зростає зі збільшенням числа обертів, а з ним й затримка підйому голки форсунки $\phi'_{\text{зпг}}$. Так, при максимальних оборотах голка починає підйом із затримкою в $\phi'_{\text{зпг}} = 44^\circ$ ПРВ (повний діапазон $\phi'_{\text{зпг}} \sim 6-44^\circ$ ПРВ).

Перелік використаних джерел

1. Stegemann J., Meyer S., Rölle T. Merker Einspritzsystem für eine vollvariable Verlaufsformung. *MTZ: Motortechnische Zeitschrift*. 2004. Vol. 65. № 2. P. 114-121.
2. Bauder R. Die Zukunft der Dieselmotoren-Technologie. *MTZ: Motortechnische Zeitschrift*. 1998. Vol. 59. № 7/8. P. 11-18.
3. Bartsch C. Common Rail oder Pumpedüse? Dieseleinspritzung auf neuen Wegen. *MTZ: Motortechnische Zeitschrift*. 2005. Vol. 66. № 4. S. 254-258.
4. Okazaki K., Takasaki K., Tajima H. Effects of Electronically Controlled Fuel Injection System (EFI) for Marine Diesel Engines. *Journal of the JIME*. 2010. Vol. 45. P. 38 - 43.
5. Takasaki K. Visual study of combustion characteristics of heavy fuel in diesel engines. *MTZ*. 1999. Vol. 60. N. 1. P. 62 – 67.
6. Tajima H. Diagnosis of combustion with water injection using high-speed visualization and CFD. *Proc. Thermo-and-fluid dynamic processes in Diesel Engines: THIESEL*. 2004. P. 341 – 352.
7. Payri R. Measurements of the mass allocation for multiple injection strategies using the rate of injection and momentum flux signals. *International Journal of Engine Research*. 2020. № 6. P. 33. DOI: 10.1177/1468087419894854.
8. Musculus M.P., Miles P.C., Pickett. Conceptual models for partially premixed Low temperature diesel combustion. *Progress in Energy and Combustion Science*. 2013. № 39. P. 246 - 283. DOI:10.1016/j.peccs.2012.09.001.
9. Han S., Kim J., Bae C. Effect of air-fuel mixing quality on characteristics of conventional and low temperature diesel combustion. *Applied Energy*. 2014. Vol. 119. P. 454 - 466. DOI:10.1016/j.apenergy.2013.12.045.
10. Payri R., De La Morena, Monsalve - Serrano. Impact of counter-bore nozzle on the combustion process and exhaust emissions for light-duty diesel engine application. *International Journal of Engine Research*. 2019. Vol. 20. P. 46 - 57. DOI:10.1177/1468087418819250.

11. Kim J., Jeong S. Effects of different piezoacting mechanism on two-stage fuel injection and CI combustion in a CRDi engine. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016. Vol. 30 P. 5727 – 5737. DOI:10.1007/s12206-016-1143-0.
12. Tay K.L., Yang W., Zhao F. Effects of triangular and ramp injection rate-shapes on the performance and emissions of a kerosene - diesel fueled direct injection compression ignition engine: A numerical study. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 110. - p.1401 - 1410 DOI:10.1016/j.applthermaleng. 2016.09.072.
13. Payri R., Gimeno J., Mart'ı-Aldarav'ı P. A new approach to compute temperature in a liquid - gas mixture. Application to study the effect of wall nozzle temperature on a Diesel injector . *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2017. Vol. 68. P. 79 - 86. DOI:10.1016/j.ijheatfluidflow. 2016.12.008.
14. Schoppe D., Stahl C., Kruger G. Servo-Driven Piezo Common Rail Diesel Injection System. *ATZ Autotechnology*. 2012. Vol. 12. P. 42 – 47. DOI:10.1365/s35595 - 012 - 0107 - y.
15. Kazdani Y., Amani E., Naderan H. Multi-objective optimizations of the boot injection strategy for reactivity controlled compression ignition engines. *International Journal of Engine Research*. 2019. Vol. 20. P.889 – 910. DOI:10.1177/1468087418795599.
16. Половинка Э.М., Мартынов С.В., Москалец А.Р. Развитие систем топливopодачи судовых дизелей. *Матеріали науково-технічної конференції “Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт”*, 21.03.2012 - 23.03. 2012. Частина 1. Одеса: ОНМА, 2012. С. 49 – 57.