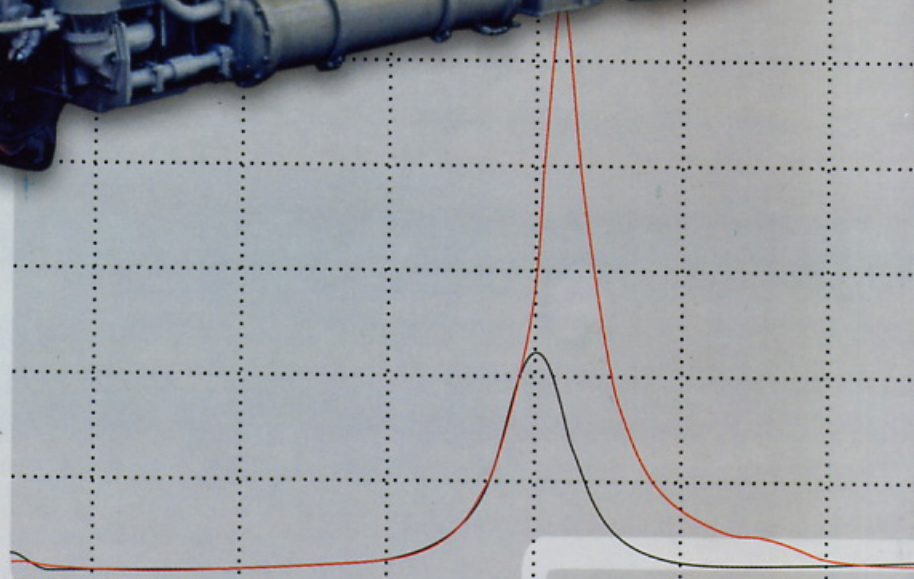
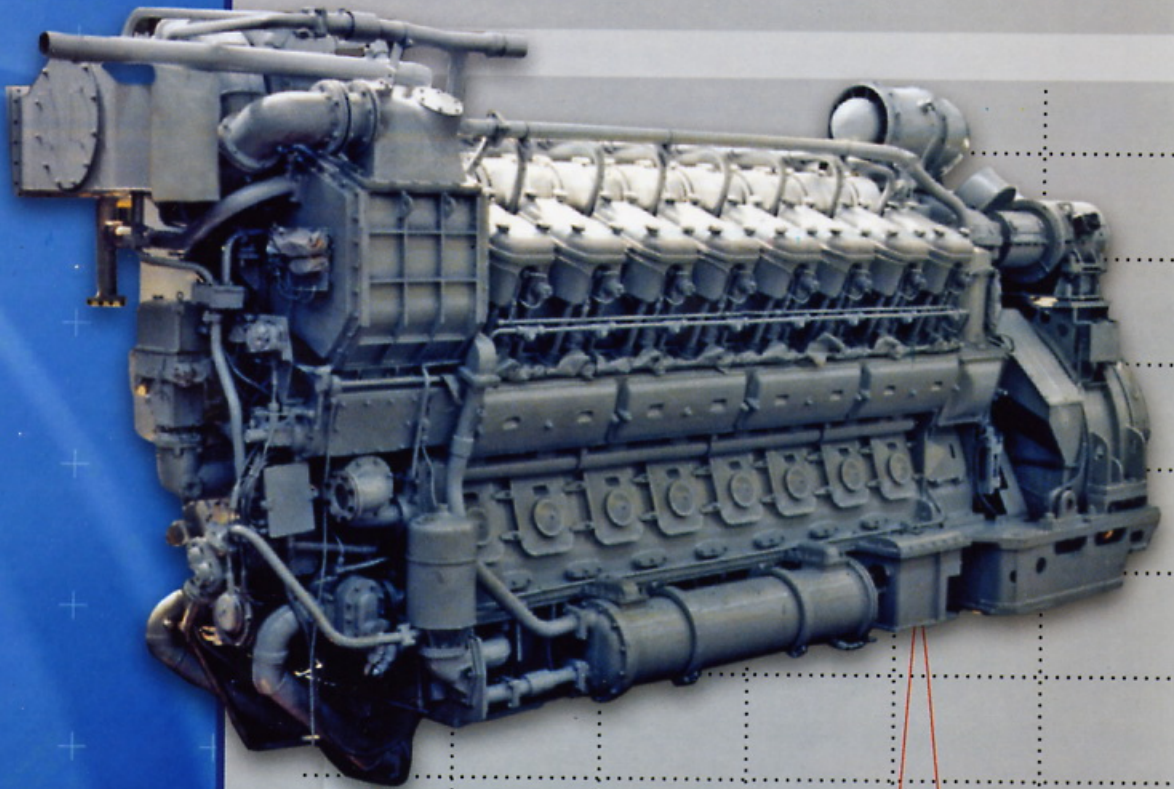


ISSN 0419-8719

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2' 2017

Всеукраинский
научно-технический журнал



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2017

Издание основано Национальным техническим университетом
"Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

Свидетельство Госкомитета информационной политики,
телевидения и радиовещания Украины КВ №6393 от 29.07.2002 г.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н., с.н.с.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *д. т. н., проф.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

А.В. Грицюк, *д.т.н., с.н.с.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

П.М. Канило, *д. т. н., проф.*

Л.П. Клименко, *д. т. н., проф.*

Г.М. Кухаренок, *д. т. н., проф.*

Е. Моргенштерн, *д. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.П. Поливянчук, *д. т. н., проф.*

А.А. Прохоренко, *д.т.н., проф.*

С. Радковский, *д.н., проф.*

В. Сенчила, *д.н., проф.*

Б.Г. Тимошевский, *д. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

Р.М. Андрес, *к.т.н.*

Х.М. Чо, *д.н., проф.*

Н.Д. Чайнов, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

- А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.В. Савченко, І.М. Карягін*
Вплив параметрів системи паливоподачі на індикаторні показники дизеля при роботі на водопаливній емульсії. 3
- М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевський, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин, Д.О. Шалапко*
Утилизация теплоты вторичных энергоресурсов судовых малооборотных двигателей, работающих на альтернативном топливе. 8
- Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, Н.И. Радченко, А.А. Андреев*
Реализация теплофикационного потенциала судового малооборотного дизеля абсорбционным термотрансформатором охлаждения циклового воздуха. 14
- І.В. Парсаданов, В.О. Хижняк, І.В. Рыкова*
Обґрунтування вибору форми камери згорання при застосуванні каталітичного покриття на поверхні поршня. 18
- Э.М. Половинка, Ю.И. Ткач*
Влияние условий подвода воздуха на характеристики впрыскивания топливно-воздушной смеси системой топливоподачи судового среднеоборотного дизеля 22

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

- О.В. Триньов, В.В. Коростиченко, Р.Ю. Бугайцов*
Конструктивні засоби оптимізації теплонапруженого стану циліндрової гільзи швидкохідного дизеля. 29
- А.О. Прохоренко, С.С. Кравченко, І.М. Карягін, Є.Г. Вовк, П.І. Думенко*
Розробка універсального електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу дизеля. 35
- Р. Ариан, Х. Хотейт, И.А. Мордвинцева, О.Ю. Линьков, В.А. Пылев*
Влияние выборок в зоне кромки камеры сгорания поршня на его теплонапряженность и ресурс по прочности. 39
- О.Ю. Линьков, С.А. Кравченко, В.В. Пильов, Д.В. Беднін*
Покращення теплонапруженого стану днища головки циліндрів середньооборотного дизеля. 44
- В.В. Белозёрв, И.Б. Казак, А.К. Олейник, С.А. Кравченко*
Влияние микродугового окислирования на характеристики трения и износа материалов сопряжения коленчатый вал-вкладыш двигателей типа Д100 И Д80. 47

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

- В.В. Демиров, И.М. Гвоздева*
Проблемы усовершенствования систем управления и диагностики судовых дизель-генераторных установок. 52

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Кирпичева, 2
НТУ «ХПИ», кафедра ДВС
Тел. (057)707-68-48, 707-60-89
E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua,
dvs@kpi.kharkov.ua

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2017. – №2. – 61 с.

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам усовершенствования конструкций, эксплуатации, технологии производства и расчетов двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XXII Международного конгресса двигателестроителей к открытой публикации в журнале и приняты редакционной коллегией.

*С апреля 2013 г. Всеукраинский научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания» включен в справочник периодических изданий базы данных **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)**, научнометрические системы **GoogleScholar; WorldCat; DOAJ; DRIVER; BASE, Index Copernicus, РИНЦ**.*

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 6 от 07.07.2017 г.

А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.В. Савченко, І.М. Карягін

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ НА ІНДИКАТОРНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ ПРИ РОБОТІ НА ВОДОПАЛИВНІЙ ЕМУЛЬСІЇ

У статті надана методика експериментального дослідження особливостей роботи дизеля на водопаливній емульсії (ВПЕ). Наведені результати оцінки впливу параметрів системи паливоподачі на показники дизеля. В якості параметрів, що варіювалися, обрані кут випередження впорскування палива та ефективний прохідний переріз розпилюючих отворів форсунки. Основну увагу приділено впливу зазначених параметрів на процес згоряння в дизелі. У ході дослідження проведено порівняння отриманих залежностей при роботі дизеля на ВПЕ і на дизельному паливі в однакових умовах, визначено характер і ступінь впливу обраних параметрів на показники дизеля. Зроблено висновок про можливість комплексного покращення показників дизеля на ВПЕ шляхом вибору раціональних параметрів системи паливоподачі.

Вступ

Використання водопаливних емульсій (ВПЕ) є ефективним засобом покращення економічних і, насамперед, екологічних показників дизеля. Власності ВПЕ є відмінними від стандартного дизельного палива (ДП), що обумовлює зміни в перебігу процесу згоряння [1-7]. Використання дизеля, оптимізованого за економічними та екологічними показниками для роботи на ДП, не може забезпечити найбільш ефективного використання ВПЕ. Важливим є вибір раціональних для ВПЕ параметрів дизеля з урахуванням характерних особливостей перебігу процесу згоряння цього виду палива в циліндрі дизеля.

Метою дослідницьких робіт є створення і ідентифікація математичної моделі дизеля на ВПЕ, за допомогою якої буде обрано раціональні параметри дизеля при роботі на ВПЕ. Для ідентифікації математичної моделі необхідним є проведення експериментальних досліджень, результати яких наведені в роботі. Отримані дані про вплив кута випередження впорскування палива та ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів форсунки на протікання процесу згоряння дозволять підвищити ступінь відповідності експериментальних даних результатам математичного моделювання.

Аналіз літератури

За даними експериментальних досліджень і вивчення властивостей ВПЕ і їх впливу на згоряння в дизелі встановлено, що існують суттєві відмінності перебігу процесів сумішоутворення і згоряння для ВПЕ і ДП [1-7].

Процес згоряння ВПЕ значною мірою залежать від вмісту води у паливі, складу та кількості емульгатора, ступеня дисперсності води в паливі тощо. Саме ці параметри палива визначають зафіксовані у ході експерименту відмінності кількісних характеристик згоряння різних ВПЕ. Однак, більшість дослідників відзначають схожу залежність процесу згоряння та робочого процесу дизеля на ВПЕ в цілому від параметрів систем подачі палива.

Дослідження роботи дизеля при використанні ВПЕ показали незначне зниження температури відпрацьованих газів (ВГ) та тиску наддувного повітря [1,4,6,7], збільшення періоду затримки спалахування палива та інтенсифікацію процесу згоряння в період спалаху [1,3-5], зниження максимальної температури робочого циклу [1,4,6,7], зниження щільності ВГ та рівня викидів оксидів азоту з ВГ дизеля [1-7].

Методика експериментального дослідження дизеля на ВПЕ

Комплексні експериментальні дослідження проведені на автотракторному дизелі 4ЧН12/14 з безпосереднім впорскуванням палива до камери згоряння в поршні, газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням наддувного повітря. Дизель був встановлений на випробувальний стенд, що укомплектований необхідним обладнанням і контрольно-вимірювальними приладами, відповідно до методик експериментальних досліджень за нормативно-технічною документацією.

Дослідження проведені на дизельному паливі та водопаливній емульсії (ВПЕ) при частотах обертання колінчастого валу 2000 хв⁻¹ і 1500 хв⁻¹. Для проведення випробувань використовувалась ВПЕ з масовою часткою води 13%. На кожному режимі визначалися такі показники дизеля: масова витрата палива, масова витрата повітря, тиск наддувного повітря, температура повітря після повітроохолоджувача, температура відпрацьованих газів, температура та тиск мастила, температура охолоджуючої рідини. Паралельно здійснювалась реєстрація індикаторних діаграм, переміщення голки форсунки та осцилограма тиску палива перед форсункою. Випробування на дизельному паливі проводилися для порівняння характеру та ступеня впливу однакових змін параметрів системи паливоподачі на показники робочого процесу при роботі на ВПЕ.

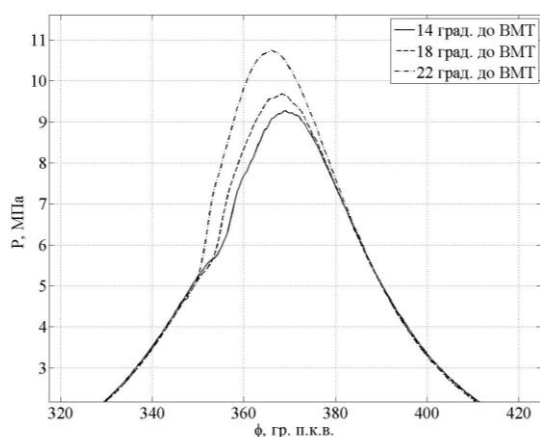
Обробка результатів вимірювань здійснювалась за допомогою програмного комплексу, який розроблено на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП». Цей комплекс

дозволяє проводити визначення верхньої мертвої точки (ВМТ), дроблення на окремі послідовні цикли роботи ДВЗ за 720 значеннями ординат тисків, усереднення за заданою кількістю робочих циклів, визначення середньої частоти обертання колінчастого вала. За отриманими даними проводиться інтерполяція, згладжування, визначення абсолютного тиску і корекція положення нульової лінії тиску. Результуючими роботи програми є масив значень тиску в циліндрі, масив значень тиску палива перед форсункою, індикаторні показники, закон ефективного тепловиділення, швидкість наростання тиску в

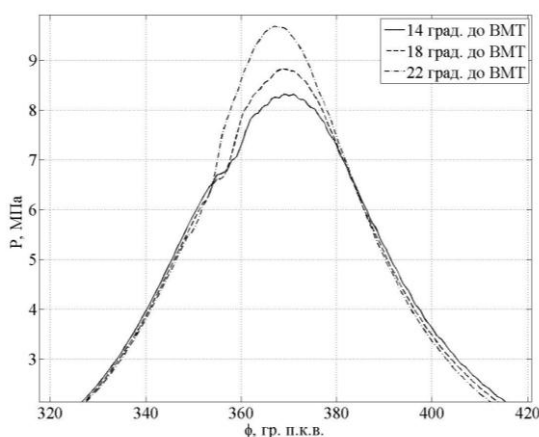
циліндрі.

Вплив кута випередження впорскування палива на показники дизеля

Індикаторні діаграми дизеля на ВПЕ при трьох різних значеннях кута випередження впорскування палива при частоті обертання колінчастого вала 1500 хв^{-1} і 2000 хв^{-1} наведені на рисунку 1. Встановлено, що при збільшенні кута випередження впорскування палива процес згоряння починається раніше, а максимальний тиск циклу збільшується. Ці закономірності відзначено як для ВПЕ, так і ДП.



а)



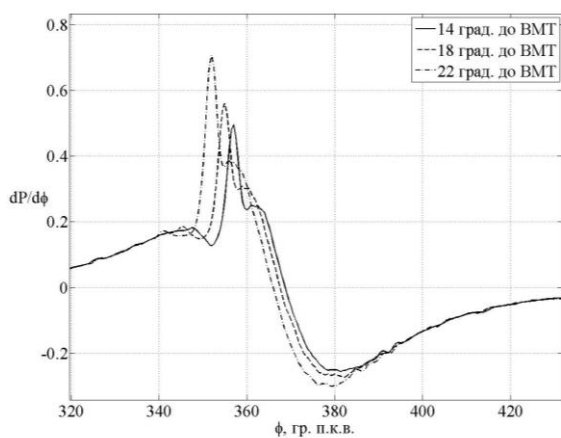
б)

Рис. 1. Фрагмент індикаторної діаграми дизеля на ВПЕ при різних значеннях кута випередження впорскування палива:

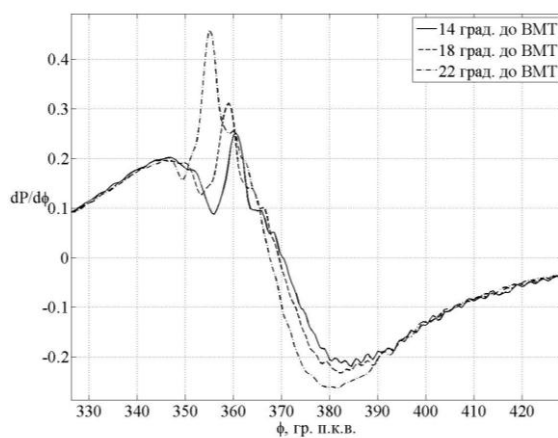
а – 1500 хв^{-1} , 76 кВт; б – 2000 хв^{-1} , 90 кВт

Залежність швидкості зміни тиску в циліндрі дизеля від кута повороту колінчастого вала для різних значень кута випередження впорскування палива наведена на рисунку 2. Максимальна швидкість підвищення тиску в циліндрі дизеля при кути випередження впорскування палива 22 град. п.к.в.

до ВМТ приблизно вдвічі більша, ніж при кути 14 град. п.к.в. до ВМТ. Різке підвищення максимальної швидкості змін тиску спричиняє підвищення жорсткості робочого процесу, збільшення ударних навантажень і рівня шуму при роботі дизеля.



а)



б)

Рис. 2. Швидкість зміни тиску в циліндрі дизеля на ВПЕ при різних значеннях кута випередження впорскування палива:

а – 1500 хв^{-1} , 76 кВт; б – 2000 хв^{-1} , 90 кВт

Залежність температури в циліндрі дизеля від кута повороту колінчастого валу при різних кутах випередження впорскування палива наведено на рисунку 3. У межах діапазону варіювання кута випередження впорскування палива відзначено, що ранній момент подачі палива спричиняє підвищення максимальної температури циклу та водночас помітне зниження температури на лінії розширен-

ня, що свідчить про підвищення індикаторного ККД дизеля. Зазначене підвищення максимальної температури циклу негативно впливає на екологічні показники дизеля. Зниження температури газів наприкінці такту розширення має призвести до зменшення потужності турбіни турбокомпресора, а отже, і до зниження тиску наддуву.

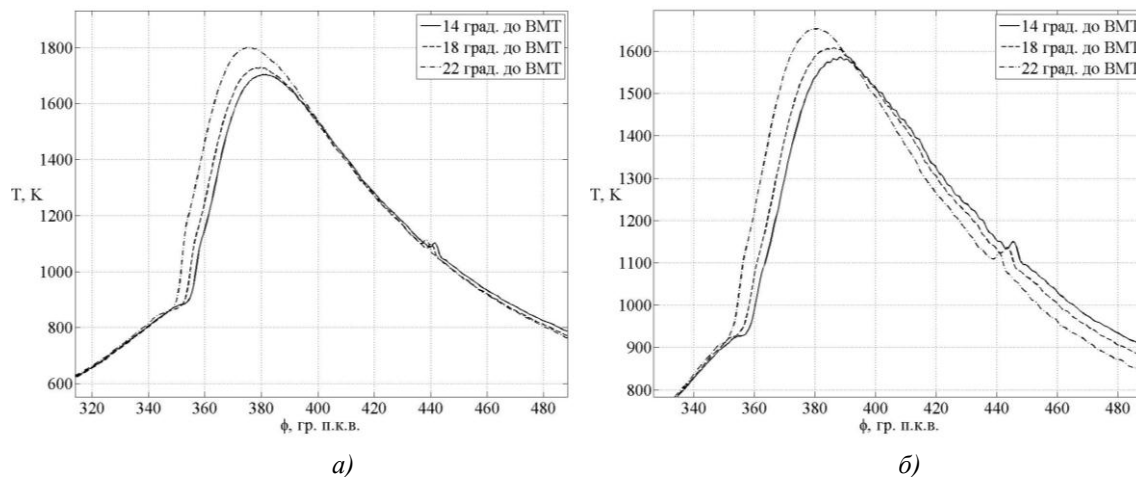


Рис. 3. Температура в циліндрі дизеля на ВПЕ при різних значеннях кута випередження впорскування палива:
а – 1500 хв⁻¹, 76 кВт; б – 2000 хв⁻¹, 90 кВт

Диференційне тепловиділення в циліндрі дизеля на ВПЕ змінюється відповідним чином при різних кутах випередження впорскування палива (рис. 4). Збільшення кута випередження впорскування палива призводить, головним чином, до збі-

льшення періоду затримки спалахування та інтенсифікації процесу згоряння протягом періоду спалаху палива. Період затримки спалахування збільшується внаслідок зменшення температури і тиску в циліндрі в момент початку подачі палива.

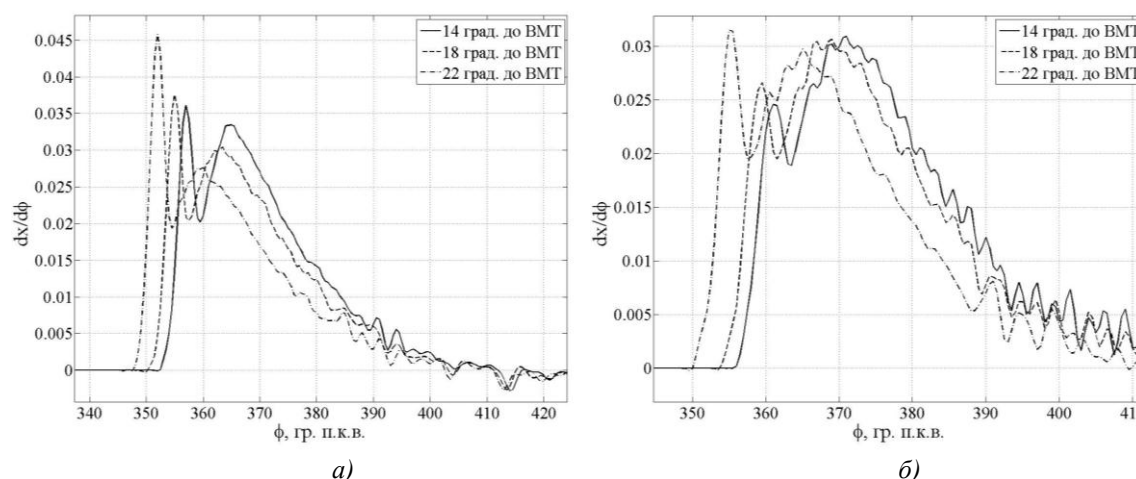


Рис. 4. Диференційне тепловиділення в циліндрі дизеля на ВПЕ при різних кутах випередження впорскування палива:
а – 1500 хв⁻¹, 76 кВт; б – 2000 хв⁻¹, 90 кВт

При зменшенні кута випередження впорскування палива з 22 до 18 град п.к.в. питома ефективна витрата палива дизеля 4ЧН12/14 на ДП помітно збільшується. Використання ВПЕ дозволяє досягти збереження рівня питомої витрати палива при такій

зміні кута випередження впорскування палива. Отже, доцільним є зменшення кута випередження впорскування палива дизеля на ВПЕ, оскільки при збереженні економічних показників двигуна це дає змогу значно зменшити жорсткість робочого циклу

та рівень викидів шкідливих речовин з ВГ дизеля.

Вплив ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів форсунки на показники дизеля

На однакових режимах роботи циклова подача ВПЕ має бути збільшена у порівнянні з ДП, оскільки ВПЕ має помітно меншу питому теплоту згоряння, ніж ДП. Це може бути досягнуто збільшенням тривалості процесу впорскування палива. Збільшення тривалості процесу впорскування є небажаним, оскільки призведе до збільшення частки палива, що згоряє на такті розширення занадто далеко від ВМТ. Це в свою чергу, має призвести до погіршення якості процесу згоряння, екологічних показників та зниження індикаторного ККД дизеля.

Для компенсації збільшення тривалості процесу впорскування палива треба підвищити швидкість паливopодачі шляхом збільшення ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів форсунки. У результаті збільшується кількість палива, що надходить за одиницю часу в циліндр дизеля і дещо знижується тиск впорскування палива. Зни-

ження тиску впорскування палива дозволить зменшити рівень втрат потужності на привід паливного насосу високого тиску, але призведе до збільшення середнього розміру крапель палива в циліндрі.

Збільшення розміру крапель палива в циліндрі має зменшити інтенсивність тепловиділення в період спалахування палива, але водночас незначно збільшується утворення сажі. Мінімізація викидів сажі забезпечується явищем мікрровибуху крапель ВПЕ та каталітичною дією продуктів дисоціації води [1]. Зниження інтенсивності тепловиділення в період спалахування дозволить понизити рівень шуму та ударних навантажень на деталі дизеля шляхом зменшення жорсткості робочого процесу.

У ході комплексних експериментальних досліджень дизеля на ВПЕ використовувались два комплекти розпилювачів з ефективним прохідним перерізом розпилюючих отворів 0,25 мм² і 0,27 мм². Вплив ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів на тиск в циліндрі дизеля відображено на рисунку 5.

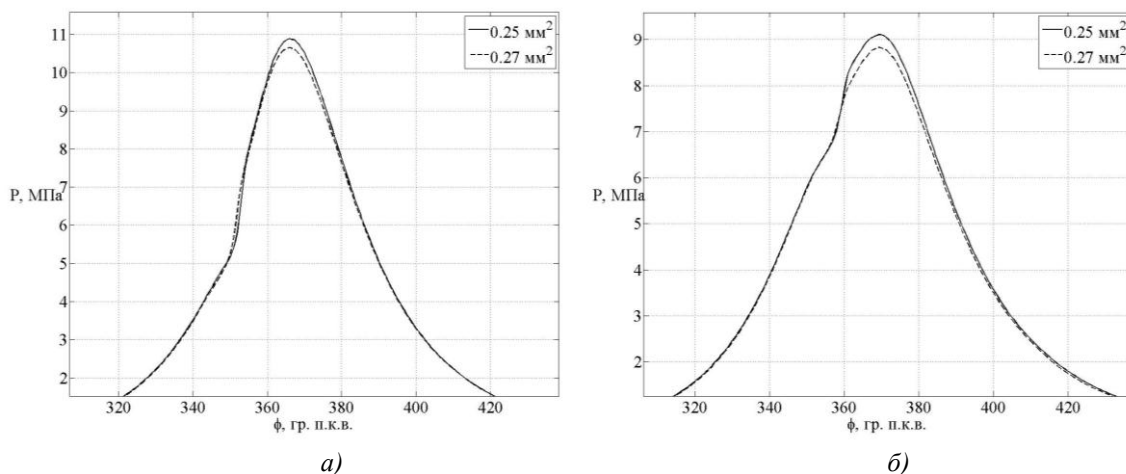


Рис. 5. Фрагмент індикаторної діаграми дизеля на ВПЕ при різних значеннях ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів:

а – 1500 хв⁻¹, 76 кВт; б – 2000 хв⁻¹, 90 кВт

Видно, що збільшення ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів форсунок викликає незначне зниження максимального тиску в циліндрі дизеля. Зазначена зміна тиску в циліндрі не спричиняє помітного впливу на рівень механічних навантажень на деталі дизеля. Також не було зареєстровано значного впливу ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів форсунок на максимальну швидкість зміни тиску в циліндрі дизеля. Вплив ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів форсунки на диференційне тепловиділення в циліндрі відображено на рисунку 6.

Збільшення ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів форсунок спричиняє змен-

шення тепловиділення в період спалахування, але збільшення в період дифузійного згоряння. Такий вплив пояснюється помітним збільшенням крапель палива у початковий період паливopодачі, який характеризується відносно низьким тиском впорскування. Зазначене збільшення крапель спричиняє зменшення кількості палива, що випаровується за період затримки спалахування, а отже і зменшення інтенсивності згоряння в період спалахування. Розглянуті зміни процесу згоряння палива мають призвести до зниження жорсткості роботи дизеля, тобто до зниження рівня шуму та ударних навантажень на деталі дизеля.

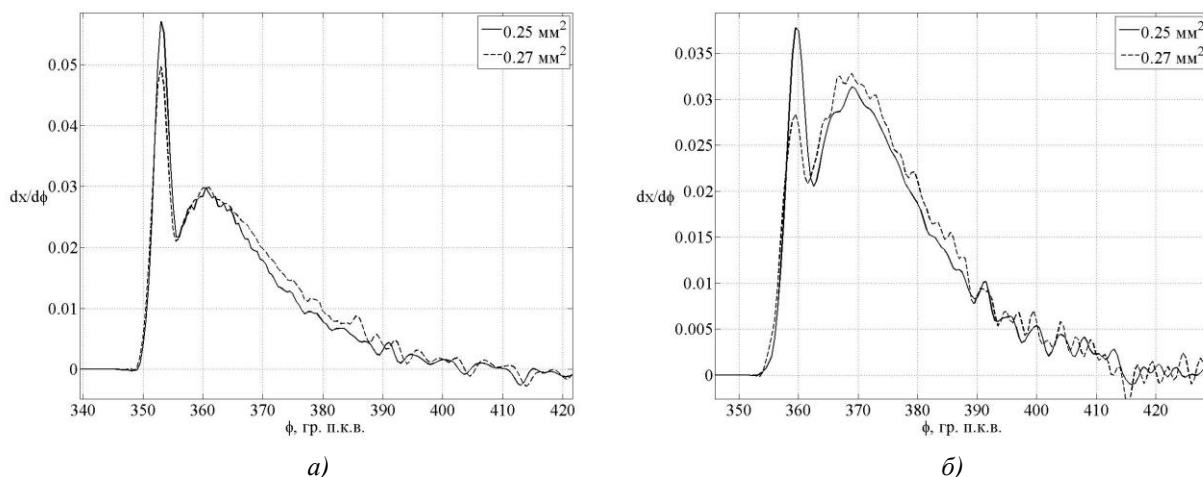


Рис. 6. Диференційне тепловиділення в циліндрі дизеля на ВПЕ при різних значеннях ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів:
а – 1500 хв⁻¹, 76 кВт; б – 2000 хв⁻¹, 90 кВт

Висновки

За результатами проведених досліджень видно, що характер впливу параметрів паливободачі на показники дизеля на ВПЕ та ДП в цілому схожі. На вибір оптимальних параметрів дизеля на ВПЕ значно впливають характерні властивості цього виду палива та процесу його згорання, що були детально розглянуті в роботі [1]. Період затримки спалаху та максимальна швидкість підвищення тиску в циліндрі дизеля на ВПЕ помітно більші, ніж на ДП. Таким чином, при використанні ВПЕ актуальними є питання компенсації збільшення жорсткості роботи дизеля, що дозволяє запобігти небажаного росту рівня шуму та ударних навантажень на деталі дизеля. Одними з основних шляхів зниження жорсткості робочого процесу дизеля є зменшення кута випередження впорскування палива та збільшення ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів форсунок.

Оцінюючи отримані результати експериментальних досліджень, можна розглядати рекомендацію по збільшенню ефективного прохідного перерізу розпилюючих отворів форсунок на 12–15% та зменшення кута випередження впорскування палива на 2–3 град. п.к.в. при використанні ВПЕ у транспортних дизелях.

В деяких випадках доцільним є зміна тільки кута випередження впорскування палива, оскільки цей більш простий і доступний захід не потребує матеріальних затрат і заміни деталей чи вузлів дизеля. Проте, комплексна зміна обох вказаних параметрів системи паливободачі дає змогу підвищити ефективність використання ВПЕ шляхом оптимізації робочого процесу з урахуванням вимог до конкретного двигуна.

Список літератури:

1. Марченко А.П. Особливості процесу згорання в дизелі при роботі на водопаливній емульсії / А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, А.О. Прохоренко, А.В. Савченко, О.О. Осетров, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 1. С. 3-10. 2. Кудряш А.П. Экологическое совершенствование дизелей путем использования водотопливных эмульсий / А.П. Кудряш, П.Я. Перерва, В.Н. Киреева, А.А. Потапенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 2. С. 6-9. 3. Imazu H. Physical properties and combustion characteristics of emulsion fuels of water/diesel fuel and water/diesel fuel/vegetable oil prepared by ultrasonication / H. Imazu, Y. Kojima // Journal of the Japan Petroleum Institute – 2013. – № 56 (1). – С. 52-57. 4. Yahaya Khan, M. Current trends in water-in-diesel emulsion as a fuel / Yahaya Khan, M.; Abdul Karim, Z.; Hagos, F. Y.; Aziz, A. R. A.; Tan, I. M. // The Scientific World Journal – 2014. – С. 1-15. 5. Arokiasamy Remigious P. K. An experimental investigation into chosen parameters of diesel-water emulsion on combustion processes / P. K. Arokiasamy Remigious, A. Kandasamy, P. Selvi Rajaram // Journal of Chemistry – 2013. – С. 1-6. 6. Dantas Neto A. A. Alternative fuels composed by blends of nonionic surfactant with diesel and water: engine performance and emissions / A. A. Dantas Neto, M. R. Fernandes, E. L. Barros Neto, T. N. Castro Dantas, M. C. P. A. Moura // Brazilian Journal of Chemical Engineering. – 2011. – № 3. С. 521-531. 7. Dubey M. Impact of emulsified water/diesel mixture on engine performance and environment / M. Dubey, V. Saxena // International Journal of Engineering Trends and Technology. – 2016. – № 9. С. 461-466.

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko, A.P., Parsadanov, I.V., Prohorenko, A.O., Savchenko, A.V., Osetrov, O.O., Meshkov, D.V. (2016), "Features combustion process in diesel engines when working at water-fuel emulsion" ["Osoblyvosti protsesu z-horyannya v dyzeli pry roboti na vodopalyvnyy emul'siyi", Dvyhateli vnutrenneho s-horannya], № 1, pp. 3-10. DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.01. 2. Kudryash, A.P., Pererwa, P.Ya., Kyreeva, V.N., Potapenko, A.A. (2004), "Ecological improvement of diesel engines by using water-fuel emulsions" ["Ehkologicheskoe-sovershenstvovanie-dizelej-putem-ispolzovaniya-vodotoplivnyh-ehmulsij", J № 2, pp. 6-9. 3. Imazu, H., Kojima, Y. (2013), "Physical

properties and combustion characteristics of emulsion fuels of water/diesel fuel and water/diesel fuel/vegetable oil prepared by ultrasonication”, *Journal of the Japan Petroleum Institute*, № 56 (1), – pp. 52-57. DOI: 10.1627/jpi.56.52. 4. Yahaya Khan, M.; Abdul Karim, Z.; Hagos, F. Y.; Aziz, A. R. A.; Tan, I. M., (2014), “Current trends in water-in-diesel emulsion as a fuel”, *The Scientific World Journal*, pp. 1-15. DOI: 10.1155/2014/527472. 5. Arokiasamy Remigios, P. K., Kandasamy, A., Selvi Rajaram, P., (2013), “An experimental investigation into chosen parameters of diesel-water emulsion on combustion processes”,

Journal of Chemistry, pp. 1-6. DOI: 10.1155/2013/764514. 6. Dantas Neto, A. A., Fernandes, M. R., Barros Neto, E. L., Castro Dantas, T. N., Moura, M. C. P. A., (2011), “Alternative fuels composed by blends of nonionic surfactant with diesel and water: engine performance and emissions”, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, № 3, pp. 521-531. DOI: 10.1590/S0104-66322011000300017. 7. Dubey, M., Saxena, V., (2016), “Impact of emulsified water/diesel mixture on engine performance and environment”, *International Journal of Engineering Trends and Technology*, № 9, pp. 461-466. DOI: 10.9790/1684-12552934.

Надійшла до редакції 11.07.2017 р.

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, проф., проректор з наукової роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор техн. наук, професор, головний науковий співробітник кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Савченко Анастасій Вікторович – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Savchenko.sci@gmail.com.

Карягін Ігор Миколайович – науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: karyagin@kpi.kharkov.ua.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ

А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, А.В. Савченко, И.Н. Карягин

В статье представлена методика экспериментального исследования особенностей работы дизеля на водотопливной эмульсии (ВТЭ). Приведены результаты оценки влияния параметров системы топливоподачи на показатели дизеля. В качестве параметров, которые варьировались, выбраны угол опережения впрыска топлива и эффективное проходное сечение распылительных отверстий форсунки. Основное внимание уделено влиянию указанных параметров на процесс сгорания в дизеле. В ходе исследования проведено сравнение полученных зависимостей при работе дизеля на ВТЭ и на дизельном топливе в одинаковых условиях, определен характер и степень влияния выбранных параметров на показатели дизеля. Сделан вывод о возможности комплексного улучшения показателей дизеля на ВТЭ путем выбора рациональных параметров системы топливоподачи.

INFLUENCE OF FUEL SYSTEM PARAMETERS ON INDICATORS OF DIESEL WHILE WORKING ON A WATER-FUEL EMULSION

A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov, A.V. Savchenko, I.M. Karyagin

The article presents experimental study technique of diesel engine operation peculiarities on water-fuel emulsion (VFE). The results of the estimation of the influence of parameters of fuel system delivery on indicators of diesel engine has been given. As an example of varied parameters the advance angle fuel injection and the effective cross-section of the spray injector nozzles has been selected. The main attention has been given to influence of these parameters on the combustion process in diesel. The investigation compares dependences obtained during the diesel engine operation on VFE and diesel fuel under the same conditions, the nature and influence degree of the selected parameters on the diesel performance were determined. The conclusion about complex improvement of possibilities of the diesel engine performance at the VFE by choosing rational fuel supply system parameters has been given.

УДК 621.431

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.2.02

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин, Д.О. Шалапко

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА АЛЬТЕРНАТИВНОМ ТОПЛИВЕ

Рассмотрена утилизация теплоты отходящих газов и наддувочного воздуха современного малооборотного двигателя 7S50ME-LGIM (12,46МВт 117, мин⁻¹) фирмы MAN Diesel & Turbo, способного работать на метаноле, газовом топливе (MGO) и нефтяном топливе (MDO и HFO), металлогидридными установками непрерывного действия. Установлено, что применение таких установок позволит дополнительно получать 0,78...0,87 МВт эффективной мощности, при этом температуры сорбции $T_a = 315...325$ К, десорбции $T_d = 360...400$ К, степень регенерации тепловой энергии $r_t = 0,4...0,8$, металлгидрид с $\Delta H = 25,52$ МДж/(мольК), $T^* = 275$ К.

Введение

Судовые малооборотные дизели, работающие

на газовом топливе, характеризуются высокой

надежностью и топливной экономичностью. Так

фирмой MAN Diesel & Turbo разработаны и внедрены в эксплуатацию двигатели типа ME-GI и ME-LGI. Первый тип двигателей позволяет использовать в качестве топлива сжиженный природный газ (LNG), второй – сжиженный нефтяной газ (LPG). Такие двигатели устанавливаются, как правило, в судах-газовозах и используют часть перевозимого груза, а также возникающие технологические испарения (VOCs выпарки) [1].

Дальнейшим развитием указанных моделей ДВС является адаптация машин ME-LGI для работы на метаноле [2, 3]. Примером внедрения таких технологий является постройка в 2016 году танкера-химовоза для перевозки метанола Manchac Sun (IMO 9724013), дедевитом 50 тыс. тонн, оснащенного малооборотным двигателем MAN 7S50ME-LGIM (12,46 МВт, 117 мин⁻¹), который может работать как на дизельном топливе, так и на перевозимом метаноле. Manchac Sun на правах долгосрочной аренды фрахтуется компанией Waterfront Shipping Company, которая является дочерней компанией Metanex Corporation и управляет крупнейшим в мире флотом океанских танкеров-перевозчиков метанола [4]. Также компанией планируется закупка ещё минимум двух судов такого типа.

Зависимости среднего удельного эффективного расхода топлива от мощности указанного двигателя, приведены (рис. 1) [5], а тепловой баланс, со-

ставленный на основе данных фирмы-производителя двигателя, представлен в виде диаграммы (рис. 2) [5].

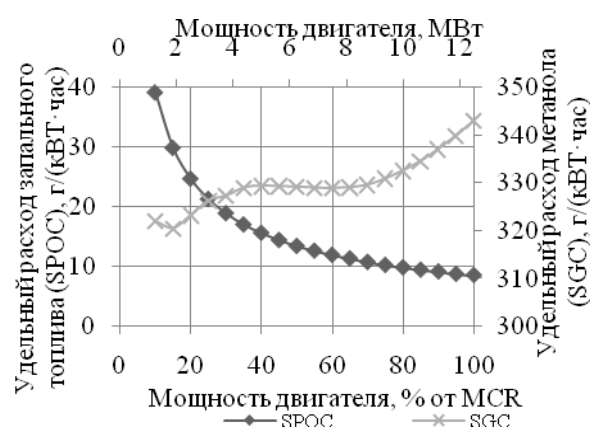


Рис. 1. Зависимость удельного расхода топлива двигателя MAN7S50ME-LGIM от мощности

Изложение основного материала

Как следует из приведенных выше данных, около половины энергии сгоревшего топлива не используется, а отводится в окружающую среду вместе с теплотой вторичных энергоресурсов (ВЭР). Указанную энергию можно преобразовать в полезную работу в утилизационных металлургических установках непрерывного действия [6].

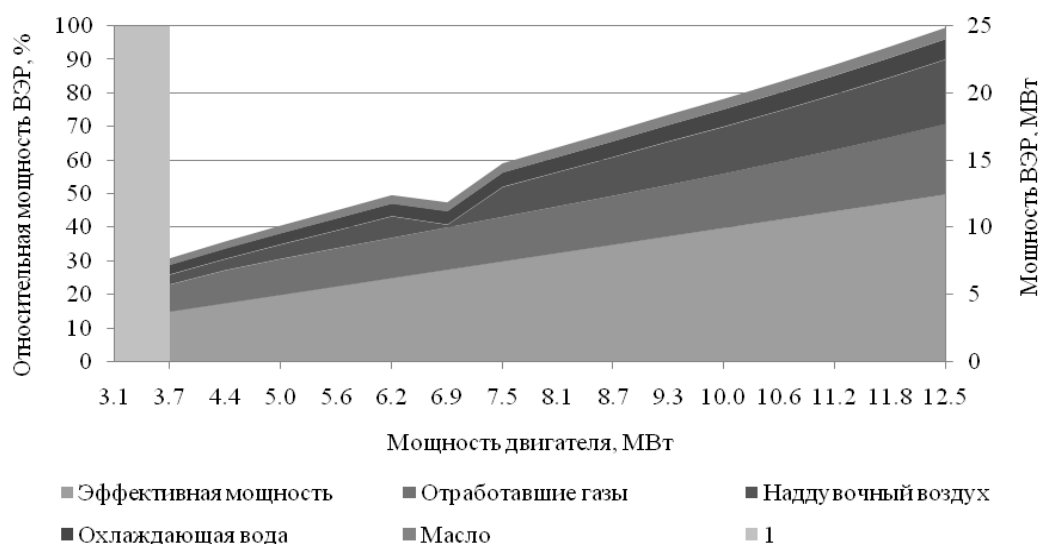


Рис. 2. Диаграмма теплового баланса двигателя MAN 7S50ME-LGIM (12,4 МВт, 117 мин⁻¹)

Целью работы является определение параметров утилизационной металлургической установки непрерывного действия, использующей теплоту малооборотного двигателя, работающего на метаноле.

Схема указанной утилизационной установки приведена на рис. 3, основные ее элементы описаны в работе [6], особенностью схемы являются наличие в контуре нагрева смесителя 7 и разделителя потоков теплоносителя 5. Это позволяет ис-

пользовать высокотемпературную составляющую тепловой мощности ВЭР ДВС, отведенную от отходящих газов (ОГ), для перегрева водорода.

Пройдя через перегреватель водорода, теплоноситель нагревающего контура смешивают с теплоносителем нагревающего контура, прошедшим охладитель надувочного воздуха (ОНВ). Смешанный поток с температурой T_{mix} направляют в де-

сорбер. В десорбере тепловая мощность используется для нагрева суспензии металлгирида до температуры десорбции T_d и выделения водорода. Выделившийся водород направляют в перегреватель водорода, затем в водородную расширительную машину, в которой происходит выработка полезной механической работы, которая сопровождается падением давления и температуры водорода.

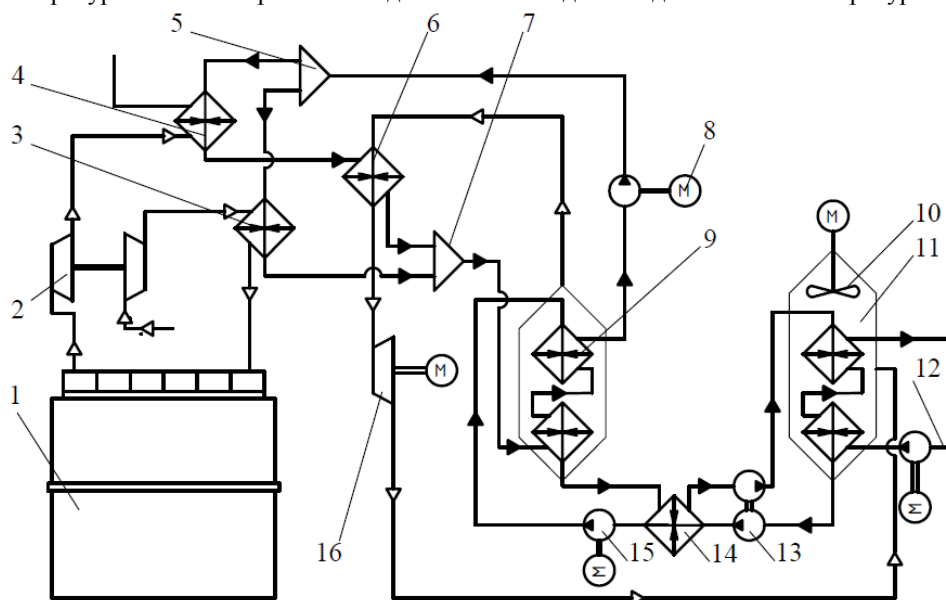


Рис. 3. Схема металлогидридной утилизационной установки непрерывного действия:

1 – малооборотный ДВС, 2 – турбокомпрессор, 3 – охладитель надувочного воздуха, 4 – утилизационный котёл, 5 – разделитель потоков теплоносителя контура нагрева, 6 – перегреватель водорода, 7 – смеситель потоков теплоносителя контура нагрева, 8 – циркуляционный насос контура нагрева, 9 – десорбер, 10 – вымешивающее устройство, 11 – сорбер, 12 – циркуляционный насос охлаждающего контура, 13 – турбонасосный агрегат, 14 – регенерационный теплообменный аппарат (РТО), 15 – питательный насос, 16 – водородная расширительная машина

После расширительной машины водород направляют в сорбер. В сорбере водород поглощается суспензией металлгирида. Выделяющаяся при этом теплота реакции поглощения отводится теплоносителем охлаждающего контура (заборной водой). Суспензия металлгирида, насыщенная водородом, перекачивается питательным насосом в десорбер, где происходит выделение водорода. Таким образом, цикл работы утилизационной металлогидридной установки замыкается.

Суспензию металлгирида, нагретую до температуры десорбции, направляют в сорбер, где она снова обогащается водородом. В контуре циркуляции суспензии установлен регенерационный теплообменный аппарат (РТО), который позволяет часть тепловой мощности от нагретой части контура передавать к охлажденной части контура [7]. Также в контуре циркуляции суспензии металлгирида используется регенерация механической энергии.

На основе описанной схемы металлогидридной утилизационной установки непрерывного действия разработана математическая модель, в которой малооборотный двигатель рассматривается как источник тепловой энергии, зависящий от тепловой мощности отработавших газов Q_{OG} , надувочного воздуха $Q_{ОНВ}$ и их температур, соответственно T_{OG} и $T_{ОНВ}$. Тепловая мощность отработавших газов и надувочного воздуха определяется на основе данных, приведенных фирмой-производителем:

$$Q_{OG} = G_{OG} c_p^{OG} (T_{OG} - T_{OG}^{BYX});$$

$$Q_{ОНВ} = G_{ОНВ} c_p^{ОНВ} (T_{ОНВ} - T_{ОНВ}^{BYX}),$$

где G_{OG} – массовый расход отработавших газов и надувочного воздуха; T_{OG} , $T_{ОНВ}$ – температура отработавших газов на входе в утилизационный котёл и температура надувочного воздуха на входе в охладитель надувочного воздуха, значения которых приведено фирмой-производителем; c_p^{OG} , $c_p^{ОНВ}$ –

изобарная теплоёмкость отработавших газов и наддувочного воздуха, соответственно; T_{OG}^{BbIX} , T_{OHV}^{BbIX} – температура отработавших газов и наддувочного воздуха на выходе из утилизационного котла и ОНВ:

$$T_{OG}^{BbIX} = T_d + \Delta T_9 + \Delta T_{YK}^{BbIX};$$

$$T_{OHV}^{BbIX} = T_d + \Delta T_9 + \Delta T_{OHV}^{BbIX},$$

где T_d – температура десорбции; ΔT_9 – температурный напор на выходе из десорбера; ΔT_{YK}^{BbIX} , ΔT_{OHV}^{BbIX} – температурный напор на выходе из утилизационного котла и ОНВ.

Располагаемая тепловая мощность отработавших газов соответствует тепловой мощности, потребляемой утилизационной металлгидридной установкой непрерывного действия и определяет расход теплоносителя контура нагрева, который разделён на две составляющие: расход теплоносителя контура нагрева через утилизационный котёл G_{T1} , и расход теплоносителя контура нагрева через ОНВ G_{T2} :

$$G_{T1} = \frac{G_{OG} c_p^{OG} (T_{OG}^{BX} - T_{OG}^{BbIX})}{c_p^T (T_{T1}^{BbIX} - \Delta T_{YK}^{BX} - T_{T1}^{BbIX} + \Delta T_{YK}^{BbIX})},$$

где ΔT_{YK}^{BX} – температурный напор на входе в утилизационный котёл; ΔT_{YK}^{BbIX} – температурный напор на выходе из утилизационного котла, принято $T_{YK}^{BX} = 7$ К; $\Delta T_{YK}^{BbIX} = 7$ К. Аналогично для охладителя наддувочного воздуха

$$G_{T2} = \frac{G_{OHV} c_p^{OHV} (T_{OHV}^{BX} - T_{OHV}^{BbIX})}{c_p^T (T_{T2}^{BbIX} - \Delta T_{OHV}^{BX} - T_{T2}^{BbIX} + \Delta T_{OHV}^{BbIX})},$$

здесь ΔT_{OHV}^{BX} – температурный напор на входе в охладитель наддувочного воздуха; ΔT_{OHV}^{BbIX} – температурный напор на выходе из охладителя наддувочного воздуха, принято $\Delta T_{OHV}^{BX} = 9$ К, $\Delta T_{OHV}^{BbIX} = 9$ К.

В представленной схеме часть тепловой мощности, затраченная на перегрев водорода от температуры десорбции T_d до температуры перегрева T_2 :

$$Q_{H_2}^{IIEP} = G_{H_2} c_p^{H_2} (T_2 - T_d + \Delta T_{IIEP}^{BbIX});$$

$$T_2 = T_T^{BbIX} - \Delta T_{YK}^{BX} - \Delta T_{IIEP}^{BX},$$

где ΔT_{IIEP}^{BX} – температурный напор на входе в перегреватель водорода; ΔT_{IIEP}^{BbIX} – температурный напор на выходе из перегревателя водорода; $c_p^{H_2}$ – теплоёмкость водорода; G_{H_2} – расход водорода.

Расход водорода определяется термодинамическими свойствами металлгидрида, концентрацией металлгидрида в жидкости-носителе c_{MG} , и тепловой мощностью ОГ (за вычетом тепловой мощности, потраченной на перегрев водорода) и тепловой мощностью наддувочного воздуха:

$$A_{H_2} = T^{OG} - \Delta T_{OG}^{BX};$$

$$B_{H_2} = \frac{c_p^{H_2} (T^{OG} - \Delta T_{OG}^{BX} - \Delta T_{H_2}^{BX} - T_d)}{c_p^{ter}};$$

$$C_{H_2} = T_{OHV} - \Delta T_{OHV}^{BbIX};$$

$$D_{H_2} = \frac{A_{H_2} G_{T1} - C_{H_2} G_{T2}}{G_{T1} + G_{T2}};$$

$$E_{H_2} = \frac{B_{H_2}}{G_{T1} + G_{T2}};$$

$$F_{H_2} = \frac{c_{MG} c_p^{sus} (T_d - T_d^{BbIX}) + \Delta H}{c_p^{ter}};$$

$$G_{H_2} = \frac{(G_{T1} + G_{T2}) c_p^{ter} (D_{H_2} - (T_d - \Delta T_d^{BbIX}))}{F_{H_2} + E_{H_2} (G_{T1} + G_{T2}) c_p^{ter}},$$

где c_p^{ter} – теплоёмкость теплоносителя нагревательного контура; ΔT_d^{BbIX} – температурный напор на выходе из десорбера.

Температура теплоносителя контура нагрева после смешивания потоков теплоносителя T_{mix} в смесителе 7, (см. рис. 3):

$$T_{mix} = \frac{T_{IIEP}^{BbIX} G_{T1} - T_T^{BbIX} G_{T2}}{T_{IIEP}^{BbIX} - T_T^{BbIX}};$$

$$T_{IIEP}^{BbIX} = T_T^{BbIX} - \frac{Q_{IIEP}}{G_{H_2} c_p^{H_2}}.$$

Параметры водородного контура, контура суспензии металлгидрида и контура охлаждения определяются по зависимостям, приведенным в [6].

В результате математического моделирования определено значение эффективной мощности, вырабатываемое утилизационной металлгидридной установкой непрерывного действия (металлогидрид $ZrCrFe_{1,6}$ $\Delta H = 25,52$ МДж/(моль К), $T^* = 275$ К), работающей совместно с малооборотным двигателем 7S50ME-LGIM, (рис.4).

Для температуры десорбции $T_d = 360 \dots 390$ К, степени регенерации тепловой энергии $r_t = 0,4 \dots 0,8$, температуры сорбции $T_a = 315$ К, температуре охлаждающего контура на входе в сорбер (температуре заборной воды) $T^{BX} cool = 393$ К эффективная мощность утилизационной установки составляет 0,78...0,87 МВт. При увеличении температуры сорбции до 320...325 К и сохранении прочих параметров неизменными, значение эффективной мощности уменьшится от 0,71...0,81 МВт до 0,61...0,74 МВт, соответственно.

Отношение эффективной мощности утилизационной металлгидридной установки непрерывного действия к площади теплообменных аппаратов N_F , при температуре сорбции $T_a = 315$ К, составляет 80...105 Вт/м². При увеличении температуры сорбции до 320...325 К значение указанного параметра N_F уменьшится до 92...100 Вт/м² и 78...94 Вт/м², соответственно (см. рис. 4 б).

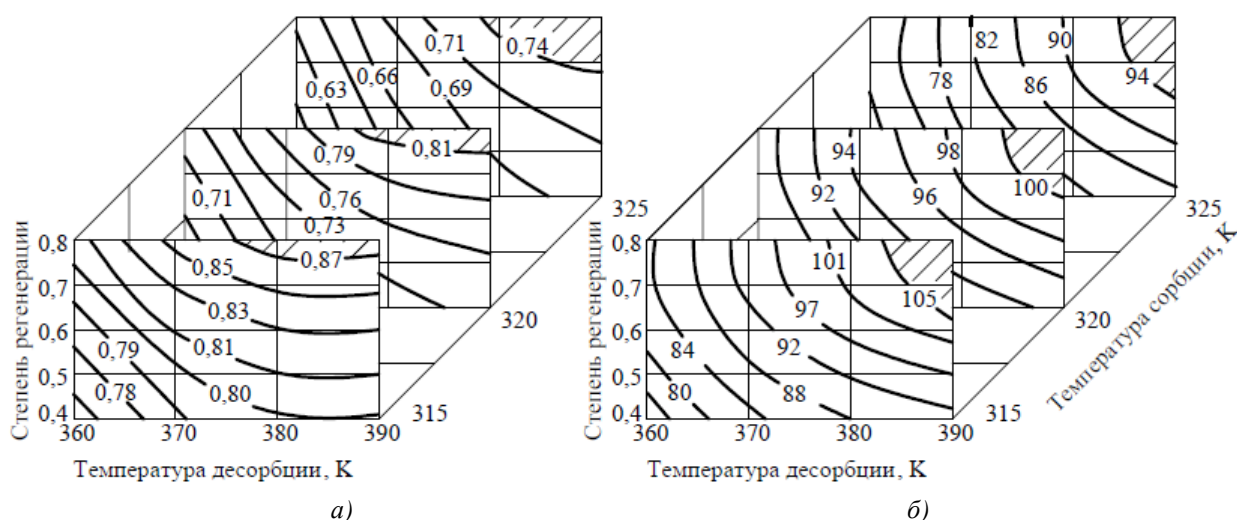


Рис. 4. Эффективная мощность, МВт (а) и отношение эффективной мощности к площади теплообменных аппаратов, Вт/м² (б) утилизационной металлгидридной установки непрерывного действия ДВС 7S50ME-LGIM

Температурно-тепловая диаграмма утилизационной металлгидридной установки непрерывного действия, при $T_D = 380\text{K}$, $T_a = 315\text{K}$ приведена (рис. 5).

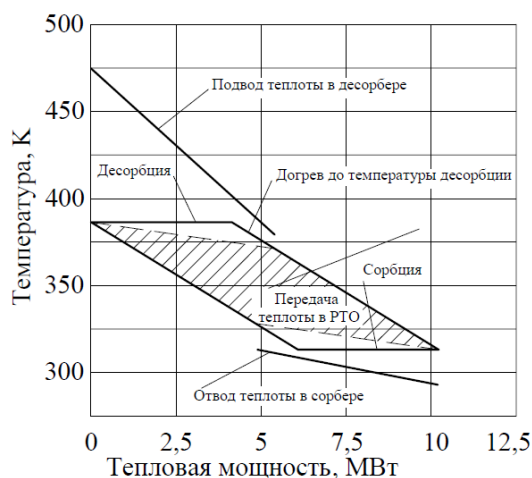


Рис. 5. Температурно-тепловая диаграмма утилизационной металлгидридной установки непрерывного действия ($T_D=380\text{K}$, $r_i = 0,7$) ДВС 7S50ME-LGIM

При использовании металлгидрида с $\Delta H = 25,52\text{ МДж}/(\text{моль К})$, $T^* = 275\text{ K}$, при температуре десорбции $T_D = 390\text{ K}$, давление десорбции составляет 2,6 МПа.

Заключение

1. Применение утилизационной металлгидридной установки непрерывного действия для утилизации теплоты отходящих газов и наддувочного воздуха двигателя 7S50ME-LGIM позволит допол-

нительно получить 0,78...0,87 МВт механической мощности.

2. Для степени регенерации тепловой энергии $r_i = 0,4...0,8$, температуры десорбции $T_D = 360...390\text{K}$, при использовании металлгидрида с $\Delta H = 25,52\text{ МДж}/(\text{моль К})$, $T^* = 275\text{ K}$, при температуре сорбции $T_a = 315\text{ K}$ отношение эффективной мощности утилизационной металлгидридной установки непрерывного действия к площади теплообменных аппаратов N_F составляет 80...105 Вт/м², для температуры сорбции $T_a = 320\text{ K} - 92...100\text{ Вт}/\text{м}^2$, для температуры сорбции $T_a = 325\text{ K} - 78...94\text{ Вт}/\text{м}^2$.

Список литературы:

1. Dual-Fuel ME-GIE Successfully Runs on Ethane [Электронный ресурс] /<http://powerplants.man.eu/media-download/press-releases/news-detail/2017/05/16/dual-fuel-me-gie-successfully-runs-on-ethane>. Режим доступу на 29.05.2017.
2. Fuel Flexibility Done Right MAN B&W ME-GI-S and MAN B&W ME-LGI-S for stationary applications [Электронный ресурс] /http://powerplants.man.eu/docs/librariesprovider7/technical-papers/5510-0169-00ppr_low.pdf?sfvrsn=28. Режим доступу на 22.06.2017.
3. Using Methanol Fuel in the MAN B&W ME-LGI Series [Электронный ресурс] /http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/5510-0172-00ppr_using-methanol-fuel-in-the_low.pdf?sfvrsn=18. Режим доступу на 22.06.2017.
4. MANCHAC SUN: Methanol-fuelled methanol carrier [Text] // Significant ships of 2016. — Stephen and George, Gost Mill Road, Dowlais, Merthyr Tydfil, CF48 3TD, Wales. — 2017.
5. CEAS Engine Data report 7S50ME-LGIM (methanol) with high load tuning [Электронный ресурс] /<http://marine.man.eu/two-stroke/ceas>. Режим доступу на 22.06.2017.
6. Ткач, М. Р. Эффективность утилизации низкпотенциального тепла металлгидридными установками непрерывного действия / М. Р. Ткач, Б. Г. Ту-

мошевский, С.М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // *Авиационно-космическая техника и технология* – 2014. – № 9(116). – С. 39–44. 7. Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлургической установкой непрерывного действия / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю. Н. Галынкин // *Двигатели внутреннего сгорания* – 2014. – № 2. – С. 57–62.

Bibliography (transliterated):

1. "Dual-Fuel ME-GIE Successfully Runs on Ethane", available at: <http://powerplants.man.eu/media-download/press-releases/news-detail/2017/05/16/dual-fuel-me-gie-successfully-runs-on-ethane>. 2. "Fuel Flexibility Done Right MAN B&W ME-GI-S and MAN B&W ME-LGI-S for stationary applications", available at: http://powerplants.man.eu/docs/librariesprovider7/technical-papers/5510-0169-00ppr_low.pdf?sfvrsn=28. 3. "Using Methanol Fuel in the MAN B&W ME-LGI Series Ethane", available at:

http://marine.man.eu/docs/librariesprovider6/technical-papers/5510-0172-00ppr_using-methanol-fuel-in-the_low.pdf?sfvrsn=18. 4. (2017) "MANCHAC SUN: Methanol-fuelled methanol carrier", Significant ships of 2016, Gost Mill Road, Dowlais, Merthyr Tydfil, pp 44-45. 5. "CEAS Engine Data report 7S50ME-C9.5-LGIM (methanol) with high load tuning", available at: <http://marine.man.eu/two-stroke/ceas>. 6. Tkach, M. R., Timoshevskiy, B. G. Dotsenko S.M., Galyinkin, Yu. N. (2014) Efficiency of heat recovery by metal-hydride installation of continuous operation, Aerospace engineering and technology [Effektivnost' utilizatsii nizkopotentzialnogo tepla metallogidridnymi ustanovkami nepreryvnogo deystviya], Aviatcionno-kosmicheskaya tehnika i tehnologiya], № 9 (116). – pp. 39–44. 7. Tkach, M. R., Timoshevskiy, B. G. Dotsenko S.M., Galyinkin, Yu. N. (2014) "Influence of the energy recuperation on low-grade heat recovery in the metal-hydride installation of continuous operation", Internal combustion engines [Vliyaniye regeneratsii energii na effektivnost' utilizatsii nizkopotentzialnogo tepla metallogidridnoy ustanovkoy nepreryvnogo deystviya], Dvigateli vnutrennego sgoraniya], №2. – pp. 57–62.

Поступила в редакцию 04.07.2017 г.

Ткач Михаил Романович, д.т.н., проф., зав. кафедры инженерной механики и технологии машиностроения Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: mykhaylo.tkach@gmail.com. ORCID 0000-0003-4944-7113.

Тимошевский Борис Георгиевич, д.т.н., проф., зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: bogys.timoshevskyy@gmail.com.

Доценко Сергей Михайлович, к.т.н., доцент, директор Первомайского политехнического института Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Первомайск, e-mail: sergey.dotsenko@nuos.edu.ua.

Галынкин Юрий Николаевич, к.т.н., научный сотрудник Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: merchikdvs@gmail.com.

Шалапко Денис Олегович, преподаватель кафедры судового машиностроения и энергетики Херсонского филиала Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Херсон, Украина, e-mail: shalapko.densy@gmail.com.

УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОТИ ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ СУДНОВИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДВИГУНІВ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ НА АЛЬТЕРНАТИВНОМУ ПАЛИВІ

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевський, С. М. Доценко, Ю.М. Галінкін, Д.О. Шалапко

Розглянуто утилізацію теплоти відхідних газів і надувного повітря сучасного малооборотного двигуна 7S50ME-LGIM (12,46 МВт 117, хв⁻¹), фірми MAN Diesel & Turbo, здатного працювати на метанолі, газовому паливі (MGO) і нафтовому паливі (MDO та HFO), металогідридними установками безперервної дії. Встановлено, що застосування таких установок дозволить додатково отримувати 0,78...0,87 МВт ефективної потужності, при цьому температури сорбції $T_a = 315 \dots 325$ К, десорбції $T_d = 360 \dots 400$ К, ступінь регенерації теплової енергії $r_t = 0,4 \dots 0,8$, металогідрид з $\Delta H = 25,52$ МДж/(мольК), $T^* = 275$ К.

UTILIZATION OF SECONDARY HEAT ENERGY OF MARINE LOW SPEED ENGINE WHICH USES ALTERNATIVE FUEL

M.R. Tkach, B.G. Timochevskiy, S.M. Docenko, Y.N. Galinkin, D.O. Shalapko

The utilization of the exhaust gases and inflatable air heat of the modern low-speed engine 7S50ME-LGIM (12.4 MW 117, min-1), the company MAN Diesel & Turbo, capable work on methanol, liquid petroleum gas (LPG) and fuel oil (MDO and HFO), of metal-hydride plant of continuous operation have been described. It has been established that the use of such plants will additionally produce 0,78 ... 0,87 MW of effective power, with the sorption temperature $T_a = 315 \dots 325$ K, the desorption temperature $T_d = 360 \dots 400$ K, and the degree of heat energy recovery $r_t = 0.4 \dots 0.8$.

Из теплого ящика ТЯ конденсат поступает в высокотемпературную (когенерационную) ступень охладителя наддувочного воздуха (ОНВ_{ВТ}), где он нагревается до температуры примерно 90 °С за счет теплоты наддувочного воздуха, после чего – в сепаратор пара УК.

Расчеты тепловых нагрузок на систему охлаждения выполнены для контейнеровоза с главным двигателем 6S60MC6.1-TI MAN B&W [2] (мощность $N_e = 12,4$ МВт) и климатических условий в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) [5].

Исходя из температурных напоров в теплообменниках за потенциально возможную принимают глубину охлаждения воздуха на входе МОД до температуры $t_{в2} = 15$ °С и наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22$ °С.

При изменении в течение рейса климатических условий меняется тепловая нагрузка системы охлаждения, т.е. требуемая для охлаждения воздуха холодопроизводительность Q_0 (рис. 2), а также соответствующие затраты теплоты $Q_{г}$, трансформируемой в холод: $Q_{г} = Q_0 / \zeta$ (рис. 4).

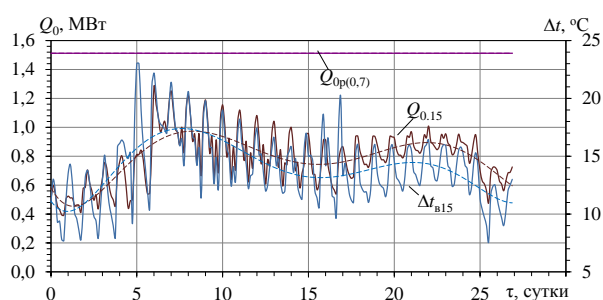


Рис. 2. Холодопроизводительности, требуемая $Q_{0,15}$ для охлаждения воздуха на входе до $t_{в2} = 15$ °С на величину $\Delta t_{в15}$ и располагаемая $Q_{0p(0,7)}$ ($\zeta = 0,7$) исходя из теплоты выпускных газов

Значения холодопроизводительности $Q_{0,15}$, требуемой для охлаждения воздуха на входе МОД (рис. 3), рассчитывали, исходя из снижения его температуры от текущей температуры в машинном отделении $t_{в1}$ ($t_{в1} = t_{нв} + 10$ °С) до $t_{в2} = 15$ °С на величину $\Delta t_{в15}$, располагаемой холодопроизводительности $Q_{0p(0,7)}$ – с учетом трансформации располагаемой теплоты выпускных газов $Q_{г,р}$ в холод в АБХМ ($Q_0 = Q_{г,р} \cdot \zeta$ при $\zeta = 0,7$), а требуемые затраты теплоты $Q_{г,15(0,7)}$ для охлаждения воздуха на входе МОД до температуры $t_{в2} = 15$ °С в АБХМ – как $Q_{г,15(0,7)} = Q_{0,15} / \zeta$ (рис. 3).

Из рис. 2 и 3 видно, что на протяжении всего рейса располагаемая холодопроизводительность $Q_{0p(0,7)}$ значительно превышает ее величину $Q_{0,15}$, необходимую для охлаждения воздуха на входе

МОД до температуры $t_{в2} = 15$ °С (рис. 2), поскольку теплота выпускных газов $Q_{г,р}$ намного больше ее требуемых затрат $Q_{г,15(0,7)}$ на охлаждение воздуха на входе МОД до $t_{в2} = 15$ °С (рис. 3).

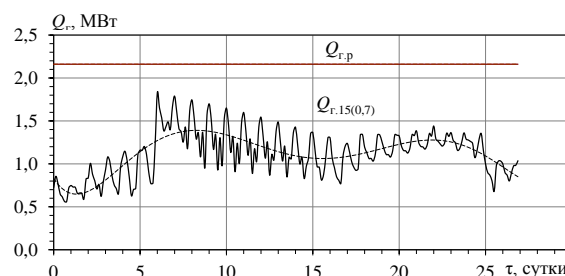


Рис. 3. Значения располагаемой теплоты выпускных газов $Q_{г,р}$, а также теплоты, необходимой для охлаждения воздуха на входе МОД до температуры $t_{в2} = 15$ °С в АБХМ $Q_{г,15(0,7)}$

В свою очередь, это стало возможным благодаря высокой эффективности трансформации теплоты выпускных газов в холод в АБХМ, тепловой коэффициент которой $\zeta = 7$ значительно превышает его величину, требуемую для получения холодопроизводительности $Q_{0,15}$ за счет теплоты выпускных газов $Q_{г}$: $\zeta = Q_{0,15} / Q_{г}$ [5].

Охлаждение воздуха на входе ТК до $t_{в2} = 15$ °С, т.е. на потенциально возможную величину $\Delta t_{в15}$, обеспечивает сокращение удельного расхода топлива МОД 6S60MC6.1-TI на величину $\Delta b_{e15} = 1,5 \dots 2,5$ г/(кВт·ч) и часового расхода $B_{г,15} = 17 \dots 30$ кг/ч для климатических условий рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) (рис. 4).

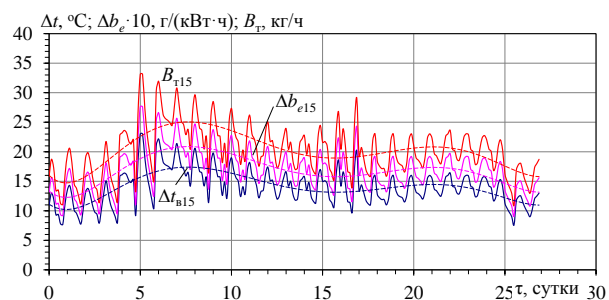


Рис. 4. Текущие значения сокращения удельного Δb_{e15} и часового $B_{г,15}$ расходов топлива МОД 6S60MC6.1-TI MAN в результате охлаждения воздуха на входе ТК в АБХМ до $t_{в2} = 15$ °С на величину $\Delta t_{в15}$ за счет теплоты выпускных газов

Значения холодопроизводительности $Q_{0,22}$, требуемой для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22$ °С на величину $\Delta t_{в22}$, располагаемой холодопроизводительности АБХМ $Q_{0p(0,7)}$ (при $\zeta = 0,7$) при трансформации в холод теплоты наддувочного воздуха $Q_{г,р}$ и его температуре на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{г2} = 110$ °С в

течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) приведены на рис. 5, а теплоты $Q_{г.22(0,7)}$, требуемой для охлаждения воздуха до $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ – на рис. 6.

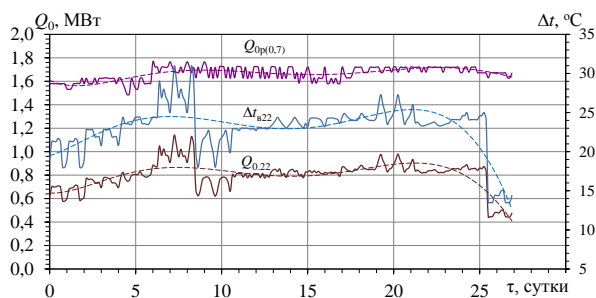


Рис. 5. Значения холодопроизводительности $Q_{0,22}$, требуемой для охлаждения наддувочного воздуха до $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ на величину $\Delta t_{в22}$, располагаемой холодопроизводительности АБХМ (при $\zeta = 0,7$) $Q_{0p(0,7)}$ исходя из теплоты наддувочного воздуха после ТК при его температуре на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{22} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$

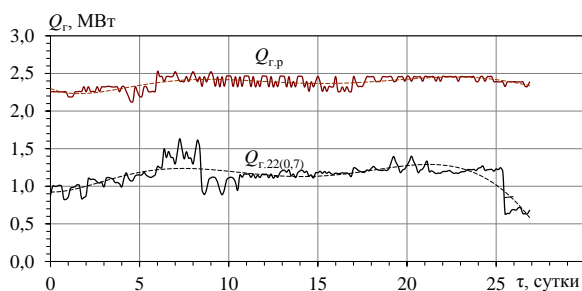


Рис. 6. Значения располагаемой теплоты наддувочного воздуха $Q_{г,p}$, а также теплоты, необходимой для охлаждения наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ $Q_{г,22(0,7)}$ в АБХМ

При этом требуемая эффективность трансформации теплоты наддувочного воздуха после ТК для его охлаждения до температуры $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\zeta = 0,35...0,45$, что намного меньше теплового коэффициента АБХМ [5].

О сокращении удельного Δb_e и часового B_t расходов топлива МОД 6S60MC6.1-Т1 для климатических условий рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) за счет охлаждения наддувочного воздуха до $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ на величину $\Delta t_{в12}$ можно судить по рис. 7.

Как видно, охлаждение наддувочного воздуха до температуры $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ обеспечивает сокращение удельного расхода топлива МОД 6S60MC6.1-Т1 на величину $\Delta b_e = 2,5...3,0$ г/(кВт·ч) для климатических условий рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009).

О суммарном эффекте от охлаждения воздуха на входе ТК до температуры $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и наддувочного воздуха до $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ в АБХМ можно судить по сокращению удельного Δb_{e22} и часового

$B_{т22}$ расходов топлива МОД 6S60MC6.1-Т1 для климатических условий рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009) на рис. 8.

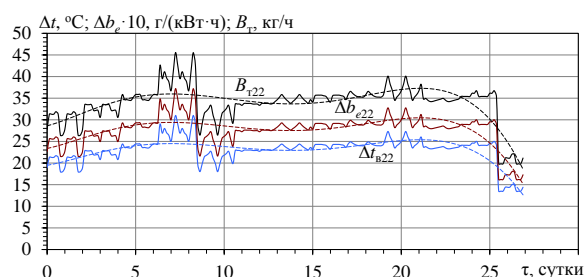


Рис. 7. Сокращение удельного Δb_{e22} и часового B_{m22} расходов топлива МОД 6S60MC6.1-Т1 в результате охлаждения наддувочного воздуха в АБХМ на величину $\Delta t_{в22}$ до $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ за счет теплоты наддувочного воздуха после ТК

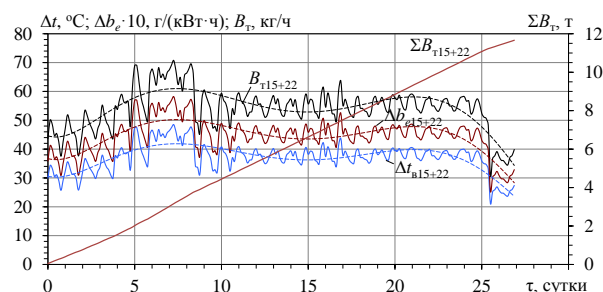


Рис. 8. Текущие значения сокращения удельного $\Delta b_{e,p(0,2)}$ и часового $B_{т,p(0,2)}$ расходов топлива за счет охлаждения воздуха на входе до $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и наддувочного воздуха до $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ с суммарным снижением температуры циклового воздуха на величину $\Delta t_{в15+22}$ трансформацией теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха (при температуре наддувочного воздуха на выходе из ОНВ_{ВТ} $t_{22} = 110\text{ }^{\circ}\text{C}$) в АБХМ ($\zeta = 0,7$) для МОД 6S60MC6.1-Т1 в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009)

Как видно, высокая эффективность трансформации теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха в холод в АБХМ ($\zeta = 0,7$) обеспечивает глубокое охлаждение воздуха на входе ТК до $t_{в2} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и наддувочного воздуха до $t_{в2} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ и, как следствие, сокращение удельного расхода топлива МОД 6S60MC6.1-Т1 на величину $\Delta b_e = 4,0...4,5$ г/(кВт·ч) в течение рейса Одесса-Йокогама (1.07...27.07.2009).

Заключение

Выполнено сравнение теплового потенциала горячей воды, получаемой за счет теплоты выпускных газов и наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля, с одной стороны, и теплоты, требуемой для охлаждения его циклового воздуха (воздуха на входе турбокомпрессора и наддувочно-

го воздуха на входе в цилиндры) абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной, с другой стороны.

Показано, что применение высокоэффективных абсорбционных термотрансформаторов с тепловым коэффициентом $\zeta = 0,7$ обеспечивает глубокое охлаждение циклового воздуха (воздуха на входе ТК до 15 °С и наддувочного воздуха до 22 °С) и, как следствие, сокращение удельного расхода топлива для МОД 6S60MC6.1-TI на 4,0...4,5 г/(кВт·ч) для климатических условий эксплуатации судна в течение рейса Одесса–Йокогама (1.07...27.07.2009).

Список литературы:

1. *Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines [Text] // MAN Diesel & Turbo. – Copenhagen, Denmark, 2010. – 17 p.* 2. *MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines [Electronic resource]. – Copenhagen, Denmark : MAN Diesel. – 2010. – 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf.* 3. Радченко, Р.Н. Анализ альтернативных вариантов охлаждения циклового воздуха малооборотного дизеля транспортного судна [Текст] / Р.Н. Радченко // *Авиационно-космическая техника и технология. – 2014, № 5 (112). – С. 104–108.* 4. Радченко, Р.Н. Эффективность трансформации теплоты в трехступенчатой системе охлаждения наддувочного воздуха судового малооборотного дизеля [Текст] /

Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов // *Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 1. – С. 10–13.* 5. Радченко, Р.Н. Использование теплофикационного потенциала судового малооборотного дизеля для охлаждения циклового воздуха эжекторным термотрансформатором [Текст] / Р.Н. Радченко, Н.С. Богданов, Н.И. Радченко, А.А. Андреев // *Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – № 1. – С. 8–12.*

Bibliography (transliterated):

1. *Influence of Ambient Temperature Conditions. Main engine operation of MAN B&W two-stroke engines (2010), MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, Denmark, 17 p.* 2. *MAN B&W ME/ME-C/ME-GI/ME-B-TII engines (2010), Copenhagen, Denmark: MAN Diesel, 357 p. – Access mode: http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s90mcc8.pdf.* 3. Radchenko, R.N. (2014), "Analysis of alternative variants of low speed diesel cyclic air chilling on transport ship", *Aerospace Technic and Technology* ["Analiz alternativnykh variantov ohlazhdeniya cikloвого vozduha malooborotного dizelya transportного sudna", *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*], № 5/112, pp. 104–108. 4. Radchenko, R.N., Bogdanov, N.S. (2016), "Efficiency of heat transformation in three stage scavenge air cooling system of marine low speed diesel", *Internal Combustion Engines*, ["Effektivnost transformacii teploty v tryohstupenчатой системе ohlazhdeniya nadduvochnого vozduha sudового malooborotного dizelya", *Dvigately vnutrenнего sgoraniya*], № 1, pp. 10–13. doi: 10.20998/0419-8719.2016.1/02. 5. Radchenko, R.N., Bogdanov, N.S., Radchenko, N.I., Andreev, A.A. (2017), "The use of heat supply potential of marine low speed diesel by ejector thermotransformer for cooling of cyclic air on rout line", *Internal Combustion Engines*, ["Ispolzovanie teplofikacionного potenciala sudового malooborotного dizelya dlja ohlazhdeniya cikлового vozduha ezhektорным термотрансформатором", *Dvigately vnutrenнего sgoraniya*], № 1, pp. 8–12. doi: 10.20998/0419-8719.2017.1.02.

Поступила в редакцию 02.06.2017 г.

Радченко Роман Николаевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. кафедры кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: nirad50@gmail.com.

Николай Семенович Богданов – аспирант Национального университета "Одесская морская академия"

Радченко Николай Иванович – доктор техн. наук, проф., зав. кафедрой кондиционирования и рефрижерации Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: nirad50@gmail.com.

Андреев Андрей Адольфович – канд. техн. наук, доцент Херсонского филиала Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Херсон, Украина.

РЕАЛІЗАЦІЯ ТЕПЛОФІКАЦІЙНОГО ПОТЕНЦІАЛУ СУДОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ АБСОРБЦІЙНИМ ТЕРМОТРАНСФОРМАТОРОМ ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ

Р.М. Радченко, М.С. Богданов, М.І. Радченко, А.А. Андреев

Проаналізований тепловий потенціал гарячої води, яку отримують за рахунок теплоти випускних газів і наддувочного повітря судового малооборотного дизеля і яка витрачається на теплофікаційні потреби у прохолодні періоди експлуатації судна. Досліджено його використання абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною для охолодження циклового повітря – повітря на вході турбокомпресора та наддувочного повітря у впускному ресивері дизеля. Показано, що висока ефективність трансформації теплоти гарячої води в холод абсорбційною бромистолітєвою холодильною машиною забезпечує за рахунок глибокого охолодження циклового повітря дизеля скорочення споживання палива максимально можливе для кліматичних умов експлуатації судна на конкретній рейсовій лінії.

REALIZATION OF HEAT SUPPLY POTENTIAL OF MARINE LOW SPEED DIESEL BY ABSORPTION LITUMBROMIDE THERMOTRANSFORMER FOR COOLING OF CYCLIC AIR

R.N. Radchenko, N.S. Bohdanov, N.I. Radchenko, A.A. Andreev

The heat potential of hot water produced by the heat of exhaust gas and scavenge air of marine low speed diesel and expended for heating demands during cool periods of the ship performance has been analyzed. Its use by absorption of litumbromide chiller for diesel engine of cyclic air (a turbocharger intake air and a scavenge air in the inlet receiver cooling) has been investigated. It has been shown that due to a high efficiency of hot water heat transformation by absorption litumbromide chiller a maximal fuel saving potentially possible for climatic conditions of ship performance on rout line is provided as a result of diesel cyclic air deep cooling.

І.В. Парсаданов, В.О. Хижняк, І.В. Рикова

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ФОРМИ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ КАТАЛІТИЧНОГО ПОКРИТТЯ НА ПОВЕРХНІ ПОРШНЯ

Проведений аналіз форм камер згоряння дизелів з безпосереднім впорскуванням палива для рівнів максимального тиску впорскування палива від 100 МПа до 180 МПа. Розглянуті основні вимоги та особливості впливу форми камери згоряння на процеси сумішоутворення та кінетики протікання хімічних реакцій при нанесенні шару каталітичного покриття на поверхню камери згоряння в поршні. Проаналізовані найпоширеніші форми камер згоряння та дані рекомендації зі збільшення утворення активних частинок, зниження енергії активації палива, а також зменшення неоднорідності горіння палива в пристінкових зонах. Для двох рівнів максимального тиску впорскування палива запропоновані варіанти конструкцій форм камер згоряння, що дозволяють збільшити поверхню камери при використанні каталітичного покриття на поверхні поршня.

Вступ

Одним із енергоефективних методів впливу на токсичність відпрацьованих газів (ВГ) дизелів є внутрішньоциліндровий каталіз. Процес каталітичного перетворення токсичних речовин ВГ відбувається в циліндрі дизеля внаслідок посилення взаємодії активних частинок з продуктами розпаду складних вуглеводних ланцюгів, що містяться в шарі нанесеного каталітичного покриття. Це дозволяє збільшити швидкість хімічних реакцій на початковій фазі згоряння та під час дифузійного згоряння.

Технологія плазово-електролітичного окисдування дозволяє в якості матеріалу підкладки для каталітичного покриття на поверхні поршнів з алюмінієвого сплаву одержати корундовий теплоізолюючий шар з високою міцністю і пористістю.

Після нанесення шару каталітичного покриття, поверхня підкладки набуває характерної шорсткості, в межах якої формуються активні частинки. В процесі експлуатації нанесене каталітичне покриття на поверхні камери згоряння (КЗ) поршня створює ефект часткової теплоізоляції, що дозволяє знижувати максимальний тепловий потік від робочого тіла у поршень [1].

Одним із заходів з підвищення ефективності протікання реакцій внутрішньоциліндрового каталізу є збільшення площі поверхні, на яку наноситься каталітичне покриття (без змінення об'єму КЗ в поршні) за рахунок вибору форми КЗ.

Мета роботи – обґрунтування вибору форми КЗ дизеля з безпосереднім впорскуванням палива при різних рівнях тиску паливоподачі для забезпечення каталітичного ефекту.

Вимоги до форми камери згоряння

В швидкохідних дизелях на створення робочої суміші відводиться обмежений час. Практично після початку впорскування палива починається процес згоряння, при цьому залишок порції палива подається у зону основного фронту полум'я.

Від вибору форми КЗ при заданих характеристиках подачі палива, тривалості впорскування палива, параметрів факелів, кількості отворів розпилювача, напрямку і інтенсивності руху повітряного заряду залежить ефективність забезпечення найкращих умов для сумішоутворення, підведення окислювача при горінні палива в дифузійній фазі з найменшими втратами теплоти в стінки на всіх можливих режимах роботи дизеля [2]. Очевидним є факт, що всім цим вимогам не може відповідати жодна з форм КЗ.

Узагальнена форма КЗ поршня для дизеля з безпосереднім впорскуванням палива наведена на рис. 1.

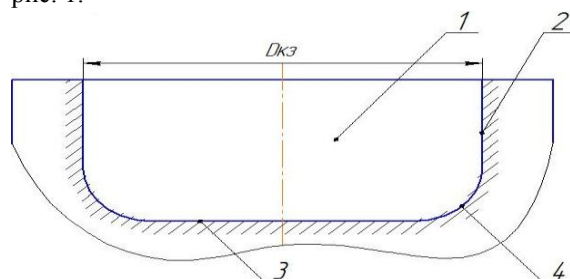


Рис. 1. Узагальнена форма КЗ дизеля з безпосереднім впорскуванням палива:

1 – камера згоряння; 2 – бічна стінка; 3 – донце камери; 4 – радіус переходу від бічної поверхні до донця камери

Інтенсивність руху повітряного заряду досягається тангенціальним або гвинтовим впускним (впускними) каналами головки циліндрів.

Вибір швидкості руху повітряного вихору проводять за умови забезпечення найбільш високих індикаторних і ефективних показників дизеля на режимі номінальної потужності. Це може призвести до погіршення паливної економічності, збільшення токсичності та димності ВГ на часткових режимах роботи дизеля. Деяке зниження величини потрібної тангенціальної швидкості вихору на режимі номінальної потужності, однозначно призведе

до меншої залежності умов сумішеутворення від частоти обертання колінчастого валу двигуна.

Таким чином, вимоги до вибору форми КЗ поршня комплексно визначаються швидкістю і напрямком руху повітряного заряду, характеристиками паливоподачі, місцем розташування форсунки, режимами роботи дизеля тощо.

Конструктивні елементи КЗ – турбулізуюча кромка, нахилена бічна поверхня, радіус переходу від бічної поверхні до нижньої частини і її виступаючий конус (витиснювач) забезпечують спрямований рух заряду, щодо факелів палива з урахуванням взаємодії палива зі стінкою і аеродинамічних характеристик руху заряду, а також зменшують об'єми зон камери, в яких згоряння відбувається менш інтенсивно (рис.2).

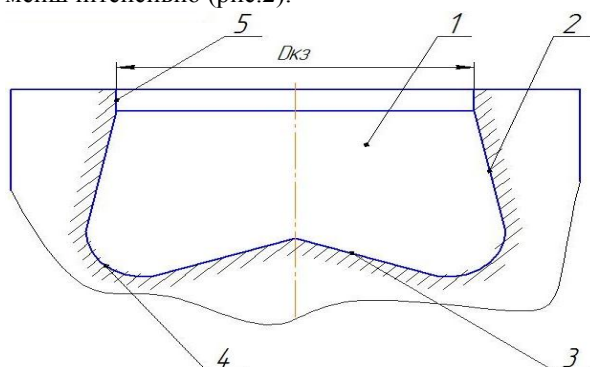


Рис. 2. Форма КЗ з турбулізуючою кромкою, нахиленою бічною поверхнею та витиснювачем:
1 – камера згоряння; 2 – бічна стінка; 3 – витиснювач; 4 – радіус переходу від бічної поверхні до донця камери; 5 – турбулізуюча кромка

Для зменшення втрат теплоти ефективним є застосування теплоізоляції КЗ [3]. При теплоізоляції КЗ збільшується середній показник політропи стиснення $n_{ст}$, що сприяє підвищенню тиску в кінці стиснення (P_c і T_c) і, як наслідок, прискоренню передполум'яних реакцій, скороченню періоду індукції (τ_i), зменшенню $(dp/d\phi)_{max}$, $\Delta p/\Delta \phi$ і λ , знижує щільність заряду (γ), зменшує коефіцієнт наповнення (η_v) і коефіцієнт надлишку повітря (α).

З цього виходить, що теплоізоляція впливає не тільки на втрати теплоти через поршень, але і на параметри повітряного заряду і умови сумішеутворення, а ефективність теплоізоляції буде залежати від вихідного теплового стану КЗ, тобто, для різних умов сумішеутворення існує поріг, до якого збільшення температури поверхні КЗ може приводити до поліпшення умов для повного і ефективного згоряння палива.

Особливості застосування каталітичного покриття на поверхні КЗ поршня

Підвищення ефективності згоряння в дизелях

можна досягти шляхом впливу на кінетику протікання хімічних процесів окислення палива за рахунок використання термokatалітичних елементів (модифікаторів), дія яких спрямована на промотування (зниження енергії активації за рахунок додаткового включення активних частинок) ряду передполум'яних і полум'яних реакцій вуглеводневого палива. Цей метод є найбільш простим і економічно доцільним серед існуючих методів активації хімічних процесів. Основними вимогами щодо ефективного згоряння при каталітичному впливі є забезпечення інтенсивної взаємодії суміші, що згоряє з каталітичною поверхнею КЗ, дотримання заданої температури для ефективного протікання каталітичних процесів [4].

Процеси згоряння палива в КЗ супроводжуються інтенсивною втратою теплоти в стінки. Значна частка втрат теплоти в стінки (до 25%) обумовлена випромінюванням полум'я. Після завершення процесу згоряння зберігається тільки конвективний теплообмін між продуктами згоряння і стінками надпоршневої порожнини, інтенсивність якого залежить від різниці температури між продуктами згоряння і поверхнею стінок КЗ.

Поряд із забезпеченням розглянутих вище вимог, що пред'являються до форми КЗ при безпосередньому впорскуванні палива і методів впливу на кінетику згоряння палива, необхідно забезпечити максимальне збільшення поверхні КЗ в поршні. Зростання теплових втрат в стінки при цьому буде компенсуватися теплоізоляційними властивостями носія каталітичного шару. Визначення впливу теплоізолюючого ефекту від використання плазмово-електролітичного окисдування при збільшенні поверхні поршнів здійснюється за допомогою розрахункового методу, описаного у роботі [3].

Форми КЗ існуючих дизелів і для застосування каталітичного покриття на поверхні поршня

Для дизелів з безпосереднім впорскуванням палива, на яких застосована паливна апаратура, що забезпечує $P_{впрmax}$ = до 100 МПа, діаметр КЗ знаходиться в межах (0,55...0,65) від діаметра циліндра. Збільшення площі поверхні КЗ можна забезпечити застосуванням розвиненої поверхні витиснювача з урахуванням того, що його форма не буде перешкоджати розвитку паливного факела, нахилом бічної поверхні, застосуванням «виточок» і зміною форми турбулізатора у верхній частині камери. Приклад таких камер, які впроваджені в дизелях із безпосереднім впорскуванням палива, показано на рис. 3 (а-в).



Рис. 3. Варіанти форм КЗ поршнів дизелів для $P_{впр.мах}$ до 100 МПа

У дизелях з безпосереднім впорскуванням палива і паливною апаратурою, що забезпечує тиск $P_{впр.мах}$ до 150 МПа, діаметр КЗ знаходиться в межах (0,75...0,85) від діаметра циліндра, якісне сумішеутворення забезпечується в основному за рахунок характеристик подачі палива. Саме тому, при такому рівні тиску застосовування в КЗ виточок в

боковій стінці і турбулізаторів є недоцільним, вони негативно впливають на процеси сумішеутворення та погіршують процес основного згоряння.

Додаткове збільшення поверхні камери може бути досягнуто за рахунок збільшення бічної поверхні витиснювача і виконання ступінчастих проточок та кромки, як показано на рис. 4.

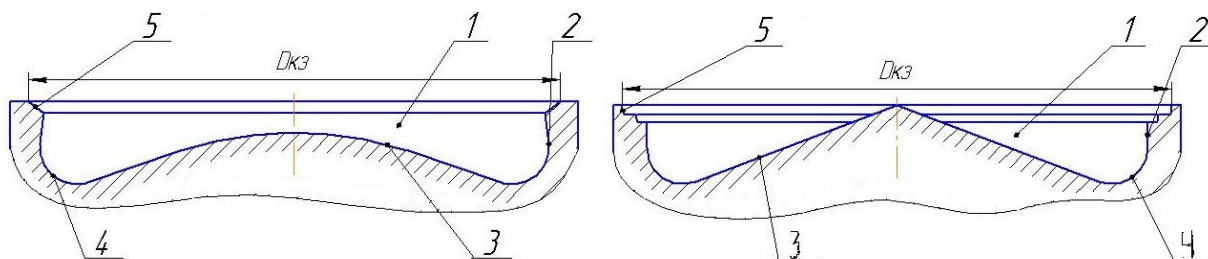


Рис. 4. Форми КЗ дизелів з $P_{впр.мах}$ до 150 МПа:

1 – камера згоряння; 2 – бічна стінка; 3 – донце камери;
4 – радіус переходу від бічної поверхні до донця камери; 5 – турбулізуюча кромка

На дизелях відомих закордонних компаній Mercedes-Benz, Caterpillar, Kolbenschmitte, Iveco, Perkins, Mahle, DAF тощо встановлена акумуляторна паливна апаратура типу “Common Rail”, що забезпечує рівень тиску впорскування палива до

180 МПа. Поршні з різноманітними варіантами геометрії форми КЗ, які одержані за умов забезпечення найкращих показників паливної економічності і екологічності, представлені на рис. 5 (а,б).

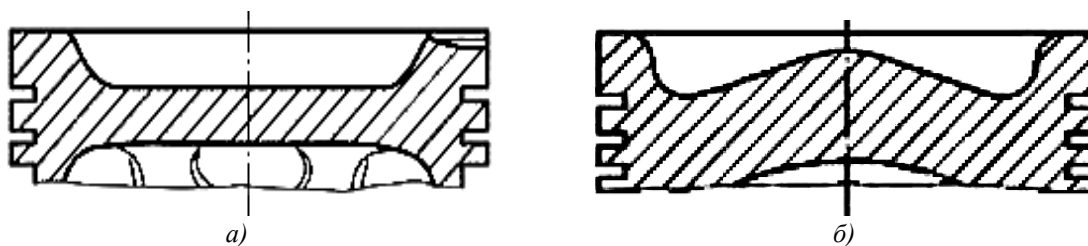


Рис. 5. Варіанти форм КЗ поршнів дизелів для $P_{впр.мах}$ до 180 МПа

Як можна побачити, впроваджені у виробництво конструкції КЗ поршнів, принципово не відрізняються від форм КЗ, що пропонуються в даній роботі, тому при їх використанні можна прогнозувати подальше поліпшення показників паливної економічності і екологічності дизелів.

Висновки

Розглянуті вимоги, особливості застосування

та аналіз форм КЗ поршнів дизелів при різних рівнях тиску паливоподачі, приводить до висновків про те, що зіставлення відношення об'єму КЗ до площини поршня, вибір найбільш оптимальної геометрії форми відносно факелу розпилу забезпечує збільшення площі для нанесення каталітичного покриття. Це дозволить підвищити ефективність внутрішньоциліндрової нейтралізації токсичних

речовин за рахунок посилення взаємодії активних центрів з молекулами розпиленої паливо-повітряної суміші.

Для підвищення каталітичного впливу на кінетику згоряння в дизелях з безпосереднім впорскуванням палива при покритті поверхні КЗ поршня шаром каталізатора з метою додаткового утворення активних частинок, зниження енергії активації палива, прискорення ланцюгових реакцій, а також зменшення неоднорідності горіння у пристінкових зонах доцільно збільшувати площу поверхні камери в поршні. Ймовірно зростання теплових втрат в стінки при збільшенні площі поверхні КЗ компенсуюватиметься частковою теплоізоляцією носія каталітичного шару.

Список літератури:

1. Шпаковский В.В. Влияние частично-динамической теплоизоляции на температурное состояние поверхности поршня [Текст] / В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – с. 92-95.
2. Марченко А.П., Сукачев И.И. Методика согласования характеристик топливоподачи и камеры сгорания в дизелях со струйным смесеобразованием [Текст] / А.П. Марченко, И.И. Сукачев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 2. – с. 39-44.
3. Пильов В.В. Визна-

чення впливу теплоізоляції камери згоряння на показники роботи ДВЗ: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.03 “двигуни та енергетичні установки” / В.В. Пильов. – Харків, 2014. – 20 с. 4. Никитин М.Д. Теплозащитные и износостойкие покрытия деталей дизеля / М.Д. Никитин, А.Я. Кулик, Н.И. Захаров. – Л.: Машиностроение, 1977. – 168 с.

Bibliography (transliterated):

1. Shpakovskiy, V.V. (2010), “Influence of partial and dynamic thermal insulation on a temperature condition of a surface of the piston”, *Internal Combustion Engine*, [“Vliyanie chastichno-dinamicheskoy teploizolyatsii na temperaturnoe sostoyanie poverhnosti porshnya”], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, № 2, pp. 92-95.
2. Marchenko, A.P., Sukachev, I.I. (2005), “The technique of coordination of characteristics of fuel supply and combustion chamber in diesel engines with jet mixture formation”, *Internal Combustion Engine*, [“Metodika soglasovaniya harakteristik toplivopodachi i kameryi sgoraniya v dizelyah so struynym smeseobrazovaniem”], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, №2, pp. 39-44.
3. Pyl'ov, V.V. (2014), *Determination of combustion chamber heat insulation effect on internal combustion engine operation performance: Author's thesis* [Vyznachennya vplyvu teploizolyatsiyi kamery zhorannya na pokaznyky roboty DVZ: avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk zi spetsial'nosti 05.05.03 – dvyhuny ta enerhetychni ustanovky], Kharkiv, 20 p. 4. Nikitin, M.D., Kulik, A.Y., Zaharov, N.I. (1977), *Heat-shielding and wearproof coverings of details of the diesel engines*, [Teplozaschitnyie i iznosostoykie pokrytiya detaley dizelya], Leningrad, Mashinostroenie, 168 p.

Надійшла до редакції 14.07.2017 р.

Парсаданов Ігор Володимирович – доктор техн. наук, професор, головний науковий співробітник кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Хижняк Володимир Олександрович – аспірант кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Leo_18@ukr.net.

Рикова Інна Віталіївна – канд. техн. наук, с.н.с., старший науковий співробітник кафедри «Двигуни внутрішнього згоряння» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: rykova@kpi.kharkov.ua.

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ФОРМЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ КАТАЛИТИЧЕСКОГО ПОКРЫТИЯ НА ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЯ

И.В. Парсаданов, В.А. Хижняк, И.В. Рыкова

Проведен анализ форм камер сгорания дизелей с непосредственным впрыском топлива для уровней максимального давления впрыскивания топлива от 100 МПа до 180 МПа. Рассмотрены основные требования и особенности влияния формы камеры сгорания на процессы смесеобразования и кинетики протекания химических реакций при нанесении слоя каталитического покрытия на поверхность камеры сгорания в поршне. Проанализированы наиболее распространенные формы камер сгорания и даны рекомендации по увеличению образования активных частиц, снижению энергии активации топлива, а также уменьшению неоднородности горения топлива в пристеночных зонах. Для двух уровней максимального давления впрыскивания топлива предложены варианты конструкций форм камер сгорания, позволяющие увеличить поверхность камеры при использовании каталитического покрытия на поверхности поршня.

THE SUBSTANTIATION OF THE SELECTION OF THE FORM OF THE COMBUSTION CHAMBER FOR USING CATALYTIC COATING ON THE PISTON SURFACE

I.V. Parsadanov, V.O. Khyzhniak, I.V. Rykova

The analysis of the existing forms of combustion chambers for diesels with direct injection of fuel with levels of pressure of fuel from 100 MPa to 180 MPa is carried out. The main requirements and peculiarities regarding the influence of the shape of the combustion chamber on the processes of mixture formation, combustion, and the kinetics of the course of chemical reactions during the deposition of a catalytic coating layer on the surface of the combustion chamber of a piston are considered. The most common designs of combustion chamber shapes have been analyzed and reasonable recommendations have been provided to increase the surface area of the chambers to increase the formation of active particles, reduce the energy of fuel activation, accelerate chain reactions, and reduce the heterogeneity of combustion in the near-wall zones. It is advisable to increase the surface area of the chamber in the piston. Variants of constructions of forms of combustion chambers when using a catalytic covering on the surface of the piston which provide a qualitative mixing in case of increase in the surface of the camera for two levels of maximum pressure of injection of fuel have been suggested.

Э.М. Половинка, Ю.И. Ткач

ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ПОДВОДА ВОЗДУХА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВНО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ СУДОВОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

В статье приведены результаты экспериментального исследования комбинированной системы топливоподачи судового среднеоборотного дизеля, работающей на топливно-воздушной смеси (ТВС). Изучено влияния фаз подвода воздуха на рабочие процессы в топливной аппаратуре. Установлено, что увеличение длительности подвода воздуха существенно влияет на параметры топливоподачи, в то время как момент подачи оказывает влияние на процесс впрыскивания лишь в момент наложения фаз подвода воздуха и работы базовой системы.

Развитие современных дизелей различного назначения определяется двумя основными факторами: ужесточением требований к экологическим характеристикам и необходимостью поддерживать высокую экономичность.

Выполнение этих противоречивых условий привело к переходу на электронное управление процессами впрыскивания топлива с использованием аккумуляторных систем высокого давления. Свободное управление фазами впрыскивания и давлением топлива обеспечило качественно новые возможности в организации рабочего процесса дизелей.

Вместе с тем возрастает интерес к использованию газообразных добавок к топливу. Рядом авторов [1-7] исследовалось влияние подвода воздуха и отработавших газов в систему впрыскивания топлива. Использовались разные типы топливной аппаратуры — распределенная с закрытой форсункой, нанос-форсунка и аккумуляторная система. Во всех случаях авторы отмечают положительное влияние добавки воздуха на экономические и экологические показатели работы дизеля.

Проведенные исследования носят в основном оценочный характер и не содержат детальных данных по влиянию на процессы впрыскивания эксплуатационных и конструктивных факторов. Поэтому выявление возможностей использования газообразных добавок для управления процессами впрыскивания топлива в дизелях требует дальнейшего исследования.

На кафедре СЭУ НУ «ОМА» ведется детальное изучение гидродинамики топливоподачи с использованием топливовоздушных смесей. На первом этапе были произведены теоретические исследования: рассмотрены гидродинамические характеристики двухфазных сред [8], а также вопросы математического моделирования рабочих процессов в топливной аппаратуре (ТА) при двухфазном состоянии топлива [9]. Следующим этапом в изучения данной проблемы стало

экспериментальное исследование влияния режимных параметров на впрыскивание ТВС [10].

Настоящая статья содержит результаты дальнейших исследований, посвященных изучению влияния фаз подвода воздуха в систему высокого давления на процесс топливоподачи.

Экспериментальная установка (рис. 1) состоит из безмоторного стенда и системы подвода воздуха в канал форсунки.

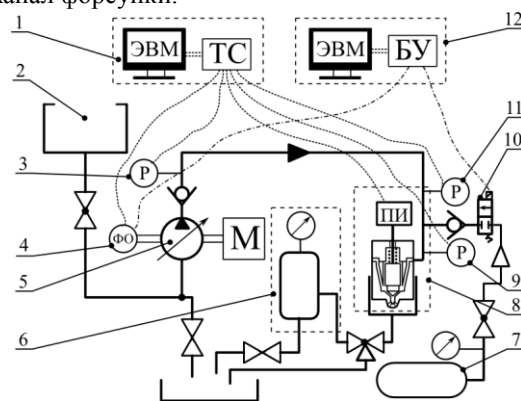


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки:

- 1 - система сбора данных; 2 - бак с дизельным топливом; 3, 9, 11 - тензометрические датчики давления; 4 - датчик угла поворота вала насоса; 5 - ТНВД и электродвигатель постоянного тока; 6 - система контроля состава смеси; 7 - баллон со сжатым воздухом; 8 - форсунка; 10 - электромагнитный клапан; 12 - система управления

В канал форсунки воздух проходит через электромагнитный клапан (рис. 2), который управляется при помощи блока управления (БУ) и ЭВМ. БУ подачей воздуха предусматривает задание двух параметров: момента подачи сигнала открытия клапана и продолжительность его действия — углов смещения и удержания: φ_c и φ_y . Алгоритм ориентирован на использование в качестве начального значения φ_c контрольной метки датчика угла поворота. Оба параметра могут задаваться как в угловых, так и временных

единицах.

Электромагнитный клапан управления подводом воздуха (рис. 2) выполнен на базе электрогидравлической форсунки фирмы Bosch высокообо-

ротного дизеля Multijet 2.8. Оригинальная гайка форсунки была заменена на переходник, в котором установлен невозвратный клапан для предотвращения попадания топлива в воздушную систему.

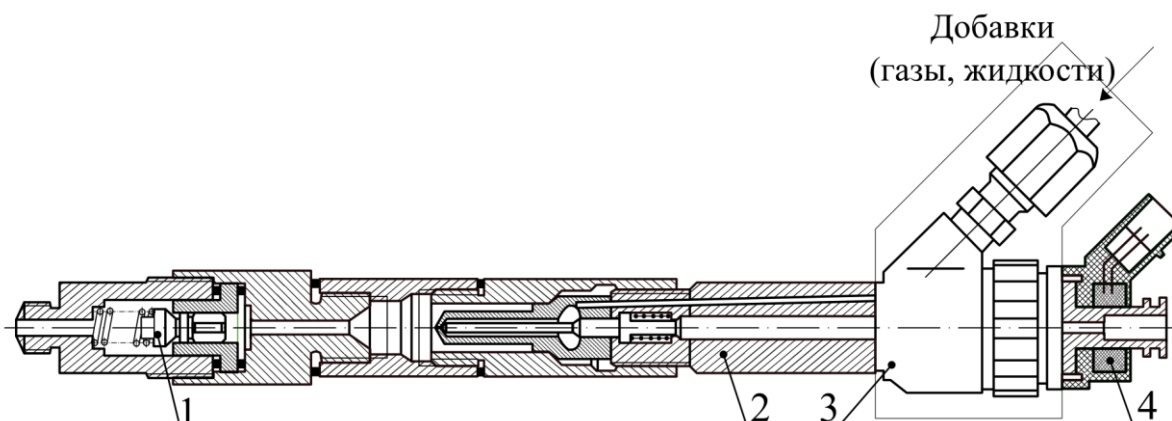


Рис. 2. Электромагнитный клапан для подвода воздуха:

1 - невозвратный клапан, 2 - корпус форсунки, 3 - управляющий клапан, 4 - катушка электромагнита

Система сбора данных состоит из ПК и тензометрической станции, построенной на базе модуля АЦП LTR11 фирмы L-Card. Тензометрические датчики давления топлива в штуцере насоса P_n , на входе в форсунку $P_{фвх}$, давление в канале форсунки после точки подвода воздуха $P_{фк}$, а также фотоэлектрический датчик подъема иглы (ПИ) Z и индуктивный датчик фазовых отметок (каждые 60° поворота распределительного вала -ПРВ) совместно с сигналом управления подвода воздуха подаются на тензометрическую станцию и выводятся на ЭВМ. Программное обеспечение LGraph2 позволяет просматривать осциллограммы в режиме реального времени, а также сохранять в памяти ЭВМ.

Об изменении параметров впрыскивания при переходе с «чистого» топлива (ЧТ) на ТВС можно судить по осциллограммам рис. 3 для номинального режима работы топливной аппаратуры (ТА) судового среднеоборотного двигателя, на которой проведены экспериментальные исследования

Здесь давление подъема иглы форсунки составляет $p_0 = 50$ бар, выход рейки ТНВД $t = 15$ мм, давление воздуха $p_{возд} = 132$ бар, угол смещения $\varphi_c = 160^\circ$ ПРВ, угол удержания $\varphi_y = 10^\circ$ ПРВ. Подача воздуха в линию высокого давления привела к резкому снижению максимальных давлений в системе (особенно у форсунки) и изменению формы этих кривых, отличию характера подъема иглы форсунки.

Изложение основного материала исследования

Для изучения влияния фаз подвода воздуха на

процесс впрыскивания ТВС был проведен эксперимент, состоящий из двух этапов:

1. Варьирование угла удержания φ_y на уровнях: 2, 8, 14 и 20° ПРВ на двух режимах скоростной характеристики системы: при номинальной частоте вращения распределительного вала $n_p = 250 \text{ мин}^{-1}$ и минимальной $n_p = 50 \text{ мин}^{-1}$ при $\varphi_c = 160^\circ$ ПРВ

2. Варьирование угла смещения φ_c от 0 до 300° ПРВ с шагом 60 градусов и от 190 до 230° ПРВ с шагом 10° ПРВ на режиме номинальной частоты вращения распределительного вала при $\varphi_y = 10^\circ$ ПРВ.

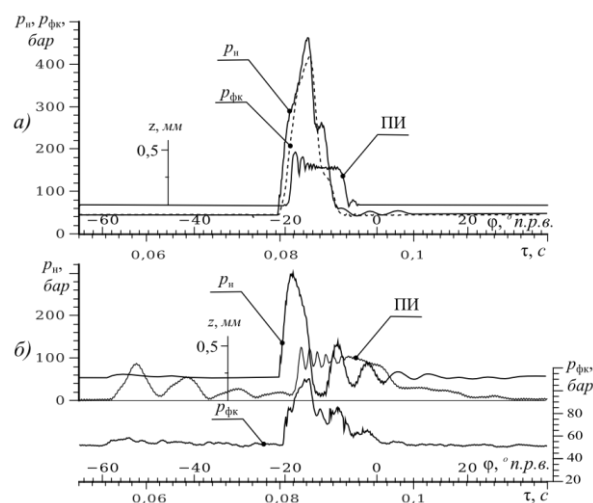


Рис. 3. Осциллограммы впрыскивания топлива, $n_p = 250 \text{ мин}^{-1}$:
а — работа на ЧТ, б — работа на ТВС

Давление воздуха во всех случаях составляло $p_{возд} = 135...130$ бар, форсунка была настроена на

давление подъема иглы $p_0 = 70$ бар, выход рейки ТНВД - $m = 15$ мм.

В таб. 1, 2 приведены основные параметры процессов топливоподачи для первого и второго этапа.

На режиме номинальной частоты вращения распределительного вала $n_p = 250$ об/мин при минимальном значении угла удержания $\varphi_y = 2$ °ПРВ величины давления топлива (рис. 4) находятся на уровне, соответствующем работе на ЧТ, а угол впрыскивания $\varphi_{вп}$ несколько возрос: с 16 °ПРВ на ЧТ до 21 °ПРВ для ТВС.

На рис. 5 представлены совмещенные осциллограммы процесса ТП у насоса p_n при углах удержания 8, 14, 20 °ПРВ. Как видно, изменение φ_y не оказывает заметного влияния на процессы у насоса. Можно только отметить, что амплитуда колебаний в штуцере насоса в заключительной

части впрыскивания несколько снизилась с увеличением φ_y от 8 до 20 °ПРВ - на 20 бар.

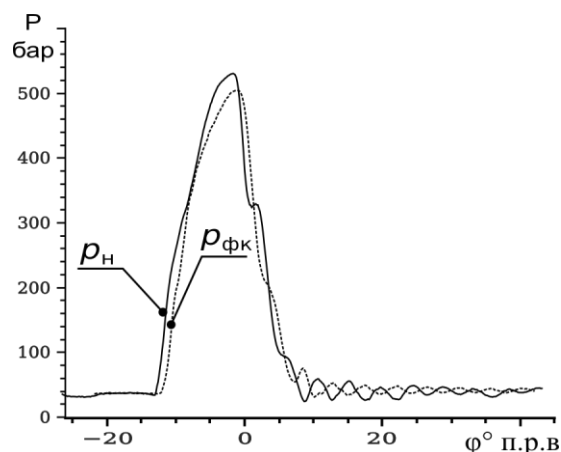


Рис. 4. Осциллограммы впрыскивания топлива, $\varphi_y = 2$ °ПРВ, $n_p = 250$ мин⁻¹

Таблица 1. Зависимость параметров топливоподачи от угла удержания φ_y

	Номинальная частота вращения распредвала $n_p = 250$ мин ⁻¹				Минимальная частота вращения распредвала $n_p = 50$ мин ⁻¹			
	2	8	14	20	2	8	14	20
Угол удержания φ_y , °ПРВ	2	8	14	20	2	8	14	20
Максимальное давление в штуцере ТНВД p_n , бар	528	292	284	281	100	113	115	102
Максимальное давление в штуцере форсунки $p_{фвх}$, бар	503	144	127	115	89	100	85	79
Максимальное давление в канале форсунки $p_{фк}$, бар	494	144	124,5	116	88	100	84	79
Общий угол впрыскивания $\varphi_{вп}$, °ПРВ	21	64	83	87	27,9	14,2	26,7	39,9
Длительность подъема иглы при подаче ТНВД $\varphi_{впб}$, °ПРВ	21	44	39	36	11,7	7,8	9,4	10,2

Таблица 2. Зависимости основных параметров топливоподачи от угла смещения φ_c

Угол смещения φ_c , °ПРВ	1	60	120	180	190	200	210	220	230	240	300
Максимальное давление в штуцере ТНВД p_n , бар	288	291,5	289	286	294	300	300	292	295	287	283
Максимальное давление в канале форсунки $p_{фк}$, бар	133,5	137	130	130	125	132	126	133,8	142	132	133
Общий угол впрыскивания $\varphi_{вп}$, °ПРВ	71	71,5	76	73,5	71,2	67,2	66,8	68,6	73,8	67	73,5
Длительность подъема иглы при подаче ТНВД $\varphi_{впб}$, °ПРВ	43	43	40,4	41,5	-	-	-	-	-	-	42,7

На рис. 6, 7 представлены совмещенные осциллограммы $p_{фк}$ и ПИ. Перед основным впрыском на осциллограммах видно повышение давления в системе от подвода воздуха. Длительность подъема иглы в фазе подачи воздуха $\varphi_{впв}$ (процесс слева на осциллограмме) возрастает с увеличением φ_y , а в фазе подачи ТНВД $\varphi_{впб}$ (процесс справа на осциллограмме, работа базовой системы) длительность подъема иглы снижается с увеличением φ_y . Однако общий угол впрыскивания

$\varphi_{вп}$ при этом растет. Максимальное давление в канале форсунки $p_{фк}$ снизилось от 144 до 116 бар. На рисунке 7 отчетливо видно, что при угле удержания 2 °ПРВ, когда подъёма давления в период подачи управляющего сигнала не отмечено, игла форсунки при подаче ТНВД подниматься на 2 градуса раньше, чем во всех остальных случаях. Это объясняется изменением сжимаемости среды в ЛВД, такое явление наблюдалось и в наших прошлых экспериментах [9, 10].

Замеры цикловой подачи показали, что изменение угла удержания не влияет на $q_{ц}$.

Влияние величины угла удержания на рабочие процессы также было исследовано при минимальной частоте вращения кулачкового вала $n_p = 50 \text{ мин}^{-1}$. Соответствующие осциллограммы представлены на рисунке 8. Как видно, подвод воздуха во всех случаях вызывает подъем иглы форсунки.

Очевидно, что с увеличением φ_y возрастает количество воздуха, поступающего в систему. При угле удержания $\varphi_y = 8^\circ \text{ПРВ}$ наблюдается минимум в длительности подъема иглы форсунки – общий угол впрыскивания $\varphi_{вп} = 14,2^\circ \text{ПРВ}$ и максимум давлений в системе — максимальное давление в канале форсунки $p_{фк} = 100 \text{ бар}$ при дробном впрыскивании.

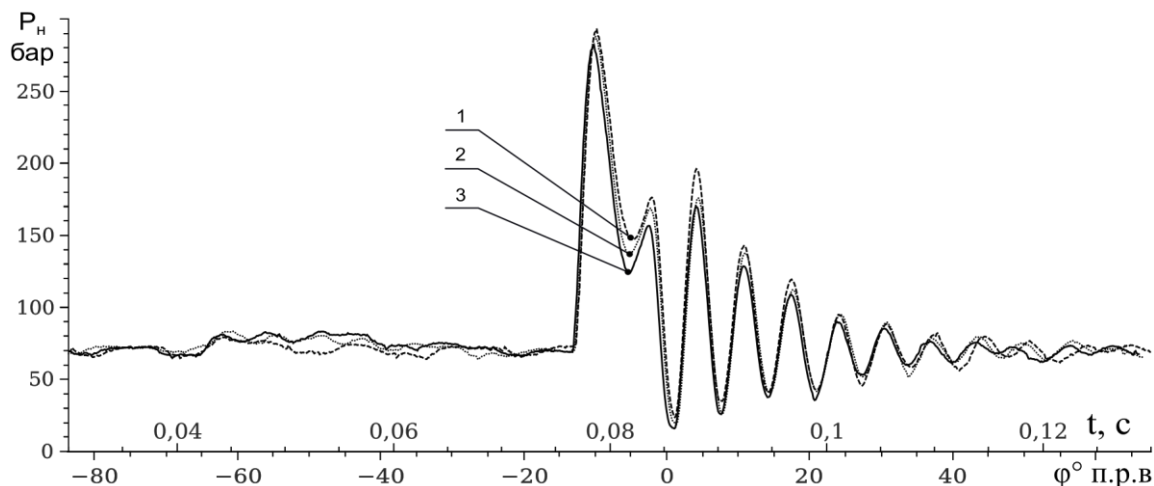


Рис. 5. Совмещенные осциллограммы процесса топливоподачи, $n_p = 250 \text{ мин}^{-1}$:
1 - $\varphi_y = 8^\circ \text{ПРВ}$, 2 - $\varphi_y = 14^\circ \text{ПРВ}$, 3 - $\varphi_y = 20^\circ \text{ПРВ}$

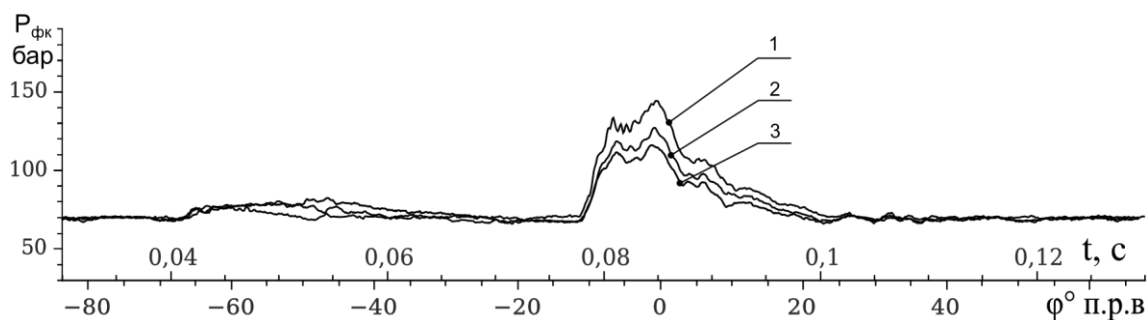


Рис. 6. Совмещенные осциллограммы процесса топливоподачи, $n_p = 250 \text{ мин}^{-1}$:
1 - $\varphi_y = 8^\circ \text{ПРВ}$, 2 - $\varphi_y = 14^\circ \text{ПРВ}$, 3 - $\varphi_y = 20^\circ \text{ПРВ}$

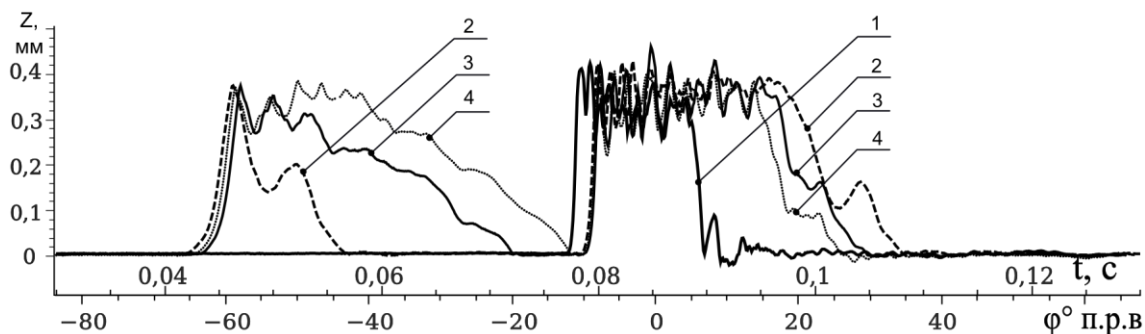
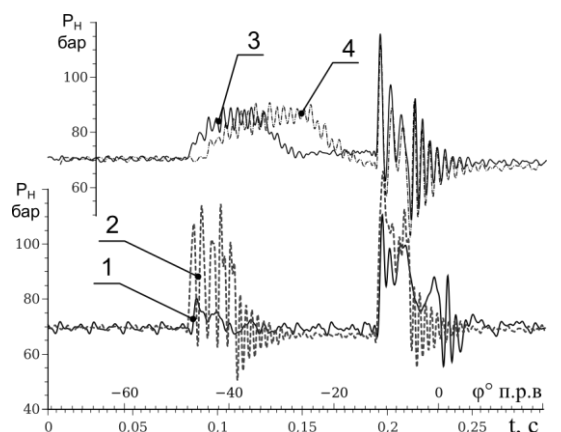
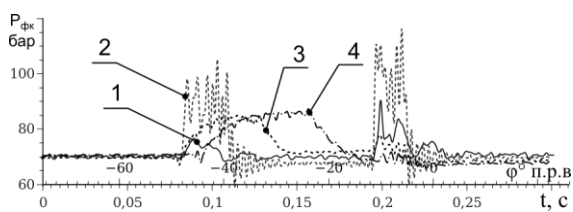


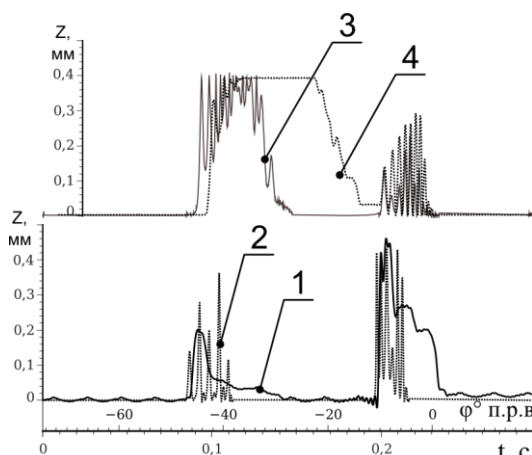
Рис. 7. Совмещенные осциллограммы процесса топливоподачи, $n_p = 250 \text{ мин}^{-1}$:
1 - $\varphi_y = 2^\circ \text{ПРВ}$, 2 - $\varphi_y = 8^\circ \text{ПРВ}$, 3 - $\varphi_y = 14^\circ \text{ПРВ}$, 4, - $\varphi_y = 20^\circ \text{ПРВ}$



а)



б)



в)

Рис. 8. Совмещенные осциллограммы процесса топливоподачи, $n_p = 50 \text{ мин}^{-1}$:

а - p_n ; б - $p_{фк}$; в — подъем иглы форсунки.

1 - $\varphi_y = 2^\circ \text{ПРВ}$, 2 - $\varphi_y = 8^\circ \text{ПРВ}$,

3 - $\varphi_y = 14^\circ \text{ПРВ}$, 4 - $\varphi_y = 20^\circ \text{ПРВ}$

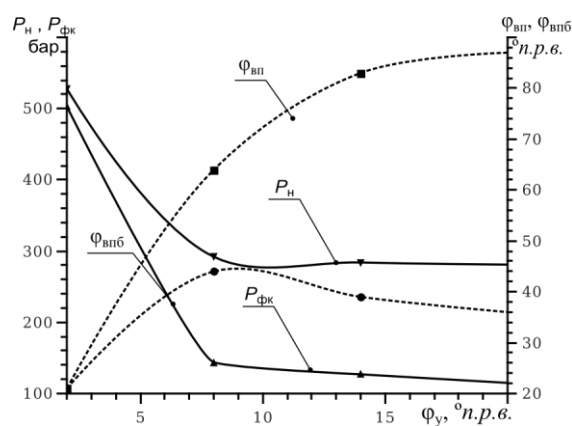
На рис. 9 приведены зависимости основных параметров процесса впрыскивания от угла удержания на двух режимах скоростной характеристики. На режиме номинальной частоты вращения кулачкового вала, как и было отмечено ранее, максимальные давления в системе резко снижаются, так p_n снижается на отрезке $\varphi_y = 2 - 8^\circ \text{ПРВ}$ в 1,75 раза, а далее следует плавное линейное снижение. На отрезке $\varphi_y = 2 - 8^\circ \text{ПРВ}$ $p_{фк}$ снижается более чем в 4 раза, дальнейшее снижение происходит с большей скоростью нежели в штуцере ТНВД. Увеличение угла удержания φ_y

приводит к росту общего угла впрыскивания.

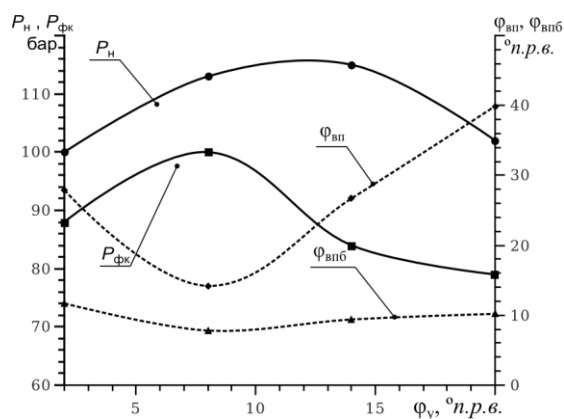
На режиме минимальной частоты вращения диапазон изменения давления невелик, также как и базового угла впрыскивания. Параметром, заметно зависящим от φ_y , является общий угол впрыскивания, меняющийся от 14 до 40 °ПРВ.

Следующим этапом стало изучение влияния угла смещения на работу системы топливоподачи. Для этого был проведен эксперимент с варьированием φ_c от 0 до 300 °ПРВ с шагом 60 градусов.

С целью изучения работы системы при перекрытии фаз подачи ТНВД и подвода воздуха более детально угол удержания изменяли от 190 до 230 °ПРВ с шагом 10 градусов.



а)



б)

Рис. 9. Зависимости основных параметров процесса впрыскивания от угла удержания φ_y при: а - $n_p = 250 \text{ мин}^{-1}$; б - $n_p = 50 \text{ мин}^{-1}$

На рисунке 10 приведены три осциллограммы работы системы топливоподачи при настройке значения угла смещения 180, 210, 300 °ПРВ - соответственно с подводом воздуха до момента подачи базовой системы, с перекрытием фаз подачи и после момента подачи базовой системы. Как видно из таблицы 2, рисунков 10 и 11, характер процессов практически не зависит от угла

смещения, если момент работы базовой системы и момент подвода воздуха не совпадают. Стоит отметить, что при $\varphi_c = 210 - 220$ °ПРВ наблюдалось наибольшее максимальное давление в штуцере

насоса и наименьший общий угол впрыскивания, как видно из рисунка.

Измерение цикловой подачи при изменении угла смещения показали, что $\varphi_{вп}$ не влияет на $q_{ц}$.

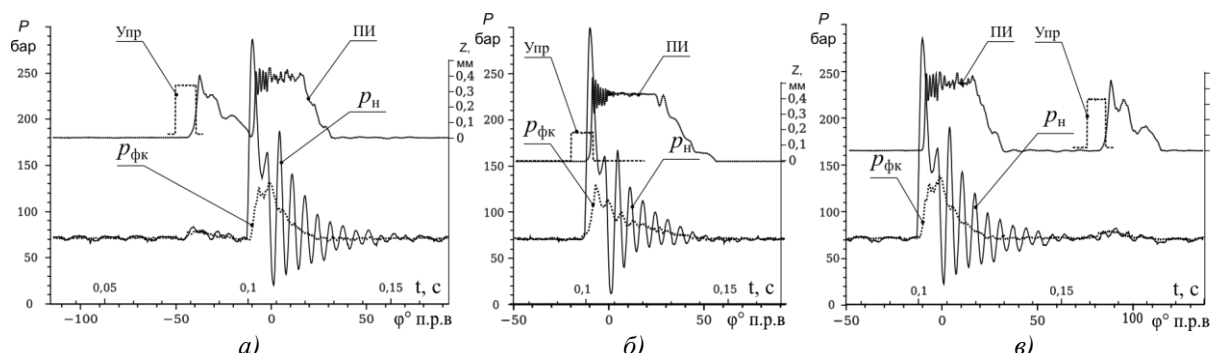


Рис. 10. Совмещенные осциллограммы процесса топливоподачи при различных значениях угла смещения, $n_p = 250 \text{ мин}^{-1}$:
а - 180 °ПРВ; б - 210 °ПРВ; в - 300 °ПРВ

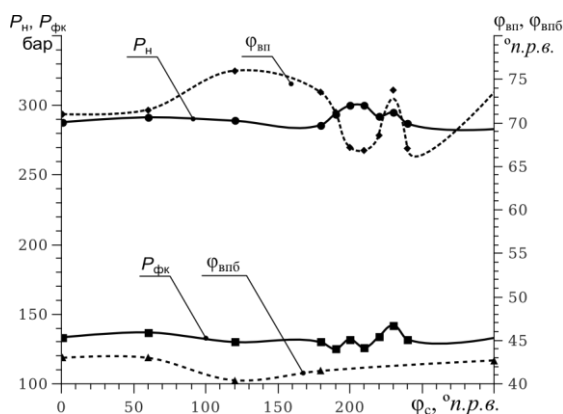


Рис. 11. Зависимости основных параметров рабочего процесса от угла смещения φ_c при $n_p = 250 \text{ мин}^{-1}$

Выводы

Проведено экспериментальное исследование влияния фаз подвода воздуха в канал форсунки системы впрыскивании судового среднеоборотного дизеля.

Увеличения угла подвода (фазы удержания) приводит к росту поступления воздуха в систему, что вызывает снижение максимальных давлений в системе и увеличение общего угла впрыскивания на номинальном скоростном режиме.

Смещение момента подвода воздуха не приводит к существенным изменениям в системе топливоподачи, кроме случаев перекрытия фаз подачи базовой системы и подвода воздуха.

Подвод воздуха в систему и одновременное впрыскивание можно осуществлять в любой указанный период в соответствии требованиями организации рабочего процесса двигателя.

Применение ТВС позволяет организовывать многофазное впрыскивание путём управления фазами подвода воздуха в систему топливоподачи.

Список литературы:

1. Совершенствование экологических и экономических показателей дизелей насыщением топлива воздухом или другим газом / М.В. Эммель, Н.Н. Патрахальцев, Д.Е. Соловьёв // *Материалы международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров»*. — Москва: МГТУ «МАМИ». — 2010. — С. 229-236.
2. Вихерт М. М. *Топливная аппаратура автомобильных дизелей: Конструкция и параметры*. / М. М. Вихерт, М. В. Мазинг. — М.: Машиностроение, 1978. — 176 с.
3. Свистула А.Е. Повышение экономичности и снижение вредных выбросов дизеля воздействием на рабочий процесс присадки газа к топливу / А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский // *Вестник АлтГТУ*. — 2000. - №2. - С.122-129.
4. Диагностика альтернативной системы питания дизеля / Дудкин В.И. // *Известия Алтайского государственного университета*. — 2011. - №1-2(69). — С. 138 – 144.
5. Yasuhito N. *Experimental investigation on diesel engine performance using nano air-bubbles mixed into gas oil* / N. Yasuhito, W. Takashi., E. Toshihiko. // *Journal of energy and power engineering*. — 2013. - №7. — С. 827 – 833.
6. Yasuhito N. *Effect of nano air-bubbles mixed into gas oil on common-rail diesel engine* / N. Yasuhito, K. Shintaro, S. Kenta, E. Toshihiko, W. Takashi. // *Energy*. — 2013. - №59. — С. 233 – 239.
7. Kanji O. *Reduction of Diesel Exhaust Smoke by Air – Mixed Fuel Injection*. / O. Kanji, U. Yoshitada, K. Kazuo. // *SAE Technical Paper 900638*. — 1990, DOI:10.4271/900638.
8. Гидродинамические характеристики двухфазных сред в системах впрыскивания дизелей. / Э.М. Половинка, Ю.И. Ткач. // *Судовые энергетические установки: научно-технический сборник*. — ОНМА. — 2012. - №30. — С. 5 – 10.
9. Математическое моделирование рабочих процессов в системах впрыскивания дизелей при двухфазном состоянии топлива. / Э.М. Половинка, Ю.И. Ткач. // *Материалы научно-технической конференции «Энергетика судна: эксплу-*

атация и ремонт», 26.03.2014 — 28.03.2014. Часть I. - Одесса: ОНМА. – 2014. – С. 16 – 21. 10. Влияние режимных параметров на характеристики впрыскивания топливно-воздушной смеси системой топливоподачи судового среднеоборотного дизеля. / Э.М. Половинка, Ю.И. Ткач. // Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. – НУ «ОМА». – 2015. - №36. – С. 115 – 123.

Bibliography (transliterated):

1. Emmil, M.V., Patrahalev, N.N., Solovjev, D.E. (2010), "Improving of the environmental and economic performance of diesel by saturation of the fuel by air or other gas", Materials of the international scientific-technical conference AAI "Auto and tractor construction in Russia: development priorities and training" ["Sovershenstvovanie jekologicheskikh i jekonomicheskikh pokazatelej dizelnej nasyshheniem topliva vozduhom ili drugim gazom", Materialy mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii AAI «Avtomobil- i traktorostroenie v Rossii: priority razvitiya i podgotovka kadrov»], MSTU"МAMI", Moscow, pp.229-236 2. Vihert, M.M., Mazing, M.V. (1978), Fuel injection equipment of the automobile diesel engines: Design and parameters [Toplivnaja apparatura avtomobil'nyh dizelnej: Konstrukcija i parametry.]. Mechanical engineering, Moscow, 176 p. 3. Svistula, A.E., Matvievsky, D.D.(2000), "Diesel engine efficiency increasing and harmful emissions reducing by gas fuel additive impact on the working process", Bulletin of the AltSTU ["Povyshenie jekonomichnosti i snizhenie vrednyh vybrosov dizelja vozdejstviem na rabochij process prisadki gaza k toplivu", Vestnik AltGTU], No.2, pp. 122-129. 4. Dudkin, V.I.(2011), "Diagnostics of alternative diesel fuel system", The News of Altai State University ["Djagnostika al'ternativnoj sistemy pitaniya dizelja", Izvestija

Altajskogo gosudarstvennogo universiteta], No.1-2(69), pp. 138-144. 5. Yasuhito, N., Takashi, W., Toshihiko, E.(2013), "Experimental investigation on diesel engine performance using nano air-bubbles mixed into gas oil", Journal of energy and power engineering, No. 7, pp. 827 — 833. 7. Yasuhito, N., Shintaro, K., Kenta, S., Toshihiko, E., Takashi, W.(2013), "Effect of nano air-bubbles mixed into gas oil on common-rail diesel engine", Energy, No. 59, pp.233-239. 7.Kanji, O., Yoshitada, U., Kazuo, K.(1990), " Reduction of Diesel Exhaust Smoke by Air – Mixed Fuel Injection", SAE Technical Paper 900638, DOI:10.4271/900638. 8. Polovinka, E.M., Tkach I.I.(2012), "Hydrodynamic characteristics of the two-phase media in the diesel fuel injection systems", Ship Power Plants: Science and Technology collection ["Gidrodinamicheskie karakteristiki dvuhfaznyh sred v sistemah vpryskivaniya dizelnej", Sudovye jenergeticheskie ustanovki: nauchno-tehnicheskij sbornik], ONMA, No.30, pp. 5-10. 9. Polovinka, E.M., Tkach I.I.(2014), "Mathematical modeling of the working processes in the diesel injection systems at the two-phase state of the fuel", Materials of the Science and Technology Conference "Vessel energetics: maintenance and repair", 26.03.2014 — 28.03.2014. Part I ["Matematicheskoe modelirovanie rabochih processov v sistemah vpryskivaniya dizelnej pri dvuhfaznom sostojanii topliva", Materialy nauchno-tehnicheskoy konferencii «Jenergetika sudna: jekspluatacija i remont», 26.03.2014 — 28.03.2014. Chast' I], Odessa, ONMA, pp.16 — 21. 10. Polovinka, E.M., Tkach I.I.(2015), "Injection characteristics of the fuel-air mixture by the medium speed diesel engine fuel injection system.", Ship Power Plants: Science and Technology collection ["Vlijanie rezhimnyh parametrov na karakteristiki vpryskivaniya toplivno-vozdushnoj smesi sistemoj toplivopodachi sudovogo sredneoborotnogo dizelja", Sudovye jenergeticheskie ustanovki: nauchno-tehnicheskij sbornik], NU «ONMA», No.36, pp. 115-123.

Поступила в редакцию 16.03.2017 г.

Половинка Эдуард Михайлович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедры Судовых энергетических установок Национального университета «Одесская морская академия», Одесса, Украина.

Ткач Юрий Иванович – аспирант Национального университета «Одесская морская академия», Одесса, Украина, e-mail: iurii89@gmail.com.

ВПЛИВ УМОВ ПІДВЕДЕННЯ ПОВІТРЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВО-ПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ СИСТЕМОЮ ПАЛИВОПОДАЧІ СУДНОВОГО СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ

Э.М. Половинка, Ю.И. Ткач

У статті наведено результати експериментального дослідження альтернативної системи подачі палива судового середньооборотного дизеля, що працює на паливо-повітряній суміші (ППС). Досліджено вплив фаз підводу повітря на робочі процеси в паливній апаратурі. Відзначено, що на збільшення тривалості підведення повітря безпосередньо впливає кількість повітря, яке надходить у систему, що значно впливає на параметри подачі палива, момент подачі має вплив на робочий процес лише в момент перекриття фаз підведення повітря і роботи базової системи.

INFLUENCE OF THE AIR SUPPLYING CONDITIONS ON THE FUEL--AIR MIXTURE INJECTION CHARACTERISTICS BY THE MARINE MIDDLE SPEED DIESEL ENGINE FUEL SYSTEM

E.M. Polovinka, I.I. Tkach

The results of an experimental study of an alternative medium-speed marine diesel engine of fuel injection system operating on fuel-air mixture (FAM) has been analyzed. The influence of air supplying on the working processes in the fuel equipment was investigated. It is noted that an increase in the duration of the air inlet directly affects the amount of air entering the system, which has a significant impact on the parameters of the fuel injection, the timing has the impact on the working process only when overlapping of the air and base system supply phases occurs.

О.В. Триньов, В.В. Коростиченко, Р.Ю. Бугайцов

КОНСТРУКТИВНІ ЗАСОБИ ОПТИМІЗАЦІЇ ТЕПЛОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЦИЛІНДРОВОЇ ГІЛЬЗИ ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ

Наведені результати розрахункових досліджень теплонапруженого стану циліндрової гільзи швидкохідного дизеля. В дослідженні вирішуються задачі аналізу впливу відомих конструктивних засобів, їх комбінацій на температурний стан робочої поверхні гільзи. Оптимізація температурного стану гільзи передбачає отримання такого профілю температур вздовж робочої поверхні гільзи, який би забезпечив мінімальні витрати на тертя, які, в свою чергу залежать від в'язкості моторного мастила на робочій поверхні гільзи. Використовується математична модель на основі методу скінчених елементів.

Вступ

Процеси теплообміну в деталях циліндропоршневої групи (ЦПГ) швидкохідних дизелів в значній мірі визначають як рівень теплонапруженості цих деталей, так і економічні показники двигуна. Характер протікання цих процесів позначається на умовах тертя в спряженнях поршень-гільза, компресійні кільця-гільза, впливаючи на в'язкість моторного мастила, яка залежить від температурного стану деталей. Значні витрати теплоти від циліндрової гільзи відзначаються значними перепадами вздовж робочої поверхні – дзеркала гільзи (від 300 до 120°C). Як верхня, так і нижня межа цього температурного діапазону далекі від оптимальних значень, якщо за критерій оптимальності прийняти в'язкість моторного мастила, за якої можна забезпечити мінімальні коефіцієнти тертя в спряженнях ЦПГ. Безумовно, що для кожної конструкції дизеля і зокрема ЦПГ існує свій оптимальний температурний профіль дзеркала гільзи, при якому мінімізуються питомі ефективні витрати палива, але в будь-якому випадку важливо оцінити вплив кожного з конструктивних факторів, які формують зазначений профіль. При цьому не менш важливими є результати аналізу напружено-деформованого стану гільзи при запровадженні певних конструктивних рішень, які впливають на процеси теплообміну.

В роботі на основі результатів розрахункових досліджень визначається і оцінюється вплив окремих конструктивних факторів на теплонапружений стан циліндрової гільзи швидкохідного дизеля на усталеному режимі навантаження.

Аналіз публікацій

Задачі оптимізації температурного стану циліндрових гільз сформульовані і розглядаються в роботах проф. Є.І. Третяка [1,2]. Зазначається, що в більшості конструкцій транспортних дизелів профіль температур по робочій поверхні гільзи далекий від оптимального, має місце переохолодження нижньої частини, що свідчить про надлишкові, нерациональні витрати теплоти в систему охолодження. При цьому верхня частина гільзи над першим

компресійним кільцем при положенні поршня в ВМТ внаслідок недостатнього тепловідведення перегрівается. В роботі визначено раціональний температурний рівень в зоні першого компресійного кільця (близько 160 °С) для судового дизеля розмірності 6ЧН26/34, запропоновані і реалізовані в моторному експерименті заходи, які забезпечують отримання такого температурного рівня. В результаті проведення експерименту отримано зниження питомої витрати палива на 1,3 — 3,7 (г/кВт · год). В даному випадку конструктивне рішення полягало у суттєвому зменшенні площі охолоджувальної поверхні, зведення її до мінімуму (охолоджується локально пояс гільзи висотою 60 мм над 1-м компресійним кільцем). В роботі [1] запропоновані також заходи для підтримання оптимальної температури (160 °С) на всій ділянці тертя поршня: використання теплоізолюючого покриття на зовнішній поверхні гільзи; підігрівання нижньої частини гільзи відпрацьованими газами або ж підігрітим повітрям на виході з компресора. Вказано, що отримання оптимального профілю температур можливе лише при застосуванні комплексу заходів, які б на окремих поверхнях посилювали тепловідведення, а на інших - обмежували. В будь-якому випадку необхідно врахування конструктивних особливостей двигуна.

Подальшим розвитком дослідження, узагальненням результатів з оптимізації теплового стану гільзи можна вважати роботу [2]. В даному випадку розглядаються можливі варіанти оптимізації, запропоновані алгоритми досягнення оптимального температурного стану, сформульовані технічні вимоги для конструкції гільзи на стадії проектування. В залежності від рівня оптимізації технічні вимоги можуть обмежувати, як варіанти, лише температури в зоні першого компресійного кільця в ВМТ поршня, постійність температури дзеркала на ділянці тертя поршня, забезпечувати більш складний профіль температури, але такий, що мінімізує коефіцієнт тертя в спряженнях ЦПГ. Пропонується [2] з урахуванням об'єкта дослідження у загальному випадку використовувати для аналізу рівняння не-

стаціонарної теплопровідності, доповнене характерними граничними і початковими умовами. Розв'язання системи таких рівнянь виконується відомими чисельними методами [2].

Важливими з точки зору моделювання оптимального теплового стану циліндрової гільзи саме швидкохідного дизеля є результати розрахунково-експериментальної роботи [3]. Об'єктом дослідження, як і в даній роботі, є теплонапружений стан циліндрової гільзи швидкохідного дизеля 4ЧН12/14. Для цієї конструкції в серійному виконанні на основі моторних експериментів на усталених і перехідних режимах скидання-накидання навантаження були розроблені авторами [3] граничні умови (ГУ) задачі теплопровідності та механіки. Зазначені ГУ були використані нами як для моделювання теплонапруженого стану серійної гільзи, так і для дослідних варіантів з метою оптимізації профілю температур. Для уточнення ГУ і перевірки адекватності математичної моделі в ході моторних випробувань [3] в циліндровій гільзі було встановлено 16 хромель-алюмелевих термопар і 16 тензодатчиків типу НМТ-450, які перед проведенням експерименту були також протаровані в умовах повільного нагрівання, і моделювали ці нестационарні процеси. Були також розроблені управляючі функції з метою визначення небезпечних закидів термічних напружень в циліндровій гільзі [3].

В публікації [4] представлені результати розрахунково-експериментального дослідження, проведеного на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» з метою визначення впливу локального повітряного охолодження верхнього посадочного бурта швидкохідного дизеля 6ЧН13/11,5, а також теплоізоляції зовнішньої поверхні гільзи емалевим покриттям на температурний стан робочої поверхні гільзи. Для оцінки ефективності повітряного охолодження гільзи, а також для уточнення ГУ на ділянках охолодження було проведено безмоторний експеримент. Так при значеннях надлишкового тиску повітря $P_{\text{п}} = 0,1 - 0,3$ МПа вже на протязі 3 хвилин з моменту підведення охолодження температури найбільш нагрітої точки (місце встановлення термопар) гільзи зменшувалися, відповідно, на 90-110 °С. Застосування повітряного охолодження в поєднанні з емалевим покриттям товщиною $\delta = 0,5$ мм за результатами розрахунку дозволяє зменшити перепад температур між верхнім і нижнім посадочними поясами гільзи від 205 °С (серійний варіант) до 160 °С (дослідний варіант). При цьому на значній частині поверхні тертя циліндро-поршневої групи підтримується оптимальне значення температур в межах 160 — 180 °С. Проведені дослідження [4] підтвердили можливість, використовуючи поєд-

нання різних конструктивних заходів, суттєво впливати на температурний профіль робочої поверхні циліндрової гільзи швидкохідного дизеля, для поліпшення умов змащення, підтримання оптимальної в'язкості моторних масел, зменшення витрат на тертя.

Таким чином зменшення нерівномірності температурного поля по висоті гільзи, досягнення заданого оптимального температурного профіля для зменшення витрат на тертя в циліндро-поршневій групі для сучасних, форсованих автотракторних дизелів, які все ще відзначаються значною нерівномірністю, є актуальною задачею.

Мета та задачі дослідження

Метою дослідження є подальше вдосконалення конструкції циліндро-поршневої групи сучасних автотракторних дизелів, підвищення економічних показників при високому рівні надійності циліндро-поршневої групи.

В роботі вирішувалися наступні задачі:

- аналіз та вибір серед відомих конструктивних заходів для регулювання процесів теплопідведення та тепловідведення до циліндрової гільзи автотракторного дизеля;

- розрахункове моделювання теплонапруженого стану циліндрової гільзи з елементами теплоізоляції внутрішньої та зовнішньої поверхонь комбінацією таких конструктивних рішень.

Основні результати дослідження

В проведеному розрахунковому моделюванні теплонапруженого стану (ТНС) циліндрової гільзи дизеля 4ЧН12/14 розглядалися наступні конструктивні варіанти виконання гільзи.

1. Серійна гільза, виготовлена з чавуну марки СЧ21-40 (варіант 1). Розглядається, як і для наступних варіантів, усталений номінальний режим дизеля 4ЧН12/14 ($N_e = 73,6$ кВт, $n = 1800$ хв⁻¹). Використовуються ГУ задачі теплопровідності і механіки, розроблені і уточнені на основі моторних експериментів та представлені в публікації [3]. Процеси теплообміну задаються ГУ 2-го і 3-го роду. На даному усталеному режимі дизеля, як показують розрахунки робочого процесу, максимальне значення тиску становить 9,5 МПа. Розглядаються механічні навантаження при знаходженні поршня в ВМТ на початку такту розширення. При визначенні розподілу тиску циліндрових газів враховуються розміщення поршневих кілець для базової конструкції дизеля 4ЧН12/14. При цьому поверхня дзеркала гільзи до першого компресійного кільця навантажена силою тиску газів $P_1 = P_2 = 9,5$ МПа. Поверхня між першим та другим кільцями - тиском - $P_2 = 0,5$

$P_z = 4,75$ МПа, який по лінійному закону змінюється до атмосферного між другим і третім компресійними кільцями. Крім сили тиску газів, враховувалась також сила тиску, яка виникає при затягуванні силових шпильок для герметизації спряження головка циліндрів-блок циліндрів. Зазначена сила прикладена до торцевої поверхні верхнього посадочного поясу і становить $1,5 P_z$, тобто 14,25 МПа [3,4].

2. В серійній гільзі, в верхній її частині над першим компресійним кільцем при положенні поршня в ВМТ виконується розточення. В розточення запресоване кільце висотою 13 мм і радіальною товщиною 3 мм (варіант 2). Кільце виготовлене з жароміцної сталі з низьким коефіцієнтом теплопровідності, наприклад зі сталі ЭИ-69 або ж нирезисту, основні характеристики наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Теплофізичні властивості сталі ЭИ-69

Характеристика	Значення при $t, ^\circ\text{C}_1$			
	200	300	400	500
$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	17	19	20	21
$G, \text{Дж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$	-	507	511	523
$\alpha \cdot 10^6, \text{град}^{-1}$	17	-	18	-
$E, \text{ГПа}$	190	181	173	166

Коефіцієнти теплопровідності λ зазначених матеріалів в робочому діапазоні температур суттєво менші, ніж у основного матеріалу гільзи – СЧ21-40 (табл.2). Таким чином створюється тепловий бар'єр у верхній частині гільзи. На процеси тепловідведення в зоні контакту кільця і гільзи в значній мірі впливає термічний опір контакту, який, в свою чергу, залежить від типу посадки і контактного тиску у спряженні.

Таблиця 2. Теплофізичні властивості чавуну СЧ21-40 та емалевого покриття

Характеристика	Значення характеристик чавуну/емалі при $t, ^\circ\text{C}$			
	20	100	200	300
$\lambda, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$	51,2/0,84	50,4/0,84	48,2/0,845	46,6/0,85
$\alpha \cdot 10^6, \text{град}^{-1}$	9,2/9,1	10/9,3	11/9,5	12/9,7
$E, \text{ГПа}$	125/80	124/78	120/77	115/76
ν	0,25/0,40	0,25/0,46	0,25/0,52	0,25/0,58
$\sigma_p, \text{МПа}$	350/80	350/80	390/80	350/80

При цьому зміни умов стискання поверхонь кільця і гільзи призводять до перерозподілу ліній теплового току. Збільшення навантаження зі збільшенням натягу знижує термічний опір контакту за рахунок збільшення фактичної площі дотику поверхонь, а зменшення навантаження, відповідно, збільшує термічний опір. Для другого конструктивного варіанта по спряженню кільце-гільза була обрана посадка діаметром 126 Н7/с7 з середнім натягом 0,092 мм. Подальші розрахунки термічного опору по зовнішній бічній і нижній торцевій поверхням були виконані за методикою, наведеною в роботі [5], і в нашому випадку, відповідно, склали: для бічної поверхні кільця - $6,2 \cdot 10^{-4} (\text{м}^2 \cdot \text{K})/\text{Вт}$. Слід також зазначити, що конструкції зі вставками-кільцями з нирезисту у верхній частині гільзи розповсюджені, знаходять практичне застосування на дизелях різних типів, зокрема автотракторних.

3. В даному конструктивному варіанті (варіант 3), для регулювання теплових потоків, крім вставного кільця у верхній частині гільзи, планується застосування теплоізоляційного емалевого покриття товщиною $\delta = 0,5$ мм на зовнішній бічній поверхні гільзи, яка безпосередньо контактує з охоло-

джуючою рідиною. Переваги емалевого покриття, призначення раціональної товщини, яка б забезпечила тривале, надійне його використання, розглядаються в публікаціях [3,4,6]. Теплофізичні властивості матеріалу гільзи і емалевого покриття наведені в табл.2.

4. Для посилення теплоізолюючого ефекту, крім ізоляції зовнішньої бічної поверхні від охолоджуючої рідини, теплозахисний емалевий прошарок товщиною $\delta = 0,5$ мм нанесений також на бічну поверхню вставного кільця (радіальна товщина кільця зменшена з 3,0 мм до 2,5 мм) зі сторони камери згоряння (варіант 4).

5. Для обмеження тепловідведення від вставного кільця зі сталі ЭИ-69 в гільзу зовнішня контактна поверхня кільця зменшена за рахунок виконання проточення (рис.1) з утворенням повітряної порожнини між кільцем і гільзою. Для теплообмінних поверхонь утвореної порожнини задається нульовий тепловий потік (варіант 5).

6. Вставне кільце з проточенням по зовнішній бічній поверхні захищене зі сторони камери згоряння теплоізоляційним прошарком емалі товщиною $\delta = 0,5$ мм, радіальна товщина кільця зменше-

на від 3,0 до 2,5 мм для нанесення емалі (варіант 6). Зовнішня поверхня гільзи також захищена емалевим прошарком ($\delta = 0,5 \text{ мм}$).

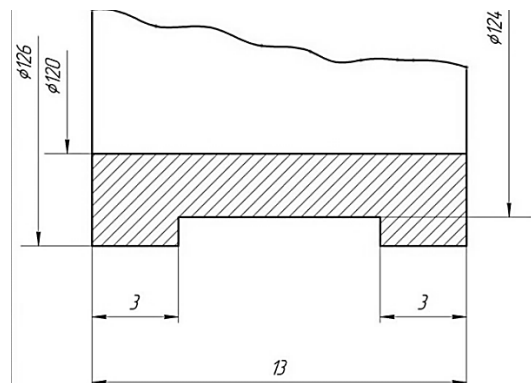


Рис. 1. Дробровка вставки-кільця зі зменшеною поверхнею контакту

Розрахунки теплонапруженого стану (ТНС) для конструктивних варіантів циліндрової гільзи

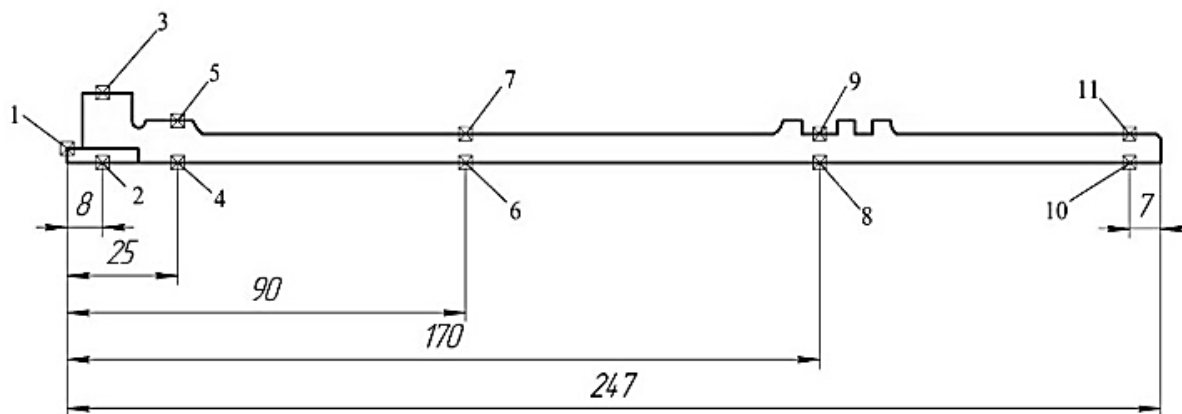


Рис. 2. Схема розміщення (вибору) контрольних точок на циліндровій гільзі

Таблиця 3. Значення температур $t, ^\circ\text{C}$, інтенсивностей, компонентів теплонапруженого стану, МПа в контрольних точках серійної гільзи на номінальному режимі дизеля 4ЧН12/14

№ точки	t	σ_r	σ_θ	σ_z	τ	σ_i
1	278	-10,2	-61,1	1,4	57,7	-2,1
2	250	-9,6	-46,3	-41,3	32,3	3,7
3	203	-2,9	8,0	-128	112	-5,1
4	182	-4,6	3,1	-57,2	74,5	-1,5
5	132	-0,3	88	46,9	80,3	-1,0
6	125	0,2	15,2	10,4	16,1	0,4
7	102	-0,2	44,0	-11,1	15,5	0,3
8	138	0,3	2,7	-1,4	9,9	0,1
9	134	1,1	17,5	1,4	9,2	-0,4
10	120	0	-1,0	0	1,0	0
11	119	0	0,6	0	0,6	0

виконуються методом скінчених елементів з використанням програмного забезпечення KROK (розробник ПМаш АН України, м. Харків).

З метою проведення порівняльного аналізу отриманих результатів розрахунків ТНС для зазначених варіантів на меридіальному перетині гільзи були виділені окремі контрольні точки (зони), схема їх розміщення по висоті гільзи представлена на рис. 2.

На схемі також показано місце встановлення вставного кільця у верхній частині гільзи, яке відсутнє у серійному варіанті. Аналіз напруженого стану для конструктивних варіантів проводився і оцінювався за такими його складовими: σ_r – радіальні напруження; σ_θ – колові напруження; σ_z – осьові напруження; τ – дотичні напруження; σ_i – інтенсивності напружень.

Отримані результати розрахунків ТНС для серійної гільзи наводяться в табл. 3.

Як слідує з отриманих результатів, температурний стан серійної гільзи відзначається значною нерівномірністю температур по висоті робочої поверхні в зоні тертя компресійних кілець і бокової поверхні поршня – від $250 ^\circ\text{C}$ у верхній частині до $120 ^\circ\text{C}$ у нижній. Середня частина робочої поверхні переохолоджена до $125 ^\circ\text{C}$ (точка 6), раціональний температурний режим ($160\text{-}170 ^\circ\text{C}$) підтримується на незначній частині робочої поверхні. При цьому серед складових ТНС переважають колові стискаючі напруження ($-61,1 \text{ МПа}$) і колові розтягуючі напруження (88 МПа) у верхній частині гільзи. В зоні верхнього бурта гільзи слід також відзначити осьові стискаючі напруження ($\sigma_z = -128 \text{ МПа}$, точка 3), які виникають внаслідок прикладення сили від зтяжки силових шпильок. На даному номінальному режимі всі складові напруженого стану та інтенсивності напружень далекі від критичних значень для матеріалу серійної гільзи (табл. 2). Характер

проходження ізотерм для цього варіанта є також типовим для циліндрових гільз автотракторних ДВЗ з рідинним охолодженням.

Так як основною задачею проведеного математичного моделювання було визначення впливу різних конструктивних заходів на температурний профіль робочої поверхні гільзи для його оптимізації, наближення до найбільш раціонального температурного діапазону (160-170 °С), то найбільший інтерес представляють отримані температурні профілі для окремих варіантів.

Ці результати для всіх контрольних точок об'єднанні в табл.4. Для зручності проведення порівняльного аналізу в табл. 4 також приведені і вже згадані результати для серійної гільзи (варіант 1).

Таблиця 4. Значення температур в контрольних точках циліндрової гільзи на номінальному режимі, °С

№ точки	Варіант розрахунку					
	1	2	3	4	5	6
1	278	354	361	518	342	506
2	250	290	303	406	319	422
3	202	201	210	204	179	181
4	182	180	211	208	177	200
5	139	138	159	157	137	152
6	125	125	200	200	126	199
7	102	102	102	102	102	102
8	138	138	154	154	137	154
9	134	134	150	150	133	150
10	120	120	123	123	120	123
11	119	119	122	122	119	122

Крім того, за результатами розрахунків були побудовані температурні профілі для робочої поверхні гільзи (рис. 3).

Розглянемо детальніше вплив окремих конс-

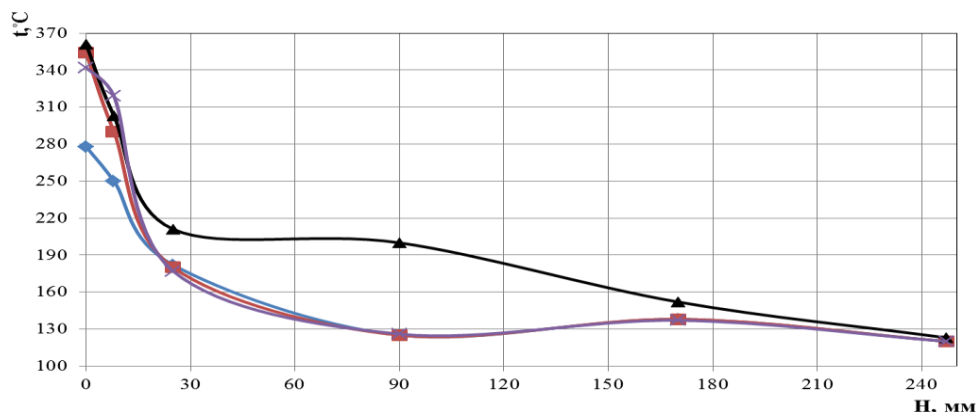


Рис. 3. Температурні профілі робочої поверхні гільзи для розрахункових варіантів 1,2,3,5

Варіант 5. Виконання проточення по зовнішній бічній поверхні вставного кільця призводить до

труктивних заходів на ТНС гільзи.

Варіант 2. Розміщення у верхній частині гільзи вставного кільця з жароміцної сталі ЭИ-69 призводить до зростання температур в контрольних точках 1 та 2, але вже на внутрішній (робочій) поверхні самого кільця. При цьому температура робочої поверхні гільзи в зоні тертя по всіх контрольних точках майже не змінюється. Серед складових напруженого стану слід відзначити зростання стискаючих колових напружень в точках 1 та 2 кільця, відповідно, до -461 МПа та -391 МПа, які не перевищують критичних значень (480 МПа) для сталі ЭИ-69 при даному температурному рівні. Інтенсивності напружень в точці 4 (73,3 МПа), та точці 5 (90,3 МПа) близькі до значень при серійному виконанні конструкції.

Варіант 3. Поєднання вставного кільця з теплоізоляцією зовнішньої поверхні гільзи емалевим прошарком призводить до незначного зростання (10-20 °С) у верхній частині гільзи (точки 1-5). Всі складові напруженого стану у цій частині практично повторюють результати для варіанта 2. Теплоізоляція суттєво впливає на температурний профіль робочої поверхні, відзначається зростання температур в середній частині поверхні тертя від 125 °С (точка 6) до 200 °С. Максимальна інтенсивність напружень теплоізоляції становить $\sigma_i = 76,5$ МПа, близька до критичних значень емалі (табл. 2).

Варіант 4. Емалеве покриття вставного кільця призводить до суттєвого (на 100-150 °С) зростання температури в точках 1 та 2. При цьому значення інтенсивностей напружень в точці 1 (127,2 МПа) та в точці 2 (97,4 МПа) перевищують критичні значення для емалі, що засвідчує практичну недоцільність цього варіанта, навіть для даного номінального режиму з помірним рівнем форсування ($P_e = 0,73$ МПа).

незначного (15-30 °С) зростання температур на внутрішній поверхні кільця, спостерігається також

внаслідок обмеження тепловідведення через кільце незначне зниження (2-3 °С) температур в точках 4 та 5. Напружений стан вставного кільця з проточення, як і гільзи в цілому, близький до ТНС для варіанта 2. Максимальні інтенсивності напружень складають 454 МПа (точка 1) та 470 МПа (точка 2).

Варіант 6. Емалеве покриття вставного кільця з проточення призводить до зниження температур (5-8 °С) в точках 4 та 5 гільзи, але при цьому інтенсивності напружень на поверхні емалевого прошарку, нанесеного на вставне кільце в точках 1 та 2 (127-112 МПа), перевищують критичні значення для емалі.

Висновки

Проведене дослідження ТНС циліндрової гільзи автотракторного дизеля підтвердило недоцільність використання вставного кільця, виготовленого з матеріалів з низькою теплопровідністю для оптимізації температурного профілю гільзи. Розрахунки також підтвердили доцільність використання теплоізоляції зовнішньої поверхні гільзи з метою обмеження тепловідведення в охолоджувальну рідину та досягнення раціонального, за умовами змащення і зниження витрат на тертя, температурного рівня (160-170 °С) робочої поверхні гільзи.

Список літератури:

1. Третьяк Е.И. Определение пределов регулирования теплового состояния гильзы цилиндра судового дизеля 6СН26/34 при ограниченном теплоотводе [Текст] / Е.И. Третьяк, Б.Л. Гоцкало // Двигатели внутреннего сгорания, - 1989. - №49. - С. 80-84. 2. Третьяк Е.И. Оптимальное конструирование с помощью ЭВМ гильз цилиндров дизелей по заданным техническим требованиям [Текст] / Третьяк Е.И. // Двигатели внутреннего сгорания. - 1993. - №10. - С. 54-64. 3. Шеховцов А.Ф. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра

быстроходного дизеля при нестационарных нагрузениях [Текст] / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук // Двигатели внутреннего сгорания. - 1993. - №10. - С. 9-22. 4. Тринёв А.В. Расчетное моделирование оптимального теплового состояния гильзы цилиндра быстроходного дизеля [Текст] / А.В. Тринёв, В.И. Калантай // Двигатели внутреннего сгорания. - 2012. - №1. - С. 35-41. 5. Триньов О.В. Наукові основи локального охолодження теплонапружених деталей ДВЗ [Текст]: монографія / О.В. Триньов. - Харків: «Підручник НТУ «ХПІ». 2014. 6. Технология эмали и защитных покрытий. [Текст] Учеб. Пособие / Под. ред. Л.Л. Брагиной, А.П. Зубехина. - Харьков НТУ «ХПИ»; Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ). 2003. - 484 с.

Bibliography (transliterated):

1. Tretyak Ye.I. (1989), "Determination of the limits of the regulation of the thermal state of the cylinder liner cylinder ship diesel with limited heat removal", Internal combustion engines, ["Opredelenie predelov regulirovaniya teplovogo sostoyaniya gilyzy cylindra sudovogo diselya 6СН26/34 pri ogranichenom teploотводе", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], № 49. - pp. 80-84. 2. Tretyak Ye.I. (1993) "Optimum design with the help of computers of cylinder liners of diesel engines according to specified technical requirements", Internal combustion engines, [Optimalnoe konstruirovaniye s pomochju EVM gils cylindrov diselej po sadannym technicheskim trebovaniyam], Dvigateli vnutrennego sgoraniya], Tretyak Ye.I. №10, pp. 54-64. 3. Shekhovtsov A.F., Gontarovsky P.P., Abramchuk F.I. "Thermal and stress-strain state of the cylinder liner of the high-speed diesel engine under non-stationary loading", Internal combustion engines, [Teplovoe i napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye gilyzy cylindra bystroходного diselya pri nestacionarnykh nagruzheniayah], Dvigateli vnutrennego sgoraniya], №10. - P. 9-22. 4. Trinev A.V., Kalantai V.I. (2012), "Calculation modeling of an optimum thermal condition of a cylinder liner of a high-speed diesel engine" Internal combustion engines, [Raschjotnoe modelirovaniye optimalnogo teplovogo sostoyaniya gilyzy cylindra bystroходного diselya], Dvigateli vnutrennego sgoraniya], №1. - С. 35-41. 5. Trinov A.V. (2014), "Scientific bases of local cooling of the heat-stressed parts of the ICE: monograph [Naukovi osnovy localnogo oholodzhenniya teplonapruzhennykh detalej DVS: monogr.], Kharkiv: "Textbook of NTU" KhPI"240 p. 6. Bragina A.P., Zubehin I.I. (2003), Technology of enamel and protective coatings, [Technologiya emali i sashitnykh pokrytiy], Kharkov, NTU "KhPI", 484 p.

Надійшла до редакції 04.07.2017 р.

Триньов Олександр Володимирович – канд. техн. наук, доцент кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Коростиченко Владислав Вадимович – аспірант кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: vladislav.korostichenko@gmail.com.

Бугайцов Роман Юрійович - студент кафедри двигуни внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: bugaitsov19@gmail.com.

КОНСТРУКТИВНЫЕ СРЕДСТВА ОПТИМИЗАЦИИ ТЕПЛОАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРОВОЙ ГИЛЬЗЫ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

А.В. Тринёв, В.В. Коростиченко, Р.Ю. Бугайцов

Приведены результаты расчетных исследований теплонапряженного состояния цилиндрической гильзы быстроходного дизеля. В исследовании решаются задачи анализа влияния известных конструктивных средств, их комбинаций на температурное состояние рабочей поверхности гильзы. Оптимизация температурного состояния гильзы предусматривает получение такого профиля температур вдоль рабочей поверхности гильзы, который бы обеспечил минимальные затраты на трение, которые в свою очередь зависят от вязкости моторного масла на рабочей поверхности гильзы. Используется математическая модель на основе метода конечных элементов.

CONSTRUCTIONS FOR OPTIMIZATION
HEAT-INFLUENZED STATE CYLINDER MACHINE OF THE FIVE DIMENSIONAL DIESEL

A.V. Trynov, V.V. Korostychenko, R.Yu. Bugaytsov

The results of computational studies of the heat-stressed state of a cylinder sleeve of high-speed diesel have been presented. The research solves the problems of analyzing the influence of known constructive means, their combinations on the heat-stressed state of the working surface of the sleeves. Optimization of the temperature of the state of the sleeve involves obtaining such a temperature profile along the working surface of the sleeve, which would provide the minimum friction costs, which in turn depends on the viscosity of the engine oil on the working surface of the sleeve. A mathematical model based on the finite element method is used.

УДК 621.436

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.2.07

A.O. Прохоренко, С.С. Кравченко, І.М. Карягін, Є.Г. Вовк, П.І. Думенко

РОЗРОБКА УНІВЕРСАЛЬНОГО ЕЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТИ
ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛУ ДИЗЕЛЯ

Розроблено електронний регулятор паливної системи високого тиску для транспортного дизеля, впровадження якого дозволить формувати оптимальні характеристики транспортного засобу з урахуванням умов його експлуатації та узгодженості з будь-якими видами трансмісії та рушія. Авторами запропоновано концепцію синтезу алгоритму електронного регулятора дизеля, який базується на аналогії з роботою механічного пружинно-важільного регулятора прямої дії. Проведені безмоторні та моторні дослідження паливного насоса високого тиску тракторного дизеля, обладнаного розробленим електронним регулятором, дозволили отримати його статичні (рівноважні) характеристики, які підтверджують працездатність та стійкість роботи системи.

Вступ

На більшості дизелів, що експлуатуються в Україні, використовуються системи паливоподачі з механічними регуляторами частоти обертання колінчастого валу. Дизелі, обладнані такою системою, мають ряд недоліків: невідповідність сучасним екологічним нормам, низький рівень паливної економічності, відсутність корекції паливоподачі в залежності від теплового стану двигуна і властивостей палива та окиснювача, наявність «просадки» моменту двигуна, викиди диму при розгоні та ін. Означені недоліки можуть вирішуватися шляхом застосування електронної системи регулювання паливоподачі.

Застосування електроніки в системах автоматичного регулювання та керування дозволяє істотно поліпшити показники паливної економічності та екологічності дизелів шляхом узгодження характеристик систем комбінованого двигуна, забезпечення їх роботи на оптимальних режимах, коригування законів керування в залежності від параметрів навколишнього середовища та властивостей палива.

Вартість електронних систем регулювання є надзвичайно високою, а їх обслуговування та ремонт потребує наявності дорогого та складного обладнання і, відповідно, висококваліфікованого персоналу. Крім того, фірми-виробники зашифровують програмний алгоритм роботи регулятора, що унеможливає коректування та налаштування його роботи, наприклад, при переобладнанні або доводці дизеля. Вищезгадане обумовлює актуальність

розробки електронного регулятора дизеля на базі конструкції «класичного» паливного насоса.

Слід окремо відмітити, що створення подібних систем автоматичного регулювання потребує висококваліфікованих фахівців в галузях науки теорії двигунів внутрішнього згоряння, теорії автоматичного регулювання, алгоритмізації й низькорівневого програмування контролерів, радіоелектроніки тощо.

Метою роботи є розробка алгоритму та експериментального зразка універсального електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу дизеля.

Аналіз літератури

Масове виробництво та обладнання дизелів паливною апаратурою з електронним керуванням є монопольною прерогативою кількох провідних світових фірм – “Bosch”, “Heinzmann” (Німеччина), “Delphi” (США), “Motorpal” (Чехія) та ін. Монопольне володіння вказаними технологіями дозволяє цим фірмам отримувати надприбутки, необґрунтовано завишаючи вартість як самих систем, так й робіт з їх адаптації на об’єкті регулювання. Тому природно, що вказані фірми-виробники не видають жодної інформації про склад, структуру алгоритмів та програм, за якими працює їх обладнання. Такого ж підходу до ведення бізнесу притримуються й невеликі приватні фірми, які займаються переобладнанням традиційної паливної апаратури на електронне керування. Тобто відкриті публікації у законних джерелах за даним питанням відсутні. На-

томість, вітчизняні вчені приділяють роботі зі створення електронних регуляторів дизелів багато уваги [1-10]. Слід відмітити роботи у даному напрямку проф. А.Ф. Головчука, проф. А.А. Лісовала, проф. О.Б. Богасєвського та ін. Так, роботи [6-8] направлені на створення ефективних систем електронного керування тепловозних дизелів, алгоритми яких не можуть бути використані для машин наземного транспорту в силу особливостей їх експлуатації. В роботах [1,2] розроблявся електронний регулятор для тракторного дизеля з приводом рейки шаговим двигуном, але для розрахунку величини циклової подачі палива (регулюючого впливу) використовувався алгоритм на основі табличної інтерполяції, що накладає додаткові вимоги до апаратних ресурсів, ускладнює та уповільнює виконання команд програмного коду. Роботи [3-5] направлені на застосування та вдосконалення ПД-регулювання, а підхід до організації всережимного алгоритму такий, як сказано вище.

Виклад основного матеріалу дослідження

Для управління рейкою паливного насосу високого тиску запропоновано підхід до синтезу алгоритму електронного регулятора, який базується на аналогії з роботою механічного пружинно-важільного регулятора прямої дії. Саме такими регуляторами обладнана більшість дизелів, що знаходяться в експлуатації. Механічні всережимні регулятори дизелів забезпечують прийнятні (але – не оптимальні) експлуатаційні регуляторні характеристики та є достатньо надійними агрегатами.

Нова гіпотеза авторів з цього приводу така: переміщення регулюючого органа (величина регулюючого впливу) H_p позитивно залежить від положення органа керування паливоподачею X , та негативно – від поточної частоти обертання (кутової швидкості) колінчастого валу n , що можна описати формулою

$$H_p = A_1 + A \cdot X - B \cdot n, \quad (1)$$

де A_1 , A та B – сталі (або змінні) коефіцієнти.

Використання запропонованого алгоритму створює пряму аналогію з кінематикою механічного всережимного регулятора частоти обертання дизеля зі змінним затягуванням пружини, що проілюстровано схемою на рис. 1. Як видно, при цьому величина ΔX характеризує переміщення важеля управління 7 (т. E), доданок $B \cdot \Delta n$ – положення муфти регулятора 3, на яку діє відцентрова сила вантажів (т. B), тоді величина ΔH_p – це однозначне положення рейки ПНВТ 6 (т. D).

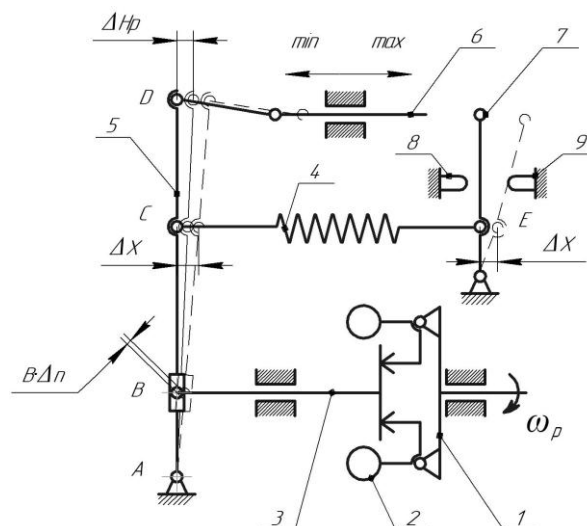


Рис. 1. Принципова схема механічного всережимного регулятора: 1 – чутливий елемент; 2 – вантажі чутливого елемента; 3 – муфта регулятора; 4 – пружина регулятора холостого ходу; 5 – важіль регулятора; 6 – рейка ПНВТ; 7 – важіль управління; 8 – упор ω_{min} ; 9 – упор ω_{max}

Коефіцієнти A_1 , A і B в формулі (1) характеризують відношення плечей AD, AC і AB важеля регулятора 5. Величина цих коефіцієнтів визначається виходячи із заданого ступеня нерівномірності, коефіцієнта пристосовності і максимально допустимої частоти обертання. Тобто, підбором даних коефіцієнтів можна забезпечити потрібний вигляд (уклін) регуляторних характеристик, або, іншими словами, універсальної характеристики дизеля. Приклад синтезу такої характеристики з використанням коефіцієнтів $A_1=3,1$, $A=7,6$, $B=0,0044$ наведено на рис.2.

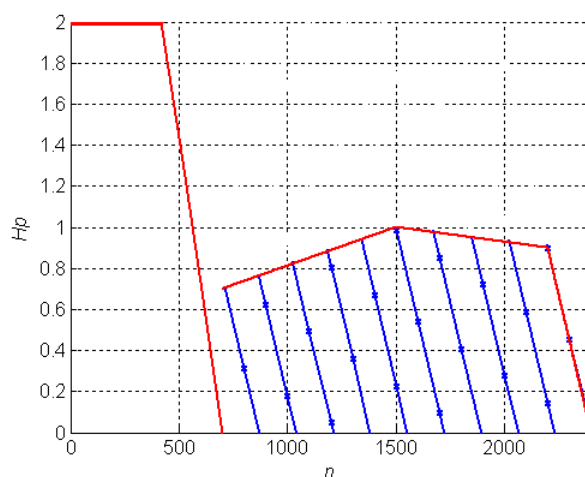


Рис. 2. Регуляторні характеристики паливного насосу високого тиску, що забезпечуються запропонованим алгоритмом

Таким чином, без внесення будь-яких конструктивних змін у паливну апаратуру або регулятор можливо узгодити характеристики двигуна для отримання потрібних експлуатаційних характеристик транспортного засобу (наземної машини). Важливо, що такий самий підхід (на основі наведеної формули (1)) можна використовувати й для синтезу алгоритму електронного регулятора для акумуляторної системи паливоподачі з електрогідравлічним впорскуванням.

Функціональна схема електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу наведена на рис. 3.

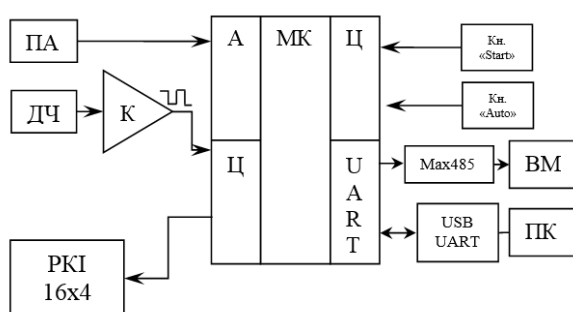


Рис. 3. Функціональна схема електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу: ПА – педаль акселератора; ДЧ – датчик частоти обертання колінчастого валу; К – компаратор; РКІ – рідиннокристальний індикатор; МК – мікроконтролер; А – аналоговий вхід; Ц – цифрові входи/виходи; Кн «Start» – кнопка запуску/зупинки двигуна; Кн «Auto» – кнопка включення однорежимного регулятора; Max485 – передатчик; ВМ – виконавчий механізм; UART – інтерфейс послідовного обміну; USB-UART – перетворювач інтерфейсів

Основою системи електронного регулятора є електронний блок управління на мікроконтролері ATmega328, виконавчий механізм, датчики положення педалі акселератора та частоти обертання колінчастого валу.

В якості виконавчого механізму для приводу рейки паливного насоса використано актуатор, що розроблений фірмою «DigasGroup» (Латвія).

Датчик педалі акселерометра реєструє переміщення педалі управління і передає відповідний сигнал в електронний блок керування (ЕБК). Основна складова частина цього датчика - потенціометр, з якого реєструється напруга, що залежить від положення педалі управління. За допомогою завантаженого в ЕБК характеристик датчика, напруга перетвориться в відносне переміщення положення педалі.

Частота обертання колінчастого валу розраховується за часом періоду сигналів індуктивного датчика, що змонтований безпосередньо навпроти закріпленого на колінчастому валу маховика, на якому закріплена феромагнітна пластина. При обертанні колінчастого валу пластина, проходячи в безпосередній близькості від датчика, наводить в котушці ЕРС, що отримується в синусоїдальній вихідній напрузі. Встановлений компаратор перетворює вихідну напругу з імпульсами синусоїдальної форми зі змінною амплітудою в напругу з імпульсами прямокутної форми з постійною амплітудою. Дані сигнали обробляються мікроконтролером в ЕБК.

Мікроконтролер перетворює та обробляє первинну інформацію, що надходить від датчиків частоти обертання двигуна, положення педалі акселератора, кнопок «Start» та «Auto», реалізує закладений алгоритм управління. За результатами обробки цих сигналів мікроконтролер реагує на них через виконавчий механізм.

Зв'язок мікроконтролера з виконавчим механізмом виконаний через протокол передачі даних MAX-485.

ЕБК управління має перетворювач інтерфейсів USB-UART на мікроконтролері ATmega16U2. За допомогою перетворювача здійснюється USB підключення з персональним комп'ютером для перепрограмування.

В якості інтерфейса використано чотиристовковий 16-ти символний рідиннокристальний індикатор, на який виводиться необхідна інформація: поточна та задана (при роботі однорежимного регулятора) частота обертання колінчастого валу, відносне положення рейки паливного насоса та педалі акселератора, режим роботи регулятора та ін.

Даний електронний регулятор не потребує значної зміни конструкції паливного насоса, є гнучким у налаштуванні та універсальним, може встановлюватися на різні типи дизелів.

Для перевірки працездатності розробленого алгоритму та функціональної схеми електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу в науково-дослідній лабораторії кафедри двигунів внутрішнього згоряння НТУ«ХП» було проведено безмоторні та моторні експериментальні дослідження.

На рис. 4 наведені експериментальні статичні характеристики дослідного електронного регулятора ПНВТ при всережимному регулюванні.

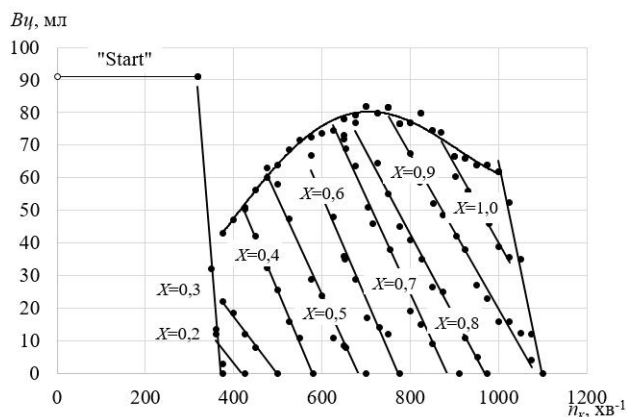


Рис. 4. Зовнішня та часткові характеристики ПНВТ з дослідним електронним регулятором при всережимному регулюванні (статичні характеристики)

Розроблений універсальний електронний регулятор частоти обертання колінчастого валу дизеля використовується на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» для керування роботою одноциліндрового дослідницького відсіку дизеля ЧН12/14.

Проведені моторні дослідження на одноциліндровому відсіку Ч12/14 при статичному регулюванні на усталеному режимі показали, що значно підвищується стабільність частоти обертання колінчастого валу дизеля ($\Delta n = \pm 2 \text{ хв}^{-1}$) незалежно від якості пального, технічного стану двигуна, умов довкілля тощо. Крім того, застосування запропонованого електронного регулятора на дизелях дозволить суттєво зменшити час плинущу перехідного процесу та покращити експлуатаційні характеристики дизеля.

Висновки

1. Запропоновано та реалізовано синтез алгоритму електронного регулятора дизеля, який базується на аналогії з роботою механічного пружинно-важільного регулятора прямої дії.

2. Розроблено функціональну схему та експериментальний зразок електронного регулятора частоти обертання колінчастого валу дизеля.

3. Проведені безмоторні та моторні дослідження паливного насоса високого тиску тракторного дизеля, обладнаного електронним регулятором, дозволили отримати його статичні (рівноважні) характеристики які підтверджують працездатність та стійкість роботи системи.

Автори виражають щире подяку фірмі «DigasGroup» (Латвія) за наданий виконавчий механізм, що в суттєво допомогло реалізувати запропоновані функціональну схему та алгоритм електронного регулятора.

Список літератури:

1. Головчук А.Ф. Універсальний електронний регулятор

для тракторного дизеля / А.Ф. Головчук, Ю.Ш. Гарбієль // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – №1. – С. 31-34. 2. Головчук А. Електронний регулятор паливоподачі дизеля / А. Головчук, Ю.Габрієль, В. Жолобок // Проблеми з транспортними потоками і напрямки їх розв'язання : збірник наукових праць : тези доповідей всеукраїнської науково-теоретичної конференції / Національний університет «Львівська політехніка», – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2015. – С. 126. 3. Лисовал А.А. Микропроцессорный регулятор дизеля и расчёт цикловой подачи топлива / А.А. Лисовал, С.В. Кострица, А.В. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.58-61. 4. Лисовал А.А. Методика и результаты испытания микропроцессорного регулятора с программно-измерительным комплексом в его составе / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С. 15–19. 5. Лисовал А.А. Всережимный электронный регулятор дизеля колесного транспортного средства / А.А. Лисовал, А.В. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С. 49–52. 6. Богаевский А.Б. Компьютерная модель мощного транспортного дизель-генератора с электронной системой управления./ А.Б. Богаевский // Открытые информационные и компьютерные интегральные технологии. – 2008.– Вып. 38. – С. 150 – 169. 7. Богаевский А.Б. Исследование влияния технических средств управления на повышение эксплуатационной экономичности маневрового тепловоза / А.Б. Богаевский, А.В. Осичев, М.С. Войтенко // Вісник СХУ ім. В. Даля. – 2013. – № 18(207). Ч.2. – С. 177 – 182. 8. Богаевский А.Б. Оценка возможности снижения расхода топлива дизель – генератора маневрового тепловоза за счет совершенствования управления / А.Б. Богаевский, А.М. Борисенко, М.С. Войтенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. - № 1. – С. 105-109. 9. Марков В. А. Система топливоподачи с электронным управлением тепловозного дизеля / В. А. Марков, В. В. Фурман, В. С. Акимов // Изв. вузов. Машиностроение. – 2013. – № 7. – С. 60–65. 10. Александрова Т.Є. Електронний регулятор паливоподавання транспортного дизеля з нерегульованим турбонаддувом // Труды Одесского государственного политехнического университета. – 2001. – Вып. 5. – С. 192-195.

Bibliography (transliterated):

1. Golovchuk, A.F., Garbiel', Ju.Sh. (2014), Universal electronic regulator for tractor diesel [Universal'nij elektronnij reguljator dlja traktornogo dizelja], Internal Combustion Engines, No. 1, pp. 31-34. 2. Golovchuk, A., Gabriel', Ju., Zholobko, V. (2015), Electric diesel injection controller [Elektronnij reguljator palivopodachi dizelja], Problems with transport streams and directions of their solution: a collection of scientific works: abstracts of reports of the All-Ukrainian scientific and theoretical conference / National University "Lviv Polytechnic", P.126. 3. Lisoval, A.A., Kostrica, S.V., Verbovskij, A.V. (2010), Microprocessor diesel controller and calculation of cyclic fuel supply, [Mikroprocessornyj reguljator dizelja i raschjot ciklovoj podachi topliva], Internal Combustion Engines, No. 2, pp. 58-61. 4. Lisoval, A.A. (2007), The procedure and results of a test of a microprocessor controller with a program-measuring complex in its composition, [Metodika i rezul'taty ispytanija mikroprocessornogo reguljatora s programmno-izmeritel'ny'm kompleksom v ego sostave], Internal Combustion Engines, No. 1, pp. 15-19. 5. Lisoval, A.A., Verbovskij, A.V. (2012), All-regime electronic diesel engine of the wheeled vehicle, [Vserezhimnyj jelektronnij reguljator dizelja kolesnogo transportnogo sredstva], Internal Combustion Engines, No. 1, pp. 49-52. 6. Bogaevskij, A. B. (2008), Computer model of a powerful transport diesel generator with electronic control system, [Komp'juternaja model' moshhnogo transportnogo dizel'-generatora s jelektronnoj sistemoj upravlenija], Open infor-

mation and computer integrated technologies, Issue 38, pp. 150-169. 7. Bogaevskij, A.B., Osichev, A.V., Vojtenko, M.S. (2013), Investigation of the influence of technical controls on increasing the operational efficiency of the shunting locomotive, [Issledovanie vlijanija tehniceskikh sredstv upravlenija na povysenie jekspluatacionnoj jekonomichnosti maneirovogo teplovoza], Bulletin of the Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University, № 18 (2013), part 2, pp. 177-182. 8. Bogaevskij, A.B., Borisenko, A.M., Vojtenko, M.S. (2013), Estimation of the possibility of reducing the fuel consumption of the diesel generator of the shunting locomotive due to improved control, [Ocenka vozmozhnosti snizhenija rashoda topliva dizel'-

generatora maneirovogo teplovoza za schet sovershenstvovanija upravlenija], Internal Combustion Engines, No. 1, pp. 105-109. 9. Markov, V. A., Furman, V. V., Akimov, V. S. (2013), Fuel supply system with electronic diesel engine control, [Sistema toplivopodachi s jelektronnym upravleniem teplovoznogo dizelja], Mechanical engineering, № 7, pp. 60-65. 10. Alexandrova, T.E. (2001), Electronic regulator of fuel supply of a transport diesel with unregulated turbocharging, [Elektronnij reguljator palivopodavannja transportnogo dizelja z neregul'ovanim turbonaddvom], Proceedings of the Odesa State Polytechnic University, Issue 5, pp. 192-195.

Надійшла до редакції 10.07.2017 р.

РАЗРАБОТКА УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЯ

А.А. Прохоренко, С.С. Кравченко, И.Н. Карягин, Е.Г. Вовк, П.И. Думенко

Разработан электронный регулятор топливной системы высокого давления для транспортного дизеля, внедрение которого позволит формировать оптимальные характеристики транспортного средства с учетом условий его эксплуатации и согласованности с любыми видами трансмиссии и двигателя. Авторами предложена концепция синтеза алгоритма электронного регулятора дизеля, основанного на аналогии с работой механического пружинно-рычажного регулятора прямого действия. Проведенные безмоторные и моторные исследования топливного насоса высокого давления тракторного дизеля, оснащенного разработанным электронным регулятором, позволили получить его статические (равновесные) характеристики, подтверждающие работоспособность и устойчивость работы системы.

DEVELOPMENT OF THE UNIVERSAL ELECTRONIC REGULATOR ROTATION OF THE CRANKSHAFT OF DIESEL

A.A. Prokhorenko, S.S. Kravchenko, I.N. Karyagin, E.G. Vovk, P.I. Dumenko

An electronic regulator of a high-pressure fuel system for a transport diesel has been developed, the introduction of which will allow to formulate optimal characteristics of a vehicle taking into account the conditions of its operation and coherence with any types of transmission and engine. The authors suggested the concept of synthesis of the algorithm of the electronic diesel controller, based on the analogy with the operation of a mechanical spring-lever regulator of direct action. Carried out motorless and motor studies of a high-pressure fuel pump of a tractor diesel engine equipped with a developed electronic regulator, it was possible to obtain its static (equilibrium) characteristics, confirming the operability and stability of the system.

Прохоренко Андрій Олексійович – доктор техн. наук, проф., професор кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна. e-mail: ap.kharkiv@ukr.net.

Кравченко Сергій Сергійович – канд. техн. наук, молодший науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: kravc4enkoser@gmail.com.

Карягін Ігор Миколайович – старший науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: karyagin@ukr.net

Вовк Євгеній Геннадійович – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згорання Харківського національного автомобільно-дорожного університету, Харків, Україна, e-mail: jake_vovk@ukr.net.

Думенко Петро Іванович – директор SIA «Digas», м. Рига, Латвійська Республіка, e-mail: p.dumenko@digasgroup.com.

УДК 621.436

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.2.08

Р. Ариан, Х. Хотейт, И.А. Мордвинцева, О.Ю. Линьков, В.А. Пылев

ВЛИЯНИЕ ВЫБОРОК В ЗОНЕ КРОМКИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПОРШНЯ НА ЕГО ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТЬ И РЕСУРС ПО ПРОЧНОСТИ

Представлен анализ основных характерных повреждений поршней двигателей внутреннего сгорания, последующих отказов и причин, их вызывающих. Показано, что на сегодня имеют место случаи нарушения концы гарантированного обеспечения ресурса поршня на стадии его проектирования. Рассмотрены варианты формоизменения кромок камер сгорания поршней дизеля 4ЧН12/14. Применительно к условиям эксплуатации автомобильного и тракторного дизелей оценены границы ресурсной прочности альтернативных вариантов кромок камер сгорания.

Введение

Обеспечение заданного ресурса теплонапряженных деталей камеры сгорания (КС) в условиях

постоянного роста уровня форсирования двигателей является сложной научно-технической задачей. При этом существенное внимание уделяется оцен-

кам термонапряженного состояния, прогнозированию и обеспечению физической надежности поршня. Несмотря на это до последнего времени в практике рядовой эксплуатации двигателей имеют место случаи достижения предельного состояния и разрушения поршней двигателей, не выработавших свой заданный ресурс.

В целом характерные варианты потери физической надежности поршней можно разделить на две основные группы. К первой относятся износы, задиры и проплавы, ко второй – возникновение трещин в зоне кромок камер сгорания. Примеры указанных вариантов потери прочности поршней представлены на рис. 1,2.



Рис. 1. Примеры выходов из строя поршней из-за возникновения износов, задиров и проплавов



Рис 2. Примеры возникновения трещин в зоне кромок камер сгорания

В целом накопленный фактический материал позволяет осуществлять анализ причин выхода из строя поршней и на этой основе осуществлять поиск путей повышения надежности конструкций. При этом перед разработчиками стоит задача обеспечения заданного термонапряженного состояния

и, соответственно, ресурса поршня без значительных усложнений конструкции.

Анализ публикаций

Детальный анализ характерных повреждений поршней, последующих отказов и причин их вызывающих выполнен различными фирмами-производителями [1-3]. На сегодня спектр основных видов предельного состояния поршней достаточно широк. Это износ канавок поршневых колец, износ боковой поверхности поршня, задиры на головке и тронке поршня, проплавы днища, проплавы боковой поверхности, трещины в зоне кромки и на днище КС, другие предельные состояния.

По общему мнению специалистов, в первую очередь их связывают с перегревом поршней новых форсированных двигателей. При этом множество причин сверхрасчетного перегрева вызваны либо отказами в работе топливной, масляной систем либо системы охлаждения двигателя. С другой стороны, их связывают также с некачественным техническим обслуживанием либо ремонтом двигателей. Методы устранения указанных проблем разнообразны и практически не связаны с собственно особенностями конструкций поршней [4].

При этом важно, что возникновение трещин в зоне кромок КС выделяют в особую группу, так как их возникновение и развитие характерны для случаев технически исправных и (или) качественно отремонтированных двигателей. Анализ таких отказов, проведенных в частности фирмами KolbenSCHMIT, DFCDIESEL, а ранее ГСКБД, свидетельствует, что их основной причиной являются высокие перепады температур в поршне между различными режимами нагружения двигателя в эксплуатации. Особенно критичными здесь считаются условия эксплуатации транспортной и другой техники с часто меняющейся нагрузкой.

Ресурс кромки КС поршня двигателя конкретного назначения зависит от характерной совокупности переходных процессов сброса-наброса нагрузки, учитываемых в процессе проектирования и, соответственно, сложного характера изменения температуры и термических напряжений, моделируемых в процессе такого проектирования. При этом потеря прочности конструкции в эксплуатации свидетельствует, что на сегодня имеют место случаи нарушения концепции гарантированного обеспечения ресурса поршня на стадии его проектирования. Этим подтверждается высокая актуальность работы, и этим вызвана необходимость анализа мероприятий, направленных на повышение ресурса кромки КС.

В рамках действующей концепции необходи-

мо обеспечить повышение качества проектов, которое определяется совершенством применяемых математических моделей, маршрутов проектирования, учета локальных особенностей геометрии детали [5].

В последнее время получили распространение поршни, имеющие выборки в зоне кромки КС, например [6]. Выполненный в [7] анализ свидетельствует, что наличие выборок в окружном направлении кромки КС поршня приводит к снижению температуры кромки на величину, соизмеримую с эффектом масляного охлаждения.

Целью данной работы является определение влияния особенностей геометрии поршня в зоне кромки КС на ее теплонапряженность и ресурсную прочность. Основной задачей работы является поиск путей увеличения ресурса кромки КС поршня путем формоизменения конструкции в зоне кромки ее КС.

Решение поставленной задачи

Рассмотрены варианты формоизменения кромки КС, которые представлены на рис. 3. Для проведения вариантных расчетов был выбран поршень дизеля 4ЧН12/14.

На первом этапе исследований устанавливались стационарные поля температур и термических напряжений. Граничные условия задачи теплопроводности принимались согласно методике, приведенной в [8] и идентифицированы по результатам эксперимента для поршня варианта I-I со струйным масляным охлаждением.

Выполнены расчеты для уровней форсирования двигателя $N_{л} = 20$ кВт/л и $N_{л} = 25$ кВт/л. Рассмотрены варианты без масляного охлаждения (охлаждение масляным туманом) и с масляным охлаждением, струйным либо галерейным в зависимости от рассматриваемой конструкции. Результаты расчетов для зоны кромки КС представлены в табл. 1,2.

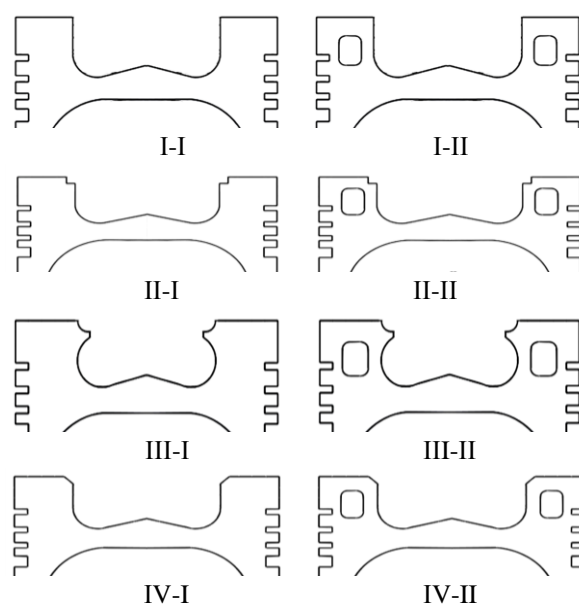


Рис. 3. Варианты конкурирующих конструкций поршней с выборками на кромках КС

Из табл. 1 видно, что температурное состояние поршня в зоне кромки КС существенно изменяется в зависимости от формы выборки. При этом для варианта IV-I с выборкой в виде фаски оно столь значительно, что соизмеримо с эффектом галерейного масляного охлаждения для поршня варианта I-II без выборки. Это хорошо видно при рассмотрении рядов 4 и 5 табл. 1.

Исходя из термических напряжений, представленных в табл. 2 видно, что выполнение фаски на кромке КС (вариант IV-II) также является предпочтительным решением относительно исходной конструкции варианта I-II.

Таблица 1. Температурное состояние поршней с отличиями в геометрии кромки КС, °С

№ n/n	№ варианта	Без охлаждения		С охлаждением	
		N _л =20 кВт/л	N _л =25 кВт/л	N _л =20 кВт/л	N _л =25 кВт/л
1	I-I	290	313	272	297
2	II-I	279	301	270	286
3	III-I	284	298	274	281
4	IV-I	273	294	264	280
5	I-II	273	300	263	282
6	II-II	269	291	259	276
7	III-II	275	290	260	268
8	IV-II	259	279	250	266

Таблица 2. Термические напряжения в зоне кромок КС поршней с галерейным масляным охлаждением, МПа

№ n/n	№ варианта	$N_{л}=20$ кВт/л	$N_{л}=25$ кВт/л
1	I-II	26,5	29
2	II-II	15,5	17
3	III-II	26	26,5
4	IV-II	20,5	24

Расчет термонапряженного состояния конструкции варианта IV-II при $N_{л}=35$ кВт/л показало, что температура кромки КС достигает 310°C , а термические напряжения – 32 МПа. Приведенные данные подтверждают высокую эффективность рассматриваемого мероприятия.

На втором этапе исследований выполнена оценка уровня накопленных повреждений d_{fs} в зоне кромки КС, вызванных усталостью и ползучестью материала. Расчеты проведены по методике [8] для поршней вариантов I-II и IV-II, выполненных из сплава АК12М2МгН.

Рассмотрены модели нестационарного нагружения автомобильного и тракторного двигателя [9]. Исходный уровень форсирования двигателя принимался равным 20 кВт/л. В расчетах литровая мощность двигателя повышалась до момента превышения материалом предела прочности, $d_{fs}=1$. Заданный ресурс до растрескивания кромки КС – 10000 часов.

Установлено, что в случае модели эксплуатации автомобильного дизеля заданный ресурс обес-

печивается для поршня варианта I-II при уровне форсирования двигателя $N_{л}=30$ кВт/л, а нового – при 33 кВт/л. Для тракторного дизеля третьей категории получены соответствующие уровни форсирования 29,5 и 32 кВт/л.

Зависимости накопленных повреждений d_{fs} в зоне кромки КС поршней вариантов I-II и IV-II тракторного дизеля от уровня его форсирования представлены на рис. 4. Видно, что формоизменение кромки может существенно увеличить запас прочности материала. Так, если для поршня исходной конструкции при $N_{л}=29$ кВт/л за 10000 часов эксплуатации накопленные повреждения достигают уровня $d_{fs}=0,8$, то для поршня с формоизменением кромки КС в виде фаски величина накопленных повреждений не превышает $d_{fs}=0,3$.

Таким образом, выполнение выборки в зоне кромки КС поршня является эффективным мероприятием, направленным на повышение его физической надежности и ресурса.

Выводы

В работе представлен анализ основных характерных повреждений поршней двигателей внутреннего сгорания, последующих отказов и причин, их вызывающих. Показано, что сегодня имеют место случаи нарушения концепции гарантированного обеспечения ресурса поршня на стадии его проектирования.

Рассмотрено влияние формоизменения кромок камер сгорания поршней дизеля 4ЧН12/14 на теплонапряженность кромок.

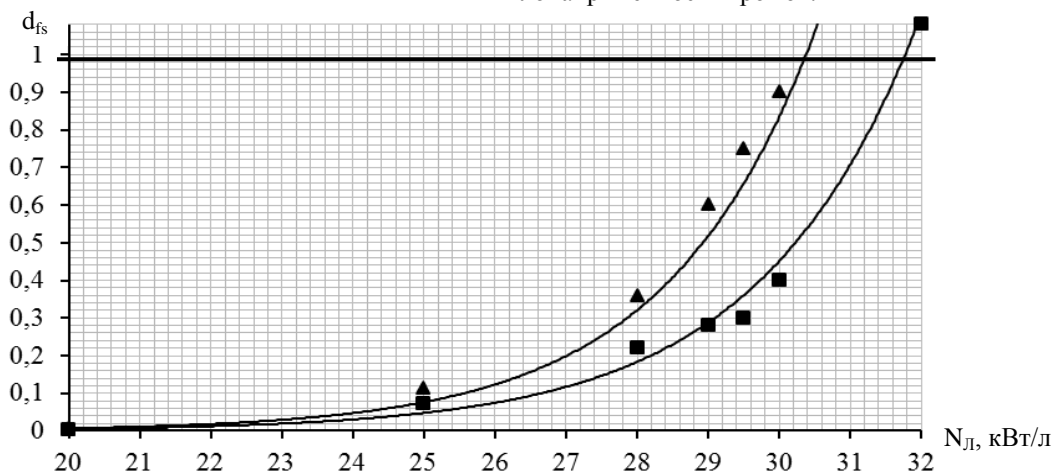


Рис. 4. Зависимости накопленных повреждений в зоне кромки КС поршней вариантов I-II и IV-II тракторного дизеля от уровня его форсирования

Применительно к условиям эксплуатации автомобильного и тракторного дизелей оценены границы ресурсной прочности альтернативных вариантов кромок камер сгорания.

Дальнейшее направление работ связано с повышением качества проектов, определяемого совершенством применяемых математических моделей и маршрутов проектирования в рамках концеп-

ції гарантованого забезпечення ресурса поршня на стадії його проектування.

Список літератури:

1. Повреждения поршней – как выявить и устранить их / Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH, Heilbronn, 4 изд., – 2015. – 92 с. 2. Анализ поврежденных деталей ДВС, DFCDIESEL / [Электронные ресурсы]: <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis>. 3. Коваль И.А. Ускоренные испытания двигателей / И.А. Коваль, И.Ю. Вахтель, А.М. Диденко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1974. – №12. – С. 3-5. 4. Хотдерман Д.Д. Автомобильные двигатели: теория и техническое обслуживание / Д.Д. Хотдерман, Ч.Д. Митчелл-мл. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2006. – 664 с. 5. Пылев В.А. Совершенствование методического обеспечения САПР поршня ДВС / В.А. Пылев, Ариан Р., Нестеренко И.А. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – №1. – с.33-39. 6. European patent application International publication number: WO 2015/177897 (26.11.2015 Gazette 2015/47) «Структура камеры сгорания для дизельного двигателя», 29.03.2017. 7. Пылев В.А. Влияние формоизменения выборок в зоне кромки камеры сгорания дизеля на температурное состояние кромки / Пылев В.А., Ариан Р. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – №2. – с.59-62. 8. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалості міцності: моногр. / В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ». – 2001. – 332 с. 9. Матвеев В.В. Оценка ресурсной прочности поршня в САПР с учетом эксплуатационных режимов работы двигателя / В.В. Матвеев, В.А. Пылев, А.Н. Клименко, А.А. Котуха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – с.120-123.

Bibliography (transliterated):

1. (2015). *Pistons damages - how to identify and eliminate them*. 4th ed. [Povrezhdeniya porshney – kak vyiyavit i ustranit ih. 4-e izd.], Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH, Heilbronn, 92 p. 2. DFC Diesel “Failure-analysis”, available at: <http://www.dfcdiesel.com/warranty-info/failure-analysis> 3.Koval, I.A., Vahtel, I.U., Didenko, A.M. (1974), “Accelerated engine tests”, Tractors and agricultural machinery [“Uskorennyye ispytaniya dvigateley”, Traktory i selhozmashiny], No. 12, pp. 3-5. 4. Hotderman, D.D., Mitchell-jr, Ch.D.. (2006), “Car engines: theory and maintenance” [“Avtomobilnyye dvigateli: teoriya i tehicheskoe obsluzhivanie”] Moscow, Williams, 664 p. 5. Pylyov, V.A., Arian, R., Nesterenko, I.A. (2016), “Perfection of methodical maintenance of CAD of the piston DVS”, Internal combustion engines, [“Sovershenstvovanie metodicheskogo obespecheniya SAPR porshnya DVS”, Dvyhuny vnutrishn'oho zhoryannya], № 1, pp. 33 – 39. 6. Uehara, Isshou, Hasegawa, Manabu, Tsuji, Naohide, NISSAN MOTOR CO., LTD. Combustion chamber structure for diesel engine. European patent application. EP 3 147 476 A1. 7. Pylyov, V.A., Arian, R. (2016), “Influence of the shape change of samples in the zone of the edge of the combustion chamber of the diesel engine on the temperature state of the edge”, Internal combustion engines, [“Vliyaniye formoizmeneniya vyborok v zone kromki kamery sgoraniya dizelya na temperaturnoe sostoyaniye kromki”, Dvyhuny vnutrishn'oho zhoryannya], № 2, pp. 59 – 62. 8. Pylov, V.A. (2001) Automatic design of speed diesel engines piston with a specified level of long-term strength: Monograph [Avtomatychne proektuvannya porshniv shvydkokhidnykh dyzeliv iz zadanyim rivnem trvaloyi mitnosti: Monografiya], Kharkiv: Publishing center of NTU “KPI”, 332 p. 9. Matveenko, V.V., Pylyov, V.A., Klimenko, A.N., Kotuha, A.A. (2012), “Evaluation of the piston's life-time in CAD, taking into account the operating conditions of the engine”, Internal combustion engines, [“Otsenka resursnoy prochnosti porshnya v SAPR s uchetom ekspluatatsionnykh rezhimov raboty dvigatelya”, Dvyhuny vnutrishn'oho zhoryannya], № 1, pp. 120 – 123.

Поступила в редакцію 20.06.2017 г.

Ариан Расул – младший научный сотрудник кафедры двигателя внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

Хотейт Хассан – студент кафедры двигателя внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: hteit0hassane@gmail.com/

Мордвинцева Ирина Александровна – младший научный сотрудник кафедры двигателя внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: irka13n@bigmir.net .

Линьков Олег Юрьевич – доцент кафедры двигателя внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: oleglinkov76@gmail.com

Пылев Владимир Александрович – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail:pylyov@meta.ua.

ВПЛИВ ВИБРОК В ЗОНІ КРОМКИ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ПОРШНЯ НА ЙОГО ТЕПЛОАПРУЖЕНІСТЬ І РЕСУРС ПО МІЦНОСТІ

R. Arian, H. Hotait, I.O. Mordvintseva, O.Yu. Linkov, V.A. Pylyov

Представлений аналіз основних характерних ушкоджень поршнів двигунів внутрішнього згорання, подальших відмов і причин які їх викликають. Показано, що на сьогодні мають місце випадки порушення концепції гарантованого забезпечення ресурсу поршня на стадії його проектування. Розглянуто варіанти формозміни кромки камер згорання поршнів дизеля 4ChN12 / 14. Стосовно до умов експлуатації автомобільного та тракторного дизелів, оцінені межі ресурсної міцності альтернативних варіантів кромки камер згорання.

THE EFFECT OF SELECTIONS IN THE ZONE OF THE EDGE OF THE PISTON COMBUSTION CHAMBER ON ITS HEAT TENSION AND STRENGTH RESOURCES

R. Aryan, H. Hotait, I.O. Mordvintseva, O.U. Linkov, V.A. Pylyov

The analysis of the main typical damages of pistons of internal combustion engines, the subsequent refusals and the reasons of their defiant have been given. It is shown that for today cases of violation of the concept of the guaranteed providing a resource of the piston at a stage of its design take place. Options of forming of edges of combustion tubes of pistons of the diesel 4ChN12/14 are considered. In relation to operating conditions of automobile and tractor diesels borders of resource durability of alternative options of edges of combustion tubes are evaluated.

О.Ю. Лінков, С.А. Кравченко, В.В. Пильов, Д.В. Беднін

ПОКРАЩЕННЯ ТЕПЛОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ДНИЩА ГОЛОВКИ ЦИЛІНДРІВ СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЯ

Розглянуто проблему втрати міцності теплонапружених зон вогневої поверхні головки циліндру тепловозного дизеля типу Д49. Проаналізовано фактори, що впливають на нерівномірний розподіл температур по вогневному дніщу. Вирішення проблеми потребує внесення конструктивних змін до цієї деталі. Наведено результати варіантних розрахунків температур в характерних зонах вогневого дніща. Запропоновано зміни до конструкції головки циліндрів, які дозволять зменшити вплив вагомих факторів на термонапружений стан головки. Розглянуто шляхи подальшої модернізації конструкції головки циліндру.

Вступ

На сьогодні ще велика частка тепловозного парку залізниці (як магістральні так і маневрові тепловози) обладнана двигунами типу Д49 (ЧН26/26), які почали випускати з 1975 року. Однією з найбільш проблемних деталей цих двигунів є головка циліндру. При цьому створення головки до двигунів типу Д49, які зможуть відпрацювати строк, відповідний до ресурсу двигуна, досі є актуальним завданням.

Проблематику появи тріщин на вогневному донці головки було описано раніше у [1]. Головки дизеля (рис. 1), що встановлюють на двигуни, відпрацьовують, у кращому випадку, лише 25% від необхідного терміну експлуатації. З цієї причини споживач постійно зацікавлений як в постачанні нових виробів, так і, що особливо актуально, в підвищенні терміну їх експлуатації.



Рис. 1. Переріз головки циліндрів дизеля Д49

Аналіз проблеми

На рис. 2 наведено розподіл нагару для вогневого дніща головки циліндрів дизеля Д49. Такий розподіл нагару був характерним для декількох головок циліндру, в яких були виявлені тріщини. Слід відмітити що товщина шару нагару сягала 0,25 ... 0,5 мм. У дослідженні [1] було показано, що нагар, який має місце на частині вогневого донця головки, може служити додатковим фактором високої термічної напруженості головки. Враховуючи низьку теплопровідність шару нагару та зменшений тепловий потік від робочого тіла до донця під

нагаром, температура стінки в зоні, вільній від нагару зростатиме. Очікуваний температурний перепад донцем зростає не менш, ніж на 20К. Цю обставину треба враховувати в задачах підвищення довговічності міжклапанних перемичок.

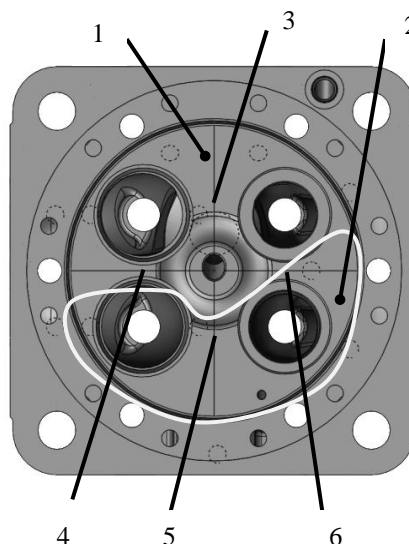


Рис. 2. Характерне розміщення основної зони нагару поверхню донця головки циліндрів дизеля Д49: 1 – зона без нагару; 2 – зона з нагаром; 3 – зона появи тріщини; 4-6 – додаткові контрольні зони

Поява нагару пов'язана з потраплянням твердих частинок на «холодну» поверхню, на якій обриваються ланцюгові реакції горіння та відкладаються продукти неповного згорання [2]. Товщина нагару в таких умовах зростає до моменту стабілізації, коли швидкості відкладання та вигорання стають однаковими.

Поява нагару характерна при роботі двигуна на часткових режимах. При цьому для тепловозних двигунів робота на близьких до холостого ходу режимах складає 50-60% часу загального наробітку [3,4]. При переході двигуна на режим близький до номінального нагар, який утворився на часткових режимах, починає вигоряти до нового стану стабі-

лізації. Це означає, що в зоні появи тріщини (зона 3 за рис. 2) в експлуатації має місце складний характер зміни температур і термічних напружень в часі. На сьогодні існують методики розробки теоретичних нестационарних моделей експлуатації двигунів на основі відповідних стаціонарних [5]. Практичне застосування таких моделей для тепловозних двигунів на сьогодні відсутнє.

З іншого боку, температурний стан вогневого донця головки визначається не тільки інтенсивністю теплопідводу, а і інтенсивністю тепловідводу в охолоджуючу рідину. З рис. 2 видно, що нагароутворення в головці дизеля Д49 має місце в зоні різномірних клапанів. Цей факт свідчить про необхідність корегування інтенсивності теплообміну в порожнинах охолодження головки.

У цілому вирішення проблеми ресурсу головок потребує внесення конструктивних змін до цієї деталі. При цьому слід враховувати усі важливі впливові фактори. Серед них слід відмітити: значний тепловий потік від робочого тіла; тиск робочого тіла, що сягає 12 МПа та більше; нерівномірне тепловідведення в систему охолодження; наявність нагару на частині вогневої поверхні.

Розв'язання поставленої задачі в такій постановці на сьогодні є значною науковою проблемою. Тому на початковому етапі робіт виконано аналіз температурного стану головки.

Виклад основного матеріалу Основним чинником погіршення теплонапруженого стану та зменшення ресурсу вогневого донця головки циліндру є відсутність достатнього охолодження у зоні форсунки (рис. 3) та нерівномірне тепловідведення в охолоджуючу рідину, що обумовлене особливостями виготовлення деталі.



Рис. 3. Зона форсунки головки циліндрів дизеля Д49 з боку

За додатковий чинник слід приймати нерівномірний розподіл нагару поверхнею вогневого донця.

З цієї причини аналізу температурного стану головки циліндрів передувала розробка альтернативної конструкції, для якої виконано основний обсяг розрахункових експериментів.

Запропонована нова конструкція відрізняється від серійної розміщенням форсунки в тонкостінному вставному стакані та організованим перерозподілом потоків охолоджуючої рідини порожнинами головки.

Розрахункове дослідження виконано в стаціонарній постановці щодо потужності дизеля 1470 кВт при частоті обертання колінчастого валу 1000 хв⁻¹. Миттєві в часі граничні умови (ГУ) третього роду задачі теплопровідності встановлювались за даними робочого процесу відповідно до методики [6]. Середні за цикл середні по поверхні головки циліндрів ГУ задавались з урахуванням рекомендацій [7].

Для випадку без нагару ГУ з боку вогневого донця приймалися: $\alpha=204 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, $T=863\text{К}$.

На даному етапі дослідження для випадку з нагаром динамічний ефект теплоізоляції [8] не враховувався. Тут використання підходів [1] отримано наступні значення ГУ. В зоні 2 (див. рис.2) при товщині нагару 0,25 мм $\alpha=200 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, в зоні 1, що є вільною від нагару, $\alpha=206 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Температура робочого тіла для обох зон – $T=892\text{К}$.

Для поверхонь охолодження ГУ приймалися відповідно до роботи [9]. З боку охолодження донця в зоні 2 коефіцієнт тепловіддачі приймався незмінним і дорівнював $\alpha=1700 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. В зоні 1 з метою моделювання організованих потоків охолоджуючої рідини він варіювався в межах 1100...1700 Вт/(м²К). Температура охолоджуючої рідини для цих зон призначалась незмінною і дорівнювала $T=363\text{К}$.

Теплофізичні властивості спеціального чавуну приймалися як температурозалежні.

Результати розрахунків для зони 3, в якій з'являються тріщини, та додаткових зон 4-6 подано в табл. 1.

Таблиця 1. Температурний стан головки циліндрів при різній інтенсивності охолодження зони 1, °С

α , Вт/(м ² К)	Номер зони			
	3	4	5	6
1100	280	263	236	352
1300	275	263	236	352
1500	270	263	236	352
1700	267	263	236	351

З таблиці видно, що інтенсифікація охолодження в зоні 1 привела до зменшення температури в зоні 3 відповідної міжклапанної перемички на 13°C. В інших міжклапанних перемичках температурний стан залишається незмінним. При цьому в зонах 3 та 4 температури стали практично однаковими. Разом з цим виникає застереження щодо появи тріщин в зоні 6. Унеможливлення цього недоліку передбачає інтенсифікацію теплообміну в зоні 6 та зменшення інтенсивності теплообміну в зоні 5.

Висновки

В роботі розглянуто проблематику втрати міцності міжклапанних перемичок головки циліндру тепловозного дизеля типу Д49. Проаналізовано фактори, що впливають на нерівномірний розподіл температур по вогневому днищу.

Вирішення проблеми потребує внесення конструктивних змін до цієї деталі. Наведено результати варіантних розрахунків температур в характерних зонах вогневого днища.

Запропоновано зміни до конструкції головки циліндрів, які дозволять зменшити вплив вагомих факторів на термонапружений стан головки. Розглянуто шляхи подальшої модернізації конструкції головки циліндру. На нову конструкцію головки циліндру подано заявку на патент.

Подальший напрямок робіт пов'язаний з аналізом рівня термічних напружень в міжклапанних перемичках головки та врахування ефекту частково-динамічної теплоізоляції нагару.

Список літератури:

1. Линьков О. Ю. Оценка влияния нагара на температурное состояние днища головки цилиндров среднеоборотного дизеля [Текст] / О. Ю. Линьков, В. В. Пылёв, С. А. Кравченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – №1. – С. 29-33. 2. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях [Текст]: Учеб. пособ. для вузов / Кавтарадзе Р. З. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472 с. 3. Єроценков С. А. Підвищення паливної економічності тепловозного дизеля 4Д80Б [Текст] / С. А. Єроценков, О. Г. Крушедольський, В. М. Зайончковський, М. І. Сергієнко // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – 2002. – Вип. 51. – С. 3-15. 4. Єроценков С. А. Вибір конструктивних параметрів дизеля Д80 та його системи випуску при модернізації тепловозів М62 [Текст] / С. А. Єроценков, О. Г. Крушедольський, В. М. Зайончковський, М. І. Сергієнко // Збірник наукових праць УкрДАЗТ. – 2000. – Вип. 43. – С. 3-10. 5. Пылева Т. К. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения двигателей машин различного назначения [Текст] / Т. К. Пылева, В. Т. Турчин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 125-132. 6.

7. Mollenhauer K. Handbook of diesel engines [Текст] / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 636 p. 7. Дьяченко Н. Х. К определению граничных условий при моделировании температурных полей в поршнях ДВС [Текст] / Н. Х. Дьяченко, А. К. Костин, М. М. Бурин // Энергомашиностроение. – 1968. – №4. – С. 18-21. 8. Марченко А. П. Моделирование нестационарного высокочастотного температурного stanu поршня ДВЗ з теплоізолюваною поверхнею камери згорання [Текст] / А. П. Марченко, В. В. Пильов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2015. – №2. – С. 41-47. 9. Шеховцов А. Ф. Разработка конечно-элементной модели теплонапряженного и деформированного состояния головки цилиндров быстроходного дизеля [Текст] / Шеховцов А. Ф., Тринев А. В., Авраменко А. Н. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 20-30.

Bibliography (transliterated):

1. Linkov, O.U., Pylyov, V.V., Kravchenko, S.O. (2016) "The estimation of carbon deposit influence on the temperature state of the middle speed diesel cylinder head", Internal combustion engines ["Otsinka vplyvu naharu na temperaturnyi stan dentsia holovky tsylindriv seredneobertovoho dyzelia"], Dvyhately vnutrenneho shoranyia] №1. pp. 29-33. 2. Kavtaradze, R.Z. (2007), "Local heat transfer in piston engines" Textbook for high schools ["Lokalnyi teploobmen v porshnevyykh dvigatelyakh"], Ucheb. posob. dlya vuzov], MSTU them. N.E. Bauman, Moscow, 472 p. 3. Eroschenkov, S.A., Krushedolskiy, O.G., Zayonchkovskiy, V.M., Sergienko, M.I. (2002) "Increase of fuel efficiency of locomotive diesel 4D80B", Collection of scientific works ["Pidvishchennya palivnoyi ekonomichnosti teplovoznogo dizelya 4D80B"], Zbirnik naukovih prats], UkrDAZT, Kharkiv, No. 51, pp. 3-15. 4. Eroschenkov, S.A., Krushedolskiy, O.G., Zayonchkovskiy, V.M., Sergienko M.I. (2000) "The choice of design parameters D80 diesel engine and its exhaust system in the modernization of locomotives M62", Collection of scientific works ["Vibir konstruktivnih parametrov dizelya D80 ta yogo sistemi vipusku pri modernizatsiyi teplovoziv M62"], Zbirnik naukovih prats], UkrDAZT, Kharkiv, No. 43, pp. 3-10. 5. Pyleva, T.K., Turchin, V.T. (2007) "Development of theoretical nonstationary models for loading engines of machines of various purposes" Internal combustion engines ["Razrabotka teoreticheskikh nestatsionarnykh modeley nagruzeniya dvigateley mashin razlichnogo naznacheniya"] Dvyhately vnutrenneho shoranyia] №1. pp. 125-132. 6. Mollenhauer, K., Tschoeke, H. (2010) "Handbook of diesel engines" Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, 636 p. 7. Dyachenko, N.H., Kostin, A.K., Burin, M.M. (1968) "To the determination of boundary conditions in the simulation of temperature fields in ICE pistons" Power Engineering ["K opredeleniyu granichnykh usloviy pri modelirovaniy temperaturnykh poley v porshnyakh DVS"] Energomashinostroyeniye], No. 4, pp. 18-21. 8. Marchenko, A.P., Pylyov, V.V. (2015) "Simulation of a nonstationary high-frequency temperature state of a piston of internal combustion engines with a heat-insulated surface of a combustion chamber" Internal combustion engines ["Modelyuvannya nestatsionarnogo visokochastotnogo temperaturnogo stanu porshnya DVZ z teploizolovanoyu poverhneyu kameri zgoranyia"] Dvyhately vnutrenneho shoranyia] №2. pp. 41-47. 9. Shehovtsov, A.F., Trinev, A.V., Avramenko, A.N. (2007) "Development of a finite element model of the heat-stressed and deformed state of the high-speed diesel engine head" Internal combustion engines ["Razrabotka konechnoelementnoy modeli teplonapryazhnogo i deformirovannogo sostoyaniya golovki tsylindrov bystrohodnogo dizelya"] Dvyhately vnutrenneho shoranyia] №1. pp. 20-30.

Надійшла до редакції 05.07.2017 р.

Линьков Олег Юрійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: oleglinkov76@gmail.com

Пильов Вячеслав Владимирович – канд. техн. наук, старший викладач кафедри теплотехніки та енергоефективних технологій Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: vv3pylyov@i.ua

Кравченко Сергій Олександрович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dvskhpi2016@gmail.com.

Фатєєв Андрій Вікторович – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

Беднін Дмитро Валерьевич – студент кафедри двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: bednind@gmail.com.

УЛУЧШЕНИЕ ТЕПЛОАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДНИЩА ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

О.Ю. Линьков, С.А. Кравченко, В.В. Пильов, Д.В. Беднин

Рассмотрена проблема потери прочности теплонапряженных зон огневой поверхности головки цилиндра теплового дизеля типа Д49. Проанализированы факторы, влияющие на неравномерное распределение температур по огневому днищу. Решение проблемы требует внесения конструктивных изменений в этой детали. Приведены результаты вариантных расчетов температур в характерных зонах огневого днища. Предложены изменения в конструкции головки цилиндров, которые позволят уменьшить влияние весомых факторов на термонапряженное состояние головки. Рассмотрены пути дальнейшей модернизации конструкции головки цилиндра.

IMPROVEMENT OF THE HEAT-SUPPRESSED STATUS OF THE CYLINDER HEAD OF THE MEDIUM-SPEED DIESEL

O.U. Linkov, S.O. Kravchenko, V.V. Pylyov, D.V. Bednyn

The problem of loss of strength of heat-stressed zones of the fire surface of the cylinder head of a locomotive diesel D49 is considered. The factors influencing the uneven distribution of temperatures along the fire bottom are analyzed. Solving the problem requires making constructive changes to this detail. The results of variational calculations of temperatures in the characteristic zones of the fire bottom are presented. Changes are proposed in the design of the cylinder head, which will reduce the influence of influencing factors on the thermally stressed state of the head. The ways of further modernization of the cylinder head design are considered.

УДК 621.43.016.4

DOI: 10.20998/0419-8719.2017.2.10

В.В.Белозёров, И.Б.Казак, А.К.Олейник, С.А.Кравченко

ВЛИЯНИЕ МИКРОДУГОВОГО ОКСИДИРОВАНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРЕНИЯ И ИЗНОСА МАТЕРИАЛОВ СОПРЯЖЕНИЯ КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ-ВКЛАДЫШ ДВИГАТЕЛЕЙ ТИПА Д100 И Д80

В работе приведены результаты экспериментальных исследований взаимодействия рабочих поверхностей пары трения коленчатый вал – вкладыш. Для повышения триботехнических характеристик трущихся поверхностей антифрикционный слой АМО1-20 стале-алюминиевого вкладыша Д80 методом микродугового оксидирования был преобразован на глубину 20-25 и 60-70 мкм. Испытания образцов проводились на машине трения СМТ-1 и СМЦ-2 по методике ступенчатого нагружения. Полученные результаты показали, что коэффициент трения $f_{тр}$ увеличивается в 3 – 5 раз по сравнению со слоем АМО1-20 без оксидирования, но задир – и износостойкость пары трения существенно возросла.

Введение

В настоящее время одной из актуальных задач является проблема повышения надежности и долговечности сопряжения коленчатый вал-вкладыш дизелей мощностного ряда Д100 и Д80, выпускаемых ГП «Завод им. В.А. Малышева». Как было установлено ранее, наиболее перспективным вариантом для вкладышей подшипников коленчатого вала является изготовление их из биметаллической стале-алюминиевой полосы с антифрикционным слоем из сплава АМО1-20 (медь 1%, Sn 20%). Такого типа вкладыши получили широкое распро-

странение в автотракторной промышленности и на протяжении многих лет эксплуатации показали наиболее высокие характеристики по долговечности, коррозионной и усталостной прочности. Однако опыт их применения в производстве двигателей типа Д100 и Д80 на ГП «Завод им. В.А. Малышева», а также на двигателях энергоагрегатов для специальной техники показал, что надежность сопряжения коленчатый вал-вкладыш является недостаточной и требует существенной доработки. В процессе приработки рабочая поверхность стале-алюминиевого вкладыша имеет недостаточную

стойкость к задирам, что приводит к схватыванию материалов вкладыша и коленчатого вала, интенсивному их износу и разрушению рабочих поверхностей. Эти дефекты обнаруживаются как при обкатке и сдаточных испытаниях, так и в начальные периоды эксплуатации. Это крайне негативно сказывается на надёжности выпускаемых двигателей. Необходимо также отметить, что, кроме того, что стале-алюминиевые вкладыши обеспечивают наибольший ресурс двигателей до капитального ремонта [1], их продукты изнашивания в отличие от баббитовых и свинце-бронзовых вкладышей не являются катализаторами окисления масел.

Постановка задачи

Одним из способов снижения склонности материалов пар трения к схватыванию и образованию задиров является создание на их рабочих поверхностях разделительных защитных оксидных покрытий. Подобные мероприятия были предложены ещё в 50-х годах прошлого столетия, но по ряду причин не получили дальнейшего развития [2].

В работах С.В. Венцеля и Б.В. Индина [3,4] было показано, что электрохимическая обработка стале-алюминиевых вкладышей с антифрикционным слоем из алюминий-оловянистого сплава АО-20 приводит к образованию защитных оксидных пористых плёнок с повышенной маслоёмкостью и благоприятно сказывается на износостойкости и противозадирные свойства этого сплава.

Одним из способов создания защитных оксидных слоёв на рабочих поверхностях деталей из алюминиевых сплавов является микродуговое оксидирование.

Результаты исследований

Для определения характеристик трения и износа стале-алюминиевых вкладышей были проведены триботехнические испытания в условиях граничной смазки. Для испытаний были использованы образцы («колодки»), изготовленные из стале-алюминиевых вкладышей двигателя Д80 с сохранением их рабочей поверхности из алюминиевого сплава АМО1-20. В дальнейшем рабочая поверхность «колодки» была преобразована методом микродугового оксидирования на различную глубину.

Для изучения влияния микродугового оксидирования на триботехнические характеристики сплава АМО1-20, были проведены испытания по определению коэффициента трения, нагрузки задиобразования, износостойкости и изнашивающей способности для узла трения коленчатый вал - вкладыш. Материалы контртел: стале-алюминиевый сплав АМО1-20 (с оксидированным

слоем толщиной 20-25 и 60-70 мкм и без оксидированного слоя) и серийный высокопрочный чугун (ВПЧ) для коленчатых валов. Испытания по определению коэффициента трения $f_{тр}$ проводили на машине СМТ-1 по методике ступенчатого нагружения при, $n = 500 \text{ мин}^{-1}$, $T_m^{нач} = 70^\circ\text{C}$. Испытания на износостойкость проводили на машинах СМЦ-2 при следующих условиях: $n = 500 \text{ мин}^{-1}$; масло М14В2; время работы $\Psi = 3$ часа; нагрузке $P = 0,2; 0,6$ и $1,0 \text{ кН}$; при нагрузке $P = 0,2 \text{ кН}$ во всех вариантах температура масла поддерживалась на уровне $T_m = 70^\circ\text{C}$ при помощи автоматического задатчика температуры, в испытаниях «колодок» с оксидированным слоем при нагрузке $P = 0,6$ и $1,0 \text{ кН}$ в начальный момент времени $T_m^{нач} = 70^\circ\text{C}$, после чего искусственный подогрев отключали и в течении всего периода испытаний температура масла определялась тепловыделениями в результате трения в зоне контакта.

Результаты испытаний по определению коэффициента трения $f_{тр}$ при ступенчатом нагружении приведены в таблице 1, а результаты определения $f_{тр}$ при испытаниях на износостойкость приведены в таблице 2.

Анализ полученных значений $f_{тр}$ (табл. 1) свидетельствует о том, что в случае наличия на поверхности сплава АМО1-20 оксидированного слоя, коэффициент трения в несколько раз выше во всём интервале нагрузок по сравнению с вариантом, в котором этот слой отсутствует. Данные по $f_{тр}$, полученные по методике ступенчатого нагружения, подтверждаются и значениями $f_{тр}$, измеренными в процессе испытаний на износ (табл. 2) при нагрузках $P = 0,2; 0,6$ и $1,0 \text{ кН}$.

В отношении значений $f_{тр}$, полученных для образцов с оксидированным слоем различной толщины, следует отметить, что для сравниваемых толщин слоя 20-25 и 60-70 мкм значения $f_{тр}$ практически не отличаются, несколько более низкие значения $f_{тр}$ можно отметить лишь при невысоких нагрузках до $P = 0,6 \text{ кН}$ (см. табл. 1 и 2).

Оценка износостойкости производилась методом измерения ширины дорожки трения с последующим определением максимальной глубины износа. Этот метод позволяет оценить износостойкость при малых нагрузках, когда возможности весового метода ограничены в следствии малых величин износа. Вместе с тем весовой метод измерения износа также использовали для сопоставления с данными, полученными по измерению ширины дорожки трения.

Полученные результаты по определению износа представлены в табл. 3.

Таблица 1. Результаты определения коэффициентов трения $f_{тр}$ при ступенчатом нагружении

Материал и покрытие вкладыша	Значения $f_{тр}$ и температуры смазки T_m при нагрузке P , кН									
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
АМО1-20 без покрытия	$\frac{0,040^*}{0,040}$	$\frac{0,025}{0,025}$	$\frac{0,037}{0,020}$	$\frac{0,025}{0,015}$	$\frac{0,030}{0,016}$	$\frac{0,030}{0,015}$	$\frac{0,032}{0,013}$	$\frac{0,026}{0,011}$	$\frac{0,025}{0,012}$	$\frac{0,025}{0,013}$
температура смазки	70°C**	60°C	60°C	---//---	---//---	---//---	---//---	---//---	---//---	60°C
АМО1-20 + ВНИИНП-212	$\frac{0,020}{0,020}$	$\frac{0,030}{0,010}$	$\frac{0,037}{0,020}$	$\frac{0,028}{0,015}$	$\frac{0,030}{0,016}$	$\frac{0,030}{0,016}$	$\frac{0,032}{0,016}$	$\frac{0,033}{0,016}$	$\frac{0,032}{0,017}$	$\frac{0,032}{0,020}$
температура смазки	70°C	60°C	60°C	---//---	---//---	---//---	---//---	---//---	---//---	60°C
АМО1-20 + оксидный слой 20-25 мкм	$\frac{0,150}{0,150}$	$\frac{0,147}{0,142}$	$\frac{0,141}{0,144}$	$\frac{0,140}{0,140}$	$\frac{0,130}{0,128}$	$\frac{0,130}{0,126}$	$\frac{0,126}{0,126}$	$\frac{0,129}{0,129}$	$\frac{0,128}{0,126}$	$\frac{0,127}{0,124}$
температура смазки	70°C	80°C	90°C	105°C	125°C	140°C	160°C	180°C	200°C	230°C
АМО1-20 + оксидный слой 60-70 мкм	$\frac{0,130}{0,130}$	$\frac{0,132}{0,137}$	$\frac{0,137}{0,137}$	$\frac{0,132}{0,132}$	$\frac{0,124}{0,124}$	$\frac{0,126}{0,121}$	$\frac{0,122}{0,122}$	$\frac{0,124}{0,126}$	$\frac{0,127}{0,120}$	$\frac{0,124}{0,121}$
температура смазки	70°C	80°C	95°C	110°C	120°C	140°C	160°C	180°C	205°C	230°C

* В числителе приведены значения $f_{тр}$ в начале, а в знаменателе – в конце каждой ступени нагружения.

** Температура приведена на конечном этапе ступени нагружения с точностью $\pm 5^\circ\text{C}$

Таблица 2. Результаты определения коэффициентов трения $f_{тр}$ при испытаниях на износ при нагрузках $P = 0,2; 0,6$ и $1,0$ кН

Материал и покрытие вкладыша	Значения коэффициента трения $f_{тр}$ при нагрузках P , кН		
	0,2	0,6	1,0
АМО1-20 (без оксидирования)	0,031 – 0,091	0,020 – 0,041	0,012 – 0,015
АМО1-20 + оксидирование (20-25 мкм)	0,091 – 0,152	0,142 – 0,152	0,091 – 0,128
АМО1-20 + оксидирование (60-70 мкм)	0,061 – 0,107	0,102 – 0,112	0,116 – 0,128

Данные таблицы 3 свидетельствуют о том, что для образцов с оксидированным слоем характерна меньшая глубина лунки износа по сравнению с не оксидированными образцами при всех используемых нагрузках, т. е. оксидированные образцы более износостойкие. Что касается данных по весовому износу колодок, то корреляция с данными по h_{\max} наблюдается только при $P = 1,0$ кН, при $P = 0,2$ кН и $P = 0,6$ кН этого нет. Причиной этого может быть недостоверность показаний весового износа при малых износах (малых нагрузках), либо существенное различие в удельных весах сплава АМО1-

20 и оксидов, составляющих основу оксидированного слоя.

Что касается изнашивающей способности, то данные весьма неопределённые и зависят от нагрузки. Более или менее определённо можно говорить о меньшей изнашивающей способности в случае образцов с глубиной оксидированного слоя 60 - 70 мкм по сравнению с глубиной оксидированного слоя 20 – 25 мкм. Для более чёткой оценки изнашивающей способности оксидированного слоя необходимо проводить дополнительные испытания с соответствующей статической обработкой.

Таблица 3. Результаты испытаний на износ при нагрузках $P = 0,2; 0,6$ и $1,0$ кН

Материал и покрытие вкладыша	Линейный износ образца вкладыша		Весовой износ, $г \cdot 10^{-4}$		Нагрузка P , кН
	ширина лунки b , мм	глубина лунки h_{max} , мкм	«колодки» (вкладыша)	«диска» (вала)	
АМО1-20 (без оксидирования)	1,72 – 1,86	14,2 – 16,5	$- 3 \times 10^{-4}$	$+ 4 \times 10^{-4}$	0,2
АМО1-20 + оксидированный слой 20-25 мкм	0,66 – 0,77	2,0 – 2,7	$- 8 \times 10^{-4}$	$- 46 \times 10^{-4}$	
АМО1-20 + оксидированный слой 60-70 мкм	0,81 – 1,16	3,1 – 6,5	$- 4 \times 10^{-4}$	$- 17 \times 10^{-4}$	
АМО1-20 (без оксидирования)	1,83	15,9	$- 8 \times 10^{-4}$	$- 15 \times 10^{-4}$	0,6
АМО1-20 + оксидированный слой 20-25 мкм	1,59	12,2	$- 18 \times 10^{-4}$	$+ 7 \times 10^{-4}$ (масло в порах)	
АМО1-20 + оксидированный слой 60-70 мкм	1,17 -1,48	6,6 – 10,5	$- 17 \times 10^{-4}$	$- 3 \times 10^{-4}$	
АМО1-20 (без оксидирования)	6,17	-----	$- 152 \times 10^{-4}$	$- 14 \times 10^{-4}$	1,0
АМО1-20 + оксидированный слой 20-25 мкм	3,33 – 3,55	--- - 58,4	$- 62 \times 10^{-4}$	$- 56 \times 10^{-4}$	
АМО1-20 + оксидированный слой 60-70 мкм	1,79 – 2,95	15,3 – 42,9	$- 21 \times 10^{-4}$	$- 16 \times 10^{-4}$	

Выводы

Результаты предварительных испытаний образцов «колодок» изготовленных из сталеалюминиевых вкладышей двигателя Д80 с антифрикционным слоем АМО1-20 преобразованным методом микродугового оксидирования на глубину 20-25 и 60-70 мкм показали, что наряду с повышением маслоёмкости рабочей поверхности пары колечный вал- вкладыш коэффициент трения $f_{тр}$ увеличивается в 3 – 5 раз по сравнению со слоем АМО1-20 без оксидирования.

Увеличение износостойкости сталеалюминиевых вкладышей двигателя Д80 с антифрикционным слоем АМО1-20 за счёт микродугового оксидирования свидетельствует о перспективности применения этой технологии для решения задач повышения работоспособности узлов трения к работе которых не предъявляются требования высокой антифрикционности.

Список литературы:

1. Буше К.А. Подшипниковые сплавы для подвижного состава / К.А. Буше. – М.: Изд-тво «Транспорт», 1967. - 224 с. 2. Болтинский В.Н. Тракторные и автомобильные двигатели / В.Н. Болтинский. – М.: Гос. изд-во сельскохозяйственной литературы, 1953. – 430 с. 3. Венцель

С.В. Влияние электрохимической размерной обработки на износостойкость пар трения. – В кн.: физико-химическая механика контактного взаимодействия и фреттинг коррозия / С.В. Венцель, Б.В. Индин. – Киев, 1973. - 380 с. 4. Венцель С.В. Исследование некоторых характеристик трения алюминиевого сплава АО-20 после предварительного электрохимического микрокавернообразования / С.В. Венцель, Б.В. Индин // Проблемы трения и изнашивания. – 1976. – №9. – С. 79-81.

Bibliography (transliterated):

1. Buche, K.A. (1967), Bearing alloys for rolling stock [Podshipnikovye splavy dlja podvizhnogo sostava], Publishing house "Transport", Moscow, 224 p. 2. Boltinskiy, V.N. (1953), Tractor and automobile engines [Traktornye i avtomobil'nye dvigateli], The State Council. The publishing house of agricultural literature, Moscow, 430 p. 3. Ventsel, S.V., Indin, B.V. (1973), Effect of electrochemical dimensional processing on the wear resistance of friction pairs. - In: Physicochemical Mechanics of Contact Interaction and Fretting Corrosion [Vlijanie jelektrhimeskoj razmernoj obrabotki na iznosostojkost' par trenija], Kiev, 380 p. 4. Ventsel S.V., Indin B.V. (1976), «Investigation of some friction characteristics of aluminum alloy AO-20 after preliminary electrochemical micro-cavity formation» [Issledovanie nekotoryh harakteristik trenija aljuminievogo splava AO-20 posle predvaritel'nogo jelektrhimeskogo mikrokavernoob-razovanija], Problems of friction and wear, № 9, pp. 79-81.

Поступила в редакцию 13.07.2017 г.

Белозёров Валерий Владимирович – канд. техн. наук, профессор кафедри «Матеріалознавства» Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна.

Казак Ирина Богдановна – канд. техн. наук, старший научн. сотрудник института проблем машиностроения им.А.Н. Подгорного, НАН Украины, Харків, Україна.

Олейник Александр Куприянович – канд. техн. наук, ведущий инж. – технолог лаборатории механических испытаний и износостойкости ГП «Завод им. В.А. Малышева», Харків, Україна.

Кравченко Сергей Александрович – канд. техн. наук, старший научн. сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харків, Україна.

ВПЛИВ МІКРОДУГОВОГО ОКСИДУВАННЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕРТЯ І ЗНОСУ МАТЕРІАЛІВ СПОЛУЧЕННЯ КОЛІНЧАСТИЙ ВАЛ-ВКЛАДИШ ДВИГУНІВ ТИПУ Д100 І Д80

В.В. Белозоров, И.Б. Казак, А.К. Олійник, С.А. Кравченко

У роботі наведені результати експериментальних досліджень взаємодії робочих поверхонь пари тертя колінчастий вал - вкладиш. Для підвищення триботехнічних характеристик, що труться антифрикційний шар АМО1-20 сталю-алюмінієвого вкладиша Д80 методом мікродугового оксидування був перетворений на глибину 20-25 і 60-70 мкм. Випробування зразків проводилися на машині тертя СМТ-1 і СМЦ-2 за методикою ступеневого навантаження. Отримані результати показали, що коефіцієнт тертя f_{tr} збільшується в 3 - 5 разів у порівнянні з шаром АМО1-20 без оксидування, але задири - і зносостійкість пари тертя істотно зросла.

INFLUENCE OF MICROARC OXIDATION ON CHARACTERISTICS OF FRICTION AND WEAR OF THE INTERFACE MATERIALS, THE CRANKSHAFT OF THE ENGINES TYPE D100 AND D80

V.V. Belozorov, I.B. Cossack, A.K. Oleynik, S.A. Kravchenko

The paper presents the results of the experimental studies of the interaction of the working surfaces of a friction pair of a cranked shaft-liner. To increase the tribotechnical characteristics of rubbing surfaces, the antifriction layer AMO1-20 of steel-aluminum liner D80 by using the method of microarc oxidation was converted to a depth of 20-25 and 60-70 μm . Tests of the samples were carried out by using a friction machine SMT-1 and SMC-2 using the step-loading method. The obtained results have shown that the friction coefficient f_{tr} increases by a factor of 3-5 comparatively with the AMO1-20 layer without oxidation, but the wear and tear of the friction pair has increased significantly.

В.В. Демиров, И.М. Гвоздева

ПРОБЛЕМЫ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ И ДИАГНОСТИКИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

Рассматривается проблема перехода от эксплуатации по назначенному ресурсу к эксплуатации по техническому состоянию судовых дизель-генераторных установок. В статье проведен обзор систем управления и диагностирования судовых дизель-генераторных установок, проанализированы используемые в них методы трендового контроля, выявлены их недостатки. Выполнен трендовый анализ данных параметров регистрации технического состояния судовых дизель-генераторных установок в длительной эксплуатации. Предложено усовершенствование методов трендового контроля, используемых в системах технической диагностики судовых дизель-генераторов, с целью повышения их эффективности, в направлении применения многомерных статистик.

Введение

В настоящее время эксплуатация судовых дизель-генераторных установок (ДГУ) производится по назначенному ресурсу. Для увеличения жизненного цикла и снижения финансовых затрат на обслуживание и ремонт ДГУ целесообразным является переход к эксплуатации сложных технических объектов по техническому состоянию, в связи с чем возникает проблема повышения требований к эксплуатационной надежности современных судовых ДГУ, а, следовательно, к улучшению эффективности систем технического диагностирования (СТД). Решение указанной проблемы требует создания индивидуализированных моделей ДГУ [1] и усовершенствования методов трендового контроля, являющихся основой алгоритмов работы СТД, на основе использования современных информационных технологий.

Формулирование проблемы

Методы трендового контроля, используемые в современных СТД судовых ДГУ, позволяют выявить только факт отклонения контролируемых параметров от их номинальных значений [2–4], что не дает возможность определить степень возникшей тенденции к изменению контролируемых параметров и спрогнозировать оценку возможного изменения технического состояния. Использование современных методов оценки технического состояния ДГУ в системах технического диагностирования (рис.1) позволяет минимизировать время поиска неисправностей двигателя в десятки раз. Применение СТД при эксплуатации судовых ДГУ дает возможность достичь повышения экономичности на 2 – 3 %, увеличения ресурса на – 20 – 50 %, снижения затрат на запасные части – до 10 – 15 % [5]. С этой целью возникает необходимость усовершенствования методов трендового контроля заложенных в основу алгоритмов работы СТД и использования дополнительных электронных устройств наряду со стандартными контрольно-измерительными приборами.

На современных судах зарубежной постройки широкое распространение получили такие системы контроля и диагностики, как DATA CHIEF C20 компании KONGSBERG, которая позволяет контролировать текущие параметры оценки технического состояния дизель-генераторов [6], кроме того, реализована функция аварийно-предупредительной сигнализации. Указанная СТД дает возможность осуществлять дистанционное диагностирование с берега для непосредственного наблюдения за эксплуатацией и обслуживанием объекта. Система диагностирования и мониторинга компании TERASAKI “Watch free system WE22” выполняет функции контроля технического состояния ДГУ и оповещения о выходе контролируемого параметра за установленные пределы. Вместе с тем в указанной системе предусматривается возможность вывода информации о текущем состоянии дизельной установки, управления вспомогательными механизмами, функция обмена информацией между операторскими станциями. В рассматриваемой СТД также предусмотрен подсчет часов работы механизмов, по которым устанавливается необходимость их текущего ремонта. Система WECS (Wartsila Engine Control System) компании Wartsila (рис.2), осуществляет функцию контроля текущего технического состояния ДГУ на основе регистрации изменения основных контролируемых параметров, характеризующих их функционирование [7,8].

В работах [9,10] предложено использование новых методов анализа временных рядов для прогнозирования состояния сложных технических объектов, что позволяет расширить признаковое пространство принятия решений и, как следствие, повысить надежность диагностических выводов.

Обзор систем технического диагностирования и контроля указывает на значительное влияние качества контрольно-измерительных приборов и алгоритмов их работы на надежность информации о состоянии контролируемого объекта.

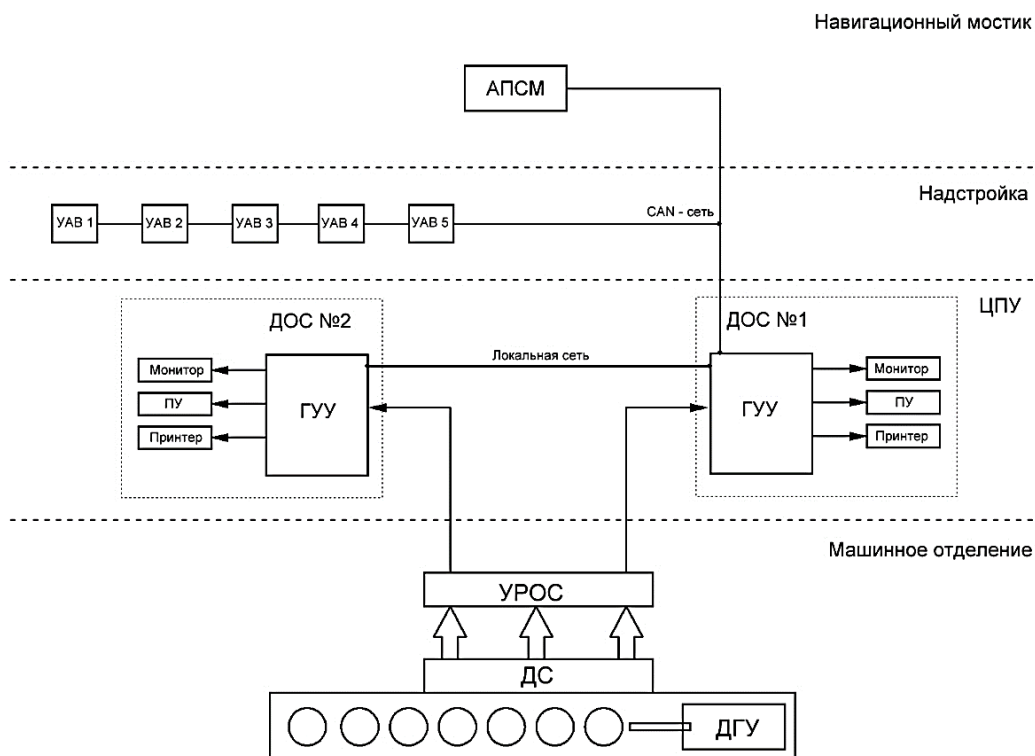


Рис. 1. Структурная схема электронной системы диагностики и управления ДГУ:

ДГУ – дизель-генераторная установка; ДС – датчики сигналов; УРОС – устройства распределенной обработки сигналов; ДОС – дистанционная операторская станция; ГУУ – главное управляющее устройство (компьютер); ПУ – панель управления; УАВ 1-5 – устройства автоматического вызова вахтенного персонала; АПСМ – аварийно-предупредительная сигнализация на мостике; ЦПУ – центральный пост управления

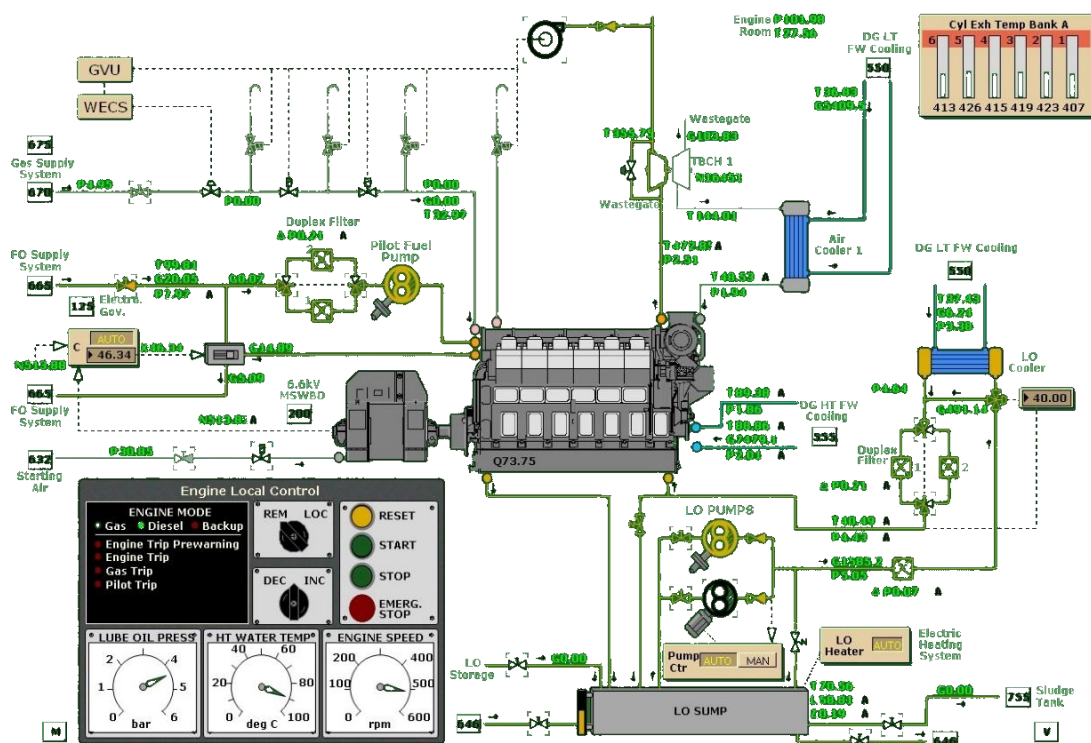


Рис. 2. Структурная схема системы Wartsila Engine Control System

Методы трендового контроля, используемые в СТД современных судов, позволяют установить лишь факт отклонения регистрируемых параметров оценки технического состояния ДГУ от номинальных значений и не учитывают наличие естественного тренда, связанного с выработкой ресурса. В связи с этим необходимо решение важной научно-технической задачи, направленной на усовершенствование критериев трендового контроля с учетом наличия естественного тренда диагностических параметров.

Решение проблемы

Для решения проблемы перехода от эксплуатации по назначенному ресурсу к эксплуатации по техническому состоянию судовых ДГУ требуется анализ данных параметров их эксплуатации с целью отыскания элементов признакового пространства для возможности последующей реализации функций оценки и прогнозирования её технического состояния. Для этого на судне-контейнеровозе MSC Gianna проводились измерения параметров посуточной регистрации судовых ДГУ фирмы HYUNDAI HFC5 710-14L, мощностью 1875 кВА, в период с 03.02.16 по 08.05.16. Выборка измеряемых параметров, к которым относятся температура выхлопных газов каждого цилиндра ДГУ, температура охлаждающей воды, давление охлаждающей воды, давление топлива, температура топлива, давление масла, температура масла, ток, напряжение,

мощность, частота, температура окружающей среды, составила 62 суточных среза. В связи с эксплуатацией судна на разных режимах работы (табл. 1) включались различные ДГУ, что приводит к неравномерности выборки.

Таблица 1. Режимы работы СЭЭС

Режимы работы СЭЭС	Полная мощность	Количество работающих генераторов
Ходовой	800кВт	1(главный)
Маневренный	1800кВт	2(главных)
Стоянка	600кВт	1(главный)
Аварийный	150кВт	1(аварийный)

В течение рассматриваемого периода ДГУ №2 эксплуатировалась более длительное время, поэтому для анализа была оставлена выборка данных, характеризующих её состояние. Анализируемая выборка состоит из 37 срезов, ее характерной чертой является неравномерность снятия данных во времени. Анализ указанной выборки на статистическую однородность позволил выявить два среза, которые по критерию Колмогорова-Смирнова значительно отличаются от других. На рис. 3 приведена зависимость средней по цилиндрам температуры.

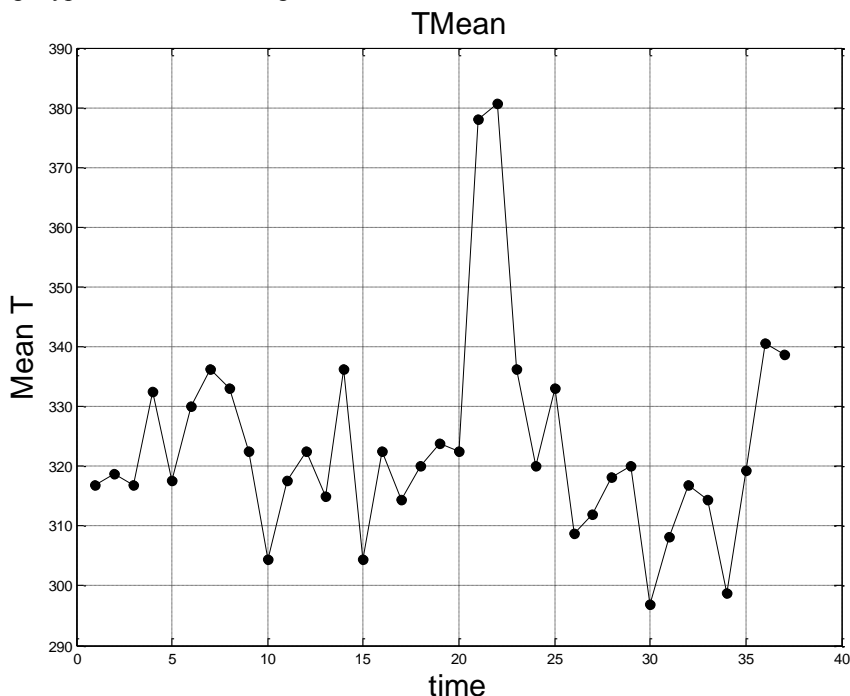


Рис. 3. Изменение средней по цилиндрам температуры ДГУ

Выбросы, отличающиеся от общих статистических свойств выборки, были исключены из дальнейшего анализа. На рис. 4 приведена зависимость

усредненной по цилиндрам температуры выхлопных газов дизель-генераторной установки после цензурирования.

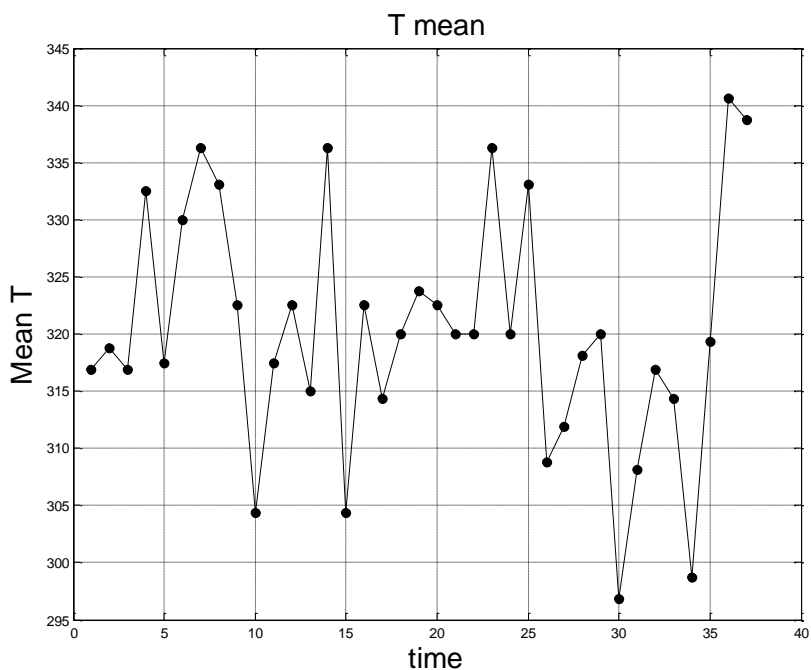


Рис. 4. Изменение средней по цилиндрам температуры ДГУ после цензурирования

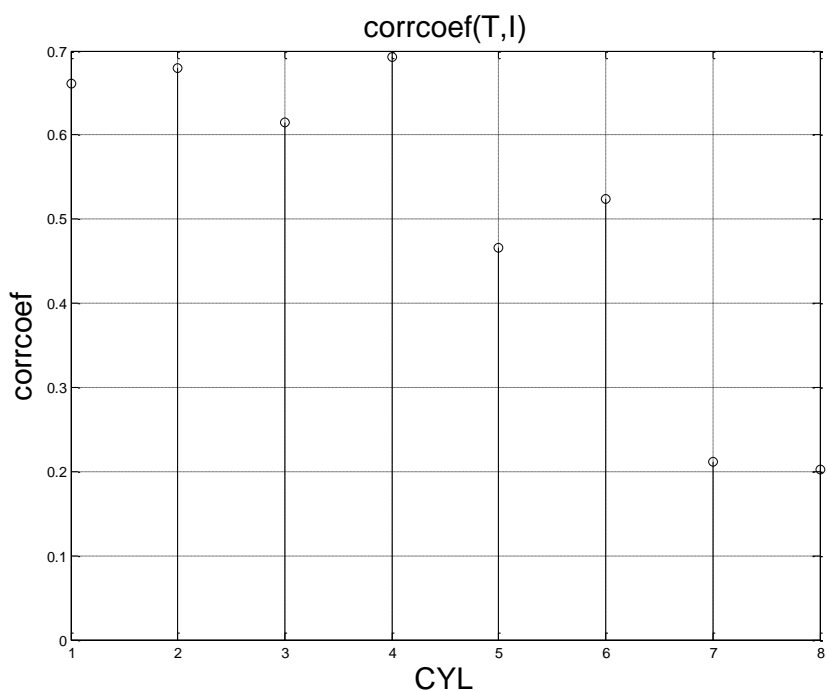


Рис. 5. Распределение коэффициента взаимокорреляции температуры и тока нагрузки для каждого из цилиндров

По результатам проведенного анализа видно, что закономерности изменения температуры для цилиндров №7 и №8 значительно отличаются от закономерностей изменения температуры для других цилиндров ДГУ (рис. 5). Для построения статистической модели (СМ) взаимозависимости средней температуры по цилиндрам от тока нагрузки выбрана группа первых четырех цилиндров, как имеющая наибольшую статистическую связь с изменением нагрузки.

Для построения признакового пространства в качестве элементов принимались отклонения температуры по каждому из цилиндров ДГУ от статистической модели. На рис. 6 приведены такие отклонения для каждого из цилиндров.

Как следует из результатов анализа и рис. 7, графики отклонений температур от СМ для цилиндров 7 и 8 существенно отличаются от графиков отклонений температур от СМ для 1-6 цилиндров.

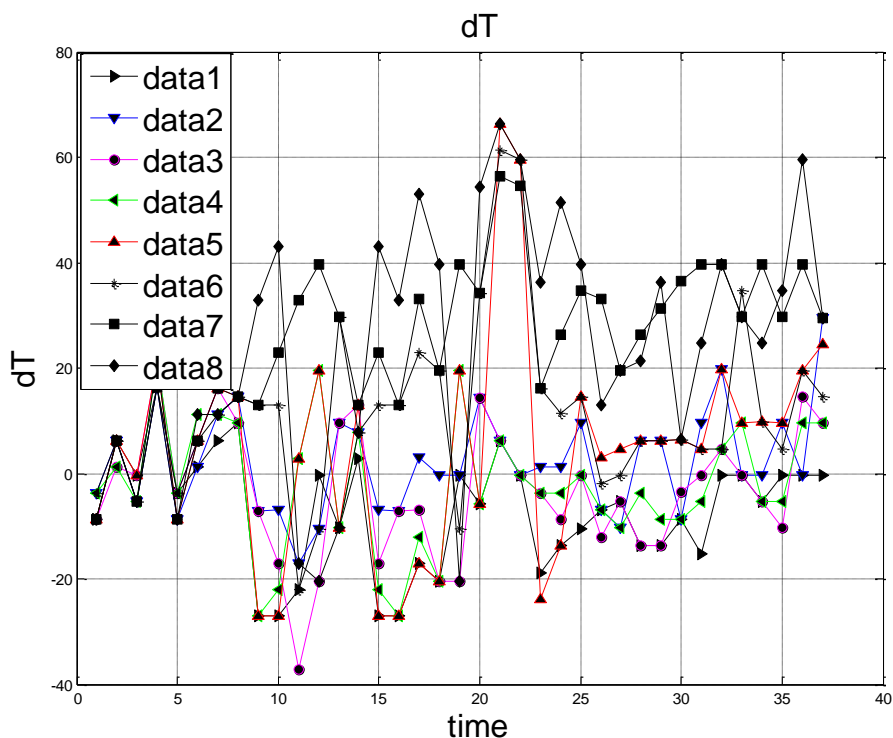


Рис. 6. Зависимости отклонений температуры от СМ для каждого из цилиндров

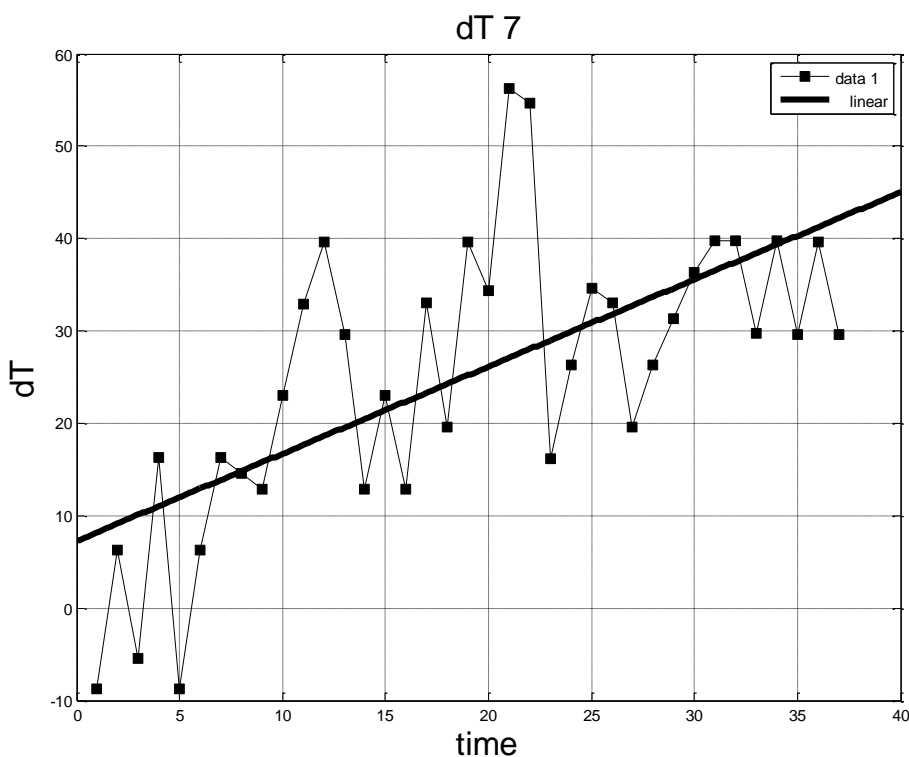


Рис. 7. Зависимости отклонений температуры для цилиндра 7 вместе с линейным трендом

На основе проведенного предварительного трендового анализа данных параметров регистрации технического состояния ДГУ можно предположить ненормальное функционирование цилиндров 7 и 8, в связи с чем требуется проведение внеплановых обслуживающих или ремонтных работ с

выводом из эксплуатации.

Заключение

В качестве дальнейших исследований необходимо проанализировать данные параметров ДГУ различных судов, что позволит обобщить полученные результаты. Представляется перспективным

применение новых методов трендового анализа временных рядов, учитывающих наличие естественного тренда параметров, связанного с выработкой ресурса при длительной эксплуатацией указанного объекта, с целью повышения эффективности эксплуатации судовых ДГУ путем обнаружения опасных дефектов на начальной стадии их развития.

Список литературы:

1. Миргород В.Ф. Эквивалентные формы линейных математических моделей процессов управления объектами энергетики / В.Ф. Миргород, И.М. Гвоздева // *Электромашинобудування та електрообладнання*. – 2010. – Вип. 76. 2. Wartsila 2 stroke engines Manual “Operator flexView”. – Switzerland, 2008. – P. 152. 3. Wartsila RT-flex82C Operating manual “Marine”. – 2009. – Rev 2.3.1. – P. 42. 4. Гвоздева И.М. Трендовый контроль в современных системах диагностики судовых энергетических установок / И.М. Гвоздева, В.В. Демиров // *Вісник Херсонського національного технічного університету*. – Херсон. – 2016. – С. 191–194. 5. Епифанов С.В. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, В.И. Кузнецов, И.И. Богаенко и др. – К.: Техника, 1998. – 312 с. 6. Kongsberg Norcontrol marine automation systems. – Norway, 2005. – 140 p. 7. *The MotorShip, insight for marine technology professionals* [Электронный ресурс]: журнал. – Режим доступа: <http://www.motorship.com/news101/industry-news/simulator-for-dual-fuel-d-e-Ing-ships>. – 12.12.2011 8. Варбанец Р.А. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей / Р.А. Варбанец. – Судходство. – Одесса, 2004. – С. 24–27. 9. Миргород В.Ф. Оценка достоверных интервалов трендовой компоненты временных рядов / В.Ф. Мир-

город, В.В. Деренг // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков, 2014. – №7(114). – С. 175–179. 10. Миргород В.Ф. Многомерный трендовый анализ временных рядов в задачах оценки технического состояния / В.Ф. Миргород, И.М. Гвоздева // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков, 2012. – С. 241–244.

Bibliography (transliterated):

1. Mirgorod V.F. Jekvivalentnye formy linejnyh matematicheskih modelej processov upravlenija obektami jenergetiki [Equivalent forms of mathematical models of control processes of energetic objects]. *Elektromashinobuduвання ta elektroobladnannya*, 2010, vip. 76. 2. Wartsila 2 stroke engines Manual “Operator flexView”. Switzerland, 2008, p. 152. 3. Wartsila RT-flex82C Operating manual “Marine”. 2009, rev 2.3.1., p. 42. 4. Gvozdeva I.M. Trendovyy kontrol' v sovremennyh sistemah diagnostiki sudovyh jenergeticheskikh ustanovok [Trend control methods in the modern ships power plants diagnostic systems]. *Visnik Hersons'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu*, Kherson, 2016, pp. 191–194. 5. Epifanov S.V. Sintez sistem upravlenija i diagnostirovanija gazoturbinyh dvigatelej [Synthesis of gas turbine engines control and diagnostics systems]. K.: *Tehnika*, 1998, 312 s. 6. Kongsberg Norcontrol marine automation systems. Norway, 2005. p. 140 7. *The MotorShip, insight for marine technology professionals*. Available at: <http://www.motorship.com/news101/industry-news/simulator-for-dual-fuel-d-e-Ing-ships>. – 12.12.2011 8. Varbanec R.A. *Sistemy komp'juternoj diagnostiki sudovyh dizelej* [Vessel's diesel engines computer diagnostics systems]. *Sudohodstvo*, Odessa, 2004, pp. 24–27. 9. Mirgorod V.F. *Ocenka doveritel'nyh intervalov trendovoj komponenty vremennyh rjadov* [Confidence intervals estimation of the trend component of time series]. *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*, Har'kov, 2014, №7(114). – pp. 175–179. 10. Mirgorod V.F. *Mnogomernyj trendovyy analiz vremennyh rjadov v zadachah ocenki tehničeskogo sostojanija* [Multidimensional trend analysis of temporary series in the tasks of evaluation of technical condition]. *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*, Har'kov, 2012. – pp. 241–244.

Поступила в редакцию 22.06.2017 г.

Гвоздева Ирина Маратовна – профессор Национального университета «Одесская морская академия», Одесса, Украина, e-mail: onorchenko.im@gmail.com.

Демиров Владислав Викторович – аспирант Национального университета «Одесская морская академия», Одесса, Украина, e-mail: demirov.vlad@gmail.com.

ПРОБЛЕМИ ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ ТА ДІАГНОСТИКИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК

В. В. Демиров, І. М. Гвоздева

Розглядається проблема переходу від експлуатації за призначенням ресурсом до експлуатації за технічним станом судових дизель-генераторних установок. У статті проведено огляд систем управління і діагностування судових дизель-генераторних установок, проаналізовані використовувані в них методи трендового контролю, виявлено їх недоліки. Виконано трендовий аналіз даних параметрів реєстрації технічного стану судових дизель-генераторних установок в тривалій експлуатації. Запропоновано удосконалення методів трендового контролю, використовуваних в системах технічного діагностування судових дизель-генераторів, з метою підвищення їх ефективності, в напрямку застосування багатовимірних статистик.

IMPROVEMENT PROBLEMS OF DIESEL-GENERATOR SETS CONTROL AND DIAGNOSTIC SYSTEMS

V. V. Demirov, I. M. Hvozdeva

The problem of the transition from designated resource maintenance to condition based maintenance of the ship diesel-generator sets is considered. The article reviews the control and diagnostic systems of ship diesel-generator sets, the trend control methods used in them have been analyzed, their shortcomings have been revealed. The trend analysis of the technical conditions of registration of parameters of marine diesel generator sets in a long-term operation has been performed. The improvement of the methods of trend control used in the systems of technical diagnostics of marine diesel generators with the aim of increasing of their efficiency has been suggested, in the direction of using of multidimensional statistics.



**ПАРСАДАНОВУ ИГОРЮ ВЛАДИМИРОВИЧУ –
70 ЛЕТ!**

**19 октября 2016 года исполнилось 70 лет
Игорю Владимировичу Парсаданову, Лауреату
Государственной премии Украины в области науки и
техники, доктору технических наук, профессору**

Парсаданов Игорь Владимирович известный ученый в области двигателестроения, яркий представитель Харьковской научной школы. Тридцать лет проработал в Головном специализированном конструкторском бюро по двигателям средней мощности, где принимал активное участие в создании отечественных автотракторных и комбайновых дизелей и обеспечении их конкурентоспособного уровня.

На протяжении последних шестнадцати лет его жизнь связана с кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» НТУ «ХПИ». Успешно совмещая научную и преподавательскую работу защитил докторскую диссертацию в 2003 году на тему

«Наукові основи комплексного поліпшення показників паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів дизелів вантажних автомобілів і сільськогосподарських машин». В 2006 году получил звание профессора. В 2008 году за соавторство в создании 6-томного издания учебника «Двигатели внутреннего сгорания» присвоено звание Лауреата Государственной премии Украины в области науки и техники. Руководит научным направлением по выбору, обоснованию, разработке и реализации технических решений, направленных на комплексное повышение показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов с учётом условий эксплуатации и применения альтернативных топлив.

И. В. Парсаданов активно работает с молодежью, передавая свои глубокие знания и умение, формируя у нового поколения двигателестроителей творческое отношение к обучению и будущей профессии. Под его руководством студенты кафедры неоднократно становились победителями Всеукраинского конкурса студенческих научных работ по специальности «Двигатели и энергетические установки», а магистранты кафедры неоднократно принимали участие в межвузовских конференциях, завершением которых становились одновременные on-line защиты комплексных дипломных работ при участии студентов Национального транспортного университета, г. Киев.

Под руководством профессора И. В. Парсаданова были подготовлены два кандидата и один доктор технических наук. Опубликовал монографию, около 200 статей, имеет 6 авторских свидетельств и патентов на изобретения. Написал 7 научно-методических работ. Соавтор 2 учебников для подготовки специалистов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания».

Не менее важной является его многолетняя работа заместителя председателя специализированного ученого совета Д64.050.13 по специальности 05.05.03 – двигатели и энергетические установки и заместителя редактора Всеукраинского научно-технического журнала «Двигатели внутреннего сгорания». Активный участник ежегодных конгрессов, в формировании содержания каждого из которых, внес свой творческий вклад.

Игорь Владимирович известен как специалист образования и науки в области экологизации двигателей внутреннего сгорания, его знают во многих учебных заведениях, предприятиях Харькова, других городов Украины и за границей.

Редакционная коллегия журнала, отечественные и зарубежные специалисты в области двигателестроения высоко ценят профессиональные качества Игоря Владимировича, его широкую эрудицию, высокую ответственность, трудолюбие, его высокие человеческие качества и тонкое чувство юмора.

От всей души поздравляем Парсаданова Игоря Владимировича с юбилеем, желаем ему крепкого здоровья, новых творческих успехов и достижений!

Редакционная коллегия журнала



БОРИСУ ГЕОРГИЕВИЧУ ТИМОШЕВСКОМУ – 70 ЛЕТ

*13 мая 2017 года исполнилось семьдесят лет
Борису Георгиевичу Тимошевскому,
доктору технических наук, профессору,
отличнику образования Украины, заведующему кафедрой
"Двигатели внутреннего сгорания"
Национального университета кораблестроения имени
адмирала Макарова*

Выпускник Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова в Николаеве, Тимошевский Борис Георгиевич является выдающимся специалистом в области двигателестроения. Начиная свою научную и педагогическую деятельность в 1971 году на кафедре турбин, впоследствии работал на кафедре судовых энергетических установок. В 1976 году защитил кандидатскую, а в 1992 – докторскую диссертацию. С 1998 года по настоящее время возглавляет кафедру "Двигатели внутреннего сгорания" Национального университета кораблестроения. Сферой его научных интересов является совершенствование судовых двигателей внутреннего сгорания, использование водорода и других альтернативных топлив в тепловых двигателях, утилизация низкопотенциальной теплоты в энергетических и технологических установках на базе металлогидридных технологий а также получение моторных топлив из полимерных отходов.

Б.Г. Тимошевский создал на базе кафедры ДВС Центр перспективных энергетических технологий, в котором активную научно-исследовательскую и педагогическую работу ведут четыре научные школы. Этими школами руководят известные ученые и специалисты в области двигателестроения и судовых энергетических установок. Значительный объем научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ был выполнен по заказам КНР.

Б.Г. Тимошевский подготовил одного доктора и 7 кандидатов (в том числе двух иностранных) технических наук по специальности "Двигатели и энергетические установки", является членом отраслевой академии наук судостроения и нескольких зарубежных академий. Принимает участие в аттестации научных кадров высшей квалификации в специализированных советах Национального университета кораблестроения и Национального университета "Одесская морская академия". Входит в состав редколлегии нашего журнала и является членом координационного совета при Колумбийском университете (Нью-Йорк, США) по получению энергоресурсов из полимеров.

Борис Георгиевич Тимошевский – известный ученый в области двигателестроения. На всех участках многогранной его деятельности характерной его чертой является профессионализм, толерантность, высокая ответственность, фундаментальность и практичность в решении сложных научно-технических задач. Это в совокупности с высокими человеческими качествами позволило длительное время эффективно работать в экспертном совете ВАК, открывая дорогу новым кандидатам и докторам наук.

Результаты научно-исследовательской и педагогической деятельности Б.Г. Тимошевского отражены более чем в 100 публикациях в отечественных и зарубежных изданиях, 42 патентах и изобретениях, монографии, учебнике и 16 учебных пособиях.

Редакционная коллегия журнала сердечно поздравляет Тимошевского Бориса Георгиевича с юбилеем, желает ему творческих успехов, счастья и здоровья!

Научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания" выпускается 2 раза в год. Основная цель издания - предоставить возможность опубликовать результаты научных трудов и статьи научным сотрудникам, преподавателям, аспирантам и соискателям ученых степеней, а также расширить возможности для обмена научно-технической информацией в Украине и за ее пределами.

К опубликованию принимаются статьи на украинском, русском, английском, немецком языках по следующим научным направлениям:

- **Общие проблемы двигателестроения;**
- **Конструкция ДВС;**
- **Рабочие процессы ДВС;**
- **Технология производства ДВС;**
- **Эксплуатация ДВС;**
- **Экологизация ДВС;**
- **Гипотезы, предложения;**
- **История двигателестроения, личности, юбилей.**

Материал (статья) подается редколлегии в 2-х экземплярах. К материалам должна прилагаться дискета (CD-диск) со статьей, набранной в текстовом редакторе MS Word.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ можно скачать на сайте кафедры ДВС по ссылке <http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/> в разделе «Видання», «Вимоги до оформлення статей»

СТАТЬЯ ДОЛЖНА ВКЛЮЧАТЬ:

- УДК статьи;
- инициалы, фамилии и научные степени (квалификацию) авторов;
- название статьи;
- аннотации на украинском, русском и английском языках (приводятся в конце статьи).

К статье прилагаются:

- рецензия,
- акт экспертизы о возможности опубликования.

СТАТЬИ, ОФОРМЛЕНИЕ КОТОРЫХ НЕ СООТВЕТСТВУЕТ ПРИВЕДЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ, РЕДКОЛЛЕГИЕЙ НЕ РАССМАТРИВАЮТСЯ

УСЛОВИЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ:

Оформленная в соответствии с требованиями статья направляется авторами в редколлегию по адресу: 61002. Харьков, ул. Кирпичева, 2. НТУ "ХПИ". Кафедра ДВС. Редакционная коллегия журнала "Двигатели внутреннего сгорания". Ответственному секретарю редколлегии. Тел. (057)707-60-89, E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua.

После принятия решения об опубликовании автор информируется об этом редколлегией. Рукописи и дискеты авторам не возвращаются.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підписано до друку 22.08.2017 р. Формат 60x84 1/8 . Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman Cyr. Віддруковано на ризографі.

Умовн. друк. арк. 7,75. Обл.-вид арк. 5,63.

Замовлення № 23/08/17. Наклад 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Гончаренко В.Ю.

Свідоцтво В02 № 984968 видане виконавчим комітетом

Харківської міської ради 18.11.2008 р.