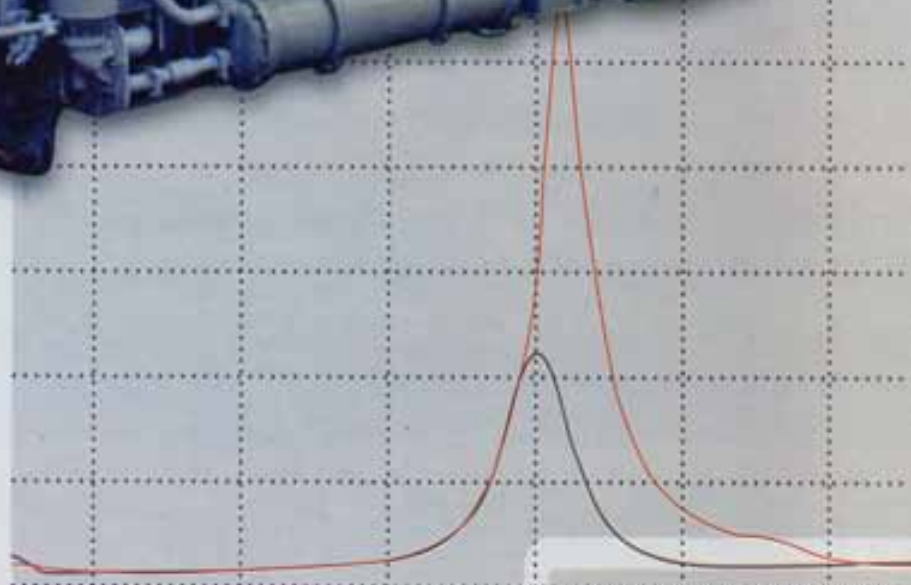


ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1 '2014

**Всеукраинский
научно-технический журнал**



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2014

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.*

С.А. Алехин, *к.т.н.*

У.А. Абдулгасис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *д. т. н., доц.*

Д.О. Волонцевич, *д. т. н., доц.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

Н.А. Иващенко, *д. т. н., проф.*

Г.М. Кухаренок, *д. т. н., проф.*

А.С. Куценко, *д. т. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.Н. Пойда, *д. т. н., проф.*

А.А. Прохоренко, *д.т.н., доц.*

В. Смайлис, *д.т.н., проф.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

Б.Г. Тимошевський, *д. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

А.П. Марченко, В.В. Пильов

Особливості температурного стану стінки камери згорання поршня з шаром теплоізоляції в зоні наявності паливної плівки 3

А.А. Прохоренко

Математическое описание комбинированного дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи как регулируемого объекта 7

Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный

Совершенствование систем газотурбинного наддува дизельных двигателей скоростных глиссирующих судов. 13

Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.Ю. Проскурин, А.С. Митрофанов, А.С. Познанский

Эффективность двигателя 2Ч 7,2/6 при работе на бензине с добавками синтез-газа. 18

Д.В. Мешков, А.В. Савченко

Метод расчета термодинамической погрешности при индцировании ДВС 22

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А. И. Яманин, В. А. Жуков

Численное моделирование виброактивности поршневых двигателей с продолженным расширением рабочего тела. 27

А. Ф. Головчук, Ю. І. Габрієль

Універсальний електронний регулятор для тракторного дизеля. 31

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

Утилизация низкопотенциального тепла ДВС 9G80 ME металогидридной установкой непрерывного действия. 35

О.В. Триньов, О.П. Могильный, О.М. Куліш

Моделирования нестационарного теплонапряженного стану выпускного клапана швидкохідного дизеля на перехідних режимах. 42

Э.К. Посвятенко, С.Н. Литвин, В.Г. Гончаров

Повышение ресурса работы цилиндро-поршневой группы газовых двигателей. 48

С.А. Алёхин, А.Н. Коваленко, А.Н. Косовцев, С.В. Лыков

Подшипники качения поршневой головки шатуна высокофорсированных двухтактных двигателей. 52

Н. А. Ткачук, О. В. Веретельник, А. В. Грабовский,

С. А. Кравченко, С. Ю. Белик

Повышение прочностных и трибомеханических характеристик элементов машиностроительных конструкций на основе комбинированных методов упрочнения приповерхностных слоев. 54

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua,

dvs@kpi.kharkov.ua

Ф.И. Абрамчук, А.Н. Врублевский, С.О. Подлеицук	
Пути повышения эффективности применения ДВС как силовой установки автомобиля ХАДИ-34.	62
Ю.Ф. Гутаревич, І.В. Грицук	
Дослідження системи комбінованого прогріву транспортного двигуна з використанням теплового акумулятора з фазовим переходом.	67
В. Г. Заренбин, Н.И. Мищенко, В.В. Богомолов	
Расчет температур при множественном контакте в условиях неустановившихся режимов трения.	73
Д.Е. Оксень, Е.И. Оксень	
Исследование влияния технического состояния пары кривошип-шатун на характер вибрации корпуса двигателя.	78

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

И.П. Васильев	
Повышение эффективности очистки отработавших газов дизелей.	84
А.Н. Кондратенко, А.П. Строков, С.А. Вамболь, В.М. Семикин	
Регенерация фильтров твердых частиц дизелей.	89
А. П. Полив'янчук, Ю. І. Шеховцов, Л. С. Заіграєв	
Прогнозування стану сажевого фільтра на різних режимах роботи автомобільного дизеля.	96
І.В. Парсаданов, І.В. Рикова, О.М. Маклаков	
Комплексна оцінка ефективності рециркуляції відпрацьованих газів дизеля.	105

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

А.В. Грицук, А.А. Овчинников	
Выбор и обоснование дополнительных критериев формирования внешней скоростной характеристики автомобильного дизеля.	109
М.В. Панасенко, В.І., Пеліпейченко, М.І. Сергієнко	
Принципи керування дизель-генераторами двохдизельної енергетичної установки тепловоза в процесах перерозподілу навантаження між ними.	117
В.В. Шпаковский	
Продление ресурса двигателя внутреннего сгорания установкой поршней с корундовым слоем	123
В.Д. Зонов	
Математическая модель критерия приработки цилиндропоршневой группы тепловозных дизелей при заводских обкаточных испытаниях.	126
Н. М. Луков, О. Н. Ромашкова, А. С. Космодамианский, Г. Ф. Кашиников	
Методика расчета динамических характеристик и параметров энергетической установки локомотива как объекта регулирования частоты вращения вала.	131

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2014. – №1. – 137 с.

Всеукраинский научно-технический журнал по вопросам усовершенствования конструкций, эксплуатации, технологии производства и расчетов двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были рекомендованы Программным комитетом XIX 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*.

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 7 от 04.07.2014 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2014.

ОСОБЛИВОСТІ ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ СТІНКИ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ПОРШНЯ З ШАРОМ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЇ В ЗОНІ НАЯВНОСТІ ПАЛИВНОЇ ПЛІВКИ

У статті приведено результати моделювання нестационарного високочастотного температурного стану теплоізолюваної стінки камери згоряння поршня автотракторного двигуна в зоні наявності на її поверхні паливної плівки. Використано одновимірну математичну модель, яка враховує теплообмін плівки зі стінкою та робочим тілом, перемішування шарів палива та процес його випаровування. Досліджено ефекти частково-динамічної теплоізоляції, що мають місце при цьому, та вплив на них режимних факторів, товщини та початкової температури паливної плівки.

Постановка проблеми

Перспективним засобом комплексного покращення показників двигунів внутрішнього згоряння є утворення на поверхні їх поршнів тонкого низькотеплопровідного шару. Ефекти частково-динамічної теплоізоляції (ЧДТ), які виникають при цьому в зонах відсутності та наявності паливної плівки на стінках камери згоряння, різняться і, навіть, можуть суперечити один одному у впливі на перебіг робочого процесу [1].

Уявлення щодо цих ефектів в зоні відсутності палива вже є достатньо розвинутими [2], а їх вплив на температурний стан стінки [3] та робочий процес [4] піддається моделюванню. Однак сутність процесів в зоні наявності паливної плівки розкрита ще недостатньо.

Аналіз публікацій

У відомих роботах з дослідження робочого процесу чи температурного стану деталей камери згоряння, наприклад [5-7], розгляд нестационарної високочастотної зміни температури стінки під паливною плівкою не виконувався. Це можна вважати виправданим для традиційної конструкції, що не має теплоізоляції на стінці. Проте, у разі введення штучної ЧДТ або виникнення на поверхні поршнів природного нагару, такий підхід стає неприйнятним.

Для оцінки температурного коливання, викликаного ЧДТ, може використовуватись запропонована нами одновимірна математична модель [8, 9]. Вона передбачає урахування наступних процесів: теплообміну між паливною плівкою, робочим тілом та багатошаровою стінкою; дифузію та перемішування шарів палива шляхом усереднення температури по товщині плівки; випаровування та перевагу його швидкості над швидкістю дифузії; наявність полум'я в пристінній зоні під час випаровування та викликаного цим ефекту конвекційного сплеску.

Згідно нашим дослідженням, одновимірна модель не може бути застосована для визначення те-

мпературного стану поршня через наявність в його тілі теплових потоків між зоною під плівкою та сусідніми з нею. Також визначення впливу ЧДТ на загальну характеристику випаровування неможливе без урахування руху паливної плівки по стінці камери згоряння та відмінності температури і товщини плівки в різних частинах області розтікання палива. Це вимагає підвищення розмірності задачі.

Тим не менш на засадах одновимірної моделі можливий принциповий аналіз явищ ЧДТ та впливу на них ряду врахованих в цій моделі факторів.

Метою роботи є встановлення особливостей нестационарного високочастотного температурного стану стінки камери згоряння з ЧДТ в зоні наявності паливної плівки.

Умови моделювання

Чисельний експеримент реалізовано за математичною моделлю [9]. У якості модельного об'єкту використано дизель 4СН12/14. Він має форсунку, зміщену відносно центру камери згоряння, відповідно, паливна плівка від різних струменів має відмінні параметри, що дозволяє розглянути ефекти ЧДТ в ширшому діапазоні умов. Досліджено режими роботи двигуна $N_e = 100$ кВт, $n = 2000$ хв⁻¹ (режим I) та $N_e = 40$ кВт, $n = 1000$ хв⁻¹ (режим II).

Момент утворення плівки φ_w та кількість палива на стінці встановлювались окремо для кожного паливного струменя (рис.1) за результатами моделювання робочого процесу з уточненим описом зносу паливних струменів вихором робочого тіла [10]. Початкова товщина плівки $\delta_{\text{пп0}}$ тут визначалась віднесенням отриманого об'єму палива до площі його розтікання. Отримані параметри плівки наведено в таблиці.

Граничні умови третього роду також визначались за даними робочого процесу. Під час існування паливної плівки температура середовища відповідала температурі робочого тіла в циліндрі, а коефіцієнт тепловіддачі приймався з урахуванням конвекційного сплеску Вошні $\alpha_{nl} = 20000$ Вт/(м²·К).

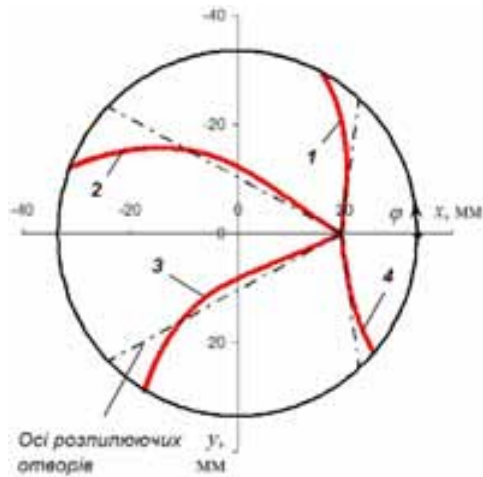


Рис. 1. Траєкторії руху вершин паливних струменів в циліндрі дизеля 4ЧН12/14: 1-4 – номери струменів

Таблиця – Початкові параметри паливної плівки

	Струмінь	$\delta_{до},$ мм	$\Phi_w,$ гр. п.к.в.
Режим I	Довгий (3)	0,03	365
	Короткий (4)	0,07	354
Режим II	Довгий (3)	0,08	355,8
	Короткий (4)	0,13	350

Через перевищення тиском робочого тіла у циліндрі цього двигуна критичного тиску складових хімічних речовин палива на протязі усього існування паливної плівки, температуру його випаровування прирівняно до температури фазового переходу палива $T_{кип} = 710$ К [5], а питома теплота пароутворення r при цьому зменшилася до нуля.

Комплекс багатоваріантних розрахунків проводився для плівки, утвореної довгими та короткими паливними струменями, за відсутності ЧДТ, наявності корундового шару товщиною $\delta_n = 0,25$ мм і наявності аналогічного корундового шару разом з нагаром $\delta_n = 0,05$ мм поверх нього. Останній випадок відповідає зоні торкання паливним струменем стінки. Розрахунок виконаний для різних початкових температур палива T_{i0} в момент утворення плівки на стінці.

Результати моделювання

Отриманий характерний вигляд коливання температури поверхні стінки в зоні паливної плівки наведено на рис. 2.

Температура стінки підчас теплообміну з робочим тілом тут зростає до моменту утворення плівки Φ_w . Після нього стінка охолоджується, віддаючи теплоту паливу, яке має меншу температуру і значну теплоємність. Охолодження може значно

зменшитись та сповільнитись у разі зближення температур палива і стінки. Це можна побачити на прикладі стінки без теплоізоляції (крива 1). Одночасно відбувається випаровування палива, яке завершується у момент, що відповідає куту повороту колінчастого вала $\Phi_{оп}$. Цей момент визначається в процесі розрахунку і, як встановлено, істотно не відрізняється для конструкцій поршнів з ЧДТ камери згорання та без неї. Згорання після закінчення випаровування продовжується до кута Φ_x .

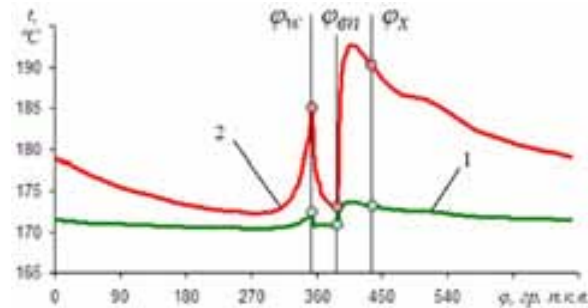


Рис. 2. Характерне коливання температури стінки в зоні паливної плівки: 1 – без ЧДТ, 2 – з ЧДТ

Результати багатоваріантного моделювання приведено на рис. 3. Вони свідчать, що має місце істотне зменшення температури поверхні під плівкою, властиве як конструкції з теплоізоляцією, так і без неї. В одновимірній постановці воно може досягати 140 К (див. рис. 3, а). Останнє є поясненням експериментально зафіксованого виникнення нагару в зоні контакту паливних струменів зі стінкою (див. рис. 1). Особливе значення це має для поршня зі штучною ЧДТ, коли в інших зонах нагар практично відсутній.

Як видно з порівняння температурних коливань при різних значеннях початкової температури T_{i0} саме нею визначається величина різкого охолодження стінки підчас існування плівки. Також істотним є вплив на загальний рівень температури на протязі циклу.

У моделі робочого процесу проф. М. Ф. Разлейцева [5], величина T_{i0} оцінюється як 50-250°C. Згідно результатів розрахунків, при підвищенні значення цієї температури до граничної ситуації при $T_{i0} = 170^\circ\text{C}$ (див. рис. 3, д, е), інтенсивність теплообміну паливної плівки зі стінкою знижується. Подальше підвищення початкової температури палива приводить до неможливої на практиці ситуації нагріву поршня за рахунок теплової енергії палива. Це дозволяє звужити означений діапазон температур для досліджуваного двигуна зверху до 170°C.

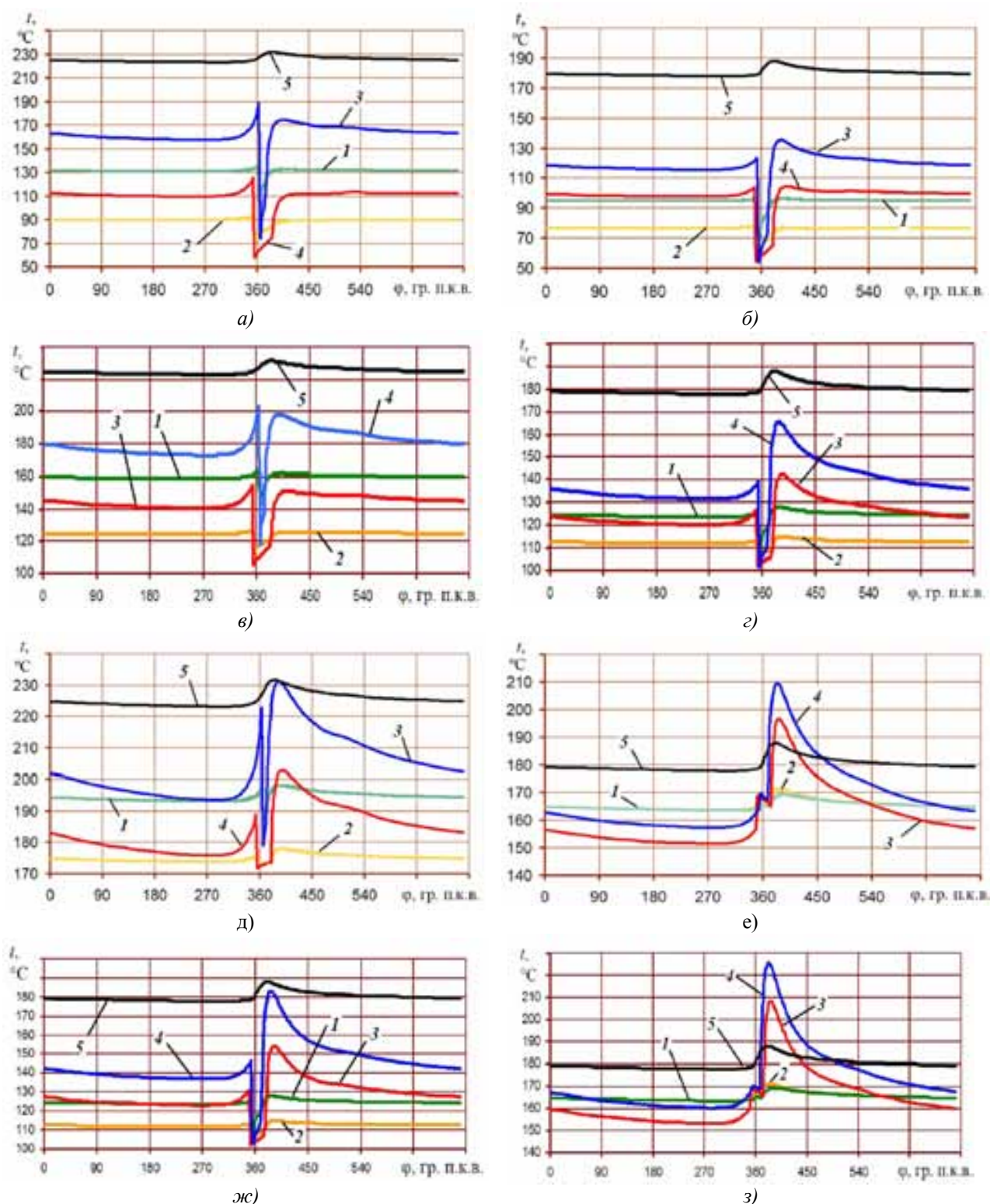


Рис. 3. Температурні коливання поверхні камери згоряння поршня дизеля 4ЧН12/14

а – режим роботи I, $T_{i0} = 50 \text{ K}$, $\delta_n = 0,25 \text{ мм}$; б – режим роботи II, $T_{i0} = 50 \text{ K}$, $\delta_n = 0,25 \text{ мм}$;
 в – режимі роботи I, $T_{i0} = 100 \text{ K}$, $\delta_n = 0,25 \text{ мм}$; г – режим роботи II, $T_{i0} = 100 \text{ K}$, $\delta_n = 0,25 \text{ мм}$;
 д – режим роботи I, $T_{i0} = 170 \text{ K}$, $\delta_n = 0,25 \text{ мм}$; е – режим роботи II, $T_{i0} = 170 \text{ K}$, $\delta_n = 0,25 \text{ мм}$;
 ж – режимі II, $T_{i0} = 100 \text{ K}$, $\delta_n = 0,25 \text{ мм}$, $\delta_n = 0,05$; з – режим II, $T_{i0} = 170 \text{ K}$, $\delta_n = 0,25 \text{ мм}$, $\delta_n = 0,05$;
 1 – за відсутності ЧДТ, плівка утворена довгим паливним струменем; 2 – без ЧДТ, короткий струмінь; 3 – ЧДТ, довгий струмінь; 4 – ЧДТ, короткий струмінь; 5 – без ЧДТ, паливо відсутнє

Охолодження стінки під паливною плівкою у всіх розглянутих випадках на часткових режимах порівняно з номінальними є меншим. Аналогічний результат має місце для довгих паливних струменів порівняно з короткими.

Також в зоні взаємодії зі стінкою довгого паливного струменя чи на часткових режимах суттєвішим є повторне зростання температури стінки на фазі догорання (див. рис. 3, г, е). При початковій температурі палива $T_{i0} = 170$ К на режимі II максимум температури поверхні покриття навіть перевищує температуру поверхні без ЧДТ і палива на 10 і 20 К в зоні короткого і довгого струменів, відповідно. Це матиме позитивний наслідок у вигляді зменшення викидів вуглеводнів та твердих часток аналогічно до зони відсутності паливної плівки.

Відмінність отриманих ефектів пояснюються меншою кількістю палива, що досягла стінки і випаровується з неї в зоні плівки від довгих струменів і на навантажених режимах роботи дизеля.

При наявності нагару поверх корундового шару (див. рис. 3, ж, з) отримана аналогічна поведінка температури поверхні камери згорання, спостерігається посилення усіх розглянутих ефектів.

Висновки

В зоні присутності паливної плівки більший ефект ЧДТ має місце на режимі з меншими частотою обертання колінчастого валу та навантаженням.

На основі порівняння ефектів від довгих та коротких струменів встановлено, що при введенні теплоізоляції бажаним є зменшення плівкової частки сумішоутворення дизеля.

Уточнено можливий інтервал початкових температур паливної плівки в моделі робочого процесу проф. М. Ф. Разлейцева для двигуна 4ЧН12/14, який звужено з 50-250°C до 50-170°C.

Подальший напрямок робіт пов'язаний із розробкою двовимірної математичної моделі, що дозволить визначити вплив ЧДТ на характеристику випаровування палива, і залучення її до моделі робочого процесу.

Список літератури:

1. Марченко А.П. Підвищення економічності бензинового двигуна на різних режимах роботи при застосуванні частково-динамічної теплоізоляції поршнів / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, В.В. Пильов // Вестник НТУ "ХПИ": "Транспортное машиностроение". – 2013. – Вып. 32. – С. 106-110.
2. Шпаковский В.В. Научно-технические основы улучшения показателей ДВС за применением поршней с корундовым шаром : автореф. дис. докт. техн. наук. : 05.05.03 / Шпаковский Владимир Васильевич. – Харьков, 2010. – 37 с.
3. Марченко А.П. Методика моделирования нестационарного высокочастотного температурного состояния поршня двигателя внутреннего сго-

- ранья / А.П. Марченко, В.В. Пильов // Известия высших учебных заведений: Машиностроение. – 2013. – № 5. – С. 43-48.
4. Марченко А.П. Оценка влияния режимных факторов на параметры температурного высокочастотного колебания в поверхностном корундовом слое поршня / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, И.И. Сукачев, А.А. Прохоренко, И.Н. Карягин, В.В. Пильов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 65-69.
5. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Под ред. А.Ф. Шеховцова. / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев и др. – К. : Техника, 1992. – 272 с.
6. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учеб. пособ. для вузов. / Р.З. Кавтарадзе – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472 с.
7. Барченко Ф.Б. Расчет рабочего цикла дизеля с учетом локальных температур поверхности камеры сгорания : автореф. дис. канд. техн. наук. : 05.04.02 / Барченко Филипп Борисович – М., 2011. – 16 с.
8. Марченко А.П. Моделирование прогрева паливной плівки на стінці камери згорання дизеля з частково-динамічною теплоізоляцією поршня / А.П. Марченко, В.В. Пильов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 28-33.
9. Марченко А.П. Удосконалення математичної моделі випаровування паливної плівки зі стінки камери згорання дизеля / А.П. Марченко, В.В. Пильов, І.І. Сукачев // Вісник НТУ "ХПИ": "Математичне моделювання в техніці та технологіях". – 2011. – № 42. – С. 133-143.
10. Пильов В.В. Удосконалення опису зносу паливних струменів тангенційним вихором робочого тіла в об'ємі камери згорання дизеля / В.В. Пильов // Вісник НТУ "ХПИ": "Математичне моделювання в техніці та технологіях". – 2014. – № 6. – С. 169-175.

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko A.P. Pdivyshchennia ekonomichnosti benzynovoho dyvuhuna na ryznykh rezhymakh roboty pry zastosuvanni chastkovo-dynamichnoi teploizoliatsii porshniv / Marchenko A.P., Shpakovskyi V.V., Pylov V.V. // Vestnik NTU "HPI": "Transportnoe mashinostroenie". – 2013. – Vyip. 32. – S. 106-110.
2. Shpakovskyi V.V. Naukovo-tekhichni osnovy polipshennia pokaznykiv DVZ zastosuvanniam porshniv z korundovym sharom : avtoref. dys. dokt. tekhn. nauk. : 05.05.03 / Shpakovskyi Volodymyr Vasylovych. – Kharkiv, 2010. – 37 s.
3. Marchenko A.P. Metodika modelirovaniya nestatsionarnogo vyisokochastotnogo temperaturnogo sostoyaniya porshnya dvigatelya vnutrennego sgoraniya / A.P. Marchenko, V.V. PyilYov // Izvestiya vyisshih uchebnykh zavedeniy: Mashinostroenie. – 2013. – № 5. – S. 43-48.
4. Otsenka vliyaniya rezhimnykh faktorov na parametry temperaturnogo vyisokochastotnogo kolebaniya v poverhnostnom korundovom sloe porshnya / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovskyi, I.I. Sukachev, A.A. Prohorenko, I.N. Karyagin, V.V. Pyilev // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2010. – №1. – S. 65-69.
5. Sovremennyye dizeli: povyshenie toplivnoy ekonomichnosti i dlitelnoy prochnosti: Pod red. A.F. Shehovtsova. / F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko, N.F. Razleytsev i dr. – K. : Tehnika, 1992. – 272 s.
6. Kavtaradze R.Z. Lokalnyi teploobmen v porshnevnykh dvigatelyakh: Ucheb. posob. dlya vuzov. / R.Z. Kavtaradze – M. : Izd-vo MG TU im. N.E. Bauman, 2007. – 472 s.
7. Barchenko F.B. Raschet rabocheho tsikla dizelya s uchetom lokalnykh temperatur poverhnosti kameryi sgoraniya : avtoref. dis. kand. tehn. nauk. : 05.04.02 / Barchenko Filipp Borisovich – M., 2011. – 16 s.
8. Marchenko A.P. Modelirovaniya prohrivu palyvnoi plivky na stinski kameryi zghorianniya dyzelia z chastkovo-dynamichnoi teploizoliatsiei porshnia / A.P. Marchenko, V.V. Pylov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya, 2011. – №2. – S. 28-33.
9. Marchenko A.P. Udokonalennia matematichnoi modeli vyparovuvanniya palyvnoi plivky zi stinky kameryi zghorianniya dyzelia / Marchenko A.P., Pylov V.V., Sukachev I.I. // Visnyk NTU "KhPU": "Matematychnе modeliuvaniya v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh". – 2011. – № 42. – S. 133-143.
10. Pylov V.V. Udokonalennia opysu znosu palyvnykh strumeniv tanhentsiynym vykhorem robochoho tila v ob'єmi kameryi

Поступила в редакцию 01.07.2014

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, проф., завідувач кафедрою двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua

Пильов Вячеслав Володимирович – аспірант кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: vv3pylov@i.ua

ОСОБЕННОСТИ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ СТЕНКИ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПОРШНЯ СО СЛОЕМ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ В ЗОНЕ НАЛИЧИЯ ТОПЛИВНОЙ ПЛЕНКИ

А. П. Марченко, В. В. Пылёв

В статье приведены результаты моделирования нестационарного высокочастотного температурного состояния теплоизолированной стенки камеры сгорания поршня автотракторного двигателя в зоне наличия на ее поверхности топливной пленки. Использована одномерная математическая модель, которая учитывает теплообмен пленки со стенкой и рабочим телом, перемешивание слоев топлива и процесс его испарения. Исследованы эффекты частично-динамической теплоизоляции, которые возникают при этом, и влияние на них режимных факторов, толщины и начальной температуры топливной пленки.

THE CHARACTER OF COATED PISTON COMBUSTION CHAMBER SURFACE TEMPERATURE STATE IN THE REGIONS OF PRESENCE OF THE FUEL FILM

A. P. Marchenko, V. V. Pylov

The simulation results of the nonstationary high-frequency temperature state of the coated piston combustion chamber surface of the automotive diesel engine in the regions of the fuel film presence are discussed in the article. The one-dimensional mathematical model taking into account heat exchange among fuel, wall and gas as well as processes of mixing and vaporisation of the fuel in the film is applied. The revealed partially-dynamic heat insulation effects conjointly with influence on them from operation conditions and initial fuel film thickness and temperature are analyzed.

УДК 621.436

А.А. Прохоренко

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ КОМБИНИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ С АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ КАК РЕГУЛИРУЕМОГО ОБЪЕКТА

В статье рассмотрен вывод системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику звеньев комбинированного дизеля с автономным турбонаддувом и аккумуляторной топливной системой. Показано, что эта система уравнений имеет третий порядок, или на порядок больше, чем у двигателя без наддува. Определен вектор независимых координат, влияющих на состояние системы. Полученная в результате математическая модель данного объекта регулирования может быть использована для синтеза его системы автоматического управления.

В современных дизелях широко применяется топливная аппаратура (ТА) аккумуляторного типа с электромагнитными (или пьезоэлектрическими) устройствами управления впрыскиванием – форсунками [1]. Регулирование величины цикловой подачи в такой ТА осуществляется изменением продолжительности управляющего электрического импульса, открывающего с помощью электропривода специальный запорный орган. Поэтому применение регуляторов с механическим чувствительным элементом для таких двигателей невозможно, так как сопряжено со значительными сложностями преобразования механических сигналов в электрические. Этот факт обосновывает необходимость применения для дизелей с аккумуляторной ТА

только электронных регуляторов, которые на основе показаний электрических чувствительных элементов (датчиков) вырабатывают электрический же сигнал управления.

Известно, что системой автоматического регулирования (САР) является функциональная совокупность объекта регулирования и регулятора [2]. Данная схема в полной мере распространяется и на САР дизелей с аккумуляторной ТА и электронным регулятором. Однако, функциональная схема дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи имеет одно существенное отличие от традиционной – наличие звена в виде топливного аккумулятора, обладающего собственными динамическими свойствами.

Для подбора параметров, настройки и оптимизации САР рационально иметь возможность численного моделирования ее динамических характеристик – переходных процессов, возникающих в результате появления различных возмущающих воздействий. В работе [3] подробно рассмотрен вывод системы дифференциальных уравнений динамики дизеля с аккумуляторной ТА и свободным впуском (без наддува). Введение в регулируемый объект инерционного звена в виде турбокомпрессора (ТК), естественно, окажет влияние на динамические свойства этого объекта и отразится на виде описывающих его поведение дифференциальных уравнений. В учебной и научной литературе достаточно широко представлены решения задач расчета переходных процессов двигателей с наддувом с использованием дифференциального уравнения динамики двигателя [2, 4 и др.]. Однако, все они относятся к двигателям, оснащенным гидромеханической ТА, в которой управление подачей осуществляется путем перемещения рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД).

Поэтому, целью настоящей статьи является математическое описание динамики комбинированного дизеля с аккумуляторной ТА, оснащенного системой автономного газотурбинного наддува.

Дифференциальное уравнение динамики дизеля

Подробный вывод этого уравнения описан в работе [3]. Здесь же остановимся лишь на особенностях математического описания, которые появляются в результате введения в схему САР такого агрегата, как турбокомпрессор. При проведении дальнейшего анализа учтем (а это очевидно), что на работу аккумулятора топлива турбокомпрессор влияния не оказывает.

Исходим из того, что динамические свойства поршневой части двигателя описываются дифференциальным уравнением [2, 4]:

$$J \frac{d\omega}{dt} = \Delta M - \Delta M_c, \quad (1)$$

где J – момент инерции подвижных частей двигателя; ω – угловая скорость коленчатого вала; M – крутящий момент двигателя; M_c – момент сопротивления нагрузки; Δ – величины отклонения перечисленных факторов от установившегося значения в равновесном режиме.

В отличие от двигателя без наддува [3], крутящий момент M является функцией следующих параметров: продолжительности управляющего импульса на электромагнит форсунки τ , давления топлива в аккумуляторе p_m , угловой скорости коленчатого вала ω и величины давления наддува p_k , то есть $M = f(\tau, \omega, p_m, p_k)$. Функциональная зависимость момента сопротивления нагрузки $M_c = f(\omega, N, p_m)$ (здесь N – настройка потребите-

ля мощности) по сравнению с безнаддувным двигателем не изменится.

После линеаризации этих зависимостей методом замены конечных приращений на полные дифференциалы и подстановки их в уравнение (1) получим уравнение:

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \frac{\partial M}{\partial \tau} \Delta\tau - \left(\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M}{\partial \omega} \right) \Delta\omega + \left(\frac{\partial M}{\partial p_m} - \frac{\partial M_c}{\partial p_m} \right) \Delta p_m + \frac{\partial M}{\partial p_k} \Delta p_k - \frac{\partial M_c}{\partial N} \Delta N. \quad (2)$$

В дополнение к принятым в [3] безразмерным координатам: φ – относительное изменение угловой скорости коленчатого вала, x – относительное изменение продолжительности управляющего сигнала на электромагнит форсунки, ρ – относительное изменение давления топлива в аккумуляторе и α – относительное изменение нагрузки, введем координату $\pi = \Delta p_k / p_{k0}$ – относительное изменение давления наддува, и подставим их в уравнение (2), одновременно разделив его части на величину $\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0$:

$$\frac{J\omega_0}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\frac{\partial M}{\partial \tau} x \tau_0}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0} - \frac{\left(\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M}{\partial \omega} \right) \varphi \omega_0}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0} + \frac{\left(\frac{\partial M}{\partial p_m} - \frac{\partial M_c}{\partial p_m} \right) \rho p_{m0}}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0} + \frac{\frac{\partial M}{\partial p_k} \pi p_{k0}}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0} - \frac{\frac{\partial M_c}{\partial N} \alpha N_0}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0}. \quad (3)$$

В полученном выражении, кроме принятых в [3] обозначений постоянных коэффициентов: T_d – постоянная времени двигателя, k_d – коэффициент самовыравнивания, θ_p – коэффициент усиления по давлению топлива в аккумуляторе, θ_n – коэффициент усиления по нагрузке, введем обозначение для постоянного коэффициента $\frac{\partial M}{\partial p_k} p_{k0} / \frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0 = \theta_\pi$ – это коэффициент усиления по давлению наддува.

Тогда уравнение (3) примет вид:

$$T_d \frac{d\varphi}{dt} + k_d \varphi = x + \theta_p \rho + \theta_\pi \pi - \theta_n \alpha. \quad (4)$$

Это уравнение является дифференциальным уравнением движения поршневой части комбинированного дизеля с автономным турбонаддувом и аккумуляторной ТА. Следует заметить, что в отличие от дифференциального уравнения дизеля без наддува, в него входит слагаемое, отражающее влияние на динамику дизеля величины давления на впуске $\theta_\pi \pi$.

Уравнение объединенного узла «впускной

коллектор-турбокомпрессор-выпускной коллектор»

Турбокомпрессор. В учебнике [2] изложен подробный вывод уравнения динамики этого узла, который может быть применен и для описания турбокомпрессора в составе комбинированного дизеля с аккумуляторной ТА. Следует лишь обратить внимание на то, что величина подачи топлива в цилиндр зависит не от положения рейки ТНВД, как в традиционной системе топливоподачи, а от двух факторов – величины управляющего сигнала на электромагнит форсунки τ и давления топлива в аккумуляторе p_m . То есть в уравнении, описывающем динамические свойства ТК [2]:

$$J_{TK} \frac{d\omega_K}{dt} = M_T - M_K, \quad (5)$$

где J_{TK} – момент инерции подвижных частей ТК; ω_K – угловая скорость ротора ТК; M_K – момент сопротивления колеса компрессора; M_T – крутящий момент колеса турбины, имеет место функциональная зависимость $M_T = f_2(p_T, \tau, p_m, \omega_K)$. Здесь p_T – давление газов перед турбиной.

Применив классический подход с использованием малых приращений и линеаризации путем разложения в ряд Тейлора [2] уравнение (5) можно преобразовать к виду:

$$J_{TK} \frac{d\Delta\omega_K}{dt} = -\frac{\partial M_K}{\partial p_K} \Delta p_K + \frac{\partial M_T}{\partial p_T} \Delta p_T + \frac{\partial M_T}{\partial \tau} \Delta \tau + \frac{\partial M_T}{\partial p_m} \Delta p_m - \left(\frac{\partial M_K}{\partial \omega_K} - \frac{\partial M_T}{\partial \omega_K} \right) \Delta \omega_K. \quad (6)$$

Введём дополнительно безразмерные относительные координаты $\varphi_{TK} = \Delta\omega_K / \omega_{K0}$ – относительное изменение угловой скорости ротора ТК и $\xi = \Delta p_T / p_{T0}$ – относительное изменение давления газов перед турбиной, и подставим их в уравнение (6) с одновременным делением его частей на величину $\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}$. В результате получим:

$$\begin{aligned} \frac{J_{TK} \omega_{K0}}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} \frac{d\varphi_{TK}}{dt} = & -\frac{\frac{\partial M_K}{\partial p_K} p_{K0}}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} \pi + \frac{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} \xi + \\ & + \frac{\frac{\partial M_T}{\partial \tau} \tau_0}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} x + \frac{\frac{\partial M_T}{\partial p_m} p_{m0}}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} \rho - \frac{\left(\frac{\partial M_K}{\partial \omega_K} - \frac{\partial M_T}{\partial \omega_K} \right) \omega_{K0}}{\frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0}} \varphi_{TK}. \end{aligned} \quad (7)$$

Постоянными коэффициентами в этом уравнении являются: $J_{TK} \omega_{K0} / \frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0} = T_{TK}$ – постоянная времени ТК, $\frac{\partial M_K}{\partial p_K} p_{K0} / \frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0} = \theta_K$ – коэффициент усиления по давлению наддува,

$\frac{\partial M_T}{\partial \tau} \tau_0 / \frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0} = \theta_x$ – коэффициент усиления по продолжительности управляющего сигнала на электромагнит форсунки, $\frac{\partial M_T}{\partial p_m} p_{m0} / \frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0} = \theta_\rho$ – коэффициент усиления по давлению топлива в аккумуляторе, $\left(\frac{\partial M_K}{\partial \omega_K} - \frac{\partial M_T}{\partial \omega_K} \right) \omega_{K0} / \frac{\partial M_T}{\partial p_T} p_{T0} = k_{TK}$ – коэффициент самовыравнивания.

С учетом этих обозначений уравнение (7) примет вид:

$$T_{TK} \frac{d\varphi_{TK}}{dt} + k_{TK} \varphi_{TK} = -\theta_K \pi + \xi + \theta_x x + \theta_\rho \rho. \quad (8)$$

Полученное уравнение связывает изменение скорости вращения вала ТК с изменением таких параметров работы дизеля и лопаточной машины, как давление наддува π , давление перед турбиной ξ и величина цикловой подачи топлива (x и ρ).

Впускной коллектор. С учетом общепринятых в теории САР ДВС допущений, связанными с невысокими давлениями наддува, малым изменением температуры воздуха во впускном коллекторе и его сравнительно малым объемом [2], уравнение впускного коллектора примет вид:

$$k_B \pi = \varphi_{TK} - \theta_B \varphi, \quad (9)$$

где k_B – его коэффициент самовыравнивания; θ_B – коэффициент усиления по угловой скорости колленчатого вала.

Именно в таком виде, без изменений, уравнение (9) может быть использовано и для описания динамических свойств впускного коллектора дизеля с аккумуляторной ТА. Как видно, это уравнение является алгебраическим, а само звено, которое оно описывает – безынерционным.

Выпускной коллектор. В учебной литературе [2] приведен подробный вывод уравнения выпускного коллектора, которое может быть применено и для выпускного коллектора в составе комбинированного дизеля с аккумуляторной ТА. Следует лишь обратить внимание на то, что величина подачи топлива зависит не от положения рейки ТНВД, как в традиционной системе топливоподачи, а от двух факторов – величины управляющего сигнала на электромагнит форсунки τ и давления топлива в аккумуляторе p_m . То есть в уравнении, описывающем динамику выпускного коллектора [2]

$$\frac{V_r \rho_r}{n_r p_T} \frac{d\Delta p_T}{dt} = \Delta G_r - \Delta G_T, \quad (10)$$

где V_r – объем выпускного коллектора; ρ_r – плотность отработавших газов; n_r – показатель политропы расширения отработавших газов; G_r – масса отработавших газов, поступающая из цилиндров двигателя; G_T – расход газа через турбину,

имеет место функциональная зависимость $G_T = f(p_T, \tau, p_m)$.

Применим классический подход с использованием малых приращений и линеаризации путем использования полного дифференциала [2] и преобразуем уравнение (10) к виду:

$$\frac{V_r p_r}{n_r p_T} \frac{d\Delta p_T}{dt} = \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial G_T}{\partial p_K} \Delta p_K + \frac{\partial G_T}{\partial p_r} \Delta p_r - \frac{\partial G_T}{\partial p_T} \Delta p_T - \frac{\partial G_T}{\partial \tau} \Delta \tau - \frac{\partial G_T}{\partial p_m} \Delta p_m. \quad (11)$$

После перехода к относительным координатам и деления всех составляющих уравнения на коэффициент $\frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0$, оно примет вид:

$$\frac{\frac{V_r p_r}{n_r p_T} p_{T0}}{\frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0} \frac{d\xi}{dt} = \frac{\frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0}{\frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0} \varphi + \frac{\frac{\partial G_T}{\partial p_K} p_{K0}}{\frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0} \pi - \left(\frac{\frac{\partial G_T}{\partial p_r} - \frac{\partial G_T}{\partial p_T}}{\frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0} \right) p_{T0} - \frac{\frac{\partial G_T}{\partial \tau} \tau_0}{\frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0} x - \frac{\frac{\partial G_T}{\partial p_m} p_{m0}}{\frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0} \rho. \quad (12)$$

Коэффициенты в этом уравнении:

$\frac{V_r p_r}{n_r p_T} p_{T0} / \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0 = T_r$ – постоянная времени впускного коллектора,

$\frac{\partial G_T}{\partial p_K} p_{K0} / \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0 = \theta_r$ – коэффициент усиления по давлению наддува,

$\left(\frac{\partial G_T}{\partial p_r} - \frac{\partial G_T}{\partial p_T} \right) p_{T0} / \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0 = k_r$ – коэффициент самовыравнивания,

$\frac{\partial G_T}{\partial \tau} \tau_0 / \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0 = \theta_{xr}$ – коэффициент усиления по продолжительности управляющего сигнала на электромагнит форсунки,

$\frac{\partial G_T}{\partial p_m} p_{m0} / \frac{\partial G_T}{\partial \omega} \omega_0 = \theta_{pr}$ – коэффициент усиления по давлению топлива в аккумуляторе. Все эти величины являются постоянными.

С учетом новых обозначений уравнение (12) запишется следующим образом:

$$T_r \frac{d\xi}{dt} + k_r \xi = \varphi + \theta_r \pi - \theta_{xr} x - \theta_{pr} \rho. \quad (13)$$

Принято считать, что объем выпускного коллектора достаточно мал, поэтому $T_r \approx 0$ [2], и тогда уравнение (13) упрощается до вида

$$k_r \xi = \varphi + \theta_r \pi - \theta_{xr} x - \theta_{pr} \rho. \quad (14)$$

Уравнение (14) является алгебраическим, следовательно, звено, которое оно описывает – безынерционным.

Поскольку впускной и выпускной коллекторы, как показано выше, являются безынерционными

звеньями, то они не оказывают влияния на динамику звена «турбокомпрессор» и потому, при математическом описании, могут быть объединены с последним. Для этого уравнение (8) запишем в операторной форме и подставим в него значения внутренних координат φ_{TK} и ξ , выраженные из уравнений (9) и (14):

$$(T_{TK} p + k_{TK})(k_B \pi + \theta_B \varphi) = \left(\frac{\theta_r}{k_r} - \theta_K \right) \pi + \frac{1}{k_r} \varphi + \left(\theta_x - \frac{\theta_{xr}}{k_r} \right) x + \left(\theta_p - \frac{\theta_{pr}}{k_r} \right) \rho. \quad (15)$$

Здесь p – оператор Лапласа. После последовательных преобразований и перегруппировки слагаемых получим уравнение:

$$\left(T_{TK} k_B p + \left(k_{TK} k_B - \frac{\theta_r}{k_r} + \theta_K \right) \right) \pi = - \left(T_{TK} \theta_B p + k_{TK} \theta_B - \frac{1}{k_r} \right) \varphi + \left(\theta_x - \frac{\theta_{xr}}{k_r} \right) x + \left(\theta_p - \frac{\theta_{pr}}{k_r} \right) \rho. \quad (16)$$

Введем новые обозначения для констант: $T_{TK} k_B = T_\pi$ – постоянная времени объединенного узла, $k_{TK} k_B - \theta_r/k_r + \theta_K = k_\pi$ – коэффициент самовыравнивания объединенного узла, $T_{TK} \theta_B = T_\varphi$ – постоянная времени по влиянию угловой скорости коленчатого вала, $k_{TK} \theta_B - 1/k_r = \theta_\varphi$ – коэффициент усиления по угловой скорости коленчатого вала, $\theta_x - \theta_{xr}/k_r = \theta_{x1}$ – коэффициент усиления по продолжительности управляющего сигнала на электромагнит форсунки, $\theta_p - \theta_{pr}/k_r = \theta_{p1}$ – коэффициент усиления по давлению топлива в аккумуляторе.

Тогда уравнение (16) примет вид:

$$(T_\pi p + k_\pi) \pi = - (T_\varphi p + \theta_\varphi) \varphi + \theta_{x1} x + \theta_{p1} \rho. \quad (17)$$

Полученное уравнение характеризует динамические свойства объединенного узла автономного ТК, впускного и выпускного коллекторов. Видно, что модель этого узла имеет четыре внешних координаты: φ , ρ , π , x , и шесть перечисленных выше констант. Уравнение (17) дополняет систему уравнений динамики дизеля без наддува [3] с учетом изменения вида уравнения поршневой части двигателя (4):

$$\left. \begin{aligned} T_d \frac{d\varphi}{dt} &= -k_d \varphi + \theta_p \rho + \theta_\pi \pi + x - \theta_n \alpha, \\ T_{AK} \frac{d\rho}{dt} &= k_\varphi \varphi - k_p \rho - x - \theta_f f, \\ T_\pi \frac{d\pi}{dt} &= -T_\varphi \frac{d\varphi}{dt} - \theta_\varphi \varphi + \theta_{p1} \rho - k_\pi \pi + \theta_{x1} x. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Полученная система дифференциальных уравнений описывает динамические свойства комбинированного дизеля с автономным турбонадду-

вом и аккумуляторной ТА.

Проведем анализ и преобразования системы уравнений для выявления передаточных функций элементов и построения функциональной схемы САР (развернутой и свернутой).

Совместная работа агрегатов комбинированного двигателя

При переходе к операторной форме, система уравнений (18) может быть записана следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} (T_d p + k_d) \varphi &= x + \theta_p \rho + \theta_\pi \pi - \theta_n \alpha, \\ (T_{AK} p + k_p) \rho &= k_\varphi \varphi - x - \theta_f f, \\ (T_\pi p + k_\pi) \pi &= \theta_{x1} x - (T_\varphi p + \theta_\varphi) \varphi + \theta_{p1} \rho. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Разделив уравнения этой системы на собственные операторы двигателя $(T_d p + k_d)$, аккумулятора $(T_{AK} p + k_p)$ и системы воздухообеспечения $(T_\pi p + k_\pi)$, преобразуем их правые части в суммы передаточных функций:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{x}{T_d p + k_d} + \frac{\theta_p \rho}{T_d p + k_d} + \frac{\theta_\pi \pi}{T_d p + k_d} - \frac{\theta_n \alpha}{T_d p + k_d}, \\ \rho &= \frac{k_\varphi \varphi}{T_d p + k_d} - \frac{x}{T_d p + k_d} - \frac{\theta_f f}{T_d p + k_d}, \\ \pi &= \frac{\theta_{x1} x}{T_\pi p + k_\pi} - \frac{(T_\varphi p + \theta_\varphi) \varphi}{T_\pi p + k_\pi} + \frac{\theta_{p1} \rho}{T_\pi p + k_\pi}, \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

или, соответственно,

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= Y_\varphi^x + Y_\varphi^\rho + Y_\varphi^\pi - Y_\varphi^\alpha, \\ \rho &= Y_{AK}^\varphi - Y_{AK}^x - Y_{AK}^f, \\ \pi &= Y_\pi^x - Y_\pi^\varphi + Y_\pi^\rho. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Здесь $Y_\varphi^x, Y_\varphi^\rho, Y_\varphi^\pi, Y_\varphi^\alpha, Y_{AK}^\varphi, Y_{AK}^x, Y_{AK}^f, Y_\pi^x, Y_\pi^\varphi, Y_\pi^\rho$ – передаточные функции, последовательно, двигателя (по управляющему импульсу на форсунку, по давлению топлива, по давлению наддува, по нагрузке), аккумулятора (по частоте вращения коленчатого вала, по управляющему импульсу на форсунку, по сигналу ШИМ на электромагнит аккумулятора) и системы воздухообеспечения (по управляющему импульсу на форсунку, по частоте вращения коленчатого вала, по давлению топлива). Система уравнений (21) позволяет синтезировать развернутую функциональную схему дизеля с автономным турбонаддувом и аккумуляторной ТА, которая приведена на рис. 1.

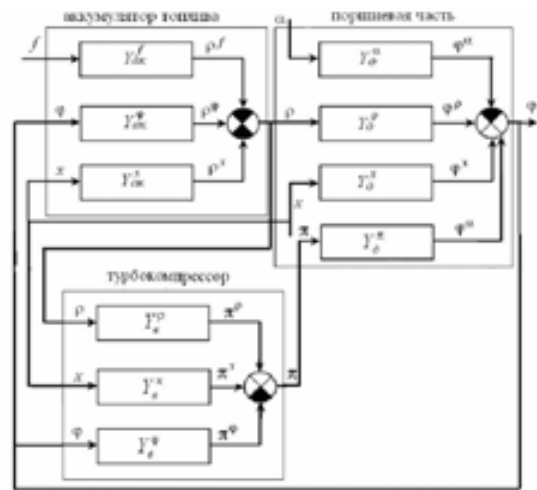


Рис. 1. Развернутая функциональная схема дизеля с аккумуляторной ТА

Для получения общего уравнения САР выразим из второго уравнения системы (19) внутреннюю координату ρ , а из третьего уравнения – внутреннюю координату π :

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \frac{k_\varphi \varphi - x - \theta_f f}{T_{AK} p + k_p}, \\ \pi &= \frac{\theta_{x1} x - (T_\varphi p + \theta_\varphi) \varphi + \theta_{p1} \rho}{T_\pi p + k_\pi}, \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

и подставим их в первое уравнение этой же системы. После несложных преобразований получим дифференциальное уравнение третьего порядка в операторной форме следующего вида:

$$\left[A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0 \right] \varphi = \left[B_2 p^2 + B_1 p + B_0 \right] x - \left[C_2 p^2 + C_1 p + C_0 \right] \alpha - \left[D_1 p + D_0 \right] f, \quad (23)$$

где использованы такие обозначения констант:

$$\begin{aligned} A_3 &= T_\pi T_{AK} T_d, A_2 = T_\pi (k_p T_d + k_d T_{AK}) + T_{AK} (k_\pi T_d + \\ &+ \theta_\pi T_\varphi), A_1 = T_\pi (k_p k_d - \theta_p k_\varphi) + k_\pi (k_p T_d + k_d T_{AK}) + \\ &+ \theta_\pi (\theta_\varphi T_{AK} + k_p T_\varphi), A_0 = k_\pi (k_p k_d - \theta_p k_\varphi) + \theta_\pi (k_p \theta_\varphi - \\ &- \theta_{p1} k_\varphi), B_2 = T_\pi T_{AK}, B_1 = T_\pi (k_p - \theta_p) + T_{AK} (k_\pi + \theta_\pi \theta_{x1}), \\ B_0 &= k_\pi (k_p - \theta_p) + \theta_\pi (k_p \theta_{x1} - \theta_{p1}), C_2 = T_\pi T_{AK} \theta_n, \\ C_1 &= (T_\pi k_p + k_\pi T_{AK}) \theta_n, C_0 = k_\pi k_p \theta_n, D_1 = T_\pi \theta_p, \\ D_0 &= k_\pi \theta_f + \theta_\pi \theta_{p1}. \end{aligned}$$

Уравнение (23) является линейным дифференциальным 3-го порядка и описывает динамические свойства комбинированного дизеля с автономным турбонаддувом и аккумуляторной топливной системой. Это уравнение можно преобразовать к виду суммы передаточных функций соответственно по управляющему импульсу на форсунку, по нагрузке и по сигналу ШИМ на электромагнит аккумулятора

$$\varphi = \frac{B_2 p^2 + B_1 p + B_0}{A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0} x - \frac{C_2 p^2 + C_1 p + C_0}{A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0} \alpha - \frac{D_1 p + D_0}{A_3 p^3 + A_2 p^2 + A_1 p + A_0} f = Y_{акд}^x + Y_{акд}^\alpha + Y_{акд}^f. \quad (24)$$

В этом случае исключаются внутренние координаты p и π , и можно перейти к свернутой функциональной схеме, изображенной на рис. 2.

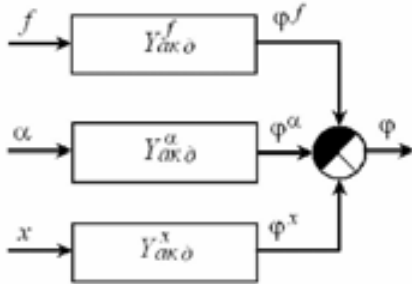


Рис. 2. Свернутая функциональная схема дизеля с аккумуляторной ТА

Как следует из результатов проведенного исследования, на состояние объекта регулирования (комбинированный дизель с автономным турбонаддувом и аккумуляторной ТА) оказывают влияние те же факторы, что и на описанный ранее дизель без наддува [3], а именно: продолжительность управляющего сигнала на электромагнит форсунки x , мощность, снимаемая потребителем α и относительная продолжительность сигнала ШИМ на электромагнитный клапан аккумулятора f . Само же состояние системы может быть охарактеризовано двумя параметрами: угловой скоростью коленчатого вала двигателя φ и давлением топлива в аккумуляторе p . Необходимо заметить, что первый параметр – угловая скорость коленчатого вала двигателя – непосредственно определяет режим работы двигателя, а второй – давление топлива в аккумуляторе – опосредованно, через влияние на процесс распыливания и сгорания топлива в цилиндре дизеля и, следовательно, его индикаторные показате-

ли.

Выводы

На основании изложенного в статье материала можно сделать общий вывод о том, что получили дальнейшее развитие научные методы теории САР ДВС в области математического описания динамических свойств дизеля, оснащенного электрогидравлической аккумуляторной топливной аппаратурой как объекта регулирования, на основании которых:

1. Получено линейное дифференциальное уравнение 3-го порядка, описывающее динамические свойства комбинированного дизеля с автономным нерегулируемым ТК и аккумуляторной ТА. Это уравнение может быть использовано для моделирования переходных процессов САР, вызванных внешними возмущениями, а также для анализа ее устойчивости и оптимизации быстродействия.

2. Синтезированы функциональные схемы дизеля с аккумуляторной ТА и турбонаддувом, как объекта регулирования.

Список литературы:

1. Dieselmotor-Management. Auflage: Robert Bosch GmbH, 2002. – P. 443.
2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания / В.И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
3. Прохоренко А.А. Дифференциальное уравнение динамики дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи как объекта регулирования / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 81-86.
4. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автodata, 2004. – 344 с.

Bibliography (transliterated):

1. Dieselmotor-Management. Auflage: Robert Bosch GmbH, 2002. – P. 443.
2. Automatic regulation and control of internal combustion engines / V.I. Krutov – M.: Mashinostroenie, 1989. – 416 p.
3. Prohorenko A.A. Differential equation of the dynamics of diesel engine with common rail system as an object of regulation / A.A. Prohorenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2011. – №2. – P. 81-86.
4. Grehov L. V. Fuel equipment and control systems of diesel engines / L.V. Grehov, N.A. Ivaschenko, V.A. Markov – M.: Legion-Avtodata, 2004. – 344 p.

Поступила в редакцию 17.03.2014

Прохоренко Андрей Алексеевич – доктор техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина, e-mail: prokhorenko@kpi.kharkov.ua

МАТЕМАТИЧНИЙ ОПИС КОМБІНОВАНОГО ДИЗЕЛЯ З АКУМУЛЯТОРНОЮ СИСТЕМОЮ ПАЛИВОПОДАЧІ ЯК РЕГУЛЬОВАНОГО ОБ'ЄКТУ

А.О. Прохоренко

У статті розглянуто виведення системи диференціальних рівнянь, що описують динаміку ланок комбінованого дизеля з автономним турбонаддувом і аккумуляторною паливною системою. Показано, що ця система рівнянь має третій порядок, або на порядок більше, ніж у двигуна без наддуву. Визначено вектор незалежних координат, що впливають на стан системи. Отримана в результаті математична модель даного об'єкта регулювання може бути використана для синтезу його системи автоматичного управління.

MATHEMATICAL DESCRIPTION OF COMBINED DIESEL ENGINE WITH COMMON RAIL SYSTEM AS THE CONTROLLED OBJECT

А. Prokhorenko

The article describes the derivation of the differential equations system describing the dynamics of the combined diesel units with turbocharged and common rail system. It is shown that this system of equations has the third order, or an order of magnitude greater than that of the engine without supercharger. Defined vector of independent coordinates affecting the condition of the system. Obtained as a result of mathematical model of the controlled object can be used for the synthesis of its automatic control system.

УДК 621.431

Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМ ГАЗОТУРБИННОГО НАДДУВА ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ СКОРОСТНЫХ ГЛИССИРУЮЩИХ СУДОВ

Предложена система управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува с первой регистровой ступенью сжатия воздуха для дизельных двигателей скоростных глиссирующих судов. Первая ступень сжатия воздуха представляет собой два турбокомпрессора, работающие параллельно, последовательно которым подключён турбокомпрессор высокого давления с малым значением момента инерции ротора. На основании расчётного моделирования стационарных и динамических внешних скоростных характеристик двигателя Volvo Penta D6 (6ЧН 10,3/11) показано, что применение предлагаемой системы наддува позволяет добиться увеличения коэффициентов запаса двигателя по крутящему моменту и оборотам, повысить значение коэффициента избытка воздуха в период разгона двигателя и снизить общее время разгона судна.

Постановка проблемы

Условия работы главных двигателей в составе энергетических установок быстроходных судов, крейсерская скорость которых $V_{\text{суд}} = 35 \dots 50$ узлов, являются чрезвычайно сложными. Значительную часть времени эксплуатации двигателя составляют режимы динамической внешней скоростной характеристики (ВСХ), то есть при максимально возможной подаче топлива, что связано с необходимостью преодоления повышенного сопротивления воды при переходе судна с водоизмещающего на глиссирующий режим плавания, а также с совершенствованием работы по увеличению кинетической энергии двигателя и судна в целом при его разгоне. В качестве движителя таких судов используются суперкавитирующие гребные винты, работающие с частотой вращения до $2500 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$, которые приводятся двигателем через одноступенчатый редуктор, и выполняются исключительно в виде винтов фиксированного шага. Как следствие, двигатель работает с максимальной нагрузкой в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала ($800 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$, при крейсерской частоте вращения коленчатого вала $3000 \dots 3500 \text{ мин}^{-1}$), что является нетипичным не только для судовых двигателей, но и для дизельных двигателей наземных транспортных средств и вызывает существенные трудности при проектировании двигателя и его основных систем [7].

Основной тенденцией форсирования высокооборотных дизельных двигателей является повы-

шение среднего эффективного давления p_e , как правило связанное с увеличением давления наддувочного воздуха p_k до $0,3 \dots 0,4$ МПа. Повышение давления наддувочного воздуха ведет к существенному усложнению эффективного согласования характеристик лопаточных машин агрегатов наддува и поршневой части двигателя, что заключается в сложности обеспечения высокого значения общего КПД турбокомпрессора η_{TK} в широком диапазоне режимов, так как необходимо применять высоконапорные турбокомпрессоры, которые имеют более узкие диапазоны эффективной работы по расходу воздуха. Кроме этого, повышение давления наддувочного воздуха обостряет проблему инерционности системы наддува, которая проявляется в несоответствии величины p_k при работе двигателя на неустановившихся режимах работы по сравнению с соответствующими стационарными режимами [8]. Это обусловлено тем, что высоконапорные турбокомпрессоры работают при большем значении частоты вращения ротора при прочих равных условиях.

Таким образом, задача совершенствования систем газотурбинного наддува дизельных двигателей скоростных глиссирующих судов при их дальнейшем форсировании по среднему эффективному давлению p_e является актуальной.

Обзор публикаций

Задача уменьшения указанных недостатков газотурбинного наддува на современных двигателях решается следующими путями: применением раз-

витого регулирования компрессора и турбины турбокомпрессора, созданием комбинированных систем наддува, созданием систем управляемого последовательного и параллельного газотурбинного наддува.

Регулирование лопаточных машин [11] позволяет существенно расширить диапазон эффективной работы турбокомпрессора, однако оно не позволяет полностью решить указанные выше проблемы газотурбинного наддува, особенно при $p_k \geq 0,25$ МПа. Так, при этом не достигается уменьшения приведенного момента инерции ротора, значение которого является определяющим для длительности процесса разгона ротора турбокомпрессора.

В ряде случаев для повышения давления наддувочного воздуха на частичных режимах и уменьшения инерционности системы воздухообеспечения транспортных двигателей применяются комбинированные системы наддува, где в качестве первой ступени сжатия применяется приводной компрессор [10] или же компрессор, который использует подпоршневое пространство двигателя [3]. Так, например, двигатель Volvo Penta D6 выпускается с двумя модификациями системы наддува: со свободным газотурбинным наддувом (двигатель Volvo Penta D6-330/DP) и с комбинированной системой (двигатель Volvo Penta D6-370/DP). Комбинированная система наддува состоит из роторно-лопаточного компрессора фирмы Ogiu и турбокомпрессора Garrett, включённых последовательно. Подобная организация системы наддува позволила увеличить на 18% максимальный крутящий момент, а также сократить время переходного процесса по сравнению с двигателем Volvo Penta D6-330/DP. Однако подобным системам наддува присущи недостатки: увеличение габаритов системы воздухообеспечения, необходимость затрат мощности на привод механического компрессора, низкий КПД механического агрегата наддува по сравнению с центробежным компрессором.

Наиболее эффективными типами систем наддува, обеспечивающими работу двигателя в широком диапазоне режимов, являются системы управляемого последовательного и параллельного газотурбинного наддува, выполненные на основе двух и более турбокомпрессоров.

Так в 2005 году фирмой BMW был представлен двигатель 535D, который оснащен системой управляемого двухступенчатого наддува [9]. Сжатие воздуха осуществляется в двух последовательно соединенных компрессорах турбокомпрессоров низкого и высокого давления, соответственно. При этом органы управления системы в газовом тракте позволяют переключать часть отходящих газов ми-

мо турбин турбокомпрессоров высокого и низкого давления. Для уменьшения аэродинамического сопротивления на высоких частотах вращения коленчатого вала двигателя компрессор турбокомпрессора высокого давления байпасируется соответствующим перепускным клапаном. Применение рассматриваемой системы наддува по сравнению с системой одноступенчатого газотурбинного наддува позволяет существенно улучшить формирование ВСХ двигателя в зонах средних и низких частот вращения коленчатого вала, а также улучшить качество протекания переходных процессов. Однако данная система наддува разработана для двигателя автотранспортного назначения и не была адаптирована для условий работы двигателя в составе энергетической установки скоростного глиссирующего судна.

Система двухступенчатого регистрового газотурбинного наддува двигателя MTU 1163 [12] позволяет добиться высоких мощностных и экономических показателей работы в широком диапазоне частоты вращения коленчатого вала при одновременном повышении номинального значения давления наддува. Особенность данной системы заключается в том, что сжатие воздуха осуществляется в двух параллельных ветках, каждая из которых состоит из двух ступеней сжатия соединенных последовательно. При этом в зависимости от режима одна из веток по отходящим газам и воздуху может быть отключена. Применение подобной системы наддува позволяет достигнуть значительного повышения крутящего момента в зоне малых и средних частот вращения коленчатого вала. Однако недостатком рассматриваемой системы наддува можно считать возросшие гидравлические потери вследствие усложнения конструкции газоздушного тракта двигателя. Кроме этого, оборудование подобной системой наддува двигателей со сравнительно малым рабочим объемом ($V_s < 10$ л) вызывает затруднение вследствие возникновения необходимости использования агрегатов с внешним диаметром рабочих колес лопаточных машин менее 50 мм, которые имеют более низкие значения их общего КПД.

Цель работы

Совершенствование систем газотурбинного наддува главных двигателей скоростных глиссирующих судов при их дальнейшем форсировании по среднему эффективному давлению.

Изложение основного материала

Обоснованный выбор рациональной системы наддува возможен на основе сравнения характеристики двигателя, оборудованного системами различного типа. Для глиссирующих скоростных су-

дов важнейшей является динамическая внешняя скоростная характеристика, соответствующая режиму разгона судна с максимально возможным ускорением.

Ниже приведено подобное сравнение расчётных внешних скоростных характеристик двигателя Volvo Penta D6 (6ЧН 10,3/11), который входит в состав энергетической установки скоростного глиссирующего судна Back Cove 30 водоизмещением 5,45 т, имеющего крейсерскую скорость 35 узлов и используемого в качестве катера береговой охраны. Двигатель работает на винт фиксированного шага в диапазоне частоты вращения коленчатого вала $n_{\text{дв}} = 600 \dots 3500 \text{ мин}^{-1}$ при номинальном давлении наддувочного воздуха $p_s = 0,3 \text{ МПа}$ [7].

Приводимые расчётные характеристики получены с помощью математической модели рабочего цикла турбопоршневого дизельного двигателя Блиц-PRO [3], разработанной на кафедре ДВС НУК. Рассмотрены следующие конфигурации системы наддува:

1) Одноступенчатый газотурбинный наддув с регулированием турбокомпрессора путем изменения геометрии соплового аппарата турбины (ST_VGT).

2) Управляемый двухступенчатый газотурбинный наддув с регулированием турбокомпрессора высокого давления путем перепуска части газов мимо турбины высокого давления (VTT) [9].

3) Управляемый двухступенчатый газотурбинный наддув с первой регистровой ступенью сжатия и регулированием турбокомпрессоров путем перепуска части отходящих газов (VTT1R).

Принципиальная схема системы VTT1R представлена на рис. 1. Особенности проектирования и регулирования данной системы рассмотрены в [6].

Моделирование характеристик двигателя Volvo Penta D6 проводилось при следующих наложенных ограничениях: максимальное давление наддувочного воздуха во впускном ресивере $p_s = 302 \text{ кПа}$; максимальная скорость нарастания давления в цилиндре $dp/d\phi \leq 500 \text{ кПа/град п.к.в}$; максимальная температура газов перед турбиной $T_t = 950 \text{ К}$; минимальный коэффициент избытка воздуха на стационарных режимах работы $\alpha_{\text{ст}} = 1,25$, на динамических – $\alpha_{\text{дин}} = 1,2$; максимальное давление рабочего тела в цилиндре двигателя $p_z \leq 15,9 \text{ МПа}$.

При моделировании каждой конфигурации двигателя использовались индивидуальные характеристики компрессоров и турбин турбокомпрессоров, которые получены на основании экспериментальных данных для серийных турбокомпрессоров путем их обработки в соответствии с мето-

диками, представленными в [4, 5].

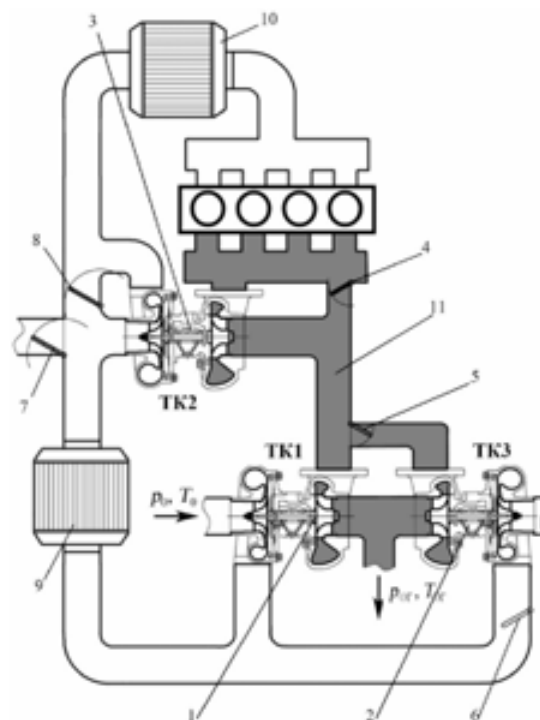


Рис. 1. Схема управляемого двухступенчатого газотурбинного наддува с первой регистровой ступенью сжатия (VTT1R) [6]:

1 – турбокомпрессор №1; 2 – турбокомпрессор №3; 3 – турбокомпрессор №2; 4 – клапан №1 перепуска ОГ мимо турбины TK2; 5 – клапан №2 перепуска ОГ мимо турбины TK1; 6 – клапан №3 отключения компрессора TK3; 7 – клапан №4 отключения компрессора TK1; 8 – клапан №5 байпасирования компрессора TK2; 9 – ОНВ₁; 10 – ОНВ₂; 11 – промежуточный выпускной коллектор

Для каждой системы наддува были подобраны агрегаты наддува. Для системы ST_VGT выбран турбокомпрессор Garrett GT4088 (наружный диаметр колеса компрессора $D_{k2} = 88 \text{ мм}$, приведенный момент инерции ротора $I_{\text{TK}} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$). Также этот же турбокомпрессор выступает в качестве первой ступени сжатия для системы наддува VTT. В качестве второй ступени сжатия выступает турбокомпрессор, который является «гибридом», то есть состоит из компрессора с относительно малым наружным диаметром рабочего колеса и турбины с большой пропускной способностью. В результате итерационного подбора определено, что данный турбокомпрессор должен состоять из компрессора турбокомпрессора Garrett GT2052 и турбины турбокомпрессора Garrett GT3576 (наружный диаметр колеса компрессора $D_{k2} = 52 \text{ мм}$ приведенный момент инерции ротора $I_{\text{TK}} = 1,724 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$). Первой ступенью сжатия для системы наддува VTT1R выступают два турбокомпрессора Garrett GT2860R

(наружный диаметр колеса компрессора $D_{к2} = 60$ мм приведенный момент инерции ротора $I_{TK} = 3 \cdot 10^{-5}$ кг·м²), а в качестве второй ступени выступает турбокомпрессор, который выбран для системы наддува VTT.

Динамические BCX двигателя Volvo Penta D6 рассчитывались в соответствии с методикой, изложенной в [1], для варианта его работы на гребной винт во время разгона глиссирующего судна с максимально возможным ускорением. Для определения мгновенного значения крутящего момента потребляемого гребным винтом на каждом шаге расчета в математическую модель двигателя Блиц-PRO добавлен модуль для расчета разгона скоростного катера с глиссирующими обводами [2]. Для этого на каждом шаге расчёта последовательно определяются текущие скорость судна, относительная поступь гребного винта, сопротивление движению судна со стороны воды, крутящий момент и упор, потребляемый и развиваемый гребным винтом, соответственно. Затем, используя основной закон динамики, определяется текущее ускорение судна и его скорость на новом временном слое.

Результаты моделирования статических и динамических характеристик двигателя представлены на рис. 2. Как видно, система наддува VTT1R позволяет существенно улучшить (по сравнению с системами наддува ST_VGT и VTT) формирование стационарной BCX двигателя 6ЧН 10,3/11 в зоне низких частот вращения коленчатого вала при сохранении и даже некотором улучшении топливной экономичности двигателя. Этого удалось достичь за счет того, что при частоте вращения коленчатого вала $n_{дв} < 1000$ мин⁻¹ в качестве первой ступени сжатия выступает лишь турбокомпрессор ТК1, пропускная способность турбины которого вдвое меньше пропускной способности турбины турбокомпрессора низкого давления системы наддува VTT. Как следствие давление наддувочного воздуха в ресивере двигателя достигает номинального значения $p_s = 0,3$ МПа на режиме работы по BCX уже при $n_{дв} = 800$ мин⁻¹.

На рис. 2,в и 2,г представлено сравнение динамических внешних скоростных характеристик.

Видно, что предлагаемая система наддува VTT1R обеспечивает существенное улучшение динамической BCX двигателя по сравнению с системами наддува VTT и ST_VGT в зоне средних частот вращения коленчатого вала. С применением системы наддува VTT1R, в диапазоне частоты вращения коленчатого вала $n_{дв} = 1500 \dots 2800$ мин⁻¹ удалось достигнуть существенного увеличения крутящего момента двигателя и коэффициента из-

бытка воздуха по сравнению с системой наддува VTT, что обеспечит сокращение времени разгона судна и уменьшение выбросов оксидов азота и сажи.

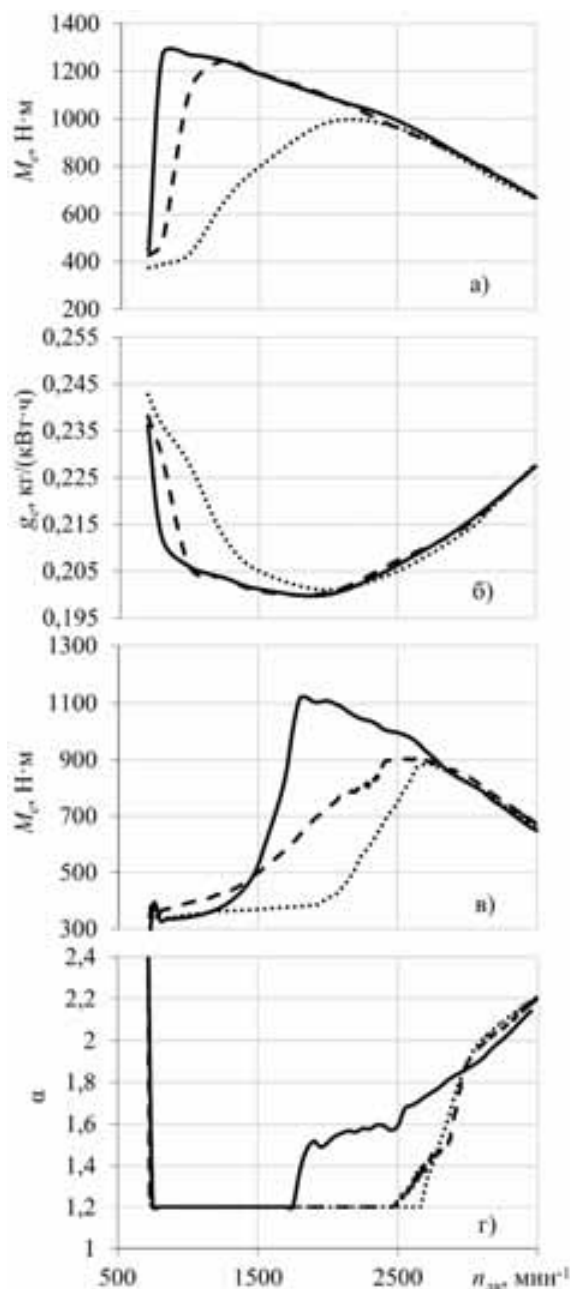


Рис. 2. Стационарные (а, б) и динамические (в, г) внешние скоростные характеристики двигателя типа 6ЧН10,3/11 с различными конфигурациями системами наддува:

..... - ST_VGT; ---- - VTT; — - VTT1R.

Главным образом этого удалось достичь за счет применения в составе системы наддува VTT1R двух турбокомпрессоров низкого давления, которые имеют значительно меньшие типоразмеры по сравнению с соответствующим агрегатом над-

дува системы VTT, что значительно сокращает время их раскрутки (см. рис. 3), а также за счет применения рационального алгоритма регулирования предлагаемой системы.

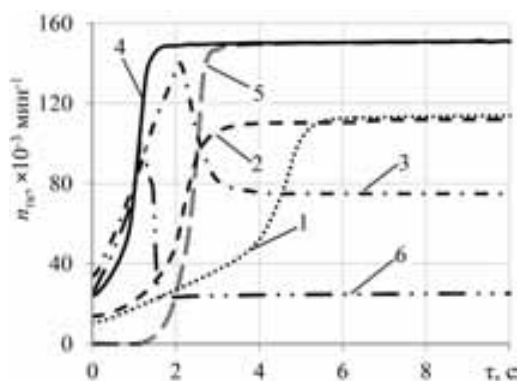


Рис. 3. Зависимости частоты вращения роторов турбокомпрессоров двигателя типа 6ЧН10,3/11 с рассматриваемыми системами наддува при разгоне судна с максимально возможным ускорением:

1 – турбокомпрессор системы ST_VGT; 2, 3 – турбокомпрессоры низкого и высокого давления системы VTT, соответственно; 4, 5, 6 – турбокомпрессоры ТК₁, ТК₃ и ТК₂ системы VTT1R, соответственно

Выводы

Применение предлагаемой системы газотурбинного наддува VTT1R для двигателя 6ЧН 10,3/11 по сравнению с системой управляемого двухступенчатого наддува VTT позволяет: 1) на режимах стационарной внешней скоростной характеристики увеличить коэффициенты приспособляемости по моменту и частоте вращения коленчатого вала на 3 и 60%, соответственно; 2) на режимах динамической внешней скоростной характеристики повысить крутящий момент двигателя M_e в диапазоне частоты вращения коленчатого вала $n_{dv} = 1500 \dots 2800$ до 80 % и увеличить коэффициент избытка воздуха α в этом же диапазоне до 50 %.

Список литературы:

1. Минчев, Д. С. Использование характеристик турбокомпрессора при расчете неуставившихся режимов работы дизельных двигателей / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный, А. С. Дьяконов // Вестник двигателестроения Запорожского национального технического университета. – №2 –Запорожье, – С. 88-93. 2. Минчев, Д. С. Математическое моделирование динамических характеристик дизельных двигателей для режимов разгона быстроходного катера [Текст] / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный // Матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції «Суднова енергетика: Стан та проблеми». – Миколаїв: НУК, 2013. – С. 176-179. 3. Минчев, Д. С. Повышение эффективности дизельных бесшатунных двигателей путём совершенствования схем и параметров системы надду-

ва: дисс. ... к.т.н. наддува [Текст] / Д. С. Минчев. – Николаев, НУК, 2011. – 243 с. 4. Минчев, Д. С. Экстраполяция экспериментальных характеристик радиальных центробежных турбин турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный // Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр.: Нац. аэрокосмич. ун-та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – №10 (87). – Х., 2011. – С. 173-177. 5. Минчев, Д. С. Экстраполяция экспериментальных характеристик центробежных компрессоров [Текст] / Д. С. Минчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагорный // Сборник научных трудов Национального университета кораблестроения. – №4. – Николаев, 2011. – С. 89-98. 6. Нагорный, А. В. Формирование внешней скоростной характеристики дизельного двигателя с системой управляемого последовательно-параллельного газотурбинного наддува [Текст] / А. В. Нагорный // Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного – Донецьк, 2012. – №32 – С. 143 – 147. 7. Performance Data for the Back Cove 30 [Электронный ресурс] – режим доступа: <http://www.backcoveyachts.com/backcove30/performance.php>. 8. Rakopoulos, C. D. Diesel Engine Transient Operation. Principles of Operation and Simulation Analysis [Text] / C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis. – London. Springer-Verlag London Limited. 2009 – 408 p. 9. Sauerstein, R. Die geregelte zweistufige Abgasturboaufladung am Ottomotor / R. Sauerstein, R. Dabrowski, M. Becker, W. Bullmer. – BorgWarner Turbo Systems, 2010/ – 32 p. 10. Volvo Penta. Product bulletin D6-370/DP [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://vppneuapps.volvo.com/ww/PIE/ViewFileFrame.aspx?n=207456&r=2010-06-11-11-1645&t=PDF1P&a=47701168&p=T416&d=Product%20Bulletins&s=369638&model=D6-330&transClassId=10&segmentId=13&lang=en-GB>. 11. Westin, F. Simulation of turbocharged SI-engines – with focus on the turbine: doctoral thesis [Text] / F. Westin. – KTH School of Industrial Engineering and Management Stockholm, 2005. – 287 p. 12. Woodyard, D. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines. Eighth edition [Text] / D. Woodyard. – Elsevier Ltd, 2004. – 914 p.

Bibliography (transliterated):

1. Minchev, D. S. Ispol'zovanie harakteristik turbokompressora pri raschete neustanovivshijsja rezhimov raboty dizel'nyh dvigatelej / D. S. Minchev, Ju. L. Moshencev, A. V. Nagornyj, A. S. Djakonov // Vestnik dvigatelestroenija Zaporozhskogo nacional'nogo tehničeskogo universiteta. – №2 –Zaporozh'e, – С. 88-93. 2. Minchev, D. S. Matematicheskoe modelirovanie dinamicheskikh harakteristik dizel'nyh dvigatelej dlja rezhimov razgona bystrohodnogo katera [Tekst] / D. S. Minchev, Ju. L. Moshencev, A. V. Nagornyj // Materiali VI Mizhnarodnoї naukoivo-tehničnoi konferencii «Sudnova energetika: Stan ta problemi». – Mikolaiv: NUK, 2013. – S. 176-179. 3. Minchev, D. S. Povyshenie jeffektivnosti dizel'nyh besshatunnych dvigatelej putjom sovershenstvovanija shem i parametrov sistemy nadduva: diss. ... k.t.n. nadduva [Tekst] / D. S. Minchev. – Nikolaev, NUK, 2011. – 243 s. 4. Minchev, D. S. Jekstrapoljacija jeksperimental'nyh harakteristik radial'nyh centrostremitel'nyh turbin turbokompressorov dvigatelej vnutrennego sgoranija [Tekst] / D. S. Minchev, Ju. L. Moshencev, A. V. Nagornyj // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija: sb. nauch. tr.: Nac. ajerokosmich. un-ta im. N.E. Zhukovskogo «HAI». – №10 (87). – H., 2011. – S. 173-177. 5. Minchev, D. S. Jekstrapoljacija jeksperimental'nyh harakteristik centrobezhnyh kompressorov [Tekst] / D. S. Minchev, Ju. L. Moshencev, A. V. Nagornyj // Sbornik nauchnyh trudov Nacional'nogo universiteta korablestroenija. – №4. – Nikolaev, 2011. – S. 89-98. 6. Nagornyj,

A. V. Formirovanie vneshnej skorostnoj harakteristiki dizel'nogo dvigatelja s sistemoj upravljajemogo posledovatel'no-parallelnogo gazoturbinnogo nadduva [Tekst] / A. V. Nagornij // Zbirnik naukovih prac' Donec'kogo institutu zalizničnogo transportu Ukraïns'koï derzhavnoï akademii zalizničnogo – Doneck, 2012. – №32– S. 143 – 147. 7. Performance Data for the Back Cove 30 [Elektronnyj resurs] – rezhim dostupa: <http://www.backcoveyachts.com/backcove30/performance.php>. 8. Rakopoulos, C. D. Diesel Engine Transient Operation. Principles of Operation and Simulation Analysis [Text] / C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis. – London. Springer-Verlag London Limited. 2009 – 408 p. 9. Sauerstein, R. Die geregelte zweistufige Abgasturboaufladung am Ottomotor / R. Sauerstein, R. Dabrowski, M. Becker, W. Bullmer.

– BorgWarner Turbo Systems, 2010/ – 32 p. 10. Volvo Penta. Product bulletin D6-370/DP [Elektronnyj resurs] – Rezhim dostupa: http://vppneuapps.volvo.com/ww/PIE/ViewFileFrame.aspx?n=207456&r=2010-06-11-11-1645&t=PDF1P&a=47701168&p=T416&d=Product%20Bulletins&s=369638&model=D6-330&trans_ClassId=10&segmentId=13&lang=en-GB. 11. Westin, F. Simulation of turbocharged SI-engines – with focus on the turbine: doctoral thesis [Text] / F. Westin. – KTH School of Industrial Engineering and Management Stockholm, 2005. – 287 p. 12. Woodyard, D. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines. Eighth edition [Text] / D. Woodyard. – Elsevier Ltd, 2004. – 914 p.

Поступила в редакцию 04.06.2014

Минчев Дмитрий Степанович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: misaidima@gmail.com.

Мошенцев Юрий Леонидович – канд. техн. наук, профессор, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: urymosh@mail.ru

Нагорный Антон Викторович – аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: Nagorniy.A.W@yandex.ru.

УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ГАЗОТУРБІННОГО НАДДУВУ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ ШВИДКІСНИХ ГЛІСУЮЧИХ СУДЕН

Д. С. Мінчев, Ю. Л. Мошенцев, А. В. Нагірний

Запропонована система керованого двоступінчастого газотурбінного наддуву з першим реєстровим ступенем стиснення повітря для дизельних двигунів швидкісних глісуючих суден. Перший ступінь стиснення повітря складається з двох турбокомпресорів, які працюють паралельно, послідовно якому з'єднаний турбокомпресор другого ступеня з малим значенням моменту інерції ротору. Шляхом математичного моделювання статичних та динамічних зовнішніх швидкісних характеристик двигуна Volvo Penta D6 (6ЧН 10,3/11) показано, що застосування запропонованої системи наддуву дозволяє збільшити коефіцієнти запасу двигуна за крутильним моментом та обертами, підвищити значення коефіцієнта надлишку повітря в період прискорення двигуна та зменшити загальний час прискорення судна.

IMPROVEMENT IN THE MAIN DIESEL ENGINES SUPERCHARGING SYSTEM FOR THE HIGH-SPEED HYDROPLANE VESSEL

D. S. Minchev, U. L. Moshentsev, A. V. Nagirnyi

The variable two-stage turbocharging system with the register first stage for main diesel engines of the high-speed hydrofoil vessel is suggested. The suggested system includes two low-pressure turbochargers with register connection as the first compression stage connected in series with the high-pressure low-inertia turbocharger as the second compression stage. Simulation of static and transient full-load performance characteristics of the Volvo Penta D6 diesel engine proved that suggested system helps to improve engine's low-speed torque, to increase the transient air excess ratio and to reduce vessel's total acceleration period.

УДК 621.438

Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.Ю. Проскурин, А.С. Митрофанов, А.С. Познанский

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ 2Ч 7,2/6 ПРИ РАБОТЕ НА БЕНЗИНЕ С ДОБАВКАМИ СИНТЕЗ-ГАЗА

Представлены результаты экспериментальных исследований работы двигателя 2Ч 7,2/6 с искровым зажиганием и внешним смесеобразованием при работе на бензине с добавками синтез-газа. Получены индикаторные диаграммы при работе по нагрузочной характеристике, зависимости часового расхода бензина от мощности двигателя и удельного эффективного расхода бензина от мощности двигателя при добавках синтез-газа – 28%, 38% и 64%. Установлено, что часовой расход бензина может быть уменьшен на 0,48–1,3 кг/ч при мощности двигателя 1 и 3,3 кВт, и величине добавки синтез-газа 28–64%. Удельный эффективный расход бензина может быть уменьшен на 0,09–0,92 г/кВт·ч.

Постановка проблемы

В современных поршневых ДВС топлива нефтяного происхождения являются основными

источниками энергии. По оценкам специалистов, запасы нефтяных топлив существенно исчерпаны, что ведет к неизбежному росту цен и созданию

кризисных ситуаций. Поэтому одной из важных проблем в современном двигателестроении является разработка технологий эффективного использования альтернативных видов топлив.

Анализ исследований и публикаций

Среди существующих альтернативных топлив для энергетических установок с ДВС одним из перспективным является синтез-газ [1,2]. Под синтез-газом понимается искусственная смесь горючих газов, основными компонентами которой являются водород (H_2) и монооксид углерода (CO). Синтез-газ может быть получен из разного вида сырья разными способами, например, путем газификации угля, паровой конверсии различных углеводородов. В зависимости от вида сырья и способа получения синтез-газа [3], в его состав входят в различном процентом соотношении H_2 , CO и CO_2 , CH_4 и др. К преимуществам использования синтез-газа относятся: широкая сырьевая база, улучшенные экологические показатели, а также возможность повысить КПД энергетической установки за счет утилизации вторичных энергоресурсов [4]. Существенный недостаток – пониженная, по сравнению с традиционными топливами, удельная массовая теплота сгорания (25–30 МДж/кг), что приводит к снижению мощности двигателя. Одним из возможных решений проблемы, связанной с потерей мощности при работе ДВС на синтез-газе, является использование синтез-газа в качестве добавки к основному топливу.

При работе двигателя на бензине с добавками синтез-газа необходимо учитывать влияние ряда параметров, таких как коэффициент избытка воздуха, угол опережения зажигания, степень сжатия, коэффициент наполнения цилиндра, фазы газораспределения, способ смесеобразования (внешнее, внутреннее) [5-7].

В результате изучения отечественной и зарубежной литературы не удалось выявить достоверных экспериментальных и теоретических данных об особенностях организации рабочего цикла двигателя 2Ч 7,2/6, работающего на бензине с добавками синтез-газа.

Цель работы – исследовать особенности работы поршневого ДВС с искровым зажиганием с добавками синтез-газа, а также определить диапазон эффективной работы двигателя с различными добавками синтез-газа.

Изложение основного материала

Процесс смесеобразования и сгорания бензина с добавками синтез-газа в цилиндре двигателя 2Ч 7,2/6 требует дальнейшего теоретического и экспериментального исследования для определения рациональных параметров рабочего цикла, которые обеспечили наиболее выгодное сочетание расхода

топлива, мощности двигателя, эффективных и экологических показателей ДВС.

С целью детального изучения процесса смесеобразования и сгорания бензина с добавками синтез-газа и проведения экспериментальных исследований особенностей работы ДВС с искровым зажиганием был модернизирован стенд на базе двигателя 2Ч 7,2/6 (УД-25) с внешним смесеобразованием, работающий на трехфазный генератор переменного тока, нагруженный омическим сопротивлением. При модернизации стенда доработана система подачи топлива. Добавлен блок взвешивания бензина, рабочий элемент которого представлен на рис. 1.

Используемый для работы двигателя синтез-газ был получен на установке ТХР–2.0 [8] путем термохимической паровой конверсии биоэтанола. Основные параметры двигателя приведены в таблице. Фотографии экспериментальной установки и стенда для получения синтез-газа представлены на рис. 2, 3.

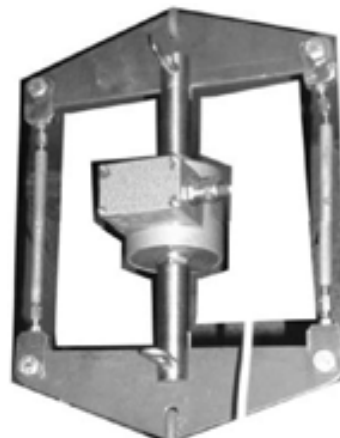


Рис. 1. Датчик силы с системой обезвешивания

Таблица. Основные параметры двигателя с искровым зажиганием 2Ч 7,2/6

№ п.п.	Параметр	Единица измерения	Значение
1	Количество цилиндров	шт.	2
2	Рабочий объем цилиндров	см ³	490
3	Диаметр цилиндра	мм	72
4	Ход поршня	мм	60
5	Степень сжатия	–	6
6	Частота вращения коленчатого вала	об/мин	3000
7	Эффективная мощность	кВт	5,88
8	Удельный эффективный расход топлива	кг/(кВт·час)	0,435

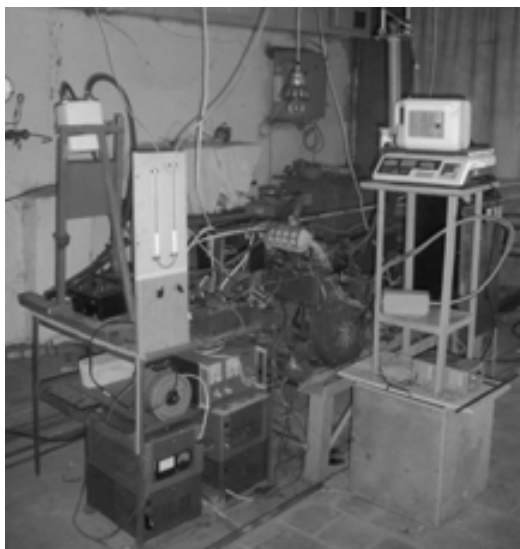


Рис. 2. Экспериментальная установка на базе двигателя с искровым зажиганием 2Ч 7,2/6

Основные параметры работы двигателя при трех различных добавках синтез-газа к бензину (масс.): 28%, 38%, 64%. Состав синтез-газа определялся химическим анализом с помощью хроматографа NeoCHROM Class B, который проходил предварительную тарировку с помощью образцовых смесей по ГУ-6-16-2956-87. По данным хроматографического анализа в составе синтез-газа, полученного при 100 % конверсии этанола присутствуют три основных компонента (об.): водород H_2 (43 %), окись углерода CO (34 %) и метан CH_4 (23 %).



Рис. 3. Экспериментальная установка для получения синтез-газа ТХР-2.0

Расчетная удельная теплота сгорания синтез-газа составила 28,79 МДж/кг. Плотность синтез-газа (при н.у.) составляла 0,63 кг/м³.

Результаты экспериментальных исследований при работе двигателя на бензине с добавками синтез-газа представлены в виде фрагмента последовательных индикаторных диаграмм на рис. 4. Данные диаграмм достаточно четко подтверждают стабильность работы двигателя на режиме.

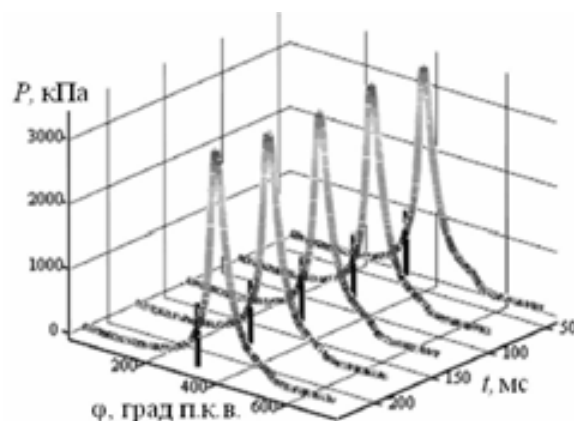


Рис. 4. Фрагмент ряда последовательных индикаторных диаграмм при работе на бензине с добавками синтез-газа

Влияние величины добавки синтез-газа на максимальную мощность двигателя приведено на рис. 5. Под максимальной мощностью подразумевается предельное значение мощности, которую удалось достичь при устойчивой работе двигателя (без детонации и т.д.). Максимум – 5,6 кВт был достигнут при работе двигателя на бензине без добавок синтез-газа, минимальное значение – 2,7 кВт при работе только на синтез-газе.

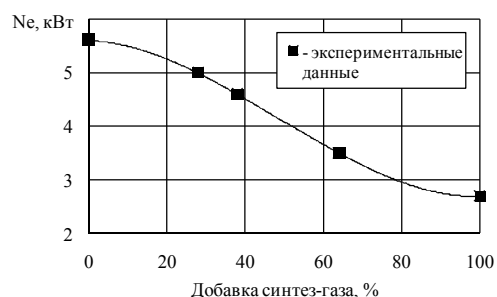


Рис. 5. Влияние величины добавки синтез-газа на мощность двигателя

При испытаниях двигателя 2Ч 7,2/6 на бензине с добавками синтез-газа получены зависимости часового расхода бензина от мощности двигателя при различных добавках синтез-газа (рис. 6), удельного эффективного расхода бензина от мощности двигателя при различных добавках синтез-

газа (рис. 7). При величине добавки синтез-газа 28–64% наблюдается снижение часового расхода бензина на 0,48–1,14 кг/ч и 0,5–1,3 кг/ч при мощности двигателя 1 и 3,3 кВт, соответственно. Снижение удельного эффективного расхода бензина на 0,37–0,92 г/кВт·ч и 0,09–0,24 г/кВт·ч достигнуто при тех же условиях.

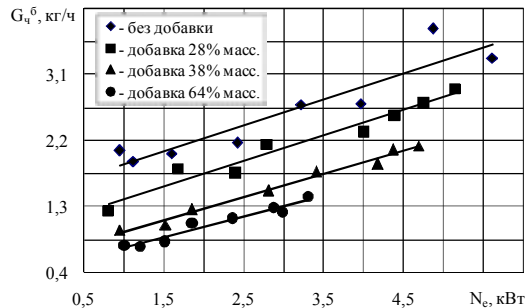


Рис. 6. Зависимость часового расхода бензина от мощности двигателя при различных добавках синтез-газа

Индикаторная диаграмма при работе по нагрузочной характеристике, при режиме мощности двигателя 3 кВт и частоте вращения коленчатого вала 3000 об/мин, представлена на рис. 8. При величине добавки синтез-газа 28–64% наблюдается незначительное увеличение максимального давления сгорания.

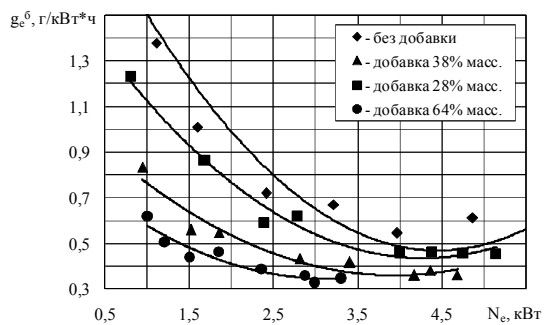


Рис. 7. Зависимость удельного эффективного расхода бензина от мощности двигателя при различных добавках синтез-газа

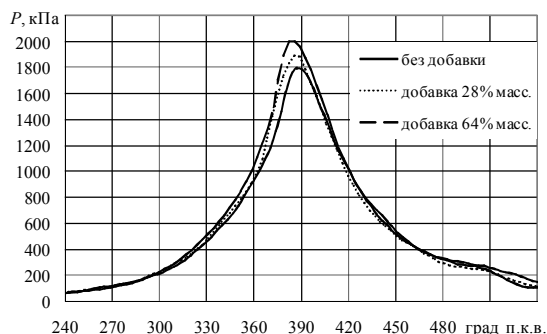


Рис. 8. Индикаторная диаграмма двигателя 2Ч 7,2/6

Выводы

1. При использовании добавок синтез-газа к бензину (28%, 38% и 64%), в двигателе наблюдалось стабильное бездетонационное сгорание, с незначительным увеличением максимального давления сгорания при мощности двигателя 3 кВт и частоте вращения коленчатого вала 3000 об/мин.

2. При величине добавки синтез-газа 28–64% наблюдается снижение часового расхода бензина на 0,48–1,14 кг/ч и 0,5–1,3 кг/ч при мощности двигателя 1 и 3,3 кВт, соответственно. Снижение удельного эффективного расхода бензина на 0,37–0,92 г/кВт·ч и 0,09–0,24 г/кВт·ч достигнуто при тех же условиях.

3. Для ДВС 2Ч 7,2/6 снижение мощности достигает 48% при работе на синтез-газе по сравнению с использованием бензина без добавки синтез-газа.

Список литературы:

1. Данилов А. М. Альтернативные топлива: достоинства и недостатки. Проблемы применения [Текст] / А. М. Данилов, Э. Ф. Каминский, В. А. Хавкин // Рос. хим. ж. (Ж. Рос. хим. об-ва им. Д.И.Менделеева). – 2003. – Т. 47, № 6. – С. 4-11.
2. Бризицкий, О.Ф. Разработка компактных устройств для получения синтез-газа из углеводородного топлива на борту автомобиля в целях повышения топливной экономичности и улучшения экологических характеристик автомобилей [Текст] / О.Ф. Бризицкий, В.Я. Терентьев, А.П. Христолюбов [и др.] // Альтернативная энергетика и экология. – 2004. – №11(19) – С. 17–23.
3. Steam reforming of hydrocarbon fuels [Text] / Q. Ming, et al. // Catalysis Today. – 2002. – P. 51–64.
4. Хрипач, Н.А. Термодинамический анализ рабочего цикла двигателя с термохимическим генерированием водородного топлива [Текст] / Н.А. Хрипач, В.Ф. Каменев, В.М. Фомин [и др.] // Альтернативная энергетика и экология. – 2006. – №4(36) – С. 45–50.
5. Каменев В.Ф. Теоретические и экспериментальные исследования работы двигателя на дизельно-водородных топливных композициях / В.Ф. Каменев, В.М. Фомин, Н.А. Хрипач // Альтернативная энергетика и экология. – 2005. – №7(27) – С. 32 – 42.
6. Марченко А. П. Анализ и математическое моделирование процесса сгорания водорода в четырехтактном одноцилиндровом двигателе с искровым воспламенением / А. П. Марченко, А. А. Осетров, И. Дубей, Р. Маамри // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 24–28.
7. Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines / S. Verhelst / Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University. – Belgium : Ghent University, 2005. – 222 p.
8. Тимошевский Б. Г. Экспериментальные дослідження параметрів поршневого ДВЗ із системою термохімічної конверсії біоетанолу [Текст] / Б. Г. Тимошевський, М. Р. Ткач, О. С. Митрофанов, А. С. Познанський, А. Ю. Проскурін // Двигатели внутреннего сгорания – 2011. – № 2. – С. 3–8.

Bibliography (transliterated):

1. Danilov A. M. Al'ternativnye topliva: dostoinstva i nedostatki. Problemy primeneniya [Tekst] / A. M. Danilov, Ye. F. Kaminskij, V. A. Havkin // Ros. him. zh. (Zh. Ros. him. ob-va im. D.I.Mendeleeva). – 2003. – T. 47, № 6. – S. 4-11.
2. Brizickij, O.F. Razrabotka kompaktnyh ustrojstv dlja poluchenija sintez-gaza iz uglevodorodnogo

топлива на борту автомобиля в целях повышения топливной экономичности и улучшения экологических характеристик автомобилей [Текст] / О.Ф. Бризик, В.Я. Терент'ев, А.П. Христолубов [и др.] // *Альтернативная энергетика и экология*. – 2004. – №11(19) – С. 17–23. 3. Steam reforming of hydrocarbon fuels [Text] / Q. Ming, et al. // *Catalysis Today*. – 2002. – P. 51–64. 4. Hripach, N.A. Termodinamičeskij analiz rabočego cikla dvigatelja s termohimicheskim generirovanijem vodorodnogo topliva [Текст] / N.A. Hripach, V.F. Kamenev, V.M. Fomin [и др.] // *Альтернативная энергетика и экология*. – 2006. – №4(36) – С. 45–50. 5. Kamenev V.F. Teoreticheskie i jeksperimental'nye issledovanija raboty dvigatelja na dizel'no-vodorodnyh toplivnyh kompozicijah / V.F. Kamenev, V.M. Fomin, N.A. Hripach // *Альтернативная энергетика и экология*. – 2005. –

№7(27) – С. 32 – 42. 6. Marchenko A. P. Analiz i matematičeskoe modelirovanie processa sgoranija vodoroda v chetyrehtaktnom odnocilindrovom dvigatele s iskrovym vosplamenenijem / A. P. Marchenko, A. A. Osetrov, I. Dubej, R. Maamri // *Dvigateli vnutrennego sgoranija*. – 2010. – № 1. – С. 24–28. 7. Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines / S. Verhelst / Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University. – Belgium : Ghent University, 2005. – 222 r. 8. Timoshevs'kij B. G. Eksperimental'ne doslidzhennja parametriv porshnevo DVZ iz sistemoju termohimichnoї konversii bioetanolu [Текст] / B. G. Timoshevs'kij, M. R. Tkach, O. S. Mitrofanov, A. S. Poznans'kij, A. Ju. Proskurin // *Dvigateli vnutrennego sgoranija*. – 2011. – № 2. – С. 3–8.

Поступила в редакцию 31.05.2014

Тимошевский Борис Георгиевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: btyam@mksat.net.

Ткач Михаил Романович – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: Mykhaylo.Tkach@nuos.edu.ua.

Проскурин Аркадий Юрьевич – преподаватель кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua.

Митрофанов Александр Сергеевич – преподаватель кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: dvs84@inbox.ru.

Познанский Андрей Станиславович – преподаватель кафедры теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andreypoznansky@gmail.com.

ЕФЕКТИВНІСТЬ ДВИГУНА 2 Ч 7,2 / 6 ПРИ РОБОТІ НА БЕНЗИНІ З ДОБАВКАМИ СИНТЕЗ-ГАЗУ

Б.Г. Тимошевський, М.Р. Ткач, А.Ю. Проскурін, О.С. Митрофанов, А.С. Познанський

Представлені результати експериментальних досліджень роботи двигуна 2Ч 7,2 / 6 з іскровим запалюванням і зовнішньому сумішоутворенні при роботі на бензині з добавками синтез-газу. Отримано індикаторні діаграми при роботі по навантажувальній характеристиці, залежності годинної витрати бензину від потужності двигуна та питомої ефективної витрати бензину від потужності двигуна при добавках синтез-газу - 28%, 38% і 64%. Встановлено, що часова витрата бензину може бути зменшена на 0,48-1,3 кг/год при потужності двигуна 1 і 3,3 кВт, та величині добавки синтез-газу 28-64%. Питома ефективна витрата бензину може бути зменшена на 0,09-0,92 г/кВт·год.

PERFORMANCE OF TWO STROKE AND FOUR CYLINDER ENGINE WITH DIMENSION 7,2/6 AT WORK ON PETROL WITH ADDITIVES OF SYNTHESIS GAS

B.G. Timoshevsky, M.R. Tkach, A.Y. Proskurin, A.S. Mitrofanov, A.S. Poznansky

The results of experimental studies of the performance of 2 cylinder 4-stroke engine 7,2/6 with spark ignition and external mixture formation at work on petrol with synthesis gas additives are presented. Obtained at work in the load characteristic mode are indicator diagrams of dependence of petrol hourly consumption from the engine capacity and of petrol specific actual consumption from the engine capacity with addition of 28%, 38% and 64% synthesis gas. It is established, that the hourly consumption of petrol can be reduced by 0,48-1,3 kg/h with the engine capacity of 1 and 3.3 kW and synthesis gas additive amount of 28-64%. Petrol specific actual consumption can be reduced by 0,09-0,92 g/kW·h.

УДК 621.43

Д.В. Мешков, А.В. Савченко

МЕТОД РАСЧЕТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ПРИ ИНДИЦИРОВАНИИ ДВС

Выполнен анализ методов расчета термодинамической погрешности, возникающей при индицировании ДВС пьезокерамическим датчиком давления. Предложены альтернативные методы расчета погрешности. Показано, что метод с усреднением погрешности по нескольким рабочим циклам дает возможность снизить разброс положения индикаторных диаграмм ориентировочно на 30%.

Введение

Регистрация давления в цилиндре дизеля является основным инструментом изучения протекающего рабочего процесса. От точности регистрации

давления в зависимости от угла поворота коленчатого вала, зависит адекватность расчета кривых тепловыделения, эффективных и индикаторные показатели и др.

В последнее время, в связи с активным внедрением топливной аппаратуры дизелей с электронным управлением и наличием многофазного впрыскивания, требования к системам индицирования значительно возросли. В первую очередь это касается чувствительности, так как необходимо отслеживать влияние каждой порции подаваемого топлива в цилиндр. По этой же причине, необходимо скорректировать программное обеспечение связанных с процессами фильтрации, сглаживания и учета погрешностей регистрируемого сигнала.

Системы индицирования ДВС прошли путь от достаточно примитивных механических систем до современных механико-электронных комплексов с высокой достоверностью получаемых результатов [1, 2]. Анализ литературных источников показывает, что практически все современные исследовательские комплексы ДВС используют для индицирования датчики давления с пьезоэлектрическим преобразователем в качестве чувствительного элемента [3, 4]. Наряду с неоспоримыми достоинствами, как высокая скорость срабатывания и чувствительность, компактность, стабильность, высокая собственная частота, такие датчики имеют весьма существенные недостатки. В первую очередь это невозможность регистрации постоянного давления (отсутствие «нулевой линии») и высокие погрешности при перегреве чувствительного элемента. В ранних моделях, для предотвращения перегрева использовалось специально организованное циркуляционное охлаждение датчика. В настоящее время, путем модернизации пьезоэлектрической керамики, введением в ее состав новых элементов, удалось изготовить неохлаждаемые датчики для индицирования высокофорсированных ДВС [5].

Невозможность регистрации постоянного давления пьезокерамическим датчиком приводит к тому, что сигнал каждого из них должен быть скорректирован на величину термодинамической погрешности, которая определяется для каждого датчика отдельно. Следует иметь в виду что, погрешности при индицировании изменяются с течением времени, что необходимо учитывать.

Следовательно, совершенствование методов расчета термодинамической погрешности при индицировании ДВС пьезокерамическими датчиками является актуальной задачей

Основная часть

Ошибка при регистрации давления в цилиндре рассчитывается исходя из уравнения политропы, минимум для 2-х измеренных значениях давления при различных углах поворота коленчатого вала φ_1 и φ_2 [6]:

$$P_i \cdot V_i^n = \text{const}; \quad (1)$$

$$P_1 = P_{1\text{mess}} - \Delta P, \quad P_2 = P_{2\text{mess}} - \Delta P; \quad (2)$$

$$(P_{1\text{mess}} - \Delta P) \cdot V_1^n = (P_{2\text{mess}} - \Delta P) \cdot V_2^n; \quad (3)$$

$$\Delta P = \frac{P_{2\text{mess}} - P_{1\text{mess}} \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n}{1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n}. \quad (4)$$

где $P_{1,2}$ – истинные значения давления при углах п.к.в. соответствующих φ_1, φ_2 ; $P_{1\text{mess}}, P_{2\text{mess}}$ – измеренное давление; ΔP – термодинамическая погрешность; $V_{1,2}$ – объем цилиндра при углах п.к.в. соответствующих φ_1, φ_2 ; φ – угол поворота коленчатого вала.

Метод расчета можно также применять для N измеренных значений, для чего выбираем значения φ_1 и φ_2 из диапазона $\varphi_{1,2} \pm \Delta\varphi$. Значение погрешности определяется усреднением среди N принятых значений.

Формула для базового расчета значения погрешности для заданного числа точек расчета N :

$$\Delta P_{\Sigma} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{P_{(i+N)\text{mess}} - P_{i\text{mess}} \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+N}}\right)^n}{1 - \left(\frac{V_i}{V_{i+N}}\right)^n}; \quad (5)$$

где N – число принятых для расчета точек; ΔP_{Σ} – усредненное значение погрешности по N .

Данный метод расчета применим при следующих допущениях: 1. Объем камеры сгорания описывается как закрытая система (впускные клапаны закрыты, нет утечек воздуха, не происходит впрыскивание топлива); 2. Показатель политропы сжатия n во время процесса сжатия принимается постоянным и составляет 1,37. Данное приближение действует в области от 60 град. п.к.в. до 110 град. п.к.в. после нижней мертвой точки и $n=\chi$ для процесса адиабатического сжатия (теплопередача пренебрежительно мала).

Для проведения исследования использованы данные полученные на автоматизированном исследовательском стенде для легкового дизеля. Расчет и обработка данных выполнены с использованием программ разработанных на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» с использованием средств компьютерной математики MatLab.

В результате расчета по рассмотренному выше алгоритму и расчету термодинамической погрешности на каждом цикле, был получен массив данных давлений, представленный на рисунке 1. Из представленного рисунка видно, что индикаторные диаграммы, несмотря на постоянную частоту вращения коленчатого вала и нагрузку, с учетом по-

грешности имеют значительно больший разброс по давлению по сравнению с диаграммами без учета погрешности (величина Δ на рис. 1).

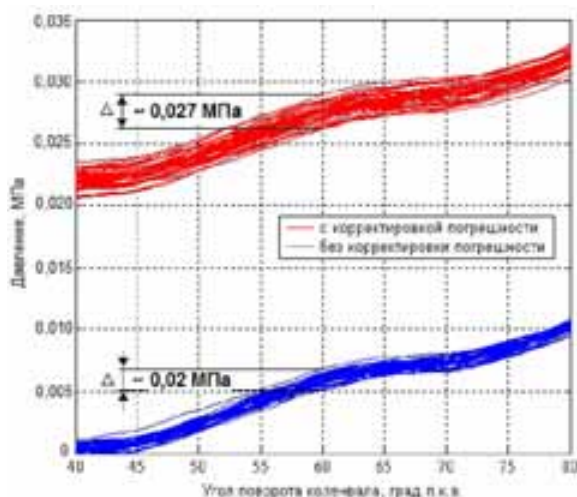


Рис. 1. Индикаторные диаграммы первого цилиндра с учетом и без учета компенсации погрешности при индцировании ДВС

Для уменьшения данного негативного эффекта рассмотрим альтернативные методы расчета термодинамической погрешности направленных на снижение разброса значений индикаторных диаграмм различных циклов двигателя, работающего при постоянной частоте вращения коленчатого вала и нагрузке. Предложенными методами являются: 1. Метод двухступенчатого расчета; 2. Метод подсчета со стартовым значением; 3. Метод усреднения погрешностей по нескольким рабочим циклам. Алгоритмы расчетов предложенных методов совместно с исходным, представлены на рисунке 2.

Двухступенчатый метод расчета погрешности использует метод одноступенчатого подсчета погрешности два раза. Предполагается получение более точного значения погрешности для каждого конкретного рабочего цикла. Исходными данными для расчета погрешности по методу 1 является массив значений давлений полученных при индцировании двигателя и значение погрешности, полученные при использовании базового метода (5).

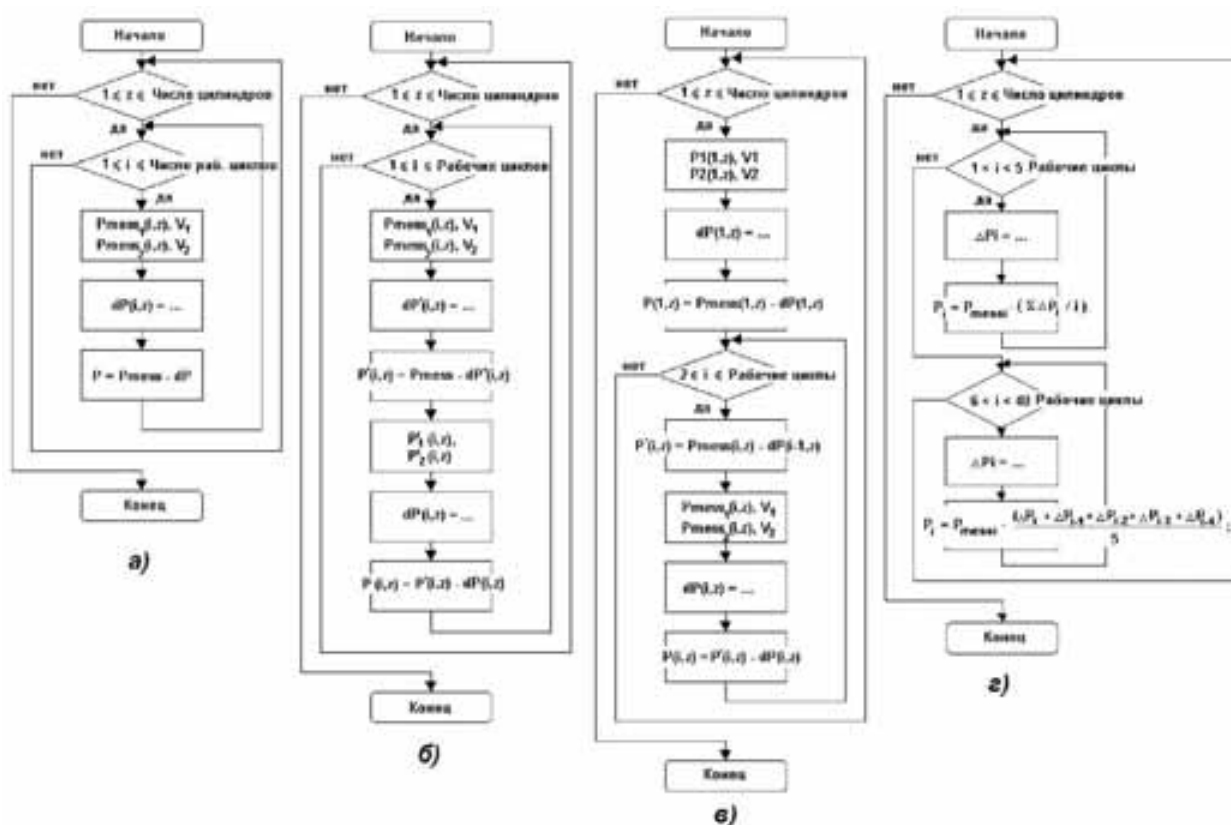


Рис. 2. Алгоритмы расчета термодинамической погрешности при индцировании ДВС
а – базовый метод, одноступенчатый расчет; б – метод двухступенчатого расчета; в – метод подсчета со стартовым значением; г – метод усреднения погрешностей по нескольким рабочим циклам

Как видно из представленного алгоритма на рисунке 2,б, первая часть расчета полностью иден-

тична стандартному методу расчета погрешности. Вторая часть также повторяет этот алгоритм, но

для расчета, в качестве исходных данных, использует значения с уже учтенной погрешностью.

Выполненный расчет показывает, что метод двухступенчатого расчета погрешности не имеет смысла, т.к. значение погрешности, получаемое после использования второй ступени, практически равно 0.

Вторым предложенным альтернативным методом является метод расчета погрешности со стартовым значением. Стартовым значением для расчета погрешности каждого рабочего цикла, является значение погрешности предыдущего рабочего цикла. Вначале вычисляется значение погрешности ΔP_1 первого рабочего цикла для каждого цилиндра по методу 1. Характер изменения давлений последующего рабочего цикла принимается сначала как:

$$P_i = P_{i\text{ mess}} - dP_{i-1} - dP_i. \quad (6)$$

Затем используется расчет по базовому методу для диаграммы откорректированным стартовым значением. Для рабочего цикла i ($i \geq 2$):

$$P_i = P_{i\text{ mess}} - dP_{i-1} - dP_i. \quad (7)$$

Выполненное расчетное исследование показало, что метод 2 не ведет к какому либо улучшению определения погрешности по сравнению со стандартным методом. Полученные результаты погрешностей полностью идентичны данным полученным в результате расчета по базовому методу.

Следующим является метод 3 – усреднение погрешности по нескольким рабочим циклам. Для того чтобы снизить разброс значений погрешностей от цикла к циклу, можно использовать среднее значение погрешности по нескольким предшествующим рабочим циклам k . В данном исследова-

нии, для режимов постоянных n и нагрузки на двигатель, принимаем $k = 5$.

Таким образом, текущее значение давления на каждом цикле вычисляется по формуле:

$$P_i = P_{\text{mess}} - \frac{(\Delta P_i + \Delta P_{i-1} + \Delta P_{i-2} + \Delta P_{i-3} + \Delta P_{i-4})}{k}.$$

На рисунке 3 показано, что рассчитанные значения погрешностей по методу 4 (—o—) расположены более близко к друг другу, чем значения погрешностей по методу 1 (+).

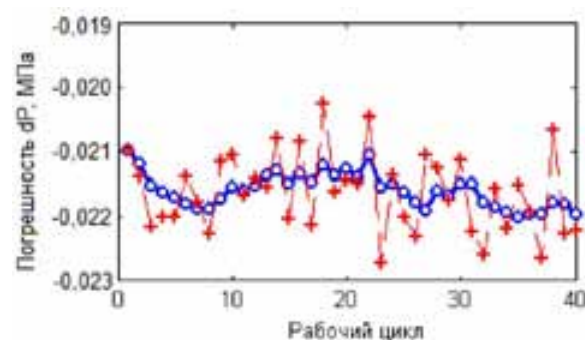


Рис. 3. Рассчитанные значения погрешностей ΔP для 40 последовательных циклов по базовому методу (+) и по методу 3 (—o—)

В результате расчета погрешности для 40 последовательных циклов установлено, что разброс значений от цикла к циклу снизился, цикловые индикаторные диаграммы расположены более кучно. Параметр, характеризующий разброс индикаторных диаграмм Δ , на рисунке 4 показывает, что при использовании метода 3 возможно добиться его снижения ориентировочно на 30%. Что положительно скажется на построении осредненной индикаторной диаграммы и правильности расчетов параметров работы двигателя.

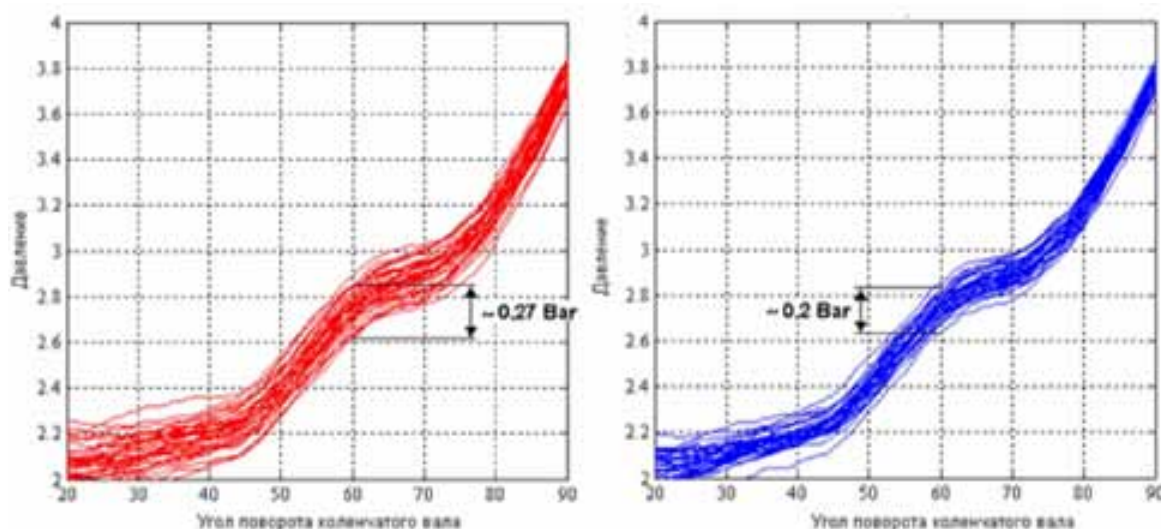


Рис. 4. Индикаторные диаграммы с учетом термодинамической погрешности, рассчитанной по базовому методу (слева) и методу усреднения погрешностей по нескольким рабочим циклам

Из полученных результатов можно сделать вывод, что использование метода усреднения погрешностей по нескольким рабочим циклам, является более предпочтительным при исследовании ДВС по сравнению с базовым методом одноступенчатого расчета. При этом важно отметить, что подобный метод, применим только при постоянной частоте вращения коленчатого вала и нагрузке.

Заключение

Метод компенсации термодинамической погрешности, возникающей при индизировании давления в цилиндре ДВС, основанный путем усреднения погрешности за несколько рабочих циклов является более совершенным, что приводит к снижению разброса положений индикаторных диаграмм ориентировочно на 30%.

Список литературы:

1. R. van Basshuysen, F. Schäfer. *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*, Vieweg+Teubner Verlag; Auflage: 6., Aufl. 2012, 1181 с. 2. Pischinger R., Klell M., Sams T., „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“. Zweite, überarbeitete Auflage, Springer-Verlag/Wien, 2002, 475 с. 3. R. Pischinger, In-

dezieren am Verbrennungsmotor; Anwenderhandbuch - Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz, Graz, Jänner 2002. – S. 136. 4. G. P. Merker, C. Schwarz, *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik* : Vieweg +Teubner Verlag; Auflage: 6., erg. Aufl. 2012, 795 с. 5. Марченко А.П. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.Е. Самойленко, Д.В. Мешков // Вестник Национального технического университета «ХПИ», 2006. – 140 с.

Bibliography (transliterated):

1. R. van Basshuysen, F. Schäfer. *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*, Vieweg+Teubner Verlag; Auflage: 6., Aufl. 2012, 1181 s. 2. Pischinger R., Klell M., Sams T., „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“. Zweite, überarbeitete Auflage, Springer-Verlag/Wien, 2002, 475 s. 3. R. Pischinger, Indizieren am Verbrennungsmotor; Anwenderhandbuch - Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz, Graz, Jänner 2002. – S. 136. 4. G. P. Merker, C. Schwarz, *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik* : Vieweg +Teubner Verlag; Auflage: 6., erg. Aufl. 2012, 795 s. 5. Marchenko A.P., Proxorenko A.A., Samojlenko D.E., Meshkov D.V. Universalnyj avtomatizirovannyj stend dlya ispytanyj DVS, Vestnik NTU «KhPI», 2006, 140 s.

Поступила в редакцию 18.06.2014

Мешков Денис Викторович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: denys.meshkov@mail.ru

Савченко Анатолий Викторович – студент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: never_surrender_89@mail.ru

МЕТОД РОЗРАХУНКУ ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ПОХИБКИ ПРИ ІНДИЦІЮВАННІ ДВЗ

Д.В. Мешков, А.В. Савченко

Виконано аналіз методів розрахунків термодинамічної похибки, що виникає при індиціюванні ДВЗ п'єзокерамічним датчиком тиску. Запропоновані альтернативні методи розрахунків погрешності. Показано, що метод з усередненням похибки по декільком робочим циклам дає можливість знизити розкид положення індикаторних діаграм орієнтовно на 30%.

METHOD FOR CALCULATING THE THERMODYNAMIC ERROR WHILE INDEXING ENGINE

D.V. Meshkov, A.V. Savchenko

The analysis methods for calculating the thermodynamic error that occurs when indexing engine piezoceramic pressure sensor. Alternative methods of calculation error. Is shown that the method of averaging error over several working cycles makes it possible to reduce the spread of the position of the indicator diagrams by approximately 30%.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВИБРОАКТИВНОСТИ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Обоснована необходимость оценки виброактивности поршневых ДВС с продолженным расширением рабочего тела, описана процедура расчетной оценки виброактивности. Методами численного моделирования определены виброперемещения, виброскорости и виброускорения, построены амплитудно-частотные характеристики ускорений. Показано, что реализация продолженного расширения рабочего тела в 4-цилиндровом поршневом двигателе при идентичных показателях рабочего процесса не приводит к ухудшению его вибродинамических характеристик и не препятствует форсированию двигателя.

Введение

Ужесточение энергетических и экологических требований, предъявляемых к поршневым двигателям, приводит к необходимости поиска новых путей повышения эффективности использования теплоты, выделяющейся при сгорании топлива. Одним из таких направлений является разработка и внедрение двигателей с продолженным расширением рабочего тела, которые называют также пятитактными. Такие двигатели обладают достаточно высокими потенциальными возможностями улучшения удельных экономических и экологических характеристик [1].

К настоящему времени известны многочисленные способы реализации продолженного расширения рабочего тела, частично описанные в работе [2]; там же указаны и некоторые проблемы динамики, решение которых необходимо при рассмотрении вопроса о разворачивании серийного производства таких двигателей. Одной из таких проблем, решению которой, применительно к двигателям с продолженным расширением, пока не уделено должного внимания, является анализ их виброакустической активности. Эта проблема особо актуальна, в частности, потому, что в соответствии с ГОСТ Р 41.51–2004 введены нормативы, ограничивающие предельно допустимый уровень излучаемого шума. Многими исследователями утверждается, что продолженное расширение наиболее просто может быть реализовано в 4-цилиндровых рядных двигателях, в которых отработавшие газы из 1-го и 4-го цилиндров (рабочих) в конце такта расширения направляются одновременно во 2-й и 3-й цилиндры (компрессорные), где это продолженное расширение и происходит (эти цилиндры практически работают по двухтактному циклу). Для осуществления такого рабочего процесса могут быть использованы серийные 4-цилиндровые 4-тактные рядные двигатели при их некоторой реконструкции; описаны также 3-цилиндровые рядные двигатели, средний цилиндр которых имеет больший по сравнению с 1-й и 3-м цилиндрами диаметр (рис. 1.).



Рис. 1. КШМ двигателя с продолженным расширением рабочего тела

Оценка виброактивности двигателей с продолженным расширением представляется необходимой в связи со значительным изменением возмущающих сил, а также масс и размеров деталей цилиндро-поршневых групп разных цилиндров (в трехцилиндровом двигателе). Еще больше причин для анализа динамики существует применительно к двигателям с отличным от кривошипно-шатунного преобразующим механизмом. Представляет интерес возможность реализации продолженного расширения рабочего тела в форсированных двигателях.

Численное моделирование

Авторами выполнена оценка виброактивности четырехцилиндрового двигателя 4ЧН10,5/12,7 в предположении, что в нем реализуются традиционный рабочий процесс и процесс с продолженным расширением. В последнем случае использовано известное соотношение давлений [3, 4] в рабочем и компрессорном цилиндрах (рис. 2).

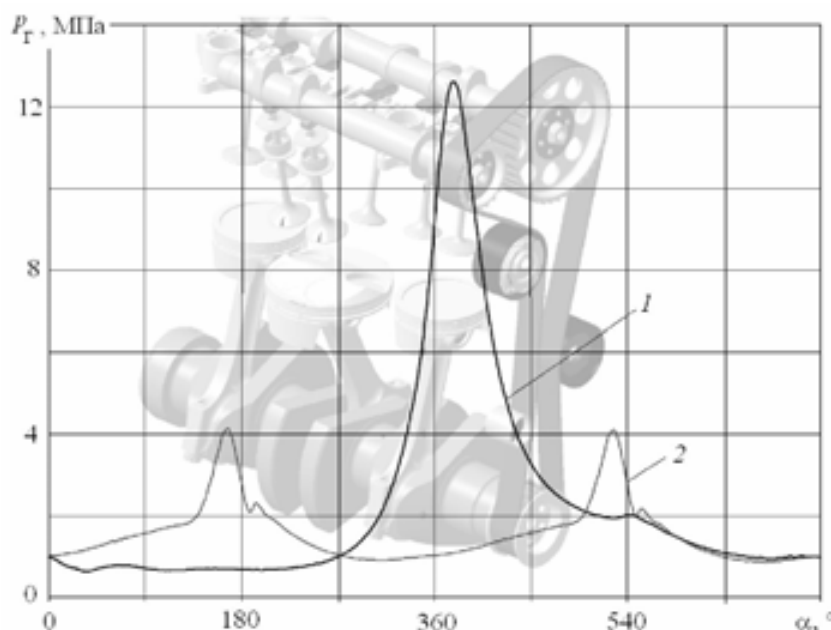


Рис. 2. Индикаторные диаграммы двигателя с продолженным расширением рабочего тела:
1 – процесс в рабочих цилиндрах; 2 – процесс в компрессорных цилиндрах

В настоящее время достаточно хорошо освоена методика расчета параметров вибрации, предусматривающая использование приемов CAD/CAE-технологии. Первоначально в среде программных продуктов твердотельного моделирования выполнены трехмерные модели двигателей. Далее по методу конечных элементов (использовался явный решатель МКЭ) проводился расчет быстропеременного процесса, описываемого системой дифференциальных уравнений в матричной форме

$$[M]\{\ddot{x}\} + [D]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{P(t)\},$$

где $[M]$, $[D]$, $[K]$ – матрицы масс, демпфирования и жесткости системы; $\{\ddot{x}\}$, $\{\dot{x}\}$, $\{x\}$ векторы виброускорений, виброскоростей и виброперемещений узлов системы.

Расчет проводился с шагом по времени t , равным $1 \cdot 10^{-7}$ с в течение 0,22 с (за это время в каждом цилиндре осуществляется по 4 рабочих цикла). Модель 4-цилиндрового двигателя (рис. 3) включала свыше 40 тыс. узлов, 90 тыс. шестигранных и пирамидальных конечных элементов, обладала более 700 тыс. степеней свободы (расчет одного варианта нагружения на компьютере с процессором Intel i3 с тактовой частотой 3 ГГц и оперативной памятью RAM 4 Гб продолжался в течение 18 час.).

В ходе расчета определялись зависимости от времени виброускорений, виброскоростей и виброперемещений узлов конечно-элементных моделей, в том числе, точек 1, 2, 3 и 4 (см. рис. 3), в которых двигатель установлен на податливые опоры. Далее найденные зависимости (рис. 4) подвергались спектральному анализу по методу быстрого преоб-

разования Фурье (рис. 5) с последующим определением средних квадратичных значений. В таблице 1 приведены значения отношений виброперемещений, виброскоростей и виброускорений опор двигателя с продолженным расширением к таким же характеристикам двигателя с традиционным рабочим процессом (последние приняты за единицу).

Таблица 1. Соотношения средних квадратичных значений вибрационных характеристик опор двигателей

Характеристика	Опора			
	1	2	3	4
перемещение	0,834	0,903	0,893	1,708
скорость	0,974	1,114	0,887	0,766
ускорение	0,388	0,196	0,745	0,744

Рассматривая двигатели с продолженным расширением рабочего тела следует учитывать, что, вследствие существенного отличия индикаторных диаграмм рабочих и компрессорных цилиндров (рис. 2) реализация продолженного расширения неизбежно будет приводить к уменьшению эффективной мощности двигателя: расчеты показали, что для двигателей типа 8ЧН 13/14 при его работе по внешней скоростной характеристике такое уменьшение мощности может достигать 25-35 %. Для восполнения потерянной мощности необходимо либо увеличить число цилиндров (что далеко не всегда приемлемо), либо увеличить степень наддува двигателя. В последнем случае изменится возмущающая сила, и, как следствие, вибрация двигателя. Такие изменения требуют прове-

дения дополнительных исследований, которые и были выполнены на следующем этапе численного эксперимента.

Авторами с помощью неоднократно апробированной методики сопоставлено вибрационное состояние двигателя типа 4ЧН10,5/12,7, работающего по обычному рабочему процессу, реализующего продолженное расширение с соответствующей потерей мощности, и двигателя с продолженным расширением, форсированного наддувом до первоначальных значений мощности. Для всех вариантов расчета использована конечно-элементная модель (рис. 3), в которой учтены контактное взаимодействие звеньев и быстропеременный характер нагружения. В результате расчетов определены следующие параметры виброактивности: горизонтальное перемещение x_3 точки 3 на боковой стенке картера в области средней коренной опоры, выбор этой точки обусловлен тем, что поперечные изгибные колебания стенки блока цилиндров являются одной из наиболее значимых причин излучаемого двигателем шума [5]; вертикальные перемещения y_1 и y_2 точек 1 и 2 на передней и задней опорах, а также эквивалентное напряжение σ_3 в точке 3.

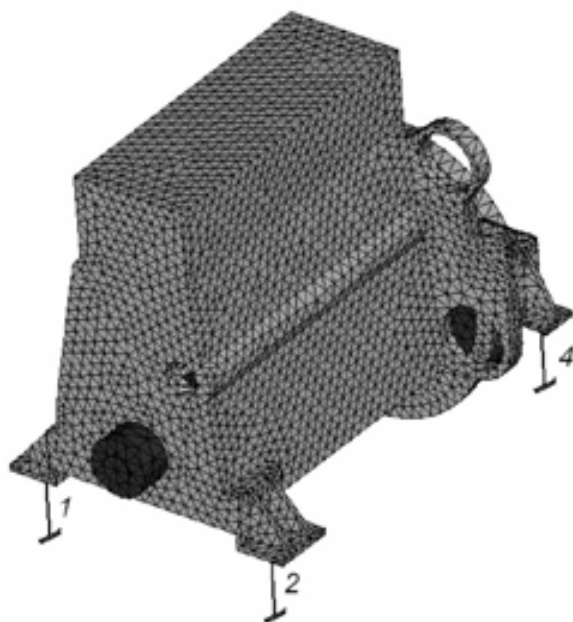


Рис. 3. Конечно-элементная модель 4-цилиндрового двигателя (1, 2, 4 – точки крепления двигателя к виброизолирующим опорам; опора 3 находится с левой стороны картера сцепления)

Указанные вибросигналы подвергались спектральному анализу, определялись также их средние квадратичные значения (СКЗ). В таблице 2 представлены значения относительных величин для двигателей с продолженным расширением и для

форсированного двигателя с продолженным расширением, отнесенные к аналогичным для двигателя, реализующего традиционный рабочий процесс (т.е., например, $\bar{x}_3 = x_{3\text{пр}} / x_{3\text{баз}}$, где $x_{3\text{пр}}$, $x_{3\text{баз}}$ – абсолютные значения СКЗ виброперемещений точки 3 для двигателя с продолженным расширением и базового варианта).

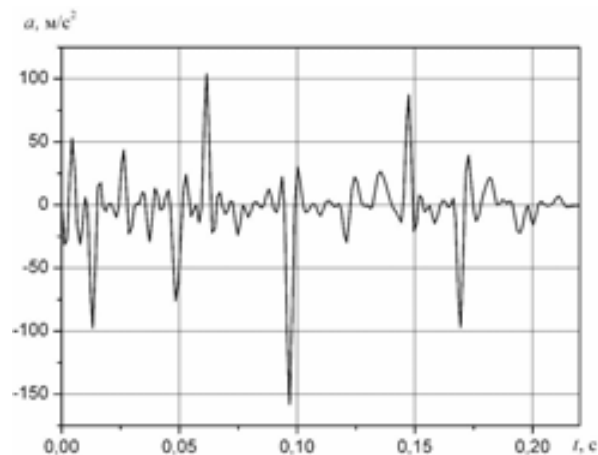


Рис. 4. Фрагмент расчетной виброграммы ускорений a опорной точки 1



Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика ускорений a опорной точки 1

Анализ спектров вибросигналов позволяет заметить некоторое возрастание отдельных составляющих для обоих вариантов двигателей с продолженным расширением (рис. 6), что может объясняться тем, что возмущения, обусловленные работой компрессорных и рабочих цилиндров, существенно различаются (см. рис. 2). Поэтому возмущающая сила, вызванная вспышкой топлива в 1-м цилиндре (особенно, ее высокочастотные составляющие), успевает затухнуть ко времени вспышки в 4-м цилиндре, отстающем по порядку работы на 360° .

Таблица 2. СКЗ параметров вибрации двигателей

Двигатель	$\bar{x}_3$	$\bar{y}_1$	$\bar{y}_2$	$\bar{\sigma}_3$
С продолженным расширением	1,20 5	0,883	0,836	0,691
Форсированный с продолженным расширением	0,99 3	0,626	0,742	0,674

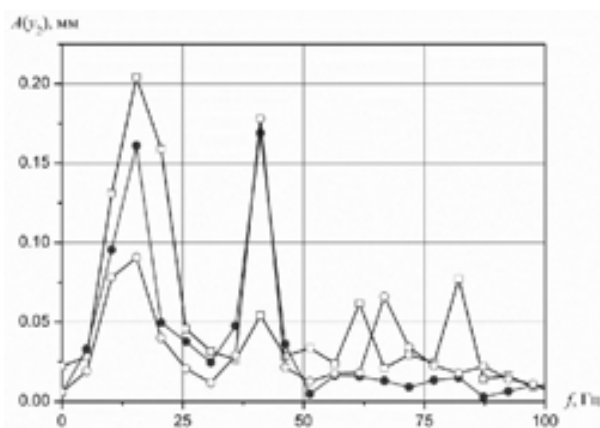


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика вертикальных перемещений задней опоры двигателя:

□ - базовый вариант; ● - продолженное расширение; ○ - форсированный с продолженным расширением

Выводы

1. Реализация продолженного расширения рабочего тела в 4-цилиндровом рядном двигателе с характеристиками рабочего цикла (частота вращения, максимальное давление сгорания, степень сжатия и пр.), идентичными характеристикам цикла двигателя традиционной конструкции, не приведет к ухудшению его вибродинамических характеристик; при этом двигатель с продолженным расширением неизбежно будет иметь меньшую мощность. Двигатель с продолженным расширением рабочего тела обладает также идентичными характеристиками по виброскорости и виброускорениям опор по сравнению с двигателями, имеющими сходные значения массово-инерционных параметров. Некоторое преимущество двигателей по виброускорениям позволяет предполагать их лучшие

показатели по вибропрочности.

2. Вибрационные характеристики двигателей с продолженным расширением не ухудшаются при их форсировании для обеспечения той же мощности, что и их базовые варианты: следует ожидать даже некоторого снижения шума, вызванного поперечными колебаниями боковых стенок блока; характеристики низкочастотных колебаний двигателя на подвеске становятся более благоприятными.

Список литературы:

1. Дьяченко, В.Г. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением [Текст] / В.Г. Дьяченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 25–29.
2. Яманин, А.И. Способы реализации продолженного расширения рабочего тела в поршневых двигателях. Особенности динамики [Текст] / А. И. Яманин, В. А. Жуков, Д. М. Смоляков // Вестник РГАТУ. – 2012. – № 1. – С. 37–41.
3. Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.jodocy-schmitz.com/patent/T%20Beschreibung%20%20Studie.pdf> – 18.03.2014 г.
4. Five Stroke Internal Combustion Engine [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://ebookbrowse.com/ilmor-bericht-5-stroke-development-review-20080108-pdf-d382927837> – 26.04.2014 г.
5. Maehawa, K. Calculation of radiated noise from cylinder block using FEM-model [Text] / K. Maehawa, S. Morito // Int. J. Veh. Design. – 1965. – 6. – 2. – P. 228-239.

Bibliography (transliterated):

1. D'yachenko V.G. Termodinamicheskie zikly dvigateley vnutrennego sgoraniya s prodolzhenym rasshireniem [Tekst] / V.G. D'yachenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2005.–№ 1.– S. 25–29.
2. Yamanin A.I. Sposoby realizatsii prodolzhenogo rasshireniya rabocheho tela v porshnevnykh dvigatel'nykh [Tekst] / A.I. Yamanin, V.A. Zhukov, D.M. Smoljakov // Vestnik RGATU – 2012.–№ 1.– S. 37–41.
3. Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines [Elektronnyy resurs] / Rezhim dostupa: <http://www.jodocy-schmitz.com/patent/T%20Beschreibung%20%20Studie.pdf> – 18.03.2014.
4. Five Stroke Internal Combustion Engine [Elektronnyy resurs] / Rezhim dostupa: <http://ebookbrowse.com/ilmor-bericht-5-stroke-development-review-20080108-pdf-d382927837> – 26.04.2014.
5. Maehawa, K. Calculation of radiated noise from cylinder block using FEM-model [Text] / K. Maehawa, S. Morito // Int. J. Veh. Design. – 1965. – 6. – 2. – P. 228-239

Поступила в редакцию 04.06.2014

Яманин Александр Иванович – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры двигателей внутреннего сгорания ФГБОУ ВПО «Ярославский государственный технический университет», E-mail: yamaninai@ystu.ru

Жуков Владимир Анатольевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры теории и конструкции судовых ДВС ФГБОУ ВПО «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова», E-mail: gukovv@rambler.ru

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРОАКТИВНОСТІ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ ІЗ ПРОДОВЖЕНИМ РОЗШИРЕННЯМ РОБОЧОГО ТІЛА

О. І. Яманин, В. А. Жуков

Обґрунтована необхідність оцінки віброактивності поршневих ДВЗ із продовженим розширенням робочого тіла, описана процедура розрахункової оцінки віброактивності. Методами чисельного моделювання визначені вібропереміщення, віброшвидкості та віброприскорення, побудовані амплітудно-частотні характеристики прискорень. Показано, що реалізація продовженого розширення робочого тіла в 4-циліндровому поршневому двигуні при ідентичних показниках робочого процесу не приводить до погіршення його вібродинамічних характеристик і не перешкоджає форсуванню двигуна.

NUMERICAL SIMULATION OF VIBRO-ACTIVITY OF THE PISTON ENGINES WITH PROLONGED EXPANSION OF WORKING MEDIUM

A. I. Yamanin, V. A. Zhukov

The necessity appraisal of vibration of piston internal combustion engine with prolonged expansion of working medium is grounded, procedure of numerical simulation is described. Transference, speed and acceleration of vibration were determined by methods of simulation. Amplitude-frequency characteristics for acceleration of vibration were received. It is given, that vibration of four-cylinder piston engine with prolonged expansion of working medium isn't greater than in four-cylinder engine without prolonged expansion and isn't prevent from rise of engine's power.

УДК 629.036.2

А. Ф. Головчук, Ю. І. Габрієль

УНІВЕРСАЛЬНИЙ ЕЛЕКТРОННИЙ РЕГУЛЯТОР ДЛЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Проведено безмоторні дослідження електронного регулятора тракторного дизеля. Розроблено функціональну схему електронно-керованої паливоподачі дизельних двигунів, які встановлюються на більшості тракторів виробництва країн СНД, без суттєвої зміни їх конструкції. Визначено перелік необхідних давачів та виконавчих механізмів, що в сукупності дозволяють добитися успішного функціонування запропонованої електронної системи паливоподачі та підвищити техніко-економічні показники дизелів та газодизелів. Завдяки повністю електронному управлінню існує можливість взаємодії даної системи з додатковим обладнанням транспортного засобу (бортовий комп'ютер, трансмісія тощо), запобігати різного роду перевантаженням, можливість дистанційного керування частотою обертання двигуна та моніторингу поточних параметрів роботи двигуна.

Актуальність теми дослідження. У тракторних дизелях виробництва країн СНД досить широкою популярністю користується звичайна (класична) система паливоподачі із всережимним регулятором. Така система виправдовує себе низькою вартістю, надійністю та ремонтпридатністю. Серійні дизелі, які обладнані класичною системою паливоподачі мають ряд недоліків: невідповідність екологічним нормам, підвищена димність відпрацьованих газів, робота лише на всережимному регулюванні, низька паливна економічність, відсутність корекції паливоподачі по температурі двигуна та довілля, димності відпрацьованих газів та якості пального, густині та температурі вхідного повітря та ін. Всі ці вимоги виконують електронні системи регулювання паливоподачі. Проте вартість таких систем є надзвичайно високою та чутливою до якості пального, а ремонт потребує наявності дорогого та складного обладнання і, відповідно, висококваліфікованого обслуговуючого персоналу. Тому існує проблема розробки електронного регу-

лятора, дизеля на базі конструкції стандартного паливного насосу.

Аналіз попередніх досліджень. Досить багато публікацій присвячено електронним регуляторам, які в якості виконавчого механізму використовують пропорційні електромагніти, сервоприводи із електродвигунами, а публікації, що стосуються використання крокового двигуна (КД) в якості виконавчого елемента без механічного регулятора авторам статті не зустрічались.

Виклад основного матеріалу дослідження. Метою роботи є розробка конструкції електронного регулятора паливного насоса високого тиску (ПНВТ) УТН-5[1]. Як виконавчий механізм для приводу паливоподаючої рейки використано кроковий двигун. Таке впровадження у конструкцію дозволяє відмовитись від присутності давача положення рейки, але потребує наявності системи зворотнього зв'язку та аварійного захисту в разі пропуску кроків виконавчого механізму. Для зворотнього зв'язку використовується ширококуто-

вий лямбда-зонд Bosch LSU 4.9, який спеціально розроблений для дизелів [2]. Одночасно сигнал із цього давача використовується для обмеження димності, оскільки надлишок кисню та димність відпрацьованих газів взаємопов'язані між собою. Для аварійного захисту використовується електромагнітний клапан відсічки палива.

У електронний регулятор поступають такі сигнали: частота обертання двигуна; положення педалі акселератора; температура двигуна; тиск та температура у впускному колекторі; масова витрата повітря; присутність двох UART портів дає можливість під'єднатись як до динамічного витратоміра палива (електронні ваги), так і проводити відстежування усіх параметрів під час роботи електронної системи; шина даних CAN дозволяє присутність додаткових електронних систем (бортовий комп'ютер, блок управління трансмісією тощо) та їх взаємодію між собою; є можливість налаштувати блок керування для сприймання додаткових сигналів, що зручно при його використанні при моторних дослідженнях. Функціональна схема електронного регулятора дизеля зображена на рис. 1.



Рис.1. Функціональна схема електронного регулятора дизеля

Даний електронний регулятор не потребує серйозної зміни конструкції паливного насоса, є гнучким у налаштуванні та пристосованості до різних типів ПНВТ. Для початкових налаштувань електронного регулятора під конкретний тип двигуна необхідно, спершу, провести безмоторні дослідження серійного регулятора та на основі отриманих результатів відповідно запрограмувати експериментальний регулятор.

Для проведення безмоторних досліджень серійного регулятора ПНВТ УТН-5 та експериментального регуляторів використовувався стенд Motorpal NC-104.

Оскільки відомо, що циклова подача палива залежить не лише від положення рейки, а й від частоти обертання, необхідно отримати таку залежність для початкових налаштувань електронного регулятора. Вона досліджувалась на експериментальному регуляторі, оскільки програмно це легко реалізовується, а відлік положення рейки – пропорційний положенню крокового двигуна. Така залежність відтворена на рис. 2. Оскільки хід штока КД становить $10,4 \cdot 10^{-3}$ м при 255 кроках (при повнокроковому режимі керування КД), точність позиціонування складає $54,9 \cdot 10^{-6}$ м, швидкість переміщення штока складає 333 кроки/с, при чому розвивається зусилля 6 Н [4], що втричі перевищує зусилля для переміщення рейки дозаторів. Для інформування електронного блоку управління (ЕБУ) про частоту обертання ПНВТ, під час безмоторних досліджень, використовується давач типу Холла, що закріплений в корпусі регулятора та зчитує інформацію із диска із 8-ма виступами. Частота обертання визначається за допомогою 16-розрядного таймера мікроконтролера та усереднюється за один оберт ПНВТ. Точність визначення частоти обертання складає ± 1 об/хв. Ввівши в електронний регулятор дані стосовно положення виконавчого механізму в залежності від положення педалі акселератора та частоти обертання, отримуємо характеристику циклової подачі від положення педалі та частоти обертання для різних режимів регулювання.

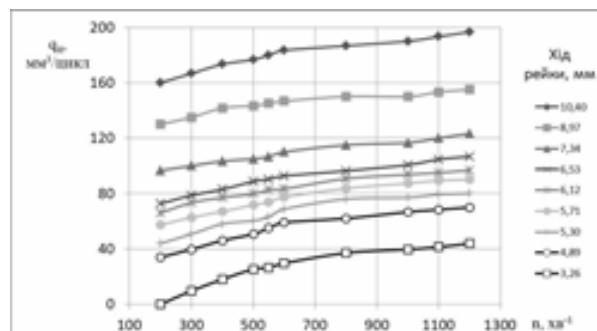


Рис.2. Залежність циклової подачі ПНВТ УТН-5 від ходу рейки

Маючи дані серійного всережимного регулятора та залежність подачі палива від ходу рейки, можна відтворити даний режим на експериментальному регуляторі. У електронний блок управління вноситься залежність положення рейки від частоти у реперних точках (кількість точок можна змінювати). Проміжні значення положення рейки експериментального регулятора вираховуються методом лінійної інтерполяції, згідно таблично заданої фун-

кції. Оскільки положення КД лежить в межах 0..255 кроків, для одної точки достатньо лише комірки пам'яті 1 байт. Діапазон частот умовно можна поділити з повторюваністю 16 хв⁻¹. Оскільки максимальна частота обертання ПНВТ для дизеля Д-240 становить 1100 хв⁻¹, то отримаємо 69 реперних точок. При більших частотах обертання подача палива припиняється.

Для визначення значення положення рейки ПНВТ при часткових характеристиках використовуємо таку формулу (розмірності не враховуємо, ці формули та умови рахуються програмою регулятора під час його роботи):

$$h_{p1} = ((n_{ном} - n_{хх}) + aps \times \frac{n_{ном} - n_{хх}}{255}) \times \delta, \quad (1)$$

якщо $h_p > h_{p1}$, то $h_p = h_{p1}$;

якщо $h_p < 0$, то $h_p = 0$, (2)

де $n_{ном}$ – частота обертів, що відповідає номінальному режиму роботи; $n_{хх}$ – частота обертів холостого ходу; δ – коефіцієнт, який відповідає за «зсув» ЗШХ по осі абсцис згідно положення педалі акселератора; aps – положення педалі акселератора в цифровому значенні [0..255]; h_{p1} – допоміжна змінна.

Для отримання дворегимного регулювання в дослідному регуляторі використовуються такі формули:

якщо $n_n > n_{ном}$, тоді:

$$h_{p1} = h_{ном} - (255 - aps) \times k_{acs} - (n_n - n_{ном}) \times k_3; \quad (3)$$

якщо $n_n \geq n_{махкр}$, тоді:

$$h_{p1} = h_{ном} - (255 - aps) \times k_{acs} - (n_{ном} - n_n) \times k_2; \quad (4);$$

якщо $n_n \geq n_{хх}$, тоді

$$h_{p1} = h_{ном} - (255 - aps) \times k_{acs} + h_z + (n_{ном} - n_{махкр}) \times k_1, \quad (5)$$

де n_n – частота обертання ПНВТ; $n_{махкр}$ – частота обертів, що відповідає максимальному крутному моменту; k_{acs} – коефіцієнт для перерахунку по положенню педалі акселератора; k_1, k_2, k_3 – коефіцієнти, що відповідають за нахил ліній паливоподачі у діапазоні обертів від $n_{хх}$ до $n_{махкр}$, від $n_{махкр}$ до $n_{ном}$ та від $n_{ном}$ і вище, відповідно; $h_{ном}$ – положення рейки при $n_{ном}$; h_z – вирахована величина зсуву положення рейки між точками холостого ходу та номінальними обертами; 255 – максимальне оцифроване значення положення педалі акселератора.

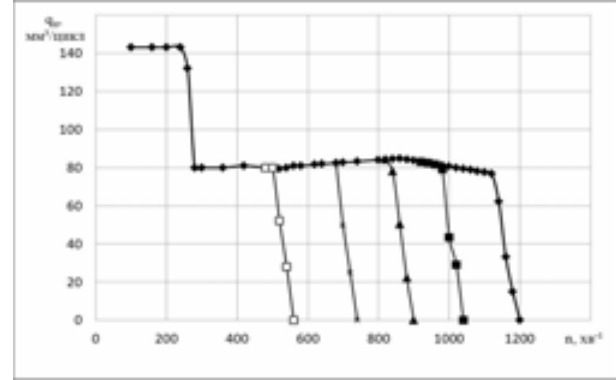


Рис. 3. Зовнішня та часткові характеристики ПНВТ УТН-5 з дослідним електронним регулятором при всережимному регулюванні

На рис. 3 зображено експериментальну швидкісну характеристику дослідного електронного регулятора ПНВТ УТН-5 при всережимному регулюванні.

До 60% часу роботи сільськогосподарські трактори використовуються на транспортних роботах. При цьому реалізується всього від 20 до 60% номінальної потужності двигуна машинно-тракторного агрегату (МТА)[3]. При транспортних роботах МТА досить частий вплив тракториста на орган керування паливоподачі призводить до «закидів» рейки ПНВТ при всережимному регулюванні. Кількість виходів рейки на режим максимальної подачі при ВР більше у 4,3 рази у порівнянні з ДР. Завдяки цьому витрата пального збільшується на 5-10% в порівнянні із дворегимним регулятором [3]. Тому до методики лабораторних досліджень нами включена задача щодо моделювання універсального регулятора, який забезпечить переведення електронного регулятора на дворегимне регулювання для мобільних енергетичних засобів. Для колісних тракторів, які виконують транспортні перевезення більш ефективними є дворегимні або однорегимні регулятори. Для переведення електронного регулятора на дворегимне регулювання подачі палива необхідно скоректувати дані, що містяться в пам'яті мікроконтролера стосовно часткових швидкісних характеристик, оскільки зовнішня швидкісна характеристика залишається незмінною. Експериментальна швидкісна характеристика електронного регулятора дворегимного регулювання показана на рис. 4.

Окрім всережимного, одно- та дворегимного регулювання дослідний електронний регулятор забезпечує астатичний режим регулювання.

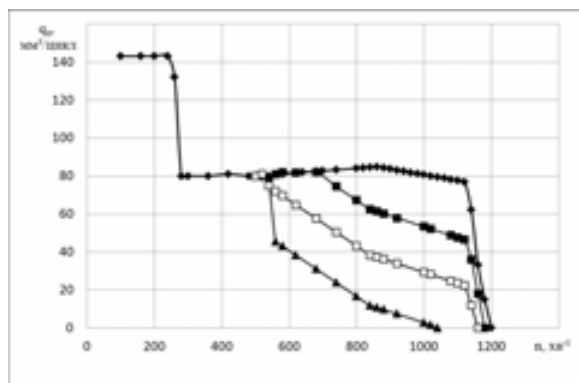


Рис. 4. Швидкісна характеристика ПНВТ УТН-5 з дослідним електронним регулятором з дворежимним регулюванням

Висновки. Авторами статті розроблено, виготовлено та проведено теоретичні та лабораторні дослідження електронного універсального (всережимне, дворежимне та астатичне регулювання) регулятора паливоподачі на базі ПНВТ УТН-5 для автотракторного дизеля Д-240. Експериментальні дані підтвердили працездатність електронного регулятора при різних режимах регулювання.

Список літератури:

1. А. Ф. Головчук. Електронна система паливоподачі тракторного дизеля [Текст] // А. Ф. Головчук, Ю. І. Габрієль / Вісник НТУ. – 2012 №25 – с. 72.
2. Uberschrift - LSU49.pdf [Електронний ресурс] // Режим доступу: <http://www.bosch-motorsport.de/pdf/sensors/lambda/lsu49.pdf>
3. А. Ф. Головчук. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности тракторных дизелей путем совершенствования системы автоматического регулирования: монография [Текст] // А. Ф. Головчук. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – 472 с.
4. Артемов Денис. РХХ, принцип работы, диагностика и тестирование [Електронний ресурс] // Режим доступу: <http://www.agson.net/forum/index.php?act=Attach&type=post&id=35>

Bibliography (transliterated):

1. A. F. Golovchuk. Elektronna sistema palyvopodachi traktornogo dizelya [Tekst] // A. F. Golovchuk, Y. I. Gabriel / Visnyk NTU – 2012 №25 – s. 72.
2. Uberschrift - LSU49.pdf [Elektronnyj resurs] // Rezhym dostupa: <http://www.bosch-motorsport.de/pdf/sensors/lambda/lsu49.pdf>
3. A. F. Golovchuk. Uluchsheniye toplivnoy ekonomichnosti i snizheniye dymnosti traktornykh dizeley putiom sovershenstvovaniya sistemy avtomaticheskoho regulirovaniya: monografiya [Tekst] // A. F. Golovchuk. – Kharkov: KhNADU, 2011. – 472 s.
4. Artemov Denis. RHH, prinzip raboty, diagnostika i testirovaniye [Elektronnyj resurs] // Rezhym dostupa: <http://www.agson.net/forum/index.php?act=Attach&type=post&id=35>

Поступила в редакцию 03.07.2014

Головчук Андрій Федорович – доктор техн. наук, професор, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. В. Лазаряна, Дніпропетровськ, Україна, e-mail: andriy@golovchuk.com.ua.

Габрієль Юрій Ігорович – здобувач каф. тракторів і автомобілів, Львівський національний аграрний університет, Львів, Україна, e-mail: yuriygabriel@gmail.com

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ЭЛЕКТРОННЫЙ РЕГУЛЯТОР ДЛЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

А. Ф. Головчук, Ю. И. Габриель

Проведены безмоторные исследования электронного регулятора тракторного дизеля. Разработана функциональная схема электронно-управляемой топливоподачи дизельных двигателей, которые устанавливаются на большинстве тракторов производства стран СНГ, без существенного изменения их конструкции. Определен перечень необходимых датчиков и исполнительных механизмов, что в совокупности позволяют добиться успешного функционирования предложенной электронной системы топливоподачи и повысить технико-экономические показатели дизелей и газодизелей. Благодаря полностью электронному управлению существует возможность взаимодействия данной системы с дополнительным оборудованием транспортного средства (бортовой компьютер, трансмиссия и тому подобное), предотвращать разного рода перегрузки, возможность дистанционного управления частотой вращения двигателя и мониторинга текущих параметров работы двигателя.

UNIVERSAL ELECTRONIC GOVERNOR FOR TRACTOR'S DIESEL

A. F. Golovchuk, Y. I. Gabriel

Engineless researches of electronic regulator of tractor diesel are conducted. The structural chart of electronic-guided fuel supply of diesel engines which are set on most tractors of production of countries of the CIS is worked out, without the substantial change of their construction. The list of necessary sensors and executive mechanisms is certain, that in an aggregate allow to obtain the successful functioning of the offered electronic system of fuel supply and promote the technical and economical indexes of diesels and gasodisels. Due to fully electronic management there is possibility of co-operation of this system with the additional equipment of transport vehicle (side computer, transmission and others like that), to prevent different family by an overload, possibility of remote-control of rotation of engine and monitoring of current parameters of thruster-on frequency.

УТИЛИЗАЦИЯ НИЗКОПOTЕНЦИАЛЬНОГО ТЕПЛА ДВС 9G80 ME МЕТАЛЛОГИДРИДНОЙ УСТАНОВКОЙ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Разработана T-Q диаграмма вторичных энергетических ресурсов двигателя 9G80ME-C9.2-ТП. Установлено, что утилизация тепла металлгидридной установкой непрерывного действия позволяет выработать дополнительно до 3,2 МВт механической энергии. При использовании суспензии на основе гидридообразующего материала с 15% $MmNi_{4,5}Al_{0,5}$ и керосина КО 25 рациональное значение температуры десорбции лежит в интервале 360...395 К.

Постановка проблемы

Диапазон мощностей серийных ДВС составляет для фирм MAN 2,2..87,2 МВт, Wärtsilä – 3,5..80,1 МВт, Mitsubishi (МН) – 1,3..35,5 МВт [1,2,3]. Их КПД лежит в интервале 45-51%, увеличиваясь с повышением мощности. Несмотря на высокую термодинамическую эффективность современных ДВС, значительная часть энергии топлива отводится в окружающую среду в виде тепла вторичных энергоресурсов (ВЭР): выхлопных газов, наддувочного воздуха, охлаждающей воды и масла. Отношение величины ВЭР к энергии топлива иллюстрирует диаграмма теплового баланса на примере двигателя 9G80ME-C9.2-ТП, рис. 1 [1].

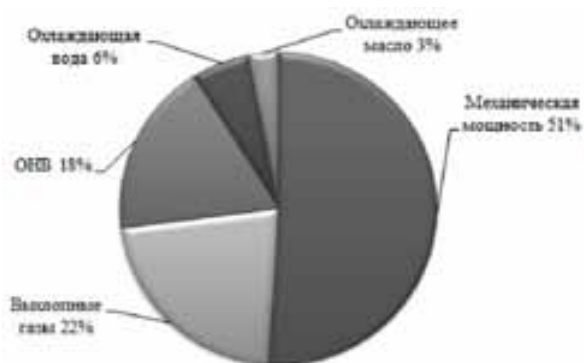


Рис. 1. Тепловой баланс двигателя 9G80ME-C9.2-ТП MAN B&W (42,3 МВт, 72 об/мин) [1]

Известным путем повышение эффективности малооборотных двигателей является утилизация тепла их ВЭР. Максимальная температура ВЭР современных малооборотных ДВС не превышает 520 К, что осложняет применение традиционных утилизационных систем на базе цикла Ренкина. Возможным путём повышения эффективности современных малооборотных ДВС является преобразование их низкопотенциального тепла в механическую работу на основе металлгидридных утилизационных установок непрерывного действия.

Анализ публикаций

Принцип действия металлгидридных утилизационных установок непрерывного действия за-

ключается в сжатии водорода в термосорбционном компрессоре (ТСК) за счёт подвода тепла (например ВЭР) и преобразовании потенциальной энергии сжатого водорода в механическую работу. Работа ТСК основана на способности ряда материалов (например металлгидридов), поглощать водород при низком давлении и выделять его при высоком. На сегодняшний день для многократного накопления и выделения водорода, а также его хранения в связанном состоянии используются интерметаллиды $LaNi_5$, $FeTi$, $MgNi$ и др. [4]. Эффективность их применения зависит от количества поглощаемого водорода, температуры и давлений десорбции (адсорбции). Важнейшими показателями являются также величина гистерезиса (отношение давления адсорбции к давлению десорбции), и плотность материалов. Так, для одного из наиболее распространённых материалов $MmNi_{4,5}Al_{0,5}$ давление десорбции составляет 3,87 МПа при 500 К, а отношение массы водорода к массе $MmNi_{4,5}Al_{0,5}$, то есть величина сорбционной ёмкости – 0,91 %, рис. 2.

Поглощение водорода гидридообразующим материалом сопровождается выделением теплоты адсорбции, а для выделения водорода – необходим подвод теплоты десорбции. Величина теплоты адсорбции и десорбции составляет 8..15 МДж/(кг H_2) для различных гидридообразующих материалов [5]. Тепловой эффект процесса поглощения/выделения водорода используется в тепловых насосах, холодильных машинах, водородных компрессорах периодического действия [6, 7, 8, 9].

Принципиальным недостатком реализованных схем (периодического действия) является циклическое изменение давления и температуры в тепло-массообменных аппаратах (адсорбере и десорбере), что ведет к снижению термодинамической эффективности за счет необратимых потерь тепла, увеличивает массогабаритные показатели и усложняет схему управления.

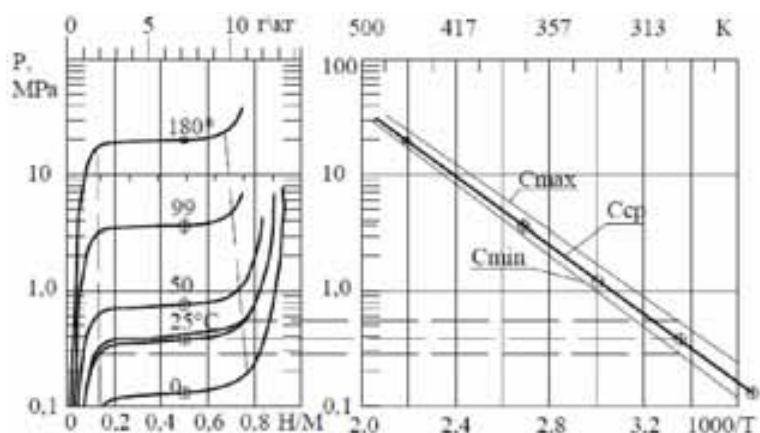


Рис. 2. Свойства гидридообразующего материала $MmNi_{4.5}Al_{0.5}$ [4]

• – получено путём экстраполяции

Эти недостатки возможно устранить путём создания гидридных термосорбционных установок непрерывного действия. Непрерывность работы такой схемы достигается за счёт постоянного перемещения рабочих тел между теплообменными аппаратами. Рациональным, на наш взгляд, является перемещение гидридообразующего материала в составе суспензии на основе жидкости,

практически инертной к процессам адсорбции/десорбции водорода [10].

В металлогидридных утилизационных установках непрерывного действия рис.3 выделяют контуры циркуляции водорода (I), компримирования водорода в ТСК непрерывного действия (II), подвода и отвода тепла (III).

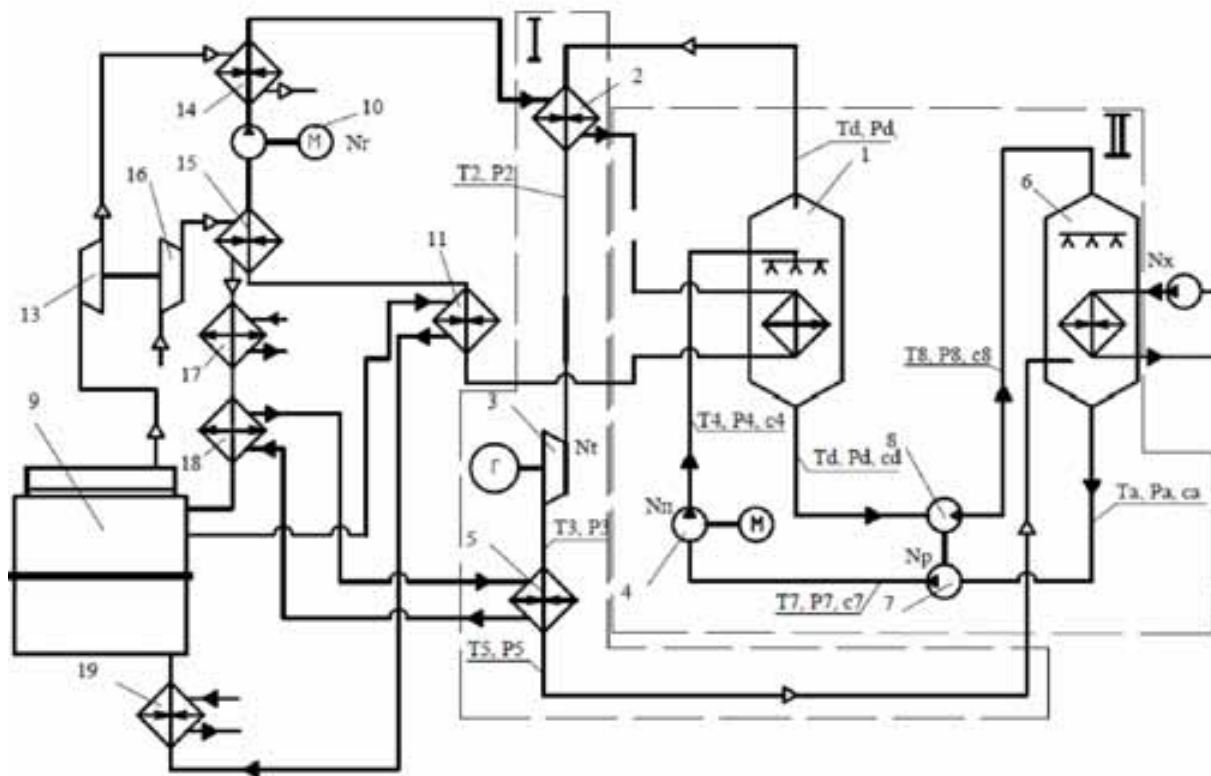


Рис. 3. Технологическая схема утилизации тепла ДВС:

I - контур циркуляции водорода, II - контур компримирования водорода в ТСК, III – контуры подвода и отвода тепла (на рисунке не обозначен)

Водород высокого давления, выделяют в десорбере 1, нагревают в перегревателе водорода 2, и направляют в водородную расширительную машину (РМ) 3, где происходит преобразование его потенциальной энергии в механическую энергию. При этом снижается давление и температура потока водорода. Поток водорода низкого давления последовательно подогревается в концевом охладителе 5 и поступает в адсорбер 6. Здесь происходит поглощение водорода суспензией гидридообразующего материала (с низкой водородоёмкостью), сопровождаемое повышением водородоёмкости суспензии и выделением теплоты адсорбции. Суспензия, насыщенная водородом в адсорбере 6, прокачивается насосной секцией 7 регенерационного турбонасосного агрегата, питательным насосом 4 и подаётся в десорбер 1. Здесь, за счет подвода теплоты десорбции, происходит выделение водорода из металлгидрида и снижение водородоёмкости суспензии, которая затем направляется через турбинную часть 8 турбонасосного агрегата в адсорбер 6 [11].

Изложение основного материала

Показателем эффективности утилизации тепла ДВС является эффективная мощность металлгидридной утилизационной установки непрерывного действия:

$$N_{ie} = N_t - N_n - N_{\Gamma} - N_X$$

где N_t – мощность, которая вырабатывается в РМ, N_n – мощность, потребляемая на перекачку суспензии, N_{Γ} – мощность насоса контура подвода тепла, N_X – мощность насоса контура отвода тепла.

Мощность N_t , вырабатываемая в РМ, определяется расходом водорода и располагаемым изотропным теплотерпадом водорода (водород рассматриваемым как реальный газ) [12, 13] при изменении параметров от давления и температуры на входе (P_2, T_2) до давления на выходе P_3 :

$$N_t = G_H [H_2^H(P_2, T_2) - H_3^H(P_3, S_2(P_2, T_2))] \eta_0,$$

где G_H – расход водорода, $H_2^H(P_2, T_2)$ – энтальпия водорода на входе в расширительную машину, $H_3^H(P_3, T_3, S_2(P_2, T_2))$ – энтальпия водорода на выходе из расширительной машины, η_0 – внутренний КПД расширительной машины.

Температура на входе в расширительную машину T_2 определяется максимальной температурой ВЭР двигателя, уменьшенная на величину необходимого температурного напора ΔT_1 . Давление перед расширительной машиной P_2 определяется в

зависимости от давления десорбции P_d , с учетом сопротивления водородного перегревателя и трубопроводов, соединяющих десорбер, перегреватель водорода и расширительную машину

$$P_2 = P_d v_2,$$

где P_d – давление десорбции, v_2 – коэффициент полного восстановления давления, $v_2 = P_d/P_2$. Давление десорбции определяется характеристиками гидридообразующего материала [4], в зависимости от температуры десорбции и содержания в нём водорода (см. рис. 2).

Давление после расширительной машины определяется давлением абсорбции P_a , с учетом сопротивления тракта, соединяющего расширительную машину и абсорбер:

$$P_3 = P_a / v_5,$$

где P_a – давление абсорбции, v_5 – коэффициент полного восстановления давления, $v_5 = (P_a/P_3)$.

Величина давления абсорбции P_a определяется аналогично таковому для десорбции. Температура абсорбции определяется температурой холодного теплоносителя, увеличенной на величину необходимого температурного напора ΔT_2 .

В общем случае мощность, затрачиваемая на перекачку суспензии из адсорбера в десорбер

$$N_n = Q_C (P_d - P_a)$$

где Q_C – объёмный расход перекачиваемой суспензии, м³/с, который состоит из объёма носителя и объёма гидридообразующего материала

$$Q_C = Q_{HC} + Q_{MG} = \frac{Q_{MG}}{c_{HC}} + Q_{MG} = \left(\frac{1}{c_{HC}} + 1 \right) Q_{MG},$$

где c_{MG} – концентрация гидрида в инертной жидкости, Q_{MG} – объёмный расход гидридообразующего материала, $Q_{MG} = G_{MG}/\rho_{MG}$, и зависит от обратной сорбционной ёмкости гидридообразующего материала и массового расхода водорода

$$G_{MG} = \frac{G_H}{c_H}.$$

Потенциальную энергию суспензии, находящейся в десорбере, рационально использовать на частичную компенсацию затрат механической мощности, связанных с перекачкой суспензии. Это реализуется в турбинной части 8 турбонасосного агрегата. Мощность насосной части турбонасосного агрегата 7 определяется из баланса энергии, с учетом КПД его элементов

$$N_p = Q_C (P_d - P_a) \eta_{PT} \eta_{PH},$$

где η_{PT} , η_{HT} – КПД турбинной и насосной части регенерационного турбонасосного агрегата, соответственно. Тогда мощность, затрачиваемая на перекачку суспензии, уменьшится на соответствующую величину N_p

$$N_n = Q_C(P_d - P_a) - N_p.$$

КПД металлгидридной утилизационной установки непрерывного действия, определяется отношением полученной эффективной мощности N_{te} к затратам утилизируемого тепла Q_y

$$\eta_e = \frac{N_{te}}{Q_y} = \frac{N_t - N_n}{Q_d + Q_n},$$

где N_n – мощность затрачиваемая на перекачку суспензии, Q_d – теплота десорбции, Q_n – тепло перегрева водорода. Количество теплоты, подводимое в десорбере, представим в виде двух составляющих: теплота реакции десорбции и тепло подогрева суспензии от температуры адсорбции до температуры десорбции.

$$Q_d = \Delta H G_H + G_C C_p^C (T_d - T_a),$$

где G_C – расход суспензии, C_p^C – теплоёмкость суспензии, T_d – температура десорбции, T_a – температура адсорбции, ΔH – удельная теплота десорбции, (МДж/кг H_2).

Теплоёмкость суспензии определена как сумма произведений теплоёмкости компонентов суспензии на массовые доли компонентов

$$C_p^C = C_p^{HC} \frac{G^{HC}}{G^{HC} + G^{MG}} + C_p^{MG} \frac{G^{MG}}{G^{HC} + G^{MG}}.$$

Количество тепла, необходимое для перегрева водорода от температуры десорбции до максимальной температуры T_{max} определяется балансовым соотношением

$$Q_H = G_H C_p^H (T_{max} - T_d).$$

Эффективность металлгидридной утилизационной установки непрерывного действия для двигателя 9G80ME-C9.2-TH. Количество располагаемого тепла ВЭР двигателя определено из теплового баланса и представлено в виде $T-Q$ диаграммы (рис 4). Температурные напоры по горячему и холодному теплоносителю принимаются равными $\Delta T = 20$ К. Максимальная температура выхлопных газов составляет 504 К, тогда максимальная температура перегрева водорода $T_2 = 484$ К.

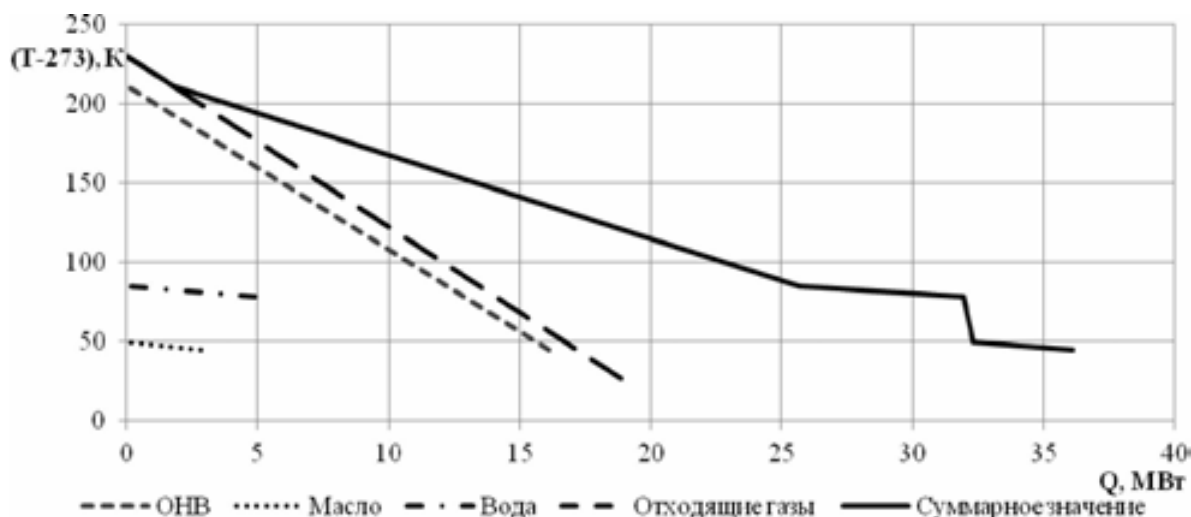


Рис. 4. Потенциал ВЭР двигателя 9G80ME-C9.2-TH MAN B&W ($T-Q$ диаграмма)

Давление десорбции определяется по уравнению Вант-Гоффа [4]:

$$\lg P_d = \frac{\Delta H}{T_d R} - \frac{\Delta S}{R},$$

где ΔH – удельная теплота реакции, ΔS – изменение энтропии, R – универсальная газовая постоянная. ΔH и ΔS отнесены к одному молю молекулярного водорода. Уравнение Вант-Гоффа для гидрооб-

разующего материала $MmNi_{4.5}Al_{0.5}$ представлено в виде:

$$\lg P = 4,56 - \frac{1486}{T}.$$

Величина гистерезиса для материала $MmNi_{4.5}Al_{0.5} - P_d/P_a = 1,05$ [4].

Значение теплоты процессов сорбции/десорбции получено обработкой эксперимен-

тальных данных и составляет 27 кДж/(mol H_2), (13,95 МДж/кг H_2).

Плотность $MmNi_{4,5}Al_{0,5}$ составляет $\rho_{MG}=8000$ кг/м³, а теплоёмкость – $C_p^{MG}=480$ Дж/кг К [13]. В качестве варианта инертной жидкости рассматривался керосин КО 25 ГОСТ 11128-65 ($\rho_H=800$ кг/м³, $C_p^H=2100$ Дж/кгК).

Внутренний КПД расширительной машины принимают $\eta_0=0,92$. С целью выявления влияния КПД турбонасосного агрегата, мощность установки определялась для различных значений КПД, находящихся в диапазоне, обеспечивающем общий КПД регенерационного турбонасосного агрегата 0,5-0,9.

Величины коэффициентов полного восстановления давления $v_2=0,96$, $v_3=0,97$ [14]. Концентра-

ция гидридообразующего материала в носителе c_{MG} подбирается так, чтобы отношение объёмного расхода гидридообразующего материала Q_{MG} к объёмному расходу носителя Q_H не превышал 0,15 для обеспечения седиментационной устойчивости суспензии [15].

Температура десорбции T_d может изменяться в диапазоне от температуры адсорбции T_a до максимальной температуры выхлопных газов T_{max} . При этом наблюдаются две противоположные тенденции: с увеличением температуры десорбции T_d , уменьшается количество утилизируемого тепла ВЭР (рис. 5) и, как следствие, – расход водорода G_H в утилизационной системе, что ведёт к уменьшению мощности водородной расширительной машины N_r .

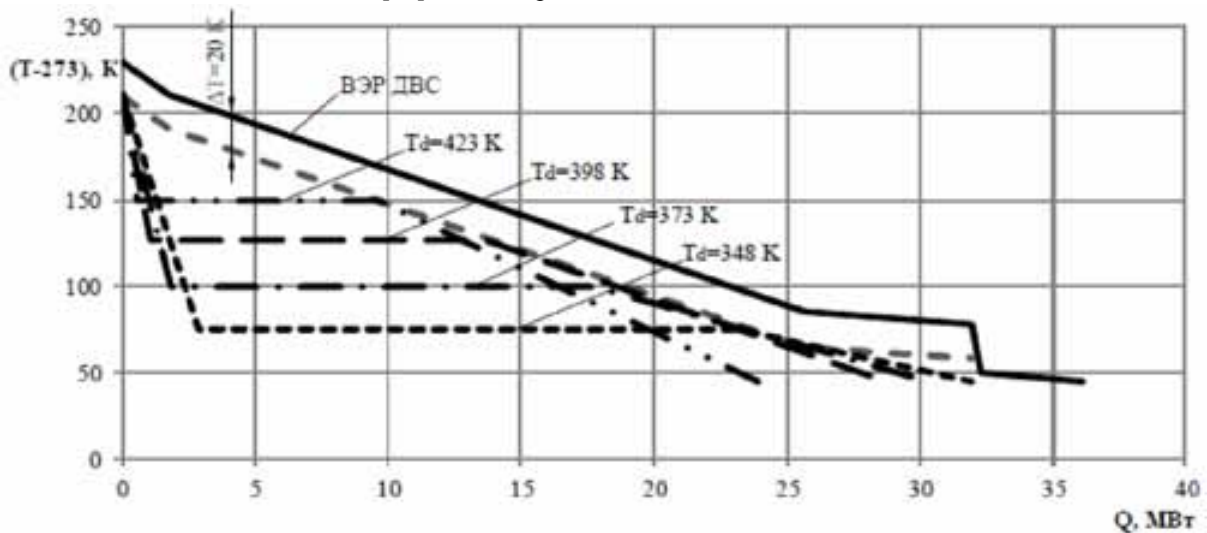


Рис. 5. T-Q диаграмма ДВС и металлогидридной утилизационной установки непрерывного действия

При повышении температуры десорбции, увеличивается давление десорбции P_d , и, соответственно, перепад давления в РМ, что приводит к увеличению мощности РМ. В рассматриваемом диапазоне параметров изменение температуры десорбции с 350 К до 420 К приводит к уменьшению расхода водорода с 1,35 кг/с до 0,65 кг/с, а перепад давлений в РМ возрастает с 0,25 до 13 (рис. 6).

Как следует из полученных результатов, мощность утилизационной установки составляет 2,6–3,3 МВт (рис. 7). Исследование влияния параметров на мощности утилизационной установки непрерывного действия выполнено в диапазонах $T_d=325..425$ К, $\eta_{ТНА}=0,5..0,95$, для $\Delta T=20$ К, $\eta_0=0,92$.

Значения максимальной мощности 3,0–3,2 МВт достигают при температуре десорбции $T_d=360-395$ К, и большим значениям соответствуют больший КПД ТНА.

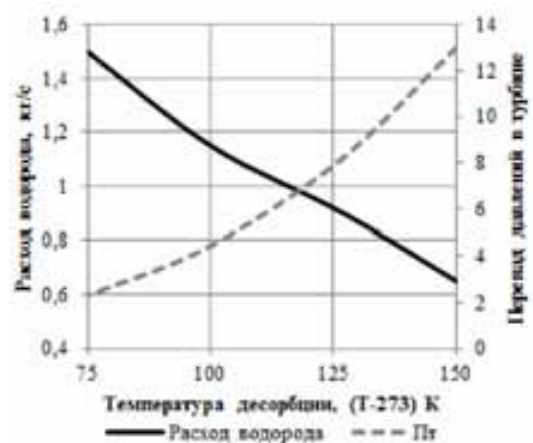


Рис. 6. Влияние температуры десорбции на расход водорода и перепад давлений в РМ

Снижение КПД элементов ТНА ведет к увеличению мощности питательного насоса, что снижает эффективную мощность утилизационной установки. Диапазон рациональных температур де-

сорбции, соответствующих мощности установки 3,0-3,2 МВт, сужается с 360-395 К при $\eta_{PT}=0,94$ до 365-390 К при $\eta_{PT}=0,80$. При значении $\eta_{PT}=0,7$ указанный диапазон мощностей не достигается во всем рассматриваемом диапазоне температуры десорбции.

В качестве иллюстрации, параметры утилизационной установки, работающей при температуре десорбции $T_d=373$ К и $\eta_{PM}=0,94$, приведены в таблице 1.

Выводы

1. Утилизация тепла ВЭР двигателя 9G80ME-C9.2-TH (42,3 МВт, 72 об/мин) металлгидридной утилизационной установкой непрерывного действия обеспечивает выработку дополнительной механической мощности 3,0-3,2 МВт, что составляет 6,3-7,4 % мощности ДВС.

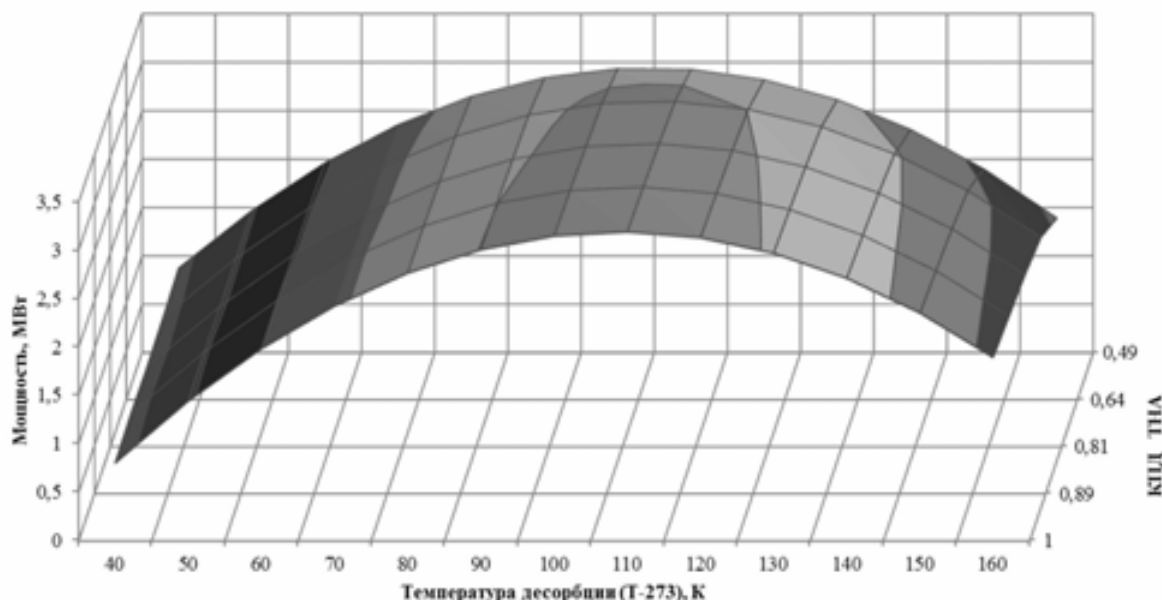


Рис. 7. Эффективная мощность металлгидридной утилизационной установки непрерывного действия

Таблица 1 – Параметры утилизационной установки ДВС 9G80 ME MAN B&W ($T_d=373$ К, $\eta_{PM}=0,94$)

Параметр	Десорбер	Перегреватель	PM	Адсорбер	Насос ТНА	Детандер ТНА	Питательный насос
Расход, кг/сек	137	1,15	1,15	137	137	137	137
Давление, МПа	3,76	3,65	0,83	0,48	3,44	0,48	3,76
Температура, К	373	484	284	373	318	373	318
Концентрация H_2 , %	0,17	-	-	1,00	-	-	-

2. Рациональный диапазон температур десорбции применительно к металлгидридной суспензии на основе $MmNi_{4,5}Al_{0,5}$ и параметрам ДВС– $T_d=360-390$ К.

3. Повышение КПД регенеративного турбонасосного агрегата с 0,5 до 0,9 приводит к увеличению мощности утилизационной установки от 2,8 до 3,2 МВт.

Список литературы:

1. MAN Diesel & Turbo [Электронный ресурс] // <http://apps.mandieselturbo.com/ceas/client/erd.aspx>
 2. Wärtsilä [Электронный ресурс] <http://www.wartsila.com/en/marine-solutions/products/netGTD> 3. Mitsubishi heavy industries marine machinery & engine co. LTD [Электронный ресурс] / <http://www.mhi-mme.com/products/>

engine.html 4. Колачёв, Б.А. Сплавы-накопители водорода [Текст]: Справочник / Б.А. Колачёв, Р.Е. Шалин, А.А. Ильин. — М: Металлургия, 1995. — 384 с. 5. Daren, P. Hydrogen Storage Materials [Text] / Darren P. Broom. — Springer-Verlag London Limited, 2011. — 258. — ISBN 978-0-85729-220-9. 6. Тимошевский, Б.Г. Эффективность гидридных систем в составе судовых энергетических установок [Текст]: дис. доктор тех. наук : 05.08.05 / Тимошевский Борис Георгиевич. - Николаев, 1991.- 428 с. 7. Иньков, А.П. Абсорбционные холодильные металлгидридные машины [Текст] / А.П. Иньков // Холодильная техника. — 1992, № 6. — с.с. 13-15. 8. Ижванов Л. А. Разработка гидридных тепловых насосов [Текст] / Л. А. Ижванов, А. И. Соловей // Российский химический журнал, 2001, т. XLV, № 5 - 6. — с.с. 112-118. 9. Murthy, S Metal hydride based cooling systems with hydrogen as working fluid [Text] / S. Srinivasa Murthy // 1st European Conference on Polygeneration. — Tarragona (Spain). — October 2007). — p.p. 199-215. 10. Патент України 96083354.

Металогідрідна енергетична установка [Текст] / Б.Г.Тимошевський, М.Р.Ткач — № 28033; заявл. 27.08.1996; опубл. 16.10.2000, Бюл №5. 11. Ткач, М.Р. Утилізація низькопотенціального тепла малооборотних ДВС на базі гідридної технології [Текст] / М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевський, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин. // Авиационно-космическая техника и технология, 2013, №8(105). — с.с. 61-66. 12. Leachem, J.W. Fundamental Equations State for Parahydrogen, Normal Hydrogen, and Orthohydrogen // J.W. Leachem, R.T. Jacobsen, S.G. Penoncello, E.W. Lemmon / J.Phys.Chem. Ref.Data, 2009, Vol.38, No 3, P. 721 -748. 13. Александров, А.А. Свойства и процессы рабочих тел и материалов атомной энергетики [Электронный ресурс] / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков / http://twi.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/NPP/tab1_3_1_pt.xmcd. 14. Ващиленко, М.В. Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів в суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування [Текст] / М.В. Ващиленко. — Миколаїв: УДМТУ, 2003. — 44с. 15. Lasher, S. Technical Analysis of Hydrogen Production: Evaluation of H₂ Mini-Grids [Text] / Stephen Lasher, Jayanti Sinha / Final Technical Report // U.S. Department of Energy. — May 3, 2005, p8.

Bibliography (transliterated):

1. MAN Diesel & Turbo [Elektronnyi resurs] / <http://apps.mandieselturbo.com/ceas/client/erd.aspx> 2. Wärtsilä [Elektronnyi resurs] / <http://www.wartsila.com/en/marine-solutions/products/netGTD> 3. Mitsubishi heavy industries marine machinery & engine co. LTD [Elektronnyi resurs] / <http://www.mhi-mme.com/products/engine.html> 4. Kolachyov, V.A. Splavy-nakopiteli vodoroda [Text] / Spravochnik / V.A. Kolachyov, R.E. SHalin, A.A.

Il'in. — M: Metalurgiya, 1995. — 384 s. — ISBN 5-229-01147 5. Daren, P. Hydrogen Storage Materials [Text] / Darren P. Broom. — Springer-Verlag London Limited, 2011. — 258. — ISBN 978-0-85729-220-9. 6. Timoshevskii, B.G. E'ffektivnost' gidridnyh sistem v sostave sudovyh e'nergeticheskikh ustanovok [Text]: dis. doktor teh. nauk : 05.08.05 / Timoshevskii Boris Georgievich. - Nikolaev, 1991.- 428 s. 10. 7. In'kov, A.P. Absorbtsionnye holodil'nye metallogidridnye mashiny [Text] / A.P. In'kov // Holodil'naya tehnika. — 1992, № 6. — s.s. 13-15. 8. Izhvanov L. A. Razrabotka gidridnyh teplovyh nasosov [Text] / L. A. Izhvanov, A. I. Solovej // Rossiiskii. himicheskii zhurnal, 2001, t. XLV, № 5-6. — p.p. 112-118. 9. Murthy, S Metal hydride based cooling systems with hydrogen as working fluid [Text] / S. Srinivasa Murthy // 1st European Conference on Polygeneration. — Tarragona (Spain). — October 2007). — p.p. 199-215. 10. Patent Ukraini 96083354. Metalogidridna energetichna ustanovka [Text] / B.G.Timoshevs'kii, M.R.Tkach — № 28033; zayavl. 27.08.1996; opubl. 16.10.2000, Byul №5. 11. Tkach, M.R. Utilizaciya nizkopotentzial'nogo tepla malooborotnyh DVS na baze gidridnoy tehnologii [Text] // Kosmicheskaya tehnika M.R. Tkach, B.G. Timoshevskii, S.M. Docenko, YU.N. Galynkin. 2013, №8(105). — p.p. 61-66. 12. Leachem, J.W. Fundamental Equations State for Parahydrogen, Normal Hydrogen, and Orthohydrogen // J.W. Leachem, R.T. Jacobsen, S.G. Penoncello, E.W. Lemmon / J.Phys.Chem. Ref.Data, 2009, Vol.38, No 3, P. 721 -748. 13. Александров, А.А. Свойства и процессы рабочих тел и материалов атомной энергетики [Электронный ресурс] / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков / http://twi.mpei.ac.ru/MCS/Worksheets/NPP/tab1_3_1_pt.xmcd. 14. Vashchilenko, M.V. Optimizatsijni rozrahunki termodynamichnih cikliv v sudnovih i energetichnih GTA v zadachah avtomatizovanogo proektuvannya [Text] / M.V. Vashchilenko. — Mikołajiv:UDMTU, 2003. — 44s. 15. Lasher, S. Technical Analysis of Hydrogen Production: Evaluation of H₂ Mini-Grids [Text] / Stephen Lasher, Jayanti Sinha / Final Technical Report // U.S. Department of Energy. — May 3, 2005.

Поступила в редакцию 24.06.2014

Ткач Михаил Романович — доктор техн. наук, проф., зав. кафедры теоретической механики Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: mykhaylo.tkach@gmail.com.

Тимошевский Борис Георгиевич — доктор техн. наук, проф., зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: btym@mkasat.net.

Доценко Сергей Михайлович — канд. техн. наук, доцент, директор Первомайского политехнического института Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Первомайск, e-mail: admin@ppi.net.ua.

Галынкин Юрий Николаевич — аспирант кафедры Двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: MerchikDVS@yandex.ru.

УТИЛІЗАЦІЯ НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНОГО ТЕПЛА ДВЗ 9G80 ME ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТАЛОГІДРИДНОЇ УСТАНОВКИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевський, С. М. Доценко, Ю.М. Галынкин

Наведено розподіл теплового балансу двигуна 9G80 ME MAN B & W-TII і складена T-Q діаграма. Встановлено, що утилізація тепла двигуна 9G80ME-C9.2-TII металогідрідною утилізаційною установкою безперервної дії дозволяє виробити додатково до 3,2 кВт механічної енергії. При цьому гідридна суспензія складається з газу КО 25 і гідридоутворюючого матеріалу $MmNi_{4.5}Al_{0.5}$. Рациональне значення температури десорбції становить 360-395 К.

LOW GRADE HEAT RECOVERY FROM ICE 9G80 ME BY THE METAL-HYDRIDE INSTALLATION OF CONTINUOUS OPERATION

M.R. Tkach, B.G. Tymoshevskyy, S.M. Dotsenko, J.N. Halynkin

Distribution of heat balance for engine 9G80 ME and is obtained the T-Q heat diagram is shown. It is defined that heat recovery from engine 9G80ME-C9.2- TII by the metal-hydride installation of continuous operation allows to get additionally up to 3.2 MW of mechanical energy. The metal-hydride suspension consists of kerosene KO 25 and hydride-forming material $MmNi_{4.5}Al_{0.5}$ in this case. Rational value the desorption temperature is 360...395 K.

МОДЕЛЮВАННЯ НЕСТАЦІОНАРНОГО ТЕПЛОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ВИПУСКНОГО КЛАПАНА ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ НА ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ

Наведені результати розрахункового дослідження теплонапруженого стану випускного клапана автотракторного дизеля на режимах скидання-накидання навантаження, характерних в умовах експлуатації. Для постановки задачі механіки використовуються граничні умови і відповідні управляючі функції, уточнені в ході моторного експерименту з записом в цифровій формі змінного індикаторного тиску на перехідних режимах, відзначається переважаючий вплив змінної термічної складової на виникнення закидів напружень на перехідних режимах.

Вступ

Нестационарний теплонапружений стан (ТНС) деталей клапанного вузла та інших деталей, що утворюють камеру згоряння (КЗ), зумовлений, в основному, перехідними процесами різкого скидання-накидання навантаження. При дослідженнях ТНС деталей дизелів з метою підвищення їх безвідмовності і довговічності накопичений значний досвід створення поршнів, випускних клапанів та інших деталей КЗ з необхідною термостатичною міцністю, тобто з допустимим рівнем стаціонарних термічних і механічних напруг при максимальному нагріві та прикладенні сталих механічних навантажень. Однак, як показує досвід, при істотному форсуванні, наприклад, сучасних швидкохідних дизелів, запаси термостатичної міцності деталей КЗ вже не гарантують безвідмовності та необхідну довговічність. При цьому процеси руйнування деталей КЗ супроводжуються появою тріщин від термоутрати. Їх виникнення обумовлено тим, що при певній межі форсування (літрової потужності $N_{\text{л}} \geq 22$ кВт/л), поряд з місцевим перегрівом матеріалу, неприпустимо збільшуються амплітуди зміни нестационарних термічних напруг як низькочастотні (при неодноразових змінах навантажувальних і швидкісних режимів дизелів в умовах експлуатації), так і високочастотні (одноциклічні). Нестационарні режими мають значний негативний вплив на ТНС міжклапанної перетинки головки циліндрів. Такий висновок знаходить підтвердження з огляду останніх робіт, проведених, наприклад, на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП».

В той же час детальний аналіз результатів досліджень, присвячених вивченню нестационарних теплових режимів, показує що стан цих досліджень і в даний час знаходиться на недостатньому рівні. Суттєва нестационарність підведення теплоти до стінки КЗ обумовлює головну особливість їх температурних полів – різку динамічність. Ця особливість, а також багатокомпонентність теплового режиму цих деталей роблять дуже складним його

вивчення. Перехідні режими характеризуються також різкою зміною механічного навантаження, головним чином, індикаторного тиску. Взаємодія теплового і механічного факторів при накиданні-скиданні навантаження, вплив кожного з факторів при виникненні ушкоджень вимагають також детального вивчення.

Зі сказаного випливає актуальність поставленої проблеми вивчення та стабілізації тепломеханічних характеристик деталей КЗ дизелів. Такий підхід передбачає, по-перше, уточнення математичної моделі (ММ), отримання в експерименті реальних характеристик зміни термічного і механічного навантаження на деталь, по-друге, моделювання нестационарного ТНС деталі за допомогою уточненої ММ, визначення впливу окремих конструктивних та експлуатаційних факторів.

В статті зосереджено увагу на результатах математичного моделювання нестационарного ТНС випускного клапана швидкохідного дизеля 4ЧН 12/14 для перехідних режимів скидання-накидання навантаження, зокрема визначенні впливу змінної механічної і теплової складових на виникнення критичних напружень.

Аналіз публікацій

Виникнення дефектів, причин їх появи на деталях КЗ детально розглядають в роботі [1]. Як зазначається, процес починається з появи на найбільш нагрітих поверхнях КЗ сітки тріщин, одна з яких може перетворитися в магістральну. З практики відомо, що до виникнення магістральної тріщини дизель встигає зробити десятки мільйонів робочих циклів, які супроводжуються мікротеплозмінами. Вплив таких теплозмін поширюється, в основному, на поверхневі шари матеріалу, які безпосередньо омиваються гарячими газами. В той же час число циклів, пов'язаних з глибокими змінами швидкісних і навантажувальних режимів, що викликають макротеплозміни, складає в середньому лише десятки тисяч, але саме такі режими змінюють температурне поле по всьому об'єму деталі [1].

При ресурсних випробуваннях деталей КЗ були виявлені значні за величиною залишкові напруження в матеріалах. Такий ефект спостерігається стабільно і у багатьох дослідженнях[2]. При цьому рівень залишкових напружень був настільки високий, що їх вирішальна роль у виникненні тріщин була визнана безсумнівно.

Таким чином, в умовах КЗ перспективних автотракторних ДВЗ, з одного боку, при збільшенні числа циклів навантаження, відбувається накопичення в деталях утомних пошкоджень, а з іншого – виникає небезпека зростання залишкових деформацій, які можуть досягти небезпечних значень, оскільки пластичність і можливість деформування металевих сплавів, як відомо, дуже обмежена.

Процес руйнування КЗ, як слідує з публікацій [3], розглядається як процес зародження і розвитку тріщин, у тому числі і термоутомних. Процеси зародження і розвитку незалежні між собою, для металів характерні обидва: накопичення ушкоджень до виникнення тріщини і власне зростання, розвиток тріщини.

Як слідує з проведеного аналізу, забезпечення тривалої міцності теплонапружених деталей КЗ, зокрема клапанного вузла, сучасних автотракторних дизелів передбачає детальне вивчення нестационарних ТНС на перехідних режимах експлуатації, які є переважаючими для цього типу ДВЗ.

Мета і задачі дослідження

Метою даного дослідження є підвищення надійності форсованих автотракторних ДВЗ, що працюють тривалий час на перехідних режимах зі значними закидами та скиданнями навантаження.

Для досягнення визначеної мети були поставлені наступні задачі:

- аналіз, обробка результатів моторного експерименту з визначенням змінної механічної складової навантаження – індикаторного тиску на перехідних режимах скидання-накидання навантаження;
- аналіз ТНС випускного клапана на перехідних режимах, оцінка впливу змінної механічної складової на виникнення закидів та просідань напружень.

Важливим етапом в проведенні досліджень була його експериментальна частина. Вирішувалась задача запису в цифровій формі змінного індикаторного тиску в циліндрі ДВЗ на перехідних режимах. Детальний опис методики проведеного експерименту та його результатів знаходимо в публікації [4]. Найбільш досконалим методом визначення індикаторного тиску та інших швидкоплинних процесів є запис інформації та її обробка з використанням АЦП та ПК. Для вимірювання також

були використані тензометричний перетворювач тиску, відмітник ВМТ індуктивного типу, тензометричний підсилювач 8АНЧ – 21 на несучій частоті [4]. Моторний експеримент було проведено на стенді кафедри ДВЗ НТУ «ХПІ» з дизелем СМД-25. Програма випробувань наведена в табл. 1. В таблиці представлені: n – частота обертання колінчастого вала, хв.⁻¹; P_T – зусилля на гальмівному пристрої, кГс; M_e – ефективний крутний момент, Н·м; N_e – потужність двигуна, кВт; Δt – тривалість режиму, с.

Результати проведених моторних випробувань були в подальшому використані для розробки управляючих функцій Φ_p , які задають закони зміни в часі основної складової механічного навантаження – максимального тиску газів P_z на деталі клапанного вузла.

На рис.1 показано характер зміни максимального тиску на перехідних режимах № 14 і № 15 (табл. 1).

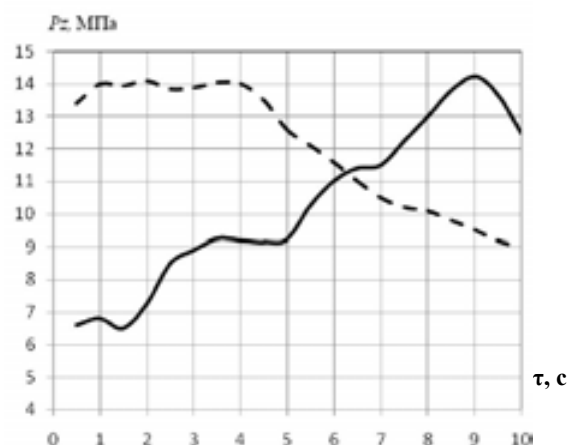


Рис. 1. Зміна тиску P_z на режимах №14 та №15
----- режим №15; ——— режим №14

При розробці нестационарної ММ в повній мірі були враховані результати численних розрахунково-експериментальних досліджень, проведених в останні роки на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ».

На рис.2 представлена геометрична модель клапанного вузла дизеля СМД, синтезована за кресленнями окремих деталей, а на рис.3 представлена схема розбиття теплообмінної поверхні вузла на окремі ділянки. Відповідні ГУ задачі теплопровідності наводяться як приклад (табл. 2).

Розв'язання нестационарної задачі теплопровідності деталі вузла передбачає аналіз її температурного стану на окремих стаціонарних режимах: номінальної потужності, часткових, холостого ходу. При цьому аналіз ТНС кожної окремої деталі ведеться у вісесиметричній постановці. Коефіцієнти тепловіддачі α_Σ та результуючі температури на виділених ділянках теплопровідної поверхні уточ-

нюються на основі результатів моторного експерименту. Такий підхід є загальновизнаним для отримання достовірної інформації щодо ТНС. Зокрема, як показали проведені дослідження температурного

поля випускного клапана, найбільший вплив на його формування мають умови зі сторони КЗ та в зоні спряження клапан-сідло.

Таблиця 1. Програма моторного експерименту

№ режиму	n , хв. ⁻¹	P_T , кГс	M_e , Н·м	N_e , кВт	Δt , с
1	2	3	4	5	6
1	1500	75	526	82,6	300
2	1500	Скидання навантаження P_T від 75 до 25 кГс			10
3	1500	25	175	25,57	300
4	1500	Накидання навантаження P_T від 25 до 75 кГс			10
5	1500	75	526	82,6	300
6	1500	Скидання навантаження P_T від 75 до 10 кГс			10
7	1500	10	70,3	11	300
8	1500	Накидання навантаження P_T від 10 до 75 кГс			10
9	1500	75	526	82,6	300
10	1500	Скидання навантаження P_T			20
11	1500	10	70,3	11	300
12	1500	25	175	25,57	300
13	1500	10	70,2	8,8	300
14	Від1200	Накидання навантаження P_T від 10 до 75 кГс			12
15	Від1200	Скидання навантаження P_T			12

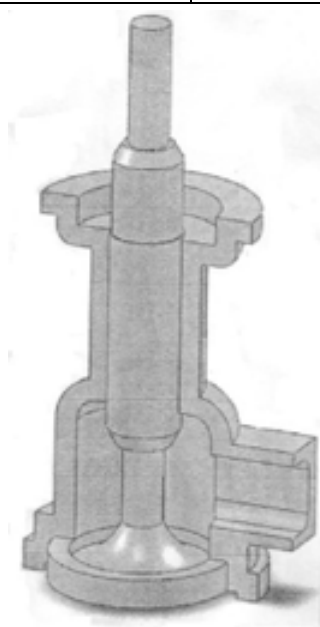


Рис. 2. Геометрична модель клапанного вузла

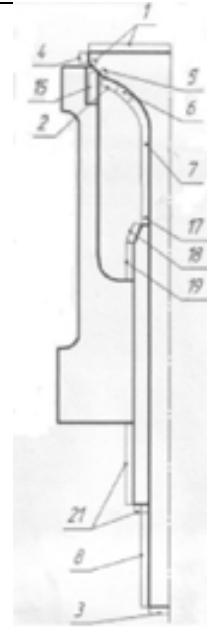


Рис. 3. Схема розбиття розрахункової області клапанного вузла

Основою для побудови управляючих функцій є експериментальні динамічні криві, отримані при проведенні термометрії для кожної з деталей вузла. Підбір, корегування управляючих функцій здійснюється шляхом проведення тривалої серії розрахунків з використанням розробленої ММ. Досягнуто при цьому розбіжність між експериментом та розрахунком для деталей вузла не перевищує 10 – 19°C при зміні абсолютних значень температури в

межах від 150 до 700°C [5]. Такий результат можна вважати цілком задовільним.

В умовах експлуатації деталі клапанного вузла, зокрема випускні клапани, зазнають дію значних механічних навантажень, прикладання яких відбувається при високих температурах в КЗ двигуна. На рівень напружень в тілі клапана, насамперед, впливає максимальний тиск в циліндрі. Певний внесок у виникнення додаткових механічних навантажень можуть також внести відхилення від

номінальних розмірів та інших конструктивних вимог в спряженні сідло-клапан та спряженні кла-

пан-напрямна втулка, які виникають при виготовленні та збиранні головки циліндрів.

Таблиця 2. Граничні умови задачі теплопровідності для вузлової моделі

№ зони	α_{Σ} , Вт/(м ² ·К)	t_{∞} , °С	№ зони	α_{Σ_2} , Вт/(м ² ·К)	t_{∞} , °С	№ зони	α_{Σ_2} , Вт/(м ² ·К)	t_{∞} , °С
1	670	750	8	65	65	15	630	600
2	630	570	9	150	40	16	700	60
3	65	65	10	160	40	17	650	540
4	670	730	11	160	35	18	640	530
5	650	570	12	170	30	19	640	500
6	650	565	13	160	30	20	300	30
7	650	560	14	750	760	21	65	70

Як показав аналіз напружено-деформованого стану клапана на усталених форсованих режимах, отримані значення механічних і термічних напружень далекі від критичних [5], що не пояснює виникнення експлуатаційних дефектів-тріщин. Повний аналіз впливу конструктивних і експлуатаційних факторів передбачає моделювання нестационарних перехідних режимів з глибокими макротеплозмінами в тілі клапана.

Моделюється ТНС клапанного вузла дизеля СМД-25 на перехідних режимах:

- Накидання навантаження (режим №14, табл.1) $N_e=10$ кВт, $n=1200\text{хв}^{-1} \rightarrow N_e=82,6$ кВт, $n=2000\text{хв}^{-1}$;
- Скидання навантаження (режим №15) $N_e=82,6\text{кВт}$, $n=2000\text{хв}^{-1} \rightarrow N_e=10\text{кВт}$, $n=1200\text{хв}^{-1}$.

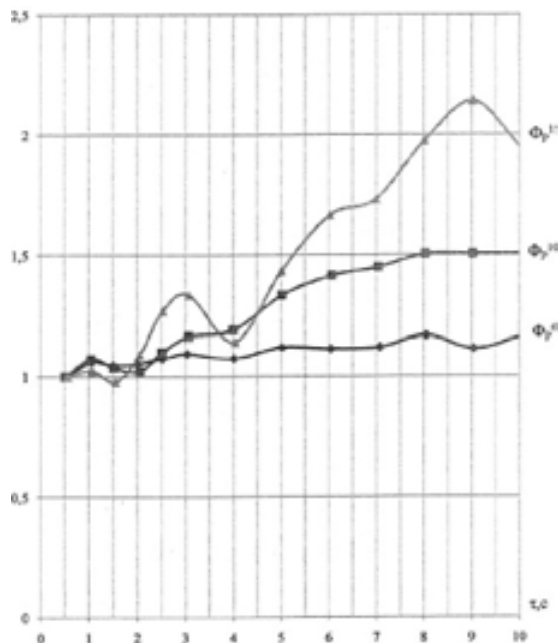


Рис. 4. Управляючі функції Φ_p для режимів накидання навантаження



Рис. 5. Управляючі функції Φ_p для режимів скидання навантаження

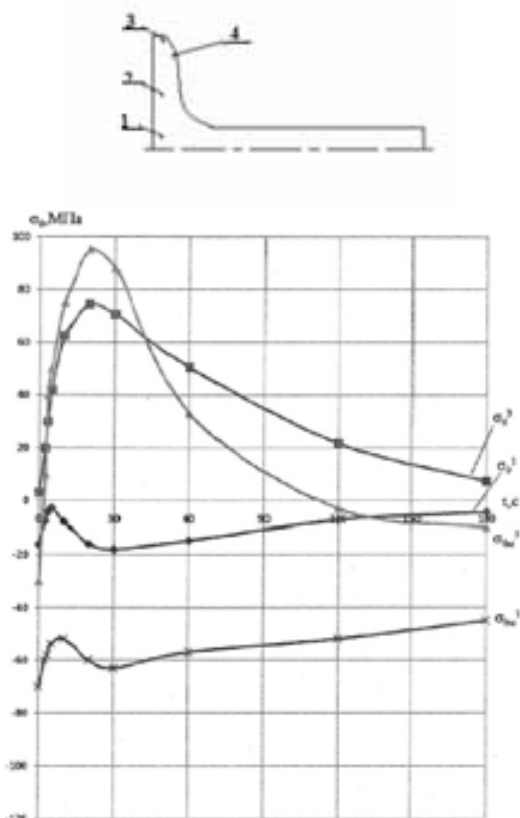


Рис. 6. Зміни колових напружень σ_θ в контрольних точках серійного клапана при накиданні навантаження

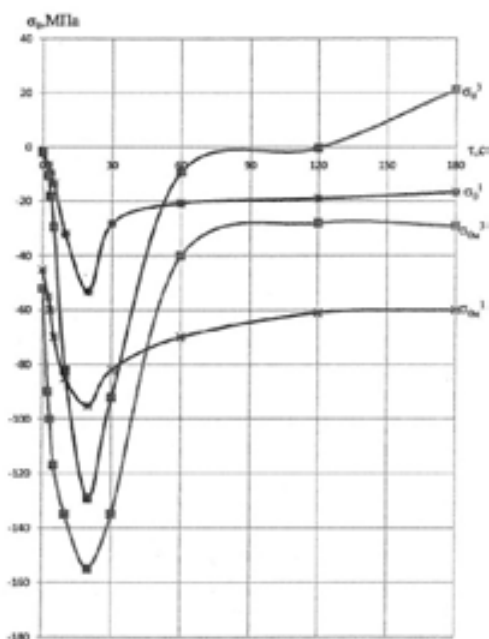


Рис. 7. Зміни колових напружень σ_θ в контрольних точках серійного клапана при скиданні навантаження

При рівні стискаючих колових напружень на відповідному усталеному режимі $\sigma_\theta = 29,2-28,9$ МПа спостерігається приблизно до 20 с від початку

перехідного режиму різке збільшення напружень до $-156,1$ МПа, тобто закид складає ≈ 120 МПа. Закиди напружень мають місце і для точок 1 і 2 в центральній і в середній частинах тарілки клапана. В даному випадку величина закиду для точки 1 складає $\Delta \sigma_\theta = 50$ МПа, а для точки 2 – 53 МПа. Максимальні значення напружень в цих точках відповідно, склали – $96,7$ МПа для точки 1 та $-107,9$ МПа для точки 2 при середньому рівні напружень на усталеному режимі – 60 МПа.

При скиданні навантаження має місце незначне просідання напружень в точках 1 та 2 (близько $8 - 10$ МПа). В точці 3 колові напруження змінюють знак, просідання складає ≈ 100 МПа. Якщо в цілому розглянути динаміку колових напружень в циклі накидання-скидання, в точці на кромці клапана динамічний розмах складає ≈ 260 МПа.

Таким чином, отримані результати в значній мірі пояснюють причини руйнування випускних клапанів – термоутомні тріщини в зоні опорної фаски. Причиною є саме динамічний знакозмінний характер зміни напружень в зоні точки 3 зі значними закидами і просіданнями напружень.

Динаміку зміни термомпружних напружень досліджували також і для змодельованого випадку відсутності механічного навантаження від сили тиску газів P_z зі сторони КЗ. Результати моделювання по двох контрольних точках 1 і 3 представлені в табл. 4. Вони дозволяють визначити роль механічної складової у формуванні НДС випускного клапана.

Як свідчать представлені в табл. 4 результати розрахункового моделювання, визначальну роль у виникненні динамічних закидів напруження відіграють саме термічні напруження, які виникають внаслідок суттєво різних швидкостей зміни температури на поверхні і в глибині деталі на початковій стадії перехідного процесу. Температурні градієнти можна також пояснити і різними швидкостями нагрівання центральних і периферійних ділянок випускного клапана.

Висновки

Проведений аналіз нестационарного ТНС випускного клапана показав, що в змодельованих перехідних режимах визначальну роль в руйнуванні клапана (зона опірної фаски) відіграють макротеплозміни на перехідних режимах, які супроводжуються закидами та просіданнями напружень та значно збільшують амплітуду напруження в циклі скидання-накидання. В той же час, враховуючи проведений аналіз можливих в експлуатації перехідних режимів за відомими публікаціями, такий висновок не можна вважати остаточним. В нашому випадку в експерименті і в розрахунках були змо-

дельовані порівняно «повільні» перехідні процеси з тривалістю від 10 до 20 с. Остаточні висновки щодо впливу механічної змінної складової на ТНС деталей клапанного вузла можна буде зробити, до-

слідивши динаміку більш швидкоплинних перехідних процесів. При цьому розроблена методика таких досліджень є універсальною для будь-яких перехідних процесів із будь-якою тривалістю.

Таблиця 4. Динаміка зміни колових напружень в контрольних точках серійного клапана при відсутності механічного навантаження на перехідних режимах (режими №14 і № 15).

№ точ- ки	Колові напруження σ_θ , МПа в залежності від часу τ , с перехідного процесу									
	0	2,5	3,5	5,0	10	20	30	60	120	180
Накидання навантаження										
1	-2,3	-6,5	-9,7	-13,5	-31,9	-53,1	-28,2	-20,7	-19,0	-16,6
3	-1,8	-10,5	-18,2	-29,5	-82,2	-129,1	-92,1	-9,3	-0,3	-21,1
Скидання навантаження										
1	-16,1	-7,6	-4,4	-2,7	-7,9	-16,1	-18,1	-14,9	-7,3	-4,4
3	3,1	19,8	29,9	41,9	62,3	24,3	70,5	50,4	21,8	7,31

Список літератури:

1.Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: справочник / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; под общей редакцией А.К. Костин. – Л.: Машиностроение, 1989 – 284с. 2.Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. Под редакцией проф. А.Ф. Шеховцова/ Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьяк, А.Ф. Шеховцов, Н.К. Шокотов. –К.: Техника 1992. – 272с. 3.Чайнов Н.Д. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей / Н.Д. Чайнов, В.Г. Заренбин, Н.А. Иванченко. – М.: Машиностроение, 1977. – 152с. 4.Тринёв А.В. Исследование законов изменения максимального давления в цилиндре автотракторного дизеля / А.В. Тринёв, Е.В. Синявский // Вестник Национального технического университета «ХПИ» –2013. – №31. – 116-123. 5.Тринёв А.В. Улучшение напряженно-деформированного состояния выпускных клапанов форсированных тракторных дизелей: автореф.

дис. канд. техн. наук: 05.04.02 / Тринёв Александр Владимирович. – Х. – 1995. – 24с.

Bibliography (transliterated):

1.Kostin A.K. Robot diesels are available: directory / A.K. Kostin, B.P. Pugachev, Y.Y. Cochinn; edited by A.K. Kostin. - L.: Mechanical Engineering, 1989 - 284s. 2.Sovremennye diesel engines: fuel efficiency and long-term strength. Edited by prof. A.F. Shehovtsova / F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko, N.F. Razleytsev E.I. Tretiak, A.F. Shekhovtsov, N.K. Shokota. -K.: Tehnika 1992. - 272s. 3.Chaynov N.D. Thermal mechanical strength of engine parts / N.D. Tea Room, V.G. Zarenbin, N.A. Ivanchenko. - M.: Mechanical Engineering, 1977. - 152c. 4.Trinev A.V. Researches laws change the maximum cylinder pressure Autotractor diesel / A.V. Trinev, E.V. Sinyavsky // Bulletin of National Technical University "KPI" -2013. - № 31. - 116-123. 5.Trinev A.V. Improving the stress-strain state of the forced exhaust valves tractor diesel engines: Author. dis. Candidate. tehn. Sciences: 05.04.02 / Trinev A.V. - H. - 1995. - 24с.

Поступила в редакцию 12.06.2014

Тринёв Александр Владимирович – канд. техн. наук, доцент кафедры двигунів внутрішнього згорання Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна.

Могильний Александр Павлович – студент 6 курсу факультету транспортного машинобудування Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна. mogilnyi@gmail.com

Куліш Остап Михайлович – студент 6 курсу факультету транспортного машинобудування Національного технічного університету «ХПІ», Харків, Україна.

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНОГО ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ВЫПУСКНОГО КЛАПАНА БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

А.В. Тринёв, А.П. Могильный, О.М. Кулиш

Приведены результаты расчетного исследования теплонпряженного состояния выпускного клапана автотракторного дизеля на режимах сброса-наброса нагрузки, характерных в условиях эксплуатации. Для постановки задачи механики используются граничные условия и соответствующие управляющие функции, уточненные в ходе моторного эксперимента с записью в цифровой форме переменного индикаторного давления на переходных режимах. Отмечается преобладающее влияние переменной термической составляющей на возникновение забросов на переходных режимах.

SIMULATION OF UNSTEADY HEAT-STRESS STATE OF EXHAUST VALVE IN HIGH-SPEED DIESEL ENGINE ON TRANSIENT CONDITIONS

A.V. Trinev, A.P. Mogilny, O.M. Kulish

The results of computational investigation of heat-stressed state of autotractor exhaust valve of diesel engine at load-on-reset, in typical operating conditions are conducted. For the formulation of the problem of mechanics was used boundary conditions corresponding to control functions during engine refinement experiment with recording indicator pressure on transient modes. Predominant influence on the thermal component of the variable occurrence casts transient conditions was noted.

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА РАБОТЫ ЦИЛИНДРО - ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Розсмотрены вопросы совершенствования основной детали цилиндра - поршневой группы поршневого газового двигателя – гильзы рабочего цилиндра путем дискретного упрочнения ее рабочей поверхности. Сущность процесса заключается в том, что упрочнение рабочей поверхности детали производят дискретно в виде макролегированных островков, существенно отличающихся от основного материала, как по механическим свойствам, так и по химическому составу. Необходимость повышения надежности гильзы цилиндров применительно к газовым двигателям вызвана возможным возникновением детонации при отказах в системах двигателя. Рассмотренный метод упрочнения позволяет значительно повысить надежность работы гильзы цилиндра без изменения ее габаритных размеров.

Введение

Гильзы цилиндров газовых поршневых среднеоборотных двигателей, как и большинства поршневых двигателей внутреннего сгорания, рассматриваются, как правило, как цельная деталь, изготовленная из одного материала. На практике этим материалом является чугун, а в ряде случаев высокопрочный чугун, легированный редкоземельными элементами. Гильзы цилиндров во время работы подвержены значительным механическим и тепловым нагрузкам, а также износу. Основной особенностью гильзы цилиндра является то, что наружная и внутренняя поверхности работают в различных условиях, а, соответственно, к ним необходимо предъявлять различные требования.

Анализ публикаций и опыта эксплуатации

Практика эксплуатации поршневых двигателей внутреннего сгорания различного назначения [1,2,3,4] показывает, что в 80 случаях из 100 они выходят из строя по причине отказа узлов трения в результате износа поверхности трения или поломки, вызванной им. Основные технико-экономические показатели двигателей различного назначения, эксплуатирующихся в Украине, находятся на уровне большинства зарубежных образцов. При этом большинство авторов, отмечая простоту и высокую ремонтпригодность отечественных двигателей, отмечают нестабильность их качества и ресурсных показателей. Ресурс до первого капитального ремонта стационарных и судовых среднеоборотных двигателей составляет 60000...70000 ч, т.е. при среднегодовой наработке 4000 ...5000 ч двигатель должен работать без капитального ремонта 12...15 лет. Ресурс до первого ремонта тепловозного двигателя, установленный заводом-изготовителем, составляет 8000...9000 ч, т.е. срок, практически равный амортизационному сроку службы транспортной техники и ее нормативам надежности [5,6]. Однако в реальной эксплуатации происходит значительное ухудшение как мощностных, так и экономических показателей двигателей.

Ситуация с газовыми двигателями является более сложной, так как в процессе работы двигателя на газообразных топливах при возникновении нарушений в работе топливоподающей системы и системы регулирования возможно возникновение детонации, вызывающей рост максимального давления сгорания в 1,5...2 раза. На рис.1 и 2 показаны дефекты гильз рабочего цилиндра двигателя ЧН25/34, вызванные детонацией.



Рис.1. Гильза рабочего цилиндра двигателя ЧН25/34 с вертикальной трещиной



Рис.2. Задир рабочей поверхности гильзы рабочего цилиндра двигателя ЧН25/34

На рис.3 показаны дефекты гильзы рабочего цилиндра двигателя Perkins 4016E-61NRC, серийный номер DIG162009U1123JC, вызванные детонацией в результате чего, кроме задиров рабочих поверхностей гильзы цилиндра и поршня, наблюдались и более тяжелые разрушения, вызванные обрывом шатуна.



Рис.3. Задир рабочей поверхности и повреждения гильзы рабочего цилиндра газового двигателя Perkins 4016E-61NRC

Длительная работа газового двигателя с детонацией не допустима, но ее невозможно избежать в ряде ситуаций, например, при выходе из строя свечи зажигания в период после отказа до остановки или снижения нагрузки, чрезмерном обеднении газоподводящей аппаратуры до выхода с данных режимов. Поэтому, учитывая возможность ее краткосрочного возникновения, необходимо предусмотреть меры по повышению надежности деталей цилиндро-поршневой группы газовых двигателей, в частности работы гильзы рабочего цилиндра. Кроме выхода из строя, наблюдается и ускоренный износ гильз газовых двигателей, связанный с повышенной тепловой напряженностью газовых двигателей по сравнению с дизельными. В связи с этим, вопрос повышения надежности работы гильзы рабочего цилиндра газовых двигателей является очевидным.

Цель и постановка задачи

Из вышеизложенного следует, что снижение износа рабочих поверхностей деталей, снижение влияния на них термомеханических напряжений и, при возможности, уменьшение коэффициента трения в парах трения является актуальной задачей для двигателестроения.

Эта задача в настоящее время решается двумя основными способами – конструкторским и технологическим.

Конструкторские разработки последних лет полностью обеспечивают механическую надежность машин с позиции их прочностных свойств и как пример можно привести применение многослойных гильз. Но износостойкость деталей и трибосистемы в целом остается на недостаточно высоком уровне.

Технологическим методом повышения износостойкости деталей машин на протяжении длительного времени в машиностроении являлось повышение твердости трущихся поверхностей деталей. Многолетний опыт свидетельствует, что это направление позволило в достаточно большой степени повысить надежность трущихся деталей, но в настоящее время оно себя почти полностью исчерпало. Не решает в полной мере проблему и использование заготовок с центробежного литья. Постоянное стремление к уменьшению массы машин и повышению интенсификации рабочих процессов привело к увеличению давлений в узлах машин и скоростей скольжения, ухудшило условия смазки. Кроме того, требование к повышению КПД механизмов привело к тому, что традиционные методы увеличения износостойкости деталей повышением их твердости во многих случаях перестали себя оправдывать.

Учитывая потребность технологических методов повышения износостойкости деталей машин, необходимо рассмотреть новые прогрессивные методы повышения износостойкости.

Изложение основного материала

Одним из перспективных методов одновременного повышения износостойкости и усталостной прочности деталей машин и трибосистем в целом является метод дискретного упрочнения.

Сущность процесса заключается в том, что упрочнение рабочей поверхности детали производят дискретно в виде макролегированных островков, существенно отличающихся от основного материала как по механическим свойствам, так и по химическому составу (рис.4.).



Рис.4. Дискретное упрочнение рабочей поверхности детали

Влияние дискретного упрочнения на чугунные детали

С целью определения влияния дискретного упрочнения на характеристики чугуна были проведены лабораторные исследования.

Металлографические, рентгеноструктурные и микрорентгеноструктурные исследования образцов, а также триботехнические характеристики материалов образцов проводились по принятым методикам.

Согласно полученным данным (рис.5) установлено, что предел выносливости для чугунных образцов (нормализация + высокий отпуск), серия 1, составляет 200 МПа. Наличие на поверхности таких образцов точечных литейных дефектов (серия 2) понижает предел выносливости до 140 МПа. Результаты, полученные для чугунных образцов серии 1, совпадают с приведенными ранее характеристиками усталостной прочности для образцов аналогичного химического состава и термической обработки (кривая 5, $\sigma_{-1}=170$ МПа) [7]. При этом установлено, что образцы с дискретным упрочнением (серия 3) имеют долговечность, находящуюся в поле рассеяния результатов для чугунных образцов без дискретного упрочнения (кривая 3, $\sigma_{-1}=190$ МПа). Наличие не выведенных финишной обработкой дефектов поверхности (серия 4) приводит к понижению усталостной прочности образцов с дискретным упрочнением (кривая 4, $\sigma_{-1}=120$ МПа).

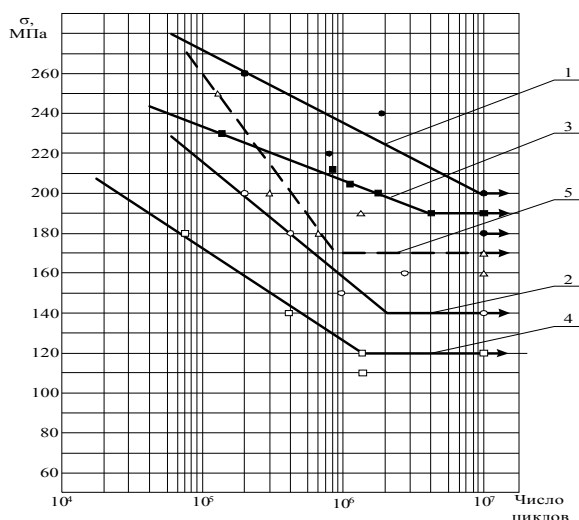


Рис.5. Зависимость величины предела усталости от числа циклов:

1 – серия образцов 1; 2 – серия образцов 2; 3 – серия образцов 3; 4 – серия образцов 4; 5 – результаты исследований проведенных ранее

Кроме того, важным фактором является место разрушения при усталостных испытаниях образ-

цов. Данные исследований, приведенные в работе [8], свидетельствуют о том, что при упрочнении образцов из высокопрочного чугуна закалкой ТВЧ и лазерной закалкой граница упрочненного слоя является технологическим концентратором остаточных растягивающих напряжений, что является причиной снижения усталостных характеристик материала.

При испытании на усталостную прочность образцов с дискретным упрочнением разрушение ни в одном случае не произошло по границе упрочненной зоны с основным металлом. Полученный результат дает основание полагать, что граница между упрочненным слоем и основным материалом не является технологическим концентратором, понижающим усталостную прочность при дискретном упрочнении, поэтому данный способ можно рекомендовать для упрочнения других металлов.

Таким образом, результаты исследования усталостной прочности испытуемых образцов свидетельствуют о том, что дискретное упрочнение не снижает усталостную прочность в сравнении со стандартными видами упрочнения.

Данные результаты подтверждены широко-масштабными производственными испытаниями и внедрениями в производства дизелестроительных, станкостроительных, металлургических, тепловоз- и судоремонтных предприятий.

Исследование триботехнических характеристик образцов, изготовленных из чугуна различных серий, показало, что дискретное упрочнение позволяет повысить:

- износостойкость в 8–10 раз по сравнению со стандартной технологией (нормализация + высокий отпуск) и в 1,3–1,5 раза по сравнению с закалкой ТВЧ;
- задиристость и нагрузочную способность в сравнении с нормализованным и закаленным состоянием;
- абразивную износостойкость.

Необходимо также отметить, что рабочие поверхности с дискретным упрочнением меньше расположены к образованию и развитию макро- и микротрещин, что существенно повышает надежность работы гильз рабочих цилиндров газовых двигателей в случаях возникновения детонации.

Заключение

1. Гильза рабочего цилиндра газового двигателя испытывает повышенные тепловые и механические нагрузки по сравнению с дизельными двигателями.

2. Необходимость повышения надежности гильзы цилиндров применительно к газовым двигателям вызвана возникновением детонации при возможных отказах в системах двигателя.

3. Использование дискретного упрочнения рабочей поверхности гильзы рабочего цилиндра существенно повышает надежность работы газовых двигателей.

Список литературы:

1. Хейбды М., Чичинадзе А.В. Теоретические основы, Том 1, Справочник по триботехнике в трех томах. М.: Машиностроение, 1989. – 400 с. 2. Гаркунов Д.Н. Триботехника. - М.: Машиностроение, 1985. – 312 с. 3. Чичинадзе А.В. Основы трибологии (трение, износ, смазка.). - М.: Центр «Наука и техника», 1995. – 284 с. 4. Чичинадзе А.В. Не стоит платить за незнание // Инженерная газета – 1994. – № 28. 5. Трактора серии 8100, 8200, 8300 и 8400 (Серийный номер 10001). Руководство по эксплуатации. John Deere Waterloo Works, OMAR 150262. Выпуск G6. Северо – Американское изда-

ние. Напечатано в США. - 1981. 6. Millar G. H. Diesel development in perspective // Diesel Progress of North America, 1995, 7, 44–46. 7. Рабинович А.Ш. и др. Методические указания по классификации и шифровке отказов тракторов. – М.: ГОСНИТИ, 1976. 8. Сковородин В.Я., Тишкин Л.В. Справочная книга по надежности сельскохозяйственной техники. - Л.: Лениздат, 1985. – 204с.

Bibliography (transliterated):

1. Hebdy M., Chichinadze A.V. Teoreticheskie osnovy, Tom 1, Spravochnik po tribotekhnike v trekh tomah. M.: Mashinostroenie, 1989. – 400 s. 2. Garkunov D.N. Tribotekhnika. - M.: Mashinostroenie, 1985. – 312 s. 3. Chichinadze A.V. Osnovy tribologii (trenie, iznos, smazka.). - M.: Centr «Nauka i tehnika», 1995. – 284 s. 4. Chichinadze A.V. Ne stoit platit' za neznanie // Inzhenernaya gazeta – 1994. – № 28. 5. Traktora serii 8100, 8200, 8300 i 8400 (Serijnyj nomer 10001). Rukovodstvo po jekspluatácii. John Deere Waterloo Works, OMAR 150262. Vypusk G6. Severo – Amerikanskoe izdanie. Napечатано в SShA. - 1981. 6. Millar G. H. Diesel development in perspective // Diesel Progress of North America, 1995, 7, 44–46. 7. Rabinovich A.Sh. i dr. Metodicheskie ukazaniya po klassifikacii i shifrovke otkazov traktorov. – M.: GOSNITI, 1976. 8. Skovorodin V.Ja., Tishkin L.V. Spravochnaja kniga po nadezhnosti sel'sko-hozjajstvennoj tehniki. - L.: Lenizdat, 1985. – 204s.

Поступила в редакцию 08.07.2014

Посвятенко Эдуард Карпович – доктор техн. наук, профессор Национального транспортного университета, e-mail: natali1963@ukr.net

Литвин Сергей Николаевич – канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедры "Двигатели внутреннего сгорания" Первомайского политехнического института Национального университета кораблестроения им. адмирала С.И. Макарова, e-mail: lsn.rm@rambler.ru

Гончаров Виктор Григорьевич – канд. техн. наук, директор ЧНИПКФ «ТАВИ», e-mail: v.g.goncharov@yandex.ua

ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ГАЗОВИХ ДВИГУНІВ

Посвятенко Е.К., Литвин С.М., Гончаров В.Г.

Розглянуто питання вдосконалення основної деталі циліндро-поршневої групи поршневого газового двигуна – гільзи робочого циліндра шляхом дискретного зміцнення її робочої поверхні. Сутність процесу полягає в тому, що зміцнення робочої поверхні деталі виконується дискретно у вигляді макролегованих острівців, що суттєво відрізняються від основного матеріалу, як за механічними властивостями, так і за хімічним складом. Необхідність підвищення надійності гільзи циліндрів газових двигунів викликана можливим виникненням детонації при відмовах у системах двигуна. Розглянутий метод зміцнення дозволяє значно підвищити надійність роботи гільзи циліндра без зміни її габаритних розмірів, що дозволяє його застосування в ході ремонтних робіт в експлуатації.

OPERATION RESOURCE INCREASING IN THE CYLINDER-PISTON GROUP OF GAS ENGINES

Posvyatenko E.K., Lytvyn S.N., Goncharov V.G.

Issues of improving the basic parts of the cylinder-piston group in reciprocating gas engine - working cylinder liner by discrete strengthening its working surface are considered. The essence of the process lies in the fact that the working surface of the work hardening produced in the form of discrete islets makroalloyed substantially different from the basic material, such as mechanical properties and chemical composition. The need to improve the reliability of cylinder liners with regard to gas engines caused the emergence of possible detonation at fault in engine systems. The method of hardening that considered can significantly improve the reliability of the cylinder liner without changing its dimensions.

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ ПОРШНЕВОЙ ГОЛОВКИ ШАТУНА ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В данной статье приведен путь становления игольчатого подшипника верхней головки шатуна. Обращено внимание на необходимость охлаждения игольчатых подшипников высокофорсированных двухтактных двигателей, а также отмечается важность подогрева материалов подшипников с повышенными механическими свойствами при высоких температурах и механических нагрузках.

В турбопоршневых двухтактных дизелях 5ТДФ мощностью 515 кВт и 6ТД мощностью 735 кВт в поршневой головке шатуна устанавливаются подшипники качения (рис. 1). В качестве тел качения используются ролики, устанавливаемые в два ряда. Наружной обоймой для них служит втулка верхней головки шатуна (ВГШ) из стали ШХ15-Ш, а внутренней – поршневой палец с цементированной поверхностью и высокой чистотой и геометрией под ролики [1].

Ролики изготавливаются из стали ШХ15-Ш. При их установке необходимо обеспечивать подбор с разномерностью не более 2 мкм в одном комплекте, что обеспечивает равномерность их нагружения. Ролики отделяют друг от друга и от поршневой втулки с помощью колец, уменьшающих силы контактного трения [3].

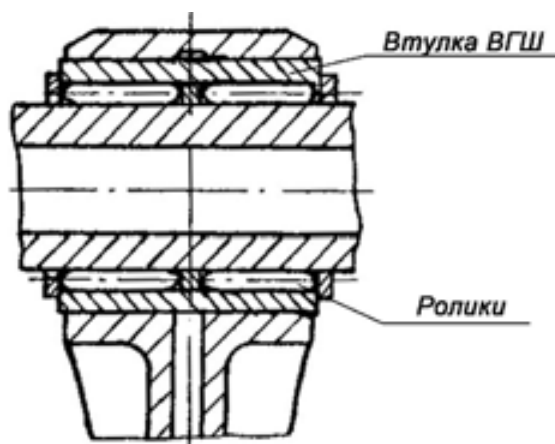


Рис. 1. Подшипник ВГШ двигателя 5ТДФ

Данная конструкция верхней головки шатуна (ВГШ) обеспечивает надежность работы двигателей 5ТДФ и 6ТД до 1000 часов и выше. Удельная мощность данных двигателей 5ТДФ и 6ТД, соответственно, составляет 37,8 кВт/л и 45,1 кВт/л. Максимальное давление сгорания в цилиндрах указанных двигателей не превышает 13 МПа.

При создании форсированных двигателей аналогичной конструкции до уровней удельной мощности 60 кВт/л и выше потребовалось усовершенствование конструкции ВГШ, поскольку штатная конструкция не обеспечивала надежность. При

форсировании двигателей уровень максимального давления сгорания в цилиндрах достиг 15 МПа. При этом значительно возросла температура поршня, деталей подшипника ВГШ. В ходе испытаний форсированных двигателей со штатной конструкцией имели место: бринулирование поршневых пальцев (рис. 2) и втулок; выкрашивание роликов, беговых дорожек втулок и поршневых пальцев. Дефект начинал развиваться с образования повышенного износа и выкрашивания периферийных поверхностей роликов. Расчетно-экспериментальными исследованиями было установлено, что причиной данного дефекта является защемление концов роликов при деформации поршневого пальца от сил давления газа в цилиндре при наличии высокой температуры данных деталей.



Рис. 2. Поршневой палец с бринулированием

С целью повышения надежности работы подшипников ВГШ форсированных дизелей были разработаны следующие мероприятия:

- увеличена подача масла к подшипникам ВГШ за счет увеличения сечения жиклеров в шатунных шейках коленвалов, повышена производительность масляного насоса, а также увеличены фазы подачи масла из коленвала за счет поворота жиклеров в шатунных шейках [2];

- для улучшения приспособляемости игл к деформации поршневого пальца разработана разрезная (составная) втулка подшипника ВГШ, состоящая из двух одинаковых втулок. На торцах этих втулок введены фрезеровки для равномерной прокачки масла через обе половинки подшипника (рис. 3);

- для предохранения попадания выхлопных газов и воздуха в подшипник ВГШ разработаны

заглушки, закрывающие поршневой палец и устанавливающиеся в поршень с натягом.

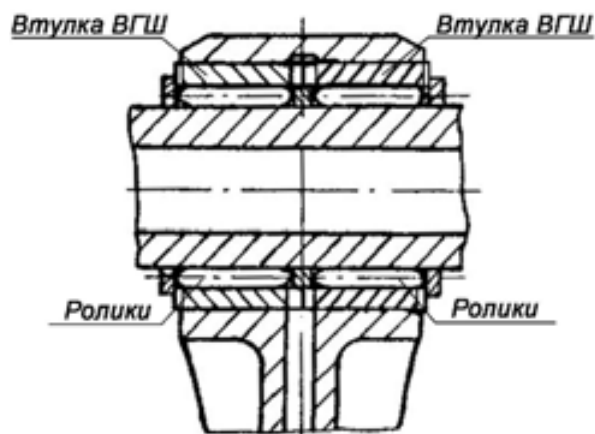


Рис. 3. Усовершенствованный подшипник ВГШ

Эффективность разработанных мероприятий проверялась ускоренными стендовыми испытаниями на одноцилиндровом двигателе ОЦУ-456 (1ДН 12/2×12).

Сравнительные исследования проводились в 3 этапа. Сравнительные испытания проводились на одних и тех же режимах работы ОЦУ-456.

На первом этапе ускоренным испытаниям была подвергнута штатная конструкция ВГШ двигателей 5ТДФ и 6ТД. Уровень максимального давления сгорания при испытаниях значительно превышал эксплуатационные значения, а именно более чем на 30%.

Штатная конструкция ВГШ двигателя 5ТДФ и 6ТД (без мероприятий по усовершенствованию) при работе с уровнем P_z до 15,4 МПа выдержала испытания в объеме 100 часов, после чего разрушилась. По результатам разборки было установлено усталостное разрушение роликов.

На втором этапе ускоренным испытаниям была подвергнута штатная конструкция с мероприятием по увеличению подачи масла к ВГШ. При работе с уровнем P_z до 15,3 МПа ОЦУ-456 выдержала испытания в объеме 160 часов, после чего начал появляться повышенный износ. После наработки 200 часов произошло разрушение ВГШ. По результатам разборки были установлены усталостные разрушения роликов ВГШ и точечные выкрашивания на втулке (рис. 4).

На третьем этапе ускоренным испытаниям была подвергнута разрезная втулка ВГШ в комплексе с увеличением подачи масла к ВГШ. При работе с уровнем P_z до 17 МПа ОЦУ-456 отработала без замечаний в объеме 328 часов, что удовлетворяет требованиям гарантийной наработки, и осталась в работоспособном состоянии.

Таким образом, ускоренными испытаниями на ОЦУ-456 была экспериментально подтверждена эффективность усовершенствованной конструкции ВГШ, представленной на рис. 3, в комплексе с увеличением подачи масла к ВГШ.

Данное мероприятие было в дальнейшем проверено на развернутом двигателе. По результатам успешных типовых испытаний двигателя 6ТД-2Е мощностью 882 кВт в объеме 300 часов усовершенствованная конструкция ВГШ внедрена в конструкцию двигателей, разработанных ГП «ХКБД»:

- двигатель 3ТД-3А мощностью 367 кВт для бронетранспортера БТР-4Е;
- двигатель 6ТД-2Е мощностью 882 кВт для танка БМ «Оплот»;
- двигатель 5ТДФМА-1 мощностью 772 кВт для танка Т72ВА-1.

Таким образом, замена сплошной втулки ВГШ двумя втулками позволила им при деформациях поршневого пальца самоустанавливаться в верхней головке шатуна и на поршневом пальце, в результате чего обеспечивается разгрузка концов игольчатых роликов. Последнее значительно уменьшает защемление концов игольчатых роликов и их перекосы. Кроме того, за счет зазора между втулками увеличилась прокачка масла, и обеспечен более равномерный проток масла через оба ряда роликов, что положительно сказывается на улучшении теплоотвода от деталей подшипника ВГШ и, в конечном итоге, на повышении его работоспособности и долговечности.

Дальнейшее повышение работоспособности подшипника ВГШ возможно за счет применения сталей с более высокими механическими свойствами при рабочих температурах. Так, применение подшипника из более теплостойкой стали типа ЭИ347Ш (8Х4В9Ф2-Ш) позволило значительно повысить его работоспособность и долговечность за счет более высокой температуры отпуска стали (для ШХ15-Ш температура отпуска 150°C, а для ЭИ347Ш - 400°C) [3].



Рис. 4. Игольчатые ролики с началом разрушения

Выводы

1. Внедрение мероприятия по увеличению подачи масла к ВГШ двигателей 5ТДФ и 6ТД увеличивает ресурс ВГШ не менее, чем в 2 раза. При форсировании двигателей данной конструкции увеличение подачи масла к ВГШ без усовершенствования конструкции ВГШ не является достаточным для обеспечения требуемого ресурса изделия.

2. Усовершенствованная конструкция ВГШ с разрезной втулкой ВГШ в комплексе с увеличением подачи масла к ВГШ обеспечивает надежную работу двигателей при их форсировании до уровня удельной мощности 60 кВт/л и выше.

Список литературы:

1. Двигатель 6ТД. – М: Военное изд-во, 1988. – 144 с.
2. Рязанцев Н.К. Экспериментальное определение про- качки масла через верхнюю головку шатуна. – М: НИИ информтяжмаш, 1973. – С.16-25. Двигатели внутренне- го сгорания. Сер.4 – Вып. 11. 3. Конструкция форсиро- ванных двигателей наземных транспортных машин. Часть 1. Рязанцев Н.К. – Киев, 1993. – 252 с.

Bibliography (transliterated):

1. Dvigatel' 6td. - M: Voennoe izd-vo, 1988. - 144 s.
2. Ryazantsev N.K. Eksperimental'noe opredelenie prokachki masla cherez verchnyuyu golovku shatuna. - M: NII informtyazhmash, 1973. - s.16-25. dvigateli vnutrenne-go sgoraniya. ser.4 - vyp. 11.
3. Konstruktsiya forsirovannykh dvigatelei nazemnykh transportnykh mashin. Chast' 1. Ryazantsev N.K. - Kiev, 1993. - 252 s.47.

Поступила в редакцию 29.05.2014

Алехин Сергей Алексеевич – канд. техн. наук, генеральный конструктор-директор Государственного предприя- тия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Коваленко Анатолий Николаевич – начальник отдела Государственного предприятия "Харьковское конструктор- ское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Косовцев Александр Николаевич – ведущий инженер Государственного предприятия "Харьковское конструктор- ское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

Лыков Сергей Валентинович – начальник отдела Государственного предприятия "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению", Харьков, Украина, e-mail: hkbd@kharkov.ukrtel.net.

ПІДШИПНИКИ КОЧЕННЯ ПОРШНЕВОЇ ГОЛОВКИ ШАТУНА ВИСОКОФОРСОВАНИХ ДВОТАКТНИХ ДВИГУНІВ

С.О. Альохін, А.М. Коваленко, О.М. Косовцев, С.В. Лыков

В цій статті наведено шлях становлення голкового підшипника верхньої головки шатуна. Привернуто увагу до не- обхідності охолодження голкових підшипників високофорсованих двотактних дизелів, а також відзначається важливість підбору матеріалів підшипників з підвищеними механічними властивостями при високих температурах та механічних навантаженнях.

FRICITIONLESS BEARINGS OF THE PISTON HEAD OF A CONNECTING ROD IN HIGH-POWER TWO-STROKE ENGINES

S.A. Alyohin, A.N. Kovalenko, A.N. Kosovtsev, S.V. Lykov

In a sectional paper the path of becoming of a needle bearing of a small end of a connecting rod is adduced. The attention directed to necessity of chilling of needle bearings highly of augmented two-stroke diesels conversions, and also the relevance guard rope of materials of bearings with heightened mechanical characteristics is scored at heats and mechanical offloadings.

УДК 621.432 (621.435, 62-144)

Н. А. Ткачук, О. В. Веретельник, А. В. Грабовский, С. А. Кравченко, С. Ю. Белик

ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ И ТРИБОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ НА ОСНОВЕ КОМБИНИРОВАННЫХ МЕТОДОВ УПРОЧНЕНИЯ ПРИПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ

В статье предложены способы повышения прочностных и трибомеханических характеристик элементов машиностроительных конструкций на основе комбинированных методов упрочнения поверхностных слоев. С использованием полученных экспериментальных данных и результатов лабораторных исследований уста- новлены некоторые физико-механические характеристики образованных таким образом поверхностных слоев деталей. Решена задача контактного взаимодействия упрочненных деталей конструкций. Установле- ны характерные особенности распределения контактных давлений и напряжений в сопряжении упрочнен- ных деталей ДВС.

Введение. Большое количество машинострои- тельных конструкций работает в условиях интен-

сивного силового термодетактного взаимодейст- вия со взаимным относительным движением со-

Н. А. Ткачук, О. В. Веретельник, А. В. Грабовский, С. А. Кравченко, С. Ю. Белик, 2014

пряженных элементов. Примерами могут быть детали подшипников, зубчатых передач, пневмо- и гидроцилиндров, оружейных систем, прокатных станков, кулачков разнообразного профиля и т. п.

При этом одними из типичных представителей этого множества конструкций являются детали двигателей внутреннего сгорания: коленвал во взаимодействии с коренными и шатунными вкладышами, поршни в сопряжении с гильзами цилиндров, кулачки топливной системы и другие элементы ДВС.

Характерной особенностью представителей очерченного выше множества машиностроительных конструкций является комбинационный критерий их работоспособности, объединяющий два аспекта. Во-первых, это требование прочности материала нагруженных деталей во всем их объеме. Во-вторых, это высокие трибомеханические характеристики, формируемые физико-механическими процессами и состояниями, которые реализуются по поверхностям сопряжения контактирующих деталей. Условно назовем эти аспекты здесь "объемным" и "поверхностным", соответственно. Если первому аспекту традиционно уделяется большое внимание в литературе [1], а методы расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) развиты достаточно сильно [2], то второй – нуждается в теоретических и экспериментальных исследованиях. Это обусловлено не только тем, что механика контактного взаимодействия [2-5] находится на этапе развития своих научных основ, а методы исследования этого взаимодействия требуют своего совершенствования [2, 6-8], но и многими другими обстоятельствами. В частности, можно отметить сложность моделирования геометрической формы и физико-механических свойств поверхностных слоев контактирующих деталей [7, 8] на уровне микромасштаба. Кроме того, существующее огромное множество способов модификации поверхностных слоев высокоответственных и тяжело нагруженных деталей машиностроительных конструкций [9-12] не дает возможности формирования единого и простого подхода к моделированию свойств обработанных приповерхностных слоев. Кроме упомянутых, а также многих других обстоятельств, усложняющих исследования контактного взаимодействия упрочняемых по поверхности деталей машиностроительных конструкций, важно отметить также и то, что в общем случае условно названные здесь "объемный" и "поверхностный" аспекты являются, что важно, связанными и взаимовлияющими сторонами проблемы контактного взаимодействия. Так, распределение контактных усилий оказывает влияние не только на напряжен-

но-деформированное состояние в объеме деталей, но и на износ поверхностных слоев, который, в свою очередь, приводит к перераспределению контактных усилий. С другой стороны, напряженно-деформированное состояние контактирующих деталей в зонах, удаленных от контактных поверхностей, влияет на условия контактного взаимодействия. В результате напряженно-деформированное состояние, контактное взаимодействие, трение и износ оказываются связанными физико-механическими процессами и состояниями. Отсюда следует вывод не только о значительной актуальности, но также и высокой сложности решения комплекса перечисленных задач.

Целью настоящей работы является развитие методов исследования контактного взаимодействия элементов машиностроительных конструкций, поверхностные слои которых модифицированы с использованием различных технологий упрочнения, в увязке с моделированием их напряженно-деформированного состояния, а также последующими исследованиями трения и износа

Постановка задачи. Учитывая сложность взаимосвязанности проблемы обеспечения прочностных и трибомеханических характеристик деталей машиностроительных конструкций, поверхностные слои которых модифицированы с применением того или иного способа, на данном этапе ставится задача разработки общего подхода к ее решению, а также иллюстрация предлагаемых методов исследования на примере исследования элементов системы "поршень – гильза цилиндра ДВС".

Общий подход к решению поставленной проблемы базируется на методологии обобщенного параметрического описания физико-механических процессов и состояний в сложных механических системах, предложенной в [13]. Структура организации исследований представлена на рис. 1.

Поскольку различные из исследуемых факторов, величин, распределений в соответствие с используемой методологией можно трактовать как обобщенные параметры p_i , а их совокупность – обобщенное параметрическое пространство P , то общий подход к моделированию физико-механических процессов и состояний можно представить в виде итерационной последовательности относительно самостоятельных этапов I–IV, связанных изменяемыми обобщенными параметрами $P^{(k)}$ и разрешающими соотношениями, описывающими контактное взаимодействие, напряженно-деформированное состояние, трение и износ.

В пределах каждого из этапов II входной набор обобщенных параметров $P^{(k)}$ фиксируется, а разрешающая система соотношений служит для

определения следующего набора $P^{(k+1)}$, дискретно формируя эволюцию P в зависимости от параметра t (условное или физическое время). При этом отдельные подэтапы 1÷4 (см. рис. 1) могут рассматриваться как относительно несвязанные, так и связанные. Так, например, традиционно распределение локальных контактных давлений вычисляется по модели Герца [3] независимо от НДС.

В то же время для многих случаев такое разделение неправомерно, и этапы 1 и 2 оказываются связанными. При этом для большинства случаев подэтапы 3 и 4 этапа II можно (в рамках предложенной процедуры, см. рис. 1) реализовывать относительно изолированно, используя для решения задач подэтапов со старшими номерами результаты подэтапов с младшими номерами.

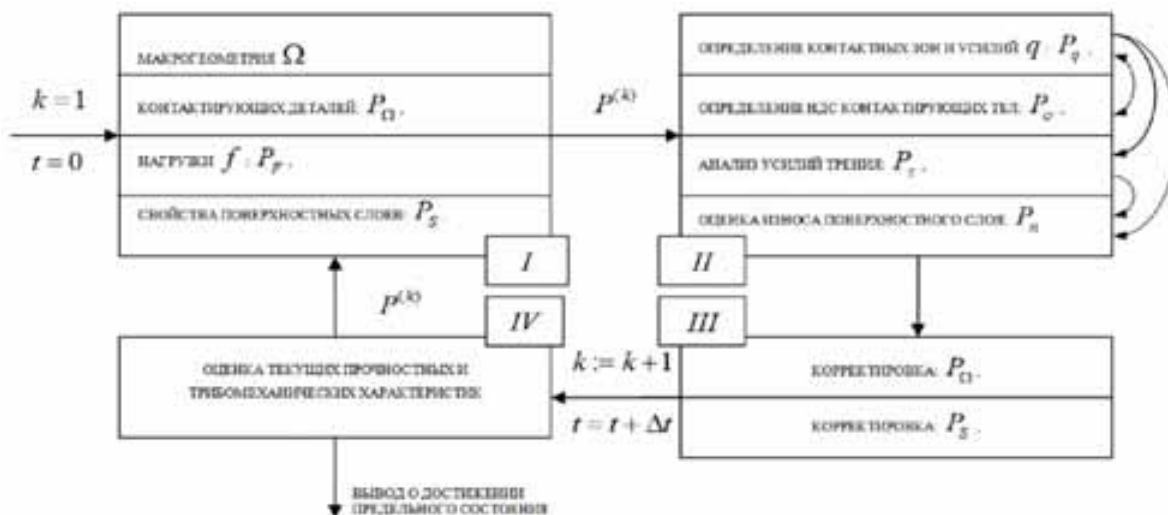


Рис. 1. Общий подход к моделированию физико-механических процессов и состояний

Естественно, что получаемые как на отдельных этапах и подэтапах, так и в целом их последовательности результаты исследований, сильно зависят от адекватности, полноты и точности разрешающих соотношений, которые строятся для моделирования тех или иных процессов и состояний. При этом общая ценность получаемого решения определяется качеством решения каждого из этапов, причем "сбой" модели на любом из этапов приводит к обесцениванию итоговых результатов. В этой связи в работе предложены подходы к построению моделей исследуемых процессов и состояний на примере исследования взаимодействия поршня ДВС с гильзой цилиндра, а также шеек коленчатого вала с вкладышами.

Формирование моделей исследуемых объектов. Рассмотрим, следуя [14, 15], формирование математической модели напряженно-деформированного состояния пары "поршень – гильза цилиндра ДВС" с учетом контактного взаимодействия (рис. 2).

Как отмечается в [14], движение и нагружение поршней ДВС диктуется характером рабочего процесса. Текущее положение поршня в некоторой неподвижной системе координат $Oxuz$ (например, привязанной к одной из мертвых точек) может быть задано при помощи параметра φ – угол пово-

рота коленчатого вала двигателя (рис. 2). При этом положение оси пальца x_n , угол действия усилия от кривошипа α и давление в камере сгорания q являются функциями этого параметра:

$$x_n = x_n(\varphi), \alpha = \alpha(\varphi), q = q(\varphi), \varphi = \varphi(t). \quad (1)$$

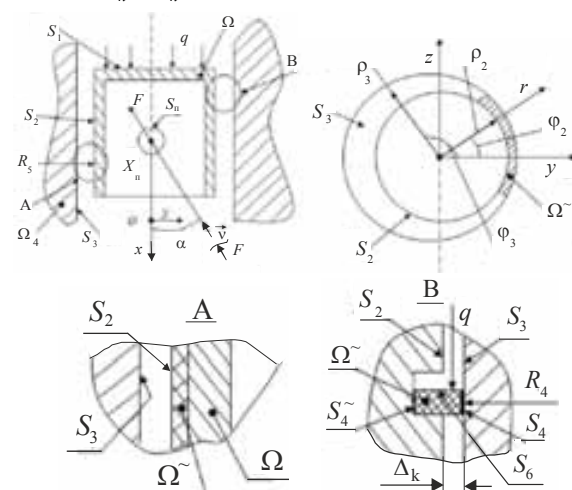


Рис. 2. К формированию расчетной схемы [11]: x_n – положение оси пальца, α – угол действия усилия от кривошипа, q – давление в камере сгорания

Сформировав систему уравнений равновесия поршня и записав систему уравнений теории упругости, получаем разрешающую систему соотноше-

ний для определения НДС поршня [14]. При этом на поверхностях возможного контакта действуют условия непроникновения [14].

Кроме того, учитываются физико-механические свойства корундового слоя, образованного при обработке поверхности поршня [14] (рис. 3).

Для определения физико-механических характеристик корундового слоя можно поставить частную задачу (рис. 3). Здесь слой преобразованной поверхности, характеризуемый номинальной толщиной $\Delta^{\sim}$ и микропрофилем $m^{\sim}$, опирающийся на массив основного материала поршня Ω (см. рис. 3), нагружается пробным давлением p . В результате можно экспериментально определить связь между деформациями в нормальном направлении и соответствующими напряжениями.

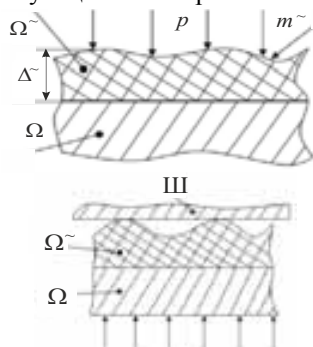


Рис. 3. К формированию физико-механических свойств преобразованного слоя при действии давления и контактных усилий

Для численного определения этих свойств можно также исследовать контактное взаимодействие фрагмента основного материала с преобразованным слоем $\Omega^{\sim}$ с жестким ограничением Ш. При решении данной задачи определяются все свойства данного слоя. Таким образом, получаем в свое распоряжение систему уравнений и нера-

венств, искомыми в которой являются компоненты НДС, а также области реализации контактных условий и распределения контактных давлений [14]. Для решения получаемой задачи естественным образом подходит теория вариационных неравенств. На ее основе исходная задача сводится к минимизации квадратичного функционала на выпуклом множестве функций. Для дискретизации получаемой задачи наиболее целесообразно применение метода конечных элементов [2, 3]. С его использованием получаем и поля перемещений, деформаций, напряжений во всех исследуемых телах, и контактные давления между ними.

Так, на основе предложенного подхода и математической модели сформирована численная (конечно-элементная) модель контактного взаимодействия гильзы цилиндра и поршня ДВС, боковая поверхность которого выполнена с модификацией геометрической формы, причем как в окружном направлении, так и по высоте [14, 16].

При построении геометрических моделей, описывающих реальные конструкции поршней ДВС, использовано обобщенное параметрическое моделирование. Была построена геометрическая модель, описывающая поршень и гильзу ДВС [14]. В модели были промоделированы сам поршень, гильза, а также добавлены уплотнительные кольца и часть кривошипно-шатунного механизма. Геометрическая модель была упрощена с помощью симметрирования в продольном направлении. Внешний вид геометрической и конечно-элементной (полная конечно-элементная модель насчитывала около 170 тыс. элементов) моделей представлен на рис. 4.



Полная геометрическая модель Конечно-элементная модель Конечно-элементная модель поршня
Рис. 4. Внешний вид геометрической и конечно-элементной моделей

Построенные модели служат для определения контактных давлений и напряженно-деформированного состояния контактирующих тел, а далее – для передачи на подэтапы оценки трения и износа.

Исследование напряженно - деформированного состояния пары "цилиндр – поршень ДВС" с учетом контактного взаимодействия

Данное исследование состояло из двух этапов. На первом этапе были получены поля температур, распределенных по материалу поршня; второй этап заключался в определении напряженно-деформированного состояния, при этом прикладываемая нагрузка состояла из внешних механических и тепловых воздействий. Распределение температуры в поршне представлено на рис. 5.

Давление было выбрано максимальным из диаграммы нагружения (рис. 6).

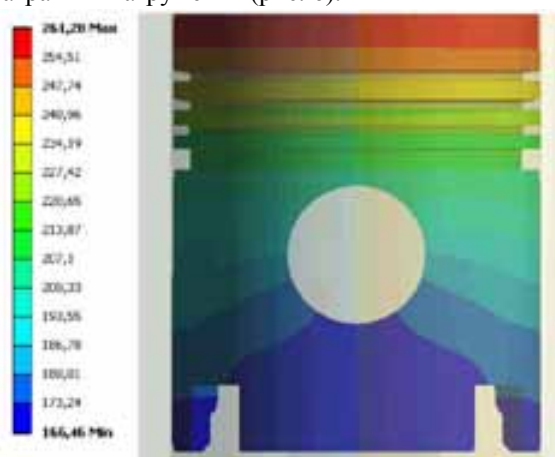


Рис. 5 Распределение температуры в поршне

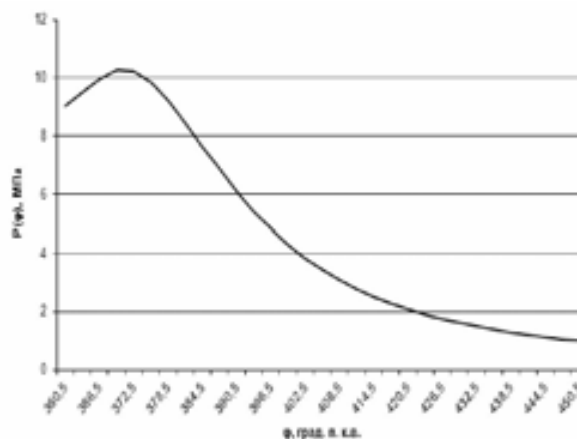
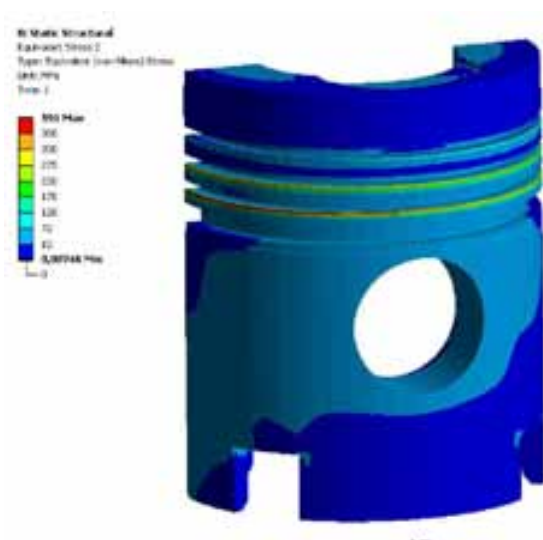


Рис. 6 Диаграмма нагружения

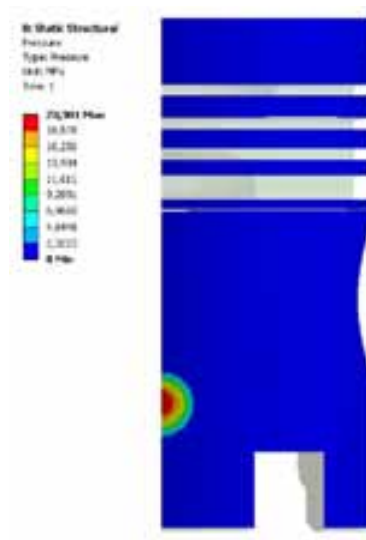
В результате численного исследования были получены поля напряжений, перемещений и решена контактная задача.

Эквивалентные напряжения по фон Мизесу и контактные напряжения, возникающие в поршне, показаны на рис. 7 (в МПа).

При рассмотрении и анализе полученных результатов максимальный интерес представляют результаты численных исследований контактного взаимодействия. Они распределены по юбке поршня по фигуре, близкой к кругу. Данное распределение имеет место в результате «бочкообразности» профиля поршня (по высоте) и овальности его формы (по окружной координате).



Эквивалентные напряжений по Мизесу в поршне



Контактные напряжения усилий трения в сопряжении «поршень-гильза»

Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу и контактных давлений в поршне

Оценка усилий трения. Для описания изменений усилий трения в результате изменений коэффициента трения из решения контактной задачи была найдена функция $q(r)$, которая описывает распределение контактных давлений (рис. 8).

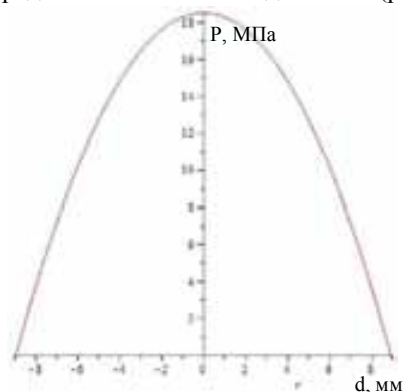


Рис. 8. Распределение контактного давления (МПа) вдоль диаметра пятна контакта (мм)

Интегральное радиальное усилие на стенки гильзы находится из уравнения:

$$N = \int q(x, y) dx dy = \int_0^{2\pi} \int_0^R q(r) r dr d\Theta. \quad (2)$$

Общая сила трения определяется из интеграла:

$$T = \int_0^{2\pi} \int_0^R q(r) k(q) r dr d\Theta. \quad (3)$$

Распределенное усилие трения описывается выражением:

$$\tau(r) = q(r) k(q), \quad (4)$$

где $k(q)$ - коэффициент трения, зависящий (в общем случае) от контактного давления.

На рис. 9 представлены пробные зависимости коэффициента трения от действующего давления.

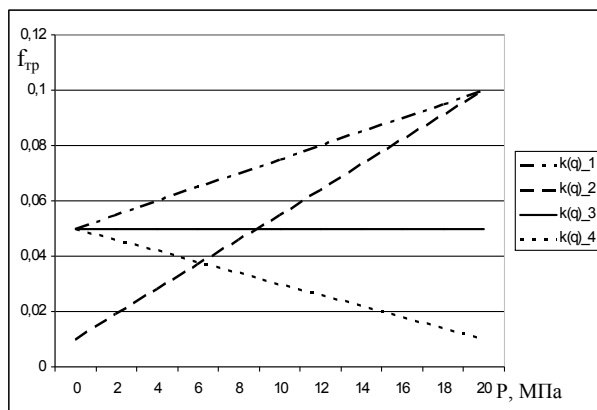
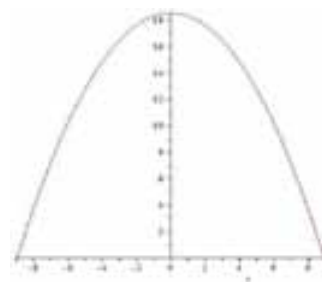
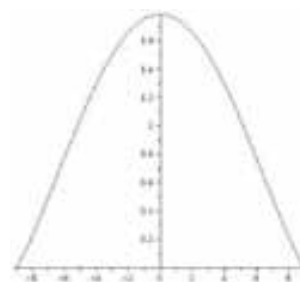


Рис. 9. Пробные кривые, описывающие изменение коэффициента трения в зависимости от действующего контактного давления, МПа

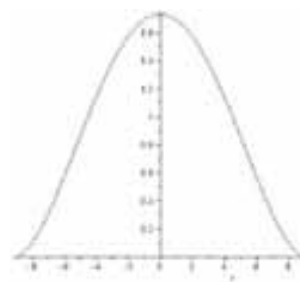
На рис. 10 представлены распределения, описывающие касательные поверхностные напряжения, вычисленные при различных коэффициентах трения. На рис. 10 и 11 – двумерное и трехмерное их представление.



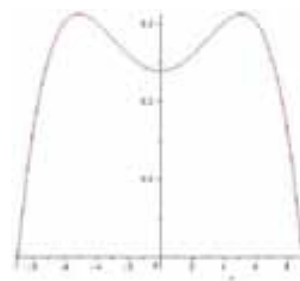
Tau 1



Tau 2



Tau 3



Tau 4

Рис. 10. Пробные распределения касательных напряжений

Введя в рассмотрение величину, которая характеризует интегрально средний коэффициент трения для случаев, представленных на рис.9, получаем диаграмму (рис. 12), характеризующую потери на трение по сравнению со случаем 3 (принят в качестве базового):

$$k_i = k_i / k_3. \quad (5)$$

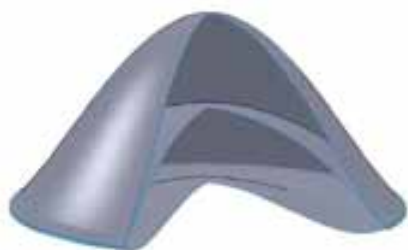


Рис. 11. Сечения поверхностей распределения контактных усилий трения при различных коэффициентах трения

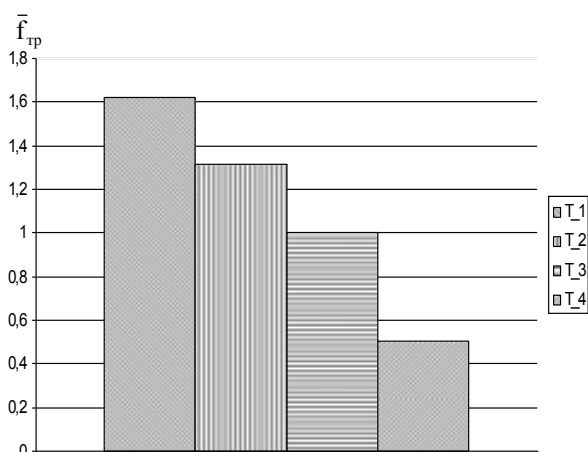


Рис. 12. Относительная величина среднего коэффициента трения для случаев 1-4 (см. рис. 9)

Из диаграммы относительного изменения усилий трения по сравнению со случаем 3 (см. рис. 9) видно, что наиболее предпочтительным является случай 4. Он дает возможность снизить потери на трение до 50% по сравнению с базовым вариантом.

Заключение. По итогам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Учет профилирования, например, боковой поверхности поршня, приводит к изменению картины его контактного взаимодействия с гильзой. При этом на юбке поршня образуется овальное пятно контакта, близкое по форме к круговому, а распределение давления близко к герцевскому.

2. На распределение контактных давлений корундовый слой в силу малой толщины оказывает незначительное влияние. В то же время этот слой сильно влияет на величину и распределение усилий трения.

3. Путем изменения свойств корундового слоя представляется возможным управлять потерями на трение. Для этого важно уменьшать коэффициент трения в зоне высоких контактных давлений путем подбора технологических режимов обработки по-

верхности, обеспечивающих ее соответствующую шероховатость и пористость. Интегральным показателем эффективности проведенных мероприятий может являться, например, снижение потерь на трение. На этапе сравнения численных и экспериментальных результатов можно и уточнить действительный вид пробных зависимостей, представленных на рис. 16, и оценить снижение коэффициента трения, а также определить экономические преимущества, получаемые, например, за счет снижения расхода топлива. В частности, заслуживают внимания зависимости (рис. 13), полученные в ходе испытаний образцов, обработанных с применением комбинированных технологий [15]. На этих картинах присутствуют и зависимости с преобладанием тенденций к росту и к падению, а также с наличием локального минимума. Естественно, что они дают возможность при применении тех или иных режимов и параметров технологического процесса упрочнения резко изменять и износ, и трение, и напряженно-деформированное состояние, и распределение контактных усилий. В результате становится возможным управлять прочностными и трибомеханическими характеристиками той или иной исследуемой конструкции.

Результаты исследований проиллюстрированы на примере анализа контактного взаимодействия, напряженно-деформированного состояния, трения и износа отдельных элементов ДВС.

В дальнейшем предложенный подход и созданные модели будут применены для исследования прочностных и трибомеханических характеристик контактирующих элементов широкого класса машиностроительных конструкций.

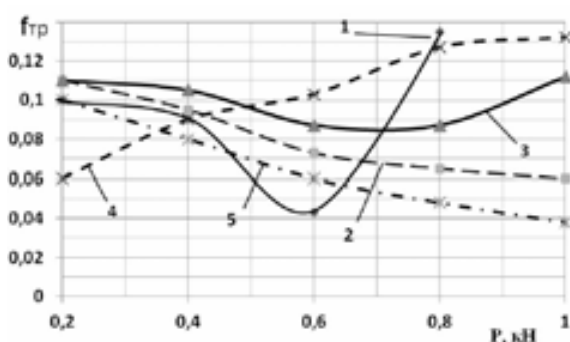


Рис. 13. Зависимость коэффициента трения от нагрузки материала АМО1-20 по чугуну с шаровидным графитом ВЧШГ
1 – АМО1-20 по ВЧШГ (нормализ.); 2 – АМО1-20 (ГПО) по ВЧШГ (нормализ.); 3 – АМО1-20 (ГПО) по ВЧШГ (нормализ.) с пропиткой маслом М14В₂; 4 – АМО1-20 (ГПО) по ВЧШГ (ЭИУ) без пропитки; 5 – АМО1-20 (ГПО) по ВЧШГ (ЭИУ) с пропиткой маслом М14В₂ с добавкой MgO

Список литературы:

1. Двигуни внутрішнього згорання / [А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов.]. – Серія підручників у 6 томах / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ«ХПІ», 2004. 2. Wriggers P. Computational Contact Mechanics / P. Wriggers. – Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 518 p. 3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с. 4. Аргатов И.И. Основы теории упругого дискретного контакта: Учебное пособие / Аргатов И.И., Дмитриев Н.Н. – СПб.: Политехника, 2003. – 233 с. 5. Демкин Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей / Демкин Н.Б. – М.: Наука, 1970. – 228 с. 6. Belytschko T., Liu W.K. and Moran B. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures – New York: J. Wiley & Sons. – 2000. – 600 pp. 7. Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дисс. канд. техн. наук: спец. 05.02.09. – Харьков, 2011. – 203 с. 8. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия / И.Г. Горячева. – М.: Наука, 2001. – 478 с. 9. Посвятенко Е.К. Наукове обґрунтування ефективності процесу деформуюче-різучого протягування: Автореф. ... д-ра техн. наук: 05.03.01 / Е.К. Посвятенко: ІНМ ім. В.М.Бакуля НАН України. – К., 1993. – 35 с. 10. Материаловедение. Учебник / С.С. Дяченко, И.В. Доцечкина, А.А. Мовлян, Э.Ч. Плетак. Под ред. Проф. С.С. Дяченко. – Харьков.: ХНАДУ. 2010. – 464 с. 11. Гончаров В.Г. Підвищення ресурсу транспортної техніки удосконаленням технології ремонту колінчастих валів: Автореф. канд. техн. наук: 05.22.20 / В.Г. Гончаров: Харківський національний автомобільно-дорожній ун-т. –Х.: 2008. 12. Шпаковский В.В. Научно технические основы улучшения показателей ДВС применением поршней с корундовым слоем // дис. доктора техн. наук : 05.05.03 / Шпаковский Владимир Васильевич. – Харьков, 2010. – 425 с. 13. Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д., Орлов Е.А., Ткачук Н.Н. и [др.] // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2006. – № 1. – С.57-79. 14. Веретельник О.В. Контактное взаимодействие поршня с гальваноплазменной обработкой боковой поверхности со стенками цилиндра ДВС / Веретельник О.В., Ткачук Н.А., Белик С.Ю. // Вісник НТУ «ХПІ». 36. наук. праць. Тем.вип.: Машинознавство та САПР. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 22. – С. 32–39. 15. Шпаковский В. В. Снижение коэффициента трения колінчастый вал-вкладыш двигателей магистральных тепловозов применением дискретного упрочнения и гальвано-

плазменной обработки / В. В. Шпаковский, С. А. Кравченко, А. К. Олейник // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – №1 – С. 98-101. 16. Белик С.Ю. Оценка механических потерь автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом: дисс. канд. техн. наук : 05.05.03 / Белик Сергей Юрьевич. – Харьков. – 2013. – 178 с.

Bibliography (transliterated):

1. Dviguni vnutrishnogo zgorannya / [A.P. Marchenko, M.K. Ryazantsev, A.F. Shehovtsov.]. – Seriya pldruchnikiv u 6 tomah / Za redaktsieyu prof. A.P. Marchenka, zasl. dlyacha nauki UkraYini, prof. A.F. Shehovtsova – Harklv: Vidavn. tsentr NTU“HPI”, 2004. 2. Wriggers P. Computational Contact Mechanics / P. Wriggers. – Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. – 518 p. 3. Dzhonson K. Mehanika kontaktnogo vzaimodeyst-viya. – M.: Mir, 1989. – 510 s. 4. Argatov I.I. Osnovyi teorii uprugogo diskretnogo kontakta: Ucheb-noe posobie / Argatov I.I., Dmitriev N.N. – SPb.: Politehnika, 2003. – 233 s. 5. Demkin N.B. Kon-taktirovanie sherohovatyih poverhnostey / Demkin N.B. – M.: Nauka, 1970. – 228 s. 6. Belytschko T., Liu W.K. and Moran B. Nonlinear Finite Elements for Continua and Structures – New York: J. Wiley & Sons. – 2000. – 600 pp. 7. Tkachuk N.N. Analiz kontaktnogo vzaimodeystviya slozhnoprofilnyih elementov mashinostroitelnyih konstruktсий s kinematicheskimi sopryazhennyimi poverhnostyami: diss. kand. tehn. nauk: spets. 05.02.09. – Harkov, 2011. – 203 s. 8. Goryacheva I.G. Mehanika friktsionnogo vzaimodeystviya / I.G. Goryacheva. – M.: Nauka, 2001. – 478 s. 9. Posvyatenko E.K. Naukove obgruntuvannya efektyvnosti protsesu deformuyuche-rizhuchogo protyaguvannya: Avto-ref. ... d-ra tehn. nauk: 05.03.01 / E.K. Posvyatenko: INM Im. V.M.Bakulya NAN UkraYini. – K., 1993. – 35 s. 10. Materialovedenie. Uchebnik / S.S. Dyachenko, I.V. Doschechkina, A.A. Movlyan, E.Ch. Pletakov. Pod red. Prof. S.S. Dyachenko. – Harkov.: HNADU. 2010. – 464 s. 11. Goncharov V.G. Pldvischennya resursu transportnoyi tehniki udosko-nalenniam tehnologiyi remontu koln-chastih valiv: Avto-ref. kand. tehn. nauk: 05.22.20 / V.G. Goncharov: Harklvskiy natsionalniy avtomobilno-dorozhnyi un-t. –H.: 2008. 12. Shpakovskiy V.V. Nauchno tehicheskie osnovyi uluchsheniya pokazateley DVS primeneniem porshney s korundovym sloem // dis. doktora tehn. nauk : 05.05.03 / Shpakovskiy Vladimir Vasilevich. – Harkov, 2010. – 425 s. 13. Tkachuk N.N. Konechno-elementnyie modeli elementov slozhnyih mehanicheskikh sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizirovannogo opisaniya / Tkachuk N.A., Gritsenko G.D., Chepurnoy A.D., Orlov E.A., Tkachuk N.N. i [dr.] // Mehanika ta mashinobuduvannya. – Harklv: NTU „HPI”, 2006. – № 1. – S.57-79. 14. Veretelnik O.V. Kontaktnoe vzaimodeystvie porshnya s galvanoplazmennoy obrabotkoy bokovoy poverhnosti so stenkami tsilindra DVS / Veretelnik O.V., Tkachuk N.A., Belik S.Yu. // Visnik NTU «HPI». Zb. nauk. prats. Tem.vip.: Mashinoznavstvo ta SAPR. – Harklv : NTU «HPI», 2012. – № 22. – S. 32–39. 15. Shpakovskiy V. V. Snizhenie koeffitsienta treniya kolenchastiy valvkladyish dvigately magistralnyih teplovozov primeneniem diskretnogo uprochneniya i galvanoplazmennoy obrabotki / V. V. Shpakovskiy, S. A. Kravchenko, A. K. Oleynik // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2013. – №1 – S. 98-101. 16. Belik S.Yu. Otsenka mehanicheskikh poter avtotraktornykh dizeley s gazoturbinyim nadduvom: diss. kand. tehn. nauk : 05.05.03 / Belik Sergey Yurevich. – Harkov. – 2013. – 178 s.

Поступила в редакцию 01.07.2014

Ткачук Николай Анатольевич – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой ТММиСАПР Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

Веретельник Олег Викторович – младший научный сотрудник кафедры ТММиСАПР Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

Грабовский Андрей Владимирович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры ТММиСАПР Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

Кравченко Сергей Александрович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

Белик Сергей Юрьевич – канд. техн. наук, младший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

**ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ І ТРІБОМЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕМЕНТІВ
МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ НА ОСНОВІ КОМБІНОВАНИХ МЕТОДІВ ЗМІЦНЕННЯ
ПРИПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ**

Н. А. Ткачук, О. В. Веретельник, А. В. Грабовський, С. О. Кравченко, С. Ю. Білик

У статті запропоновано способи підвищення міцності і трибомеханічних характеристик елементів машинобудівних конструкцій на основі комбінованих методів зміцнення поверхневих шарів. З використанням отриманих експериментальних даних і результатів лабораторних досліджень встановлені деякі фізико-механічні характеристики утворених таким чином поверхневих шарів деталей. Розв'язана задача контактної взаємодії зміцнених деталей конструкцій. Встановлено характерні особливості розподілу контактних тисків і напруг в сполученні зміцнених деталей ДВЗ.

**INCREASE STRENGTH AND PERFORMANCE TRIBOMECHANICAL ELEMENTS OF MACHINE DESIGN ON
THE BASIS OF COMBINED METHODS OF HARDENING OF THE SURFACE LAYERS**

N. Tkachuk, O. Veretelnik, A. Grabowski, S. Kravchenko, S. Belik

The article suggests ways to improve the strength and characteristics of the elements tribomechanical engineering designs based on the combined methods of hardening of the surface layers. These experimental data and results of laboratory investigations have revealed some physical and mechanical characteristics of the thus formed on parts of the surface layers. The problem of contact interaction of parts hardened structures. The characteristic features of the distribution of contact pressures and stresses in conjunction reinforced engine parts.

УДК 621.43.052

Ф.И. Абрамчук, А.Н. Врублевский, С.О. Подлещук

**ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ
ДВС КАК СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ ХАДИ-34**

Представлены результаты поиска путей снижения расхода топлива рекордным автомобилем ХАДИ-34 при использовании в качестве силовой установки малолитражного четырехтактного двигателя. Сделан вывод о целесообразности изменения внешней скоростной характеристики при бездрессельном регулировании. Выполнены предварительные расчеты, показывающие эффективность модернизации двигателя увеличением степени сжатия и хода поршня.

Введение

Ежегодно международные соревнования на экономичность Shell Eco-marathon [1] собирают более 200 команд и 3000 студентов-участников. В 2010 году в этих соревнованиях впервые участвовала команда из Украины. Студенты ХНАДУ в Лаборатории скоростных автомобилей (ЛСА) построили автомобиль ХАДИ-34 [2], могущий конкурировать с европейскими командами демонстрируя потенциал отечественной школы автомобилестроения.

Трехлетнее участие украинской команды в соревнованиях Shell Eco-marathon на автомобиле ХАДИ-34 позволяет устанавливать рекорды Украины по экономичности. К сожалению, успехи остаются локальными, позволяющими первенствовать только на постсоветском пространстве. Поэтому актуальным является совершенствование автомобиля. Анализ показывает, что резервами улучшения показателей ХАДИ-34 являются снижение массы автомобиля, улучшение его аэродинамики, применение передовых технологий телеметрии. Однако важнейшим условием обеспечения конкурентоспособности автомобиля является улучшение технико-экономических показателей двигателя.

Анализ публикаций

Опыт участников показывает, что автомобиль в условиях гонки должен перемещаться в режимах разгона и наката. При этом выполнить регламент соревнования [3] возможно в случае прохождения трассы со средней скоростью 30 км/ч. Для достижения указанной скорости перемещения автомобиля массой до 100 кг с пилотом не требуется мощного силового агрегата. Главной задачей двигателя является обеспечение разгона до заданной скорости за минимальный промежуток времени, составляющий около 10 секунд. Для дальнейшего анализа условий работы двигателя следует выделить два этапа успешного прохождения дистанции: старт и ускорение автомобиля на трассе в случае предельно допустимого падения его скорости вследствие трения, изменения профиля пути и т.д. Лидеры соревнований запускают двигатель всего два раза за круг протяженностью 1626 м. Так как целью соревнования является достижение максимальной экономичности, то участники соревнований используют в своих болидах силовые установки с максимальной эффективностью. Участники, выступающие в классификации «Двигатели внутреннего сгорания с принудительным воспламенением» в подавляющем большинстве используют четырехтактные двигатели с мини техники. Самым популярным

лярным среди участников (90-95%) является четырехтактный двигатель 143,5/2,6 (HONDA GX-25) (рис. 1) [4].



Рис. 1 Двигатель HONDA GX-25(35)

Результаты, полученные в заездах, показали предельно возможное значение при использовании такого серийного двигателя (около 800 км на 1 литре бензина). Поэтому команды пытаются сделать двигатель максимально эффективным путем его модернизации. Так как показатели команды ХНАДУ не достигают указанного предельно возможного значения, то на первом этапе совершенствования силовой установки целесообразно рас-

смотреть возможные способы повышения параметров двигателя HONDA GX-25, максимально используя элементную базу двигателя-прототипа.

Цель и постановка задачи

Целью данного исследования является определение путей снижения расхода топлива четырехтактного двигателя с принудительным воспламенением HONDA GX-25(35).

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Провести анализ путей совершенствования двигателя.
2. Предложить методику модернизации двигателя.

Анализ путей совершенствования двигателя

Проведенный анализ показывает, что участники, показавшие рекордные результаты, используют поршневые двигатели собственной конструкции. Главным отличием этих двигателей является экстремально высокая степень сжатия (ϵ) и соотношение ход поршня/диаметр цилиндра (S/D) более 2-х. Лучшие результаты, показанные в условиях соревнований представлены в табл. 1.

Повышение КПД двигателя следует ожидать при выполнении основных условий:

- увеличение степени сжатия;
 - снижение механических потерь;
 - увеличение хода поршня для более полного сгорания рабочего тела;
 - увеличение коэффициента наполнения;
- усовершенствование систем зажигания и подачи топлива.

Таблица 1. Показатели команд-участниц соревнований в классе «Поршневые ДВС с принудительным воспламенением»

Команда, страна	Занятое место, автомобиль	Год	Результат, км/л	Двигатель	Основные параметры	
					S/D, мм	ϵ
НАНТ, Франция[5]	1-е, Микроджоуль	2013	2980	Оригинальный 4-х тактный 30 см ³	н.д.	н.д.
GAMF, Венгрия [6, 7]	2-е, Megametre	2013	2696	Оригинальный 4-х тактный	58/31,5	14/22
	2-е	2012	2661		60/27	17
	8-е	2010	1588		45/31,5	
	-	-	600-800	HONDA GX-25 4-х тактный	29/35	8
Remmi team, Финляндия [8]	3-е, Remmi-7	2013	2694	4-х тактный	70/27,7	16,8
	Remmi-6B	2002	2485	4-х тактный	55/39	17,3
	Remmi-5E	1998	1689	4-х тактный	43/35	15
PennStateUniversity, США [9]	1-е, СТ 2.0	2013	1529	Bridge&Stratton 4-х тактный	47,7/65,1	
ЛСА, Украина [2]	23-е, ХАДИ-34	2011	575	HONDA GX-25 4-х тактный	29/35	8

Из теории двигателей известно [10], что повышение КПД цикла Отто связано с увеличением степени сжатия и хода поршня.

Оценка эффективности увеличения S и ϵ в двигателе HONDA GX-25 выполнена в среде AVL BOOST (рис. 2, 3). Выбор среды моделирования обусловлен возможностью в дальнейшем в AVL Cruise провести расчетное исследование процессов, происходящих в двигателе непосредственно в условиях соревнований. С этой целью подготовлена модель.

Мероприятием, влекущим изменение конструкции двигателя, является увеличение хода поршня. Опыт показывает, что автомобилю в ходе соревнований достаточно мощность, не превышающая 0,8 кВт. Увеличение S с 26 мм до 35 мм при сохранении штатной степени сжатия позволило снизить частоту вращения коленчатого вала для достижения указанной мощности с 7000 мин⁻¹ до 4650 мин⁻¹ (табл. 2), что также положительно повлияло на крутящий момент, который возрос на 22 %.

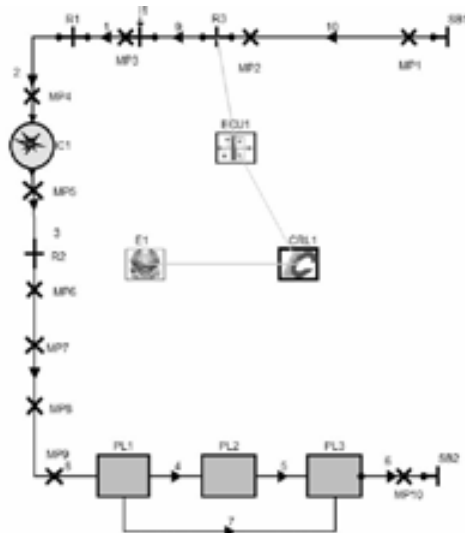


Рис. 2. Расчетная схема двигателя

Расчеты рабочего процесса показали, что дополнительное увеличение геометрической степени сжатия со штатных 8 до 11 единиц позволит снизить расход топлива на 11,5 % и увеличить эффективные показатели двигателя (мощность, крутящий момент). Дальнейшее увеличение ϵ до 17 единиц позволит дополнительно снизить расход топлива на 5 %. Но при такой высокой степени сжатия возникает проблема детонации. Для борьбы с данным явлением команды – лидеры соревнований используют системы зажигания повышенной энергии с установкой двух свеч на один цилиндр. Используются также детонационно стойкие топлива, такие как этанол.

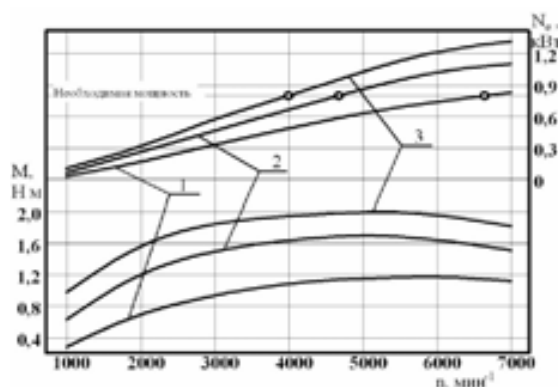


Рис. 3. Скоростные характеристики:

1 – штатный двигатель $S = 26$ мм, $\epsilon = 8$;

2 – $S = 35$ мм, $\epsilon = 8$; 3 – $S = 35$ мм, $\epsilon = 11$

Важной предпосылкой, позволяющей рассматривать возможность повышения степени сжатия до 17, является ограниченное время работы двигателя. Следовательно, в надпоршневом пространстве не возникнет предпосылок для возникновения детонации. Известно [11], что повышение температуры поверхностей, ограничивающих камеру сгорания, достаточно инерционный процесс с характерной постоянной времени $k = 0,022$ с⁻¹. В таком случае для условий пуска двигателя с выходом на номинальный режим (старт автомобиля в течение $\tau = 11$ с), повышение температуры днища поршня составит $1 - e^{-kt} = 0,221$ или 22,1 % от полного перепада. Постоянная времени k получена экспериментально при испытаниях двигателя СМД-60 в процессе запуска прогретого двигателя с выходом на номинальный режим.

Очевидным будет замечание, что указанными изменениями не исчерпываются возможные пути снижения расхода топлива и формирования необходимой скоростной характеристики. Так, применение системы впрыскивания с электронным управлением является безальтернативным способом организации подачи топлива. Установка инжектора возможна перед впускным клапаном, что в данное время реализовано на двигателе автомобиля ХАДИ-34. В перспективе подача топлива должна осуществляться непосредственно в цилиндр.

Таблица 2. Показатели эффективности модернизации двигателя

D, мм	S, мм	S/D	ϵ	частота при $N_e=0,8$ кВт	g_e , г/(кВт·час)
35	26	0,74	8	6700	300
35	35	1	8	4650	251
35	35	1	11	4000	222

Повышение качества наполнения цилиндра свежим зарядом при бездрессельном регулировании состава смеси будет связано с модернизацией впускной системы, внедрением динамического наддува, снижением потерь на впуске и выпуске.

Автоматизация запуска двигателя требует использования соответствующих пусковых систем. В данном случае применение специального электрического двигателя является наиболее эффективным.

Моделирование работы двигателя в условиях соревнований

Характеристики транспортного средства, влияние на них параметров двигателя возможно определить с помощью моделирования в среде AVL Cruise. Построенная модель ХАДИ – 34 (рис. 4) включает все компоненты автомобиля, в том числе ДВС, характеристики которого в данную модель импортируются из Boost.

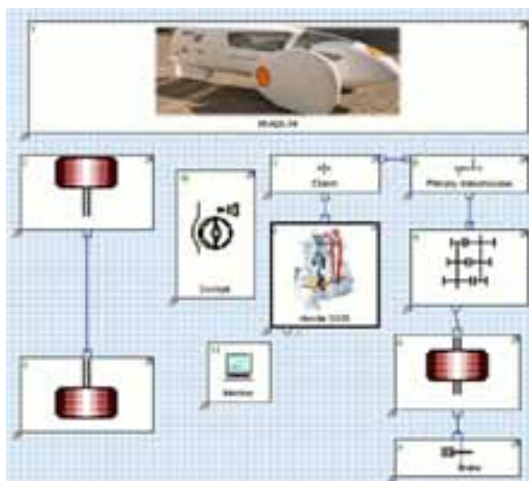


Рис. 4. Модель автомобиля ХАДИ-34 в AVL Cruise

Результаты моделирования работы двигателя в составе спортивного автомобиля ХАДИ-34 во время старта приведены на рис. 5, 6. При старте автомобиля, оснащенного двухступенчатой коробкой передач и центробежным сцеплением, скорость v изменяется по указанной на рис. 4 характеристике. При использовании серийного двигателя момент переключения передач происходит на 6,75 секунде. Работа на второй передаче заканчивается на 18 секунде при достижении скорости 10,5 м/с. Дальнейшее перемещение автомобиля происходит накатом с выключенным двигателем.

Модернизированный двигатель с $S = 35$ мм, $\varepsilon = 11$, инжекторной системой подачи топлива во впускной канал позволяет сократить характерные периоды. Момент переключения передач происходит на 4,87 секунде. Работа на второй передаче за-

канчивается на 11,5 секунде при достижении скорости 10,5 м / с. Именно такое сокращение позволяет создать предпосылки к снижению расхода топлива на прохождение дистанции.

Проанализировать работу двигателя можно с помощью характеристик (рис. 5). Изменение индикаторной мощности N_i и крутящего момента $M_{кр}$ двух вариантов двигателей свидетельствует об эффективности предложенного пути модернизации. На первом этапе, который длится 0,5 - 0,6 с, происходит запуск двигателя. Выход на максимальный $M_{кр}$ зафиксировано на 3 секунде. Но интенсивность роста момента и мощности при увеличении литража и степени сжатия позволяет сократить время работы на первой передаче. Дальнейшая стабилизация мощности и момента происходит при работе на второй передаче. Продолжительность работы на второй передаче при использовании модернизированного двигателя сократилась на 4,62 с. Это объясняется ростом мощности N_i с 900 до 1200 Вт.

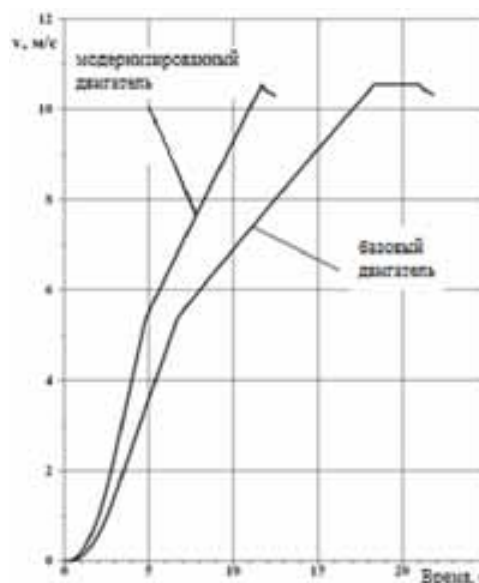


Рис. 5. Рост скорости во время старта для двух вариантов двигателя

Методика модернизации двигателя

Для реализации указанных конструктивных изменений максимально используя детали серийного ДВС, в среде CAD/CAE системы Inventor построена параметрическая модель двигателя. Изменение конструкции двигателя заключается в установке составного коленчатого вала на трех опорах-подшипниках качения, располагающихся в поддоне, который соединяется с моноблоком двигателя через проставку толщиной 9 мм. Это позволяет увеличить радиус кривошипа с 13,5 до 17,5 мм. Указанные конструктивные изменения позволяют увеличить степень сжатия с 8 до 11 единиц. Следует отметить, что дополнительная опора коленчато-

го вала – необходимое условие оборудования двигателя пусковой системой с электрическим стартером.

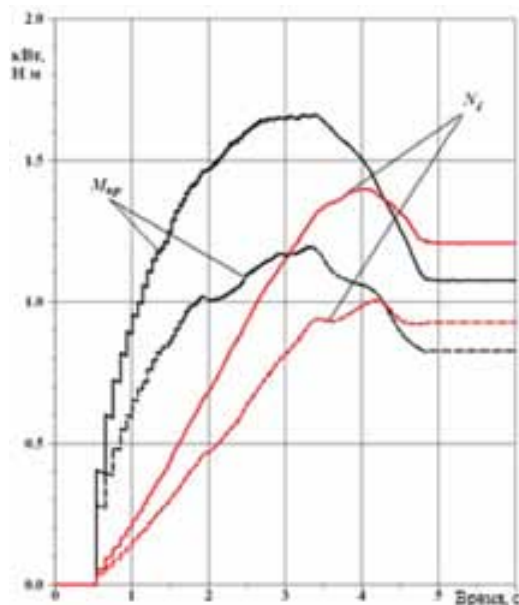


Рис. 6. Изменение индикаторной мощности (N_i) и крутящего момента (M_{kp}) во время старта автомобиля по алгоритму (рис. 5): сплошная – модернизированный двигатель; штриховая – серийный двигатель



Рис. 7. Модернизированный двигатель

Как отмечалось выше, применение двигателя HONDA GX-25, даже модернизированного, не позволит выйти на лидирующие позиции в соревнованиях. Поэтому в дальнейшем предполагается постройка оригинального двигателя, адаптированного к условиям соревнований.

Выводы

Проведен анализ конкурентов, тактика прохождения дистанции и конструктивные параметры двигателей автомобилей команд победителей.

Определены условия работы двигателя, заключающиеся в пуске в режиме бездрессельного регулирования с выходом на режим мощности около

0,8 кВт, а также условия при остановке двигателя и последующих кратковременных (5 – 15 с) запусках для придания автомобилю необходимой скорости и дальнейшего движения в режиме наката.

Предложен путь снижения расхода топлива в условиях соревнований путем изменения внешней скоростной характеристики двигателя HONDA GX-25 с достижением необходимой мощности и крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала 4000 мин⁻¹. Изменение внешней скоростной характеристики достигается путем увеличения хода поршня с 26 до 35 мм и степени сжатия с 8 до 11.

Проведенное расчетное исследование показывает, что предложенные изменения позволяют снизить расход топлива для обеспечения необходимой мощности с 300 до 222 г/(кВт·час).

В среде CAD/CAE системы Inventor построена параметрическая модель двигателя. Изменение конструкции двигателя заключается в установке составного коленчатого вала на трех опорах-подшипниках качения, располагающихся в поддоне, который соединяется с моноблоком двигателя через проставку. Дополнительная опора коленчатого вала – необходимое условие оборудования двигателя пусковой системой с электрическим стартером.

В дальнейшем с использованием пакета AVL Cruise будет проведено расчетное исследование процессов, происходящих в двигателе непосредственно в условиях соревнований.

Список литературы:

1. Компания Shell. // Официальный сайт. – 2013 г. – Режим доступа к сайту: <http://www.shell.ua/environment-society/eeco-marathon.html>
2. Лаборатория скоростных автомобилей ХНАДУ. // Официальный сайт. – 2013 г. – Режим доступа к сайту: <http://lsa.net.ua/ru/automobile/khadi>
3. Регламент соревнований Shell EcoMarathon. // Официальный сайт. – 2013 г. – Режим доступа к сайту: <http://s01.static-shell.com/content/dam/shell-new/local/corporate/ecomarathon/downloads/pdf/sem-global-official-rules-chapter-1-2014.pdf>
4. Концерн HONDA. // Официальный сайт. – 2013 г. – Режим доступа к сайту: http://www.honda-motor.ru/catalogue/gx-m4_series/gx-25.htm
5. Технологический университет НАНТ. // Официальный сайт. – 2013 г. – Режим доступа к сайту: <http://www.la-joliverie.com/projets--edagogiques/micro-joule-cityjoule/>
6. Венгерская команда GAMF автомобиль «мегамер». // Официальный сайт. – 2013 г. – Режим доступа к сайту: <http://energyblog.national-geographic.com/2012/05/08/hungarys-megameter-their-knowledge-is-the-fuel-of-the-future/>
7. Компания VEMS параметры топливной аппаратуры автомобиля «Мегамер». // Официальный сайт. – 2013 г. – Режим доступа к сайту: <http://www.vems.hu/wiki/index.php?page=MebersPage%2FShellEcoMarathon>
8. Команда Remmi. // Официальный сайт. – 2013 г. – Режим доступа к сайту:

<http://remmi-team.com/content/vehicles/r7> 9. Американский университет Penn State Behrend. // Официальный сайт. – 2013 г. – Режим доступа к сайту: <http://behrend.orgsync.com/org/societyofautomotiveengineers22440> 10. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов/В. Н. Луканин, И. В. Алексеев, М. Г. Шатров и др.; Под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2005. – 479 с.: ил. 11. Процессы в перспективных дизелях / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. – 352 с.

Bibliography (transliterated):

1. Company Shell. // Official site. - 2013 - Mode of access to the site : <http://www.shell.ua/environment-society/eco-marathon.html> 2. Laboratory speeders HNADU -mobiles. // Official site. - 2013 - Mode of access to the site : <http://lsa.net.ua/ru/automobile/khadi> 3. Competition regulations Shell EcoMarathone. // The Official site. - 2013 - Mode of access to the site : <http://s01.static-shell.com/content/dam/shell-new/local/corporate/ecomarathon/downloads/pdf/sem-global-official-rules-chapter-1-2014.pdf> 4. Concern HONDA. // Official site. - 2013 - Mode of access to the

site : http://www.honda-motor.su/catalogue/gx-m4_series/gx-25.htm 5. Technological University of Nantes. // Official site. - 2013 - Mode of access to the site : <http://www.la-joliverie.com/projets--edagogiques/microjoule-cityjoule/> 6. Hungarian team GAMF car "megameter." // Official site. - 2013 - Mode of access to the site : <http://energyblog.nationalgeographic.com/2012/05/08/hungarys-megameter-their-knowledge-is-the-fuel-of-the-future/> 7. Kompaniya VEMS vehicle fuel system parameters "Megameter." // Official site. - 2013 - Mode of access to the site : <http://www.vems.hu/wiki/index.php?page=MebersPage%2FShellEcoMarathon> 8. Team Remmi. // Official site. - 2013 - Mode of access to the site : <http://remmi-team.com/content/vehicles/r7> 9. American University Penn State Behrend. // Official site. - 2013 - Mode of access to the site : <http://behrend.orgsync.com/org/societyofautomotiveengineers22440> 10. Internal combustion engines. In 3 books. Book. 1. Theory working processes : Textbook for Universities / V. N. Lukanin, IV Alexeev, MG Tabernacles, etc.; Ed. VN Lukanina and MG Shatrova. - 2nd ed., Rev. And add. - M.: Higher. shk., 2005. - 479 p. : il. 11. Process in promising diesel / Ed. AF Shehovtsova. - H.: Publishing house "basis" in Kharkov. University, those in 1992. - 352.

Поступила в редакцию 17.06.2014

Абрамчук Федор Иванович - доктор техн. наук, проф., заведующий кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: dvs@khadi.kharkov.ua.

Врублевский Александр Николаевич – доктор техн. наук, проф., проф. кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: vanvru@mail.ru.

Подлещук Сергей Олегович – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: podluy23@rambler.ru

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ДВЗ ЯК СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ АВТОМОБІЛЯ ХАДІ-34

Ф.І. Абрамчук, А.Н. Врублевский, С.О. Подліщук

Представлені результати пошуку шляхів зниження витрати палива рекордним автомобілем ХАДІ-34 при використанні в якості силової установки малолітражного чотиритактного двигуна. Зроблено висновок про доцільність зміни зовнішньої швидкісної характеристики при бездросьельному регулюванні. Виконані попередні розрахунки, які показують ефективність модернізації двигуна збільшенням ступеня стиснення і ходу поршня.

WAYS TO IMPROVE THE EFFECTIVENESS OF ICE AS POWER UNIT FOR CAR HADI-34

F. Abramchuk, O. Vrublevskiy, S. Podlishchuk

The results of the search for ways to reduce fuel consumption in record car HADI-34 when used as a power unit for sub-compact four-stroke engine. Concluded the feasibility of changing the external high-speed performance at throttle-free regulation. The preliminary calculations, showing the effectiveness of increasing modernization of the engine compression ratio and stroke were conducted.

УДК 621.43

Ю.Ф.Гутаревич, І.В. Грицук

ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ КОМБІНОВАНОГО ПРОГРІВУ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГУНА З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВОГО АКУМУЛЯТОРА З ФАЗОВИМ ПЕРЕХОДОМ

У статті розглядаються результати експериментальних досліджень системи прогріву транспортного двигуна з використанням теплового акумулятора з фазовим переходом. Для реєстрації параметрів автомобільного двигуна використовувалась інтелектуальна система моніторингу параметрів робочих процесів. Результати оцінювання ефективності застосування системи прогріву підтвердили покращення паливної економичності і часових показників при роботі автомобільного двигуна.

Вступ

Пускові якості автомобільних двигунів (АД)

транспортних засобів (ТЗ) оцінюються граничною температурою надійного пуску і часом, необхідним

для підготовки до прийняття навантаження. При низьких температурах навколишнього середовища і самого АД пуск ускладнюється, надійність пуску істотно знижується, а час підготовки до прийняття навантаження зростає. Тому на практиці прийнято розділяти роботу АД при здійсненні передпускової підготовки, пуску і післяпускового прогріву в умовах низьких температур, а саме на прогріві холостого ходу, прогрів в русі, приймання навантаження тощо.

Попередні експериментальні та розрахункові дослідження дизеля К-461М1 (6ЧН 12/14) і газового двигуна К-159М2 (6Ч 12/14), виконані в ДонІЗТ УкрДАЗТ і Інституті газу НАНУ спільно з НТУ, показали, що для полегшення пуску і швидкого прогріву охолоджуючої рідини (ОР) двигуна доцільно використовувати систему передпускового розігріву ДВЗ [1]. Для цього було розроблено тепловий акумулятор з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід [2], який дозволяє накопичувати теплову енергію відпрацьованих газів. Кількість теплоти, яку накопичує тепловий акумулятор, відповідає необхідній кількості теплової енергії, що потрібна для попереднього прогріву ОР двигуна від максимально низької температури навколишнього середовища до температури ОР, при якій можливо проводити навантаження [3, 4].

Мета роботи

Метою роботи є визначення часових показників і показників паливної економичності автомобільного двигуна, оснащеного системою комбінованого прогріву на основі теплового акумулятора з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід, в процесі передпускової і післяпускової підготовки двигуна для можливості прийняття навантаження в умовах експлуатації.

Основний матеріал

Дослідження передпускової підготовки, пуску і прогріву проводились на бензиновому двигуні G4GC (4Ч 7,72/8,45) автомобіля KIA CEE'D 2.0 5MT2 [5], оснащеного системою комбінованого прогріву на основі теплового акумулятора з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід [6, 7]. Для дистанційного моніторингу параметрів робочих процесів АД і ТЗ в реальному часі в процесі дослідження була використана інтелектуальна діагностична система [8 - 10].

В основу експериментальних досліджень покладена необхідність прогріти автомобільний двигун при низькій температурі навколишнього середовища в період передпускового прогріву до температур «гарячого пуску», а саме: 40 °С, 50 °С та 60 °С, при яких можливо щонайменше починати рухатись, а при більших температурах – приймати

навантаження, а потім, в процесі руху ТЗ – нагрів до температури $85 \pm 1,5$ °С. В процесі досліджень використовувалась базова система охолодження двигуна (без системи комбінованого прогріву (СП)) ТЗ і удосконалена – з підключеною СП. При цьому проводилась реєстрація зміни параметрів температури охолоджуючої рідини і витрати палива ДВЗ при різних умовах здійснення його прогріву. У цілому за допомогою віртуального програмно-діагностичного комплексу [6 - 10] в режимі онлайн від АД і ТЗ були отримані в реальному часі 32 діагностичні параметри, які дозволили простежити саме процеси пуску й прогріву ДВЗ. Передпусковий і післяпусковий прогрів двигуна проводився при низьких температурах навколишнього середовища, а саме -5 °С, -10 °С, -20 °С.

На рис. 1 показані зміни основних параметрів АД, що характеризують процеси його пуску і прогріву класичним методом (без використання СП з тепловим акумулятором) при $t_{oc} = -5$ °С та при різних варіантах здійснення прогріву (прогрів тільки на х.х.; прогрів на х.х. з включенням електричних споживачів; прогрів на х.х. з поступовим прогрівом в русі; прогрів в русі): температура охолоджуючої рідини, t , °С, частота обертання ($\times 100$), $хв^{-1}$, витрата палива (л/год), температура каталізатора ($\times 10$), Т, К і температура повітря на впуску, $t_{вп}$, °С. Суттєві коливання основних параметрів АД на рис. 1 пояснюються змінами подачі палива і частоти обертання при здійсненні прогріву в русі.

На рис. 2 показані зміни аналогічних до рис. 1 основних параметрів АД, що характеризують процеси його пуску і прогріву з використанням СП з тепловим акумулятором при різних варіантах здійснення прогріву: прогрів тільки на х.х.; прогрів на х.х. з включенням електричних споживачів; прогрів на х.х. з поступовим прогрівом в русі; прогрів в русі.

Аналізуючи отримані результати бачимо, що температура охолоджуючої рідини, t , °С в процесі передпускової теплової підготовки СП з ТА змінюється аналогічно рис. 1, що забезпечує ефективний передпусковий прогрів АД (час підготовки майже співпадає з прогрівом класичним методом, але АД при цьому не працює). Частота обертання ($\times 100$), $хв^{-1}$, і витрата палива (л/год) в період передпускового прогріву дорівнює нулю, чим забезпечується економія палива і збереження ресурсу АД в цей період. Характер зміни параметрів температури каталізатора ($\times 10$), Т, К аналогічний рис. 1 (за виключенням періоду передпускового прогріву АД від СП). Температура повітря на впуску, $t_{вп}$, °С на рис. 2 змінюється аналогічно рис. 1, що пояснюється особливостями конструкції двигуна G4GC (4Ч

7,72/8,45) і компонованням підкапотного простору автомобіля KIA CEE'D 2.0 5MT2. Суттєві коливання основних параметрів АД на рис. 2 (як і на рис. 1) пояснюються змінами подачі палива і частоти обертання колінчастого валу при здійсненні прогріву в русі.

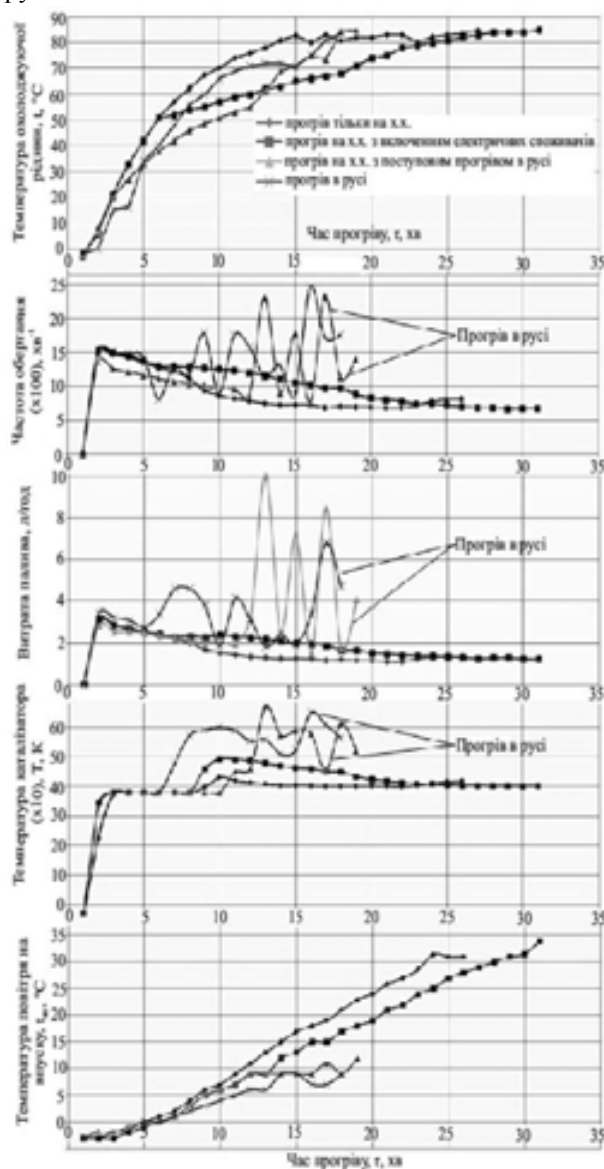


Рис. 1. Зміна основних параметрів автомобільного двигуна транспортного засобу, що характеризують процеси його пуску і прогріву, при $t_{oc} = -5^{\circ}\text{C}$

Аналіз отриманих результатів показав, що на обраних температурних режимах СП працює так: передпусковий прогрів ОР системи охолодження АД від теплового акумулятора триває 7-8 хв., 11-12 хв., 15-20 хв., відповідно, потім при досягненні температури охолоджуючої рідини в системі охолодження $t = 40, 50, 60^{\circ}\text{C}$ відбувається запуск двигуна та продовжується прогрів ОР системи охолодження ДВЗ від теплового акумулятора та, відпові-

дно, витрати теплової енергії при згоранні палива у двигуні до температури ОР 85°C . Після досягнення такої температури прогрів від ТА припиняється і відбувається зарядка теплового акумулятора. У той же час прогрів ОР ДВЗ класичним методом (без використання СП з ТА) буде тривати відповідно даним рис. 1.

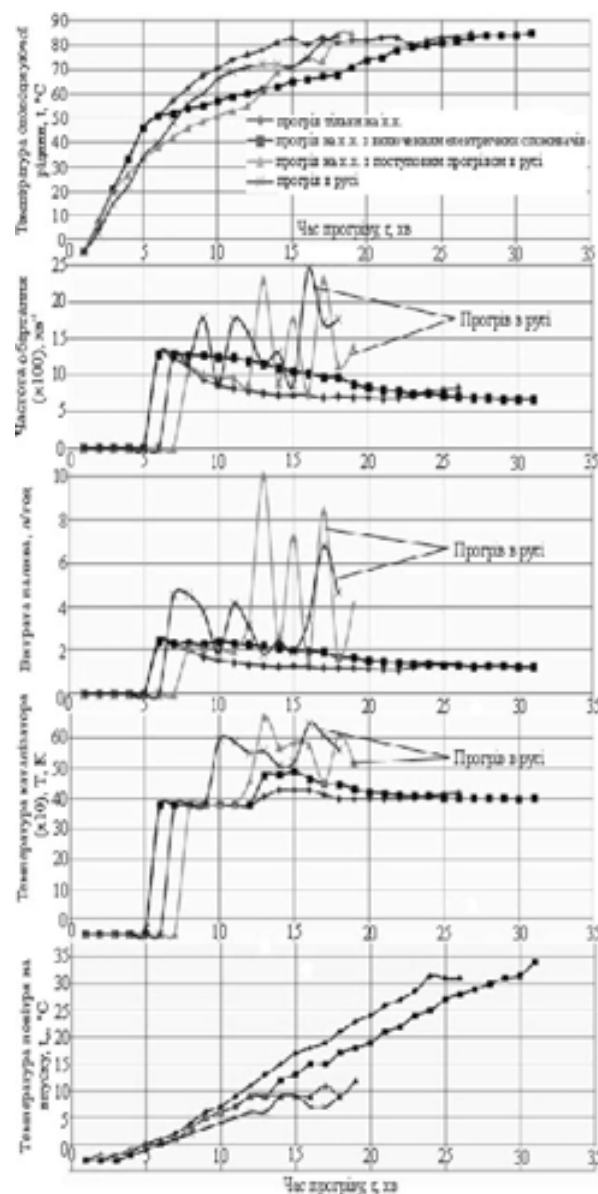


Рис. 2. Зміна основних параметрів автомобільного двигуна транспортного засобу з СП і з тепловим акумулятором, що характеризують процеси його пуску і прогріву, при $t_{oc} = -5^{\circ}\text{C}$

На рис. 3 показані порівняльні діаграми значень часу прогріву ОР двигуна 4Ч7,72/8,45 при різних варіантах прогріву до різних температур ОР (40°C , 50°C , 60°C) при температурах навколишнього середовища -5°C , -10°C , -20°C : 1 - прогрів

тільки на режимі х.х.; 2 - прогрів на режимі х.х. з включенням електричних споживачів; 3 - прогрів на режимі х.х. з поступовим прогрівом у русі; 4 - прогрів у русі.

З рис. 3 а видно, що прогрівання ОР двигуна без використання СП при -5°C при різних варіантах прогріву до 85°C здійснюється за 27, 31, 19, 18 хв., а до 50°C – за 7, 8, 10, 8 хв., відповідно. Для варіанту 3 і 4 при здійсненні прогріву до 85°C необхідно проїхати 4,35 і 7,85 км, відповідно, а до 50°C – 0 і 1,5 км, відповідно. З рис. 3 б видно, що використання СП з ТА для прогріву двигуна однозначно дає вигравш у часі прогрівання ОР у порівнянні з базовою системою охолодження з класичним методом прогріву. Час прогріву суттєво знижується у порівнянні з класичним методом прогріву для варіантів: прогрів на режимі х.х. з поступовим прогрівом у русі і безпосередньо прогрів у русі.

антів: прогрів на режимі х.х. з поступовим прогрівом у русі і безпосередньо прогрів у русі.

З рис. 3 в видно, що прогрівання ОР двигуна без використання СП при -10°C при різних варіантах прогріву до 85°C здійснюється за 45, 52, 30, 29 хв., відповідно, а до 50°C – за 12, 13, 15, 13 хв., відповідно. Для варіанту 3 і 4 при здійсненні прогріву до 85°C необхідно проїхати 10 і 15 км відповідно, а до 50°C – 0 і 5 км, відповідно. З рис. 3 г видно, що використання СП з ТА для прогріву двигуна однозначно дає вигравш у часі прогрівання ОР у порівнянні з базовою системою охолодження з класичним методом прогріву. Час прогріву суттєво знижується у порівнянні з класичним методом прогріву для варіантів: прогрів на режимі х.х. з поступовим прогрівом у русі і безпосередньо прогрів у русі.

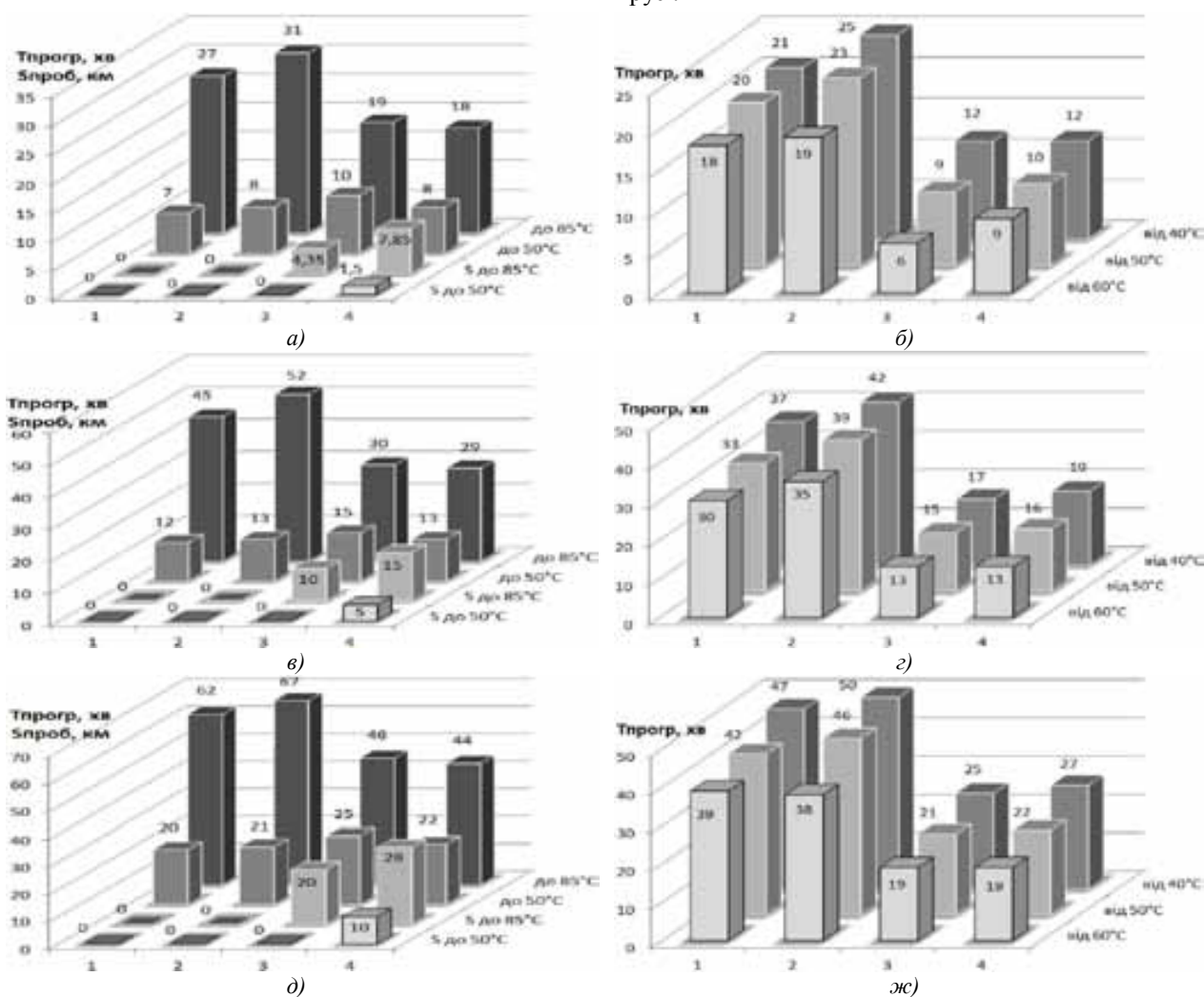


Рис. 3. Порівняльні діаграми значень часу прогріву до 85°C ОР автомобільного двигуна ТЗ при різних варіантах здійснення прогріву від різних температур передпускового прогріву ОР: 40°C , 50°C , 60°C , при різних температурах навколишнього середовища, а саме: -5°C (а, б), -10°C (в, г), -20°C (д, ж)

Для температури середовища - 20 °С аналогічні порівняльні діаграми показані на рис. 3 д і ж. З рис. 3 д видно, що прогрівання ОР двигуна без використання СП при -20 °С при різних варіантах прогріву до 85 °С здійснюється за 62, 67, 46, 44 хв., відповідно, а до 50 °С – за 20, 21, 25, 22 хв, відповідно. Для варіанту 3 і 4 при здійсненні прогріву до 85 °С необхідно проїхати 20 і 28 км, відповідно, а до 50 °С – 0 і 10 км, відповідно. З рис. 3 ж видно, що використання СП з ТА для прогріву двигуна однозначно дає вигравш в часі прогрівання ОР у порівнянні з базовою системою охолодження з класичним методом прогріву. Час прогріву суттєво знижується у порівнянні з класичним методом прогріву для варіантів: прогрів на режимі х.х. з посту-

повим прогрівом у русі і безпосередньо прогрів у русі.

На рис. 4 показані порівняльні діаграми значень витрати палива на прогрів ОР автомобільного двигуна ТЗ при різних варіантах здійснення прогріву, до різних температур ОР - прогріву для варіантів: прогрів на режимі х.х. з поступовим прогрівом у русі і безпосередньо 40 °С, 50 °С, 60 °С – температура охолоджуючої рідини, до якої проводився попередній прогрів перед пуском, при різних температурах навколишнього середовища, а саме -5 °С, -10 °С, -20 °С: 1 - прогрів тільки на режимі х.х.; 2 - прогрів на режимі х.х. з включенням електричних споживачів; 3 - прогрів на режимі х.х. з поступовим прогрівом у русі; 4 - прогрів у русі.

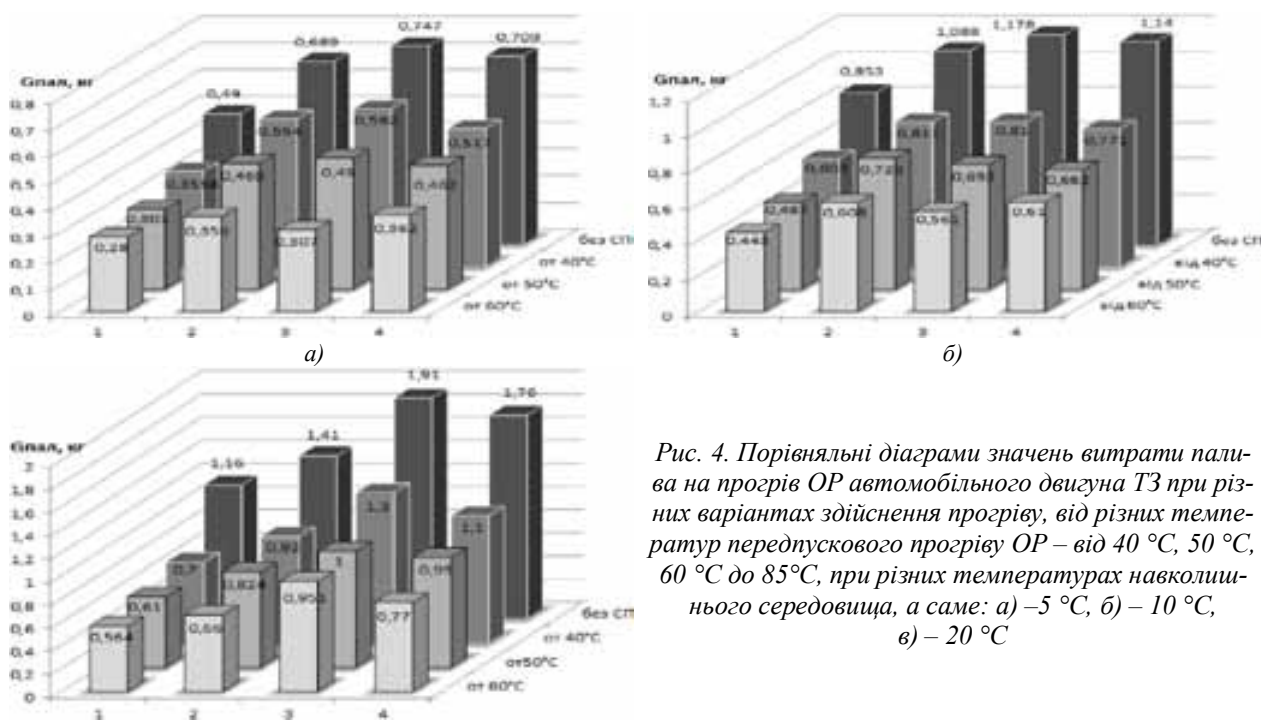


Рис. 4. Порівняльні діаграми значень витрати палива на прогрів ОР автомобільного двигуна ТЗ при різних варіантах здійснення прогріву, від різних температур передпускового прогріву ОР – від 40 °С, 50 °С, 60 °С до 85 °С, при різних температурах навколишнього середовища, а саме: а) -5 °С, б) -10 °С, в) -20 °С

З рис. 4 а видно, що при прогріві ОР двигуна без використання СП з ТА (базова система з класичним методом прогріву) при -5 °С при різних варіантах прогріву до 85 °С АД витрачає 0,49, 0,689, 0,747 і 0,709 кг палива, відповідно. З рисунку видно, що з використанням СП при здійсненні прогріву від різних температур ОР – 40 °С, 50 °С, 60 °С до 85 °С при -5 °С однозначно суттєво зменшується витрата палива на прогрів двигуна в порівнянні з базовою системою охолодження.

З рис. 4 б і 4 в видно, що при прогріві ОР двигуна без використання СП з ТА (базова система з класичним методом прогріву) при -10 °С і -20 °С, відповідно при різних варіантах прогріву до 85 °С АД витрачає 0,853, 1,088, 1,178 і 1,14 кг та 1,16, 1,41, 1,91 і 1,76 кг палива, відповідно.

З наведених рисунків видно, що з використан-

ням СП при здійсненні прогріву від температур ОР 40 °С, 50 °С, 60 °С до 85 °С при -10 °С і -20 °С, відповідно, зменшується витрата палива на прогрів двигуна в порівнянні з базовою системою охолодження. Особливо це помітно при здійсненні прогріву з використанням СП з ТА при -20 °С для різних варіантів прогріву АД.

Досягнуті позитивні ефекти пояснюються тим, що прогрівання ОР перед пуском здійснюється з використанням теплового акумулятора СП, тобто пуск двигуна для її прогріву не потрібен, а передпусковий прогрів ОР здійснюється за рахунок тільки теплоти, накопиченої тепловим акумулятором з фазовим переходом.

У табл. 1 наведені для порівняння параметри, що характеризують економію часу і витрати палива на прогрів ОР автомобільного двигуна ТЗ при розглянутих варіантах здійснення прогріву.

Таблиця 1. Порівняння параметрів, що характеризують економію часу та витрати палива на прогрів ОР автомобільного двигуна G4GC (4Ч 7,72/8,45) автомобіля KIA CEE'D 2.0 5MT2 при різних варіантах здійснення прогріву та різних температурах навколишнього середовища

Варіанти прогріву	Економія	від 40 °С до 85 °С			від 50 °С до 85 °С			від 60 °С до 85 °С		
		-5 °С	-10 °С	-20 °С	-5 °С	-10 °С	-20 °С	-5 °С	-10 °С	-20 °С
1	час, хв.	6	8	15	7	12	20	9	15	23
		22,2	17,8	24,2	25,9	26,7	32,3	33,3	33,3	37,1
	паливо, кг	0,134	0,25	0,46	0,189	0,366	0,55	0,21	0,41	0,596
		27,3	29,3	39,66	38,6	42,9	47,4	42,86	48,1	51,4
2	час, хв.	6	10	17	8	13	21	12	17	29
		19,35	19,23	25,37	25,81	25	31,3	38,71	32,69	43,28
	паливо, кг	0,135	0,277	0,49	0,22	0,359	0,586	0,333	0,48	0,75
		19,5	25,45	34,75	31,9	32,99	41,56	48,3	44,12	53,2
3	час, хв.	7	13	21	10	15	25	13	17	27
		25,9	43,3	45,65	52,6	50	54,35	68,4	56,67	58,69
	паливо, кг	0,155	0,368	0,61	0,257	0,485	0,91	0,44	0,617	0,959
		20,75	31,2	31,9	34,4	41,2	47,6	58,9	52,38	50,21
4	час, хв.	6	10	17	8	13	22	9	16	25
		33,3	34,48	38,64	44,4	44,8	50	50	55,17	56,8
	паливо, кг	0,192	0,369	0,66	0,247	0,478	0,81	0,347	0,53	0,99
		27,08	32,37	37,5	34,84	41,9	46,02	48,9	46,49	56,25

Можливо зробити висновок що СП з тепловим акумулятором дозволяє суттєво покращити показники часу прогріву (до 17,8 – 68,4 %) та економічності (до 19,5 – 56,25 %) дослідного автомобільного двигуна.

Висновок

Застосування теплового акумулятора з фазовим переходом у системі прогріву охолоджуючої рідини автомобільного двигуна G4GC (4Ч 7,72/8,45) автомобіля KIA CEE'D 2.0 5MT2 дозволяє зменшити час прогріву на 17,8 - 68,4 %, а витрату палива – на 19,5 - 56,25 %.

Список літератури:

1. Адров Д. С. Експериментальні дослідження системи комбінованого прогріву двигуна з тепловим акумулятором / Д. С. Адров, І. В. Грицук, В. Д. Александров, В. А. Постніков, Ю. В. Прилепський, В. І. Дорошко, В. С. Вербовський, З. І. Краснокутська // 36. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2012 – №31. - С. 158-167. 2. Адров Д.С. Тепловий акумулятор як засіб підвищення ефективності пуску стаціонарного двигуна в умовах низьких температур / Адров Д.С., Грицук І.В., Прилепський Ю.В., Дорошко В.І. // 36. наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2011 – №27. - С. 117-126. 3. Грицук І.В. Вплив параметрів і режимів роботи системи комбінованого прогріву на паливну економічність і екологічні показники двигуна внутрішнього згорання / І.В.Грицук, О.С. Добровольський, Д.С. Адров // Вісник СевНТУ. Збірник наук. праць. Випуск 134/2012. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. - Севастополь: СевНТУ, 2012 - Випуск 134/2012. - С.172-175. 4. Грицук І.В. Вплив системи комбінованого прогріву на паливну економічність і екологічні показники двигуна

внутрішнього згорання / І.В. Грицук, Д.С. Адров // Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Monografia nr.3. Seria:Transport. - Rzeszow. -2012, c. 133-136. 5. KIA CEE'D. Руководство по ремонту автомобилей KIA CEE'D // М. Издательство Морозова, 568с. 6. Грицук І.В. Особливості роботи системи комбінованого прогріву ДВЗ у складі інтелектуального інформаційно-програмного комплексу / І.В.Грицук, П.Б.Комов // Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування. - Миколаїв: НУК ім. Макарова, 2013– Випуск №2.– С. 72-77. 7. Гутаревич Ю.Ф. Обгрунтування структури вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу з системою прогріву й тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву / Ю.Ф. Гутаревич, І.В. Грицук, Д.С. Адров, А.П. Комов, Д.М. Тріфонов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 10 (1053). – С.55-62. 8. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуру и процессы интеллектуальных транспортных систем / В.П. Волков, В.П. Матейчик, О.Я. Никитов, П.Б. Комов, И.В.Грицук, Ю.В. Волков, Е.А. Комов // Донецк: Изд-во «Ноулидж» (Донецкое отделение). 2013.– 398с. 9. Волков В.П. Особливості інформаційного обміну в процесі дистанційного управління роботоздатністю транспортних засобів / В.П. Волков, В.П. Матейчик, П.Б. Комов, І.В. Грицук, А.П. Комов // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2014. – Випуск 29. – С. 63-74. 10. Матейчик В.П. Особливості моніторингу стану транспортних засобів з використанням бортових діагностичних комплексів / В.П. Матейчик, В.П. Волков, П.Б. Комов, І.В. Грицук, А.П. Комов, Ю.В. Волков // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ, 2014. – Вип. 13. – С. 126-138.

Bibliography (transliterated):

1. Postnikov, Ju. V. Prileps'kij, V. I. Doroshko, V. S. Verbovs'kij, Z. I. Krasnokuts'ka // Zb. nauk. prac' DonIZT UkrDAZT. - Donec'k: DonIZT, 2012 - №31. - S. 158-167. 2. Adrov D.S. Teploviy akumuljator jak zasib pidvishhennja efekтивности pusk stacionarnogo dviguna v umovah niz'kih temperatur / Adrov D.S., Gricuk I.V., Prileps'kij Ju.V., Doroshko V.I. // Zb. nauk. prac' DonIZT UkrDAZT. - Donec'k: DonIZT, 2011 - №27. - S. 117-126. 3. Gricuk I.V. Vpliv parametriv i rezhimiv roboti sistemi kombinovanogo progrivu na palivnu ekonomichnist' i ekologichni pokazniki dviguna vnutrishn'ogo zgorannja / I.V.Gricuk, O.S. Dobrovol'skij, D.S. Adrov // Visnik SevNTU. Zbirnik nauk. prac'. Vipusk 134/2012. Serija: Mashinopriladobuvannja ta transport. - Sevastopol': SevNTU, 2012 - Vipusk 134/2012. - S.172-175. 4. Gricuk I.V. Vpliv sistemi kombinovanogo progrivu na palivnu ekonomichnist' i ekologichni pokazniki dviguna vnutrishn'ogo zgorannja / I.V. Gricuk, D.S. Adrov // Systemy i šrodky transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia. Monografia nr.3. Seria:Transport. - Rzeszow. -2012, c. 133-136. 5. KIA CEE'D. Rukovodstvo po remontu avtomobilej KIA CEE'D // M. Izdatel'stvo Morozova, 568s. 6. Gricuk I.V. Osoblivosti roboti sistemi kombinovanogo progrivu DVZ u skladi intelektual'nogo informacijno-programnogo kompleksu / I.V.Gricuk, P.B.Komov // Zbirnik naukovih prac' Nacional'nogo universitetu

korablebuduvannja. - Nikolaiv: NUK im. Makarova, 2013- Vipusk №2.- S. 72-77. 7. Gutarevich Ju.F. Obruntuvannja strukturi vimirjuval'nogo kompleksu dlja doslidzhennja roboti dviguna vnutrishn'ogo zgorannja transportnogo zasobu z sistemoju progrivu j teplovim akumuljatorom v procesi pusk i progrivu / Ju.F. Gutarevich, I.V. Gricuk, D.S. Adrov, A.P. Komov, D.M. Trifonov // Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu «HPI». Zbirnik naukovih prac'. Serija: Avtomobile- ta traktorobuduvannja. - H. : NTU «HPI». - 2014. - № 10 (1053). - S.55-62. 8. Volkov V.P. Integracija tehničeskoj jekspluatacii avtomobilej v strukturu i processy intelektual'nyh transportnyh sistem / V.P. Volkov, V.P. Matejchik, O.Ja. Nikonov, P.B. Komov, I.V.Gricuk, Ju.V. Volkov, E.A. Komov // Donec'k: Izd-vo «Noulidzh» (Doneckoe otdelenie). 2013. - 398s. 9. Volkov V.P. Osoblivosti informacijnogo obminu v procesi distancijnogo upravlinnja robotozdatnistju transportnih zasobiv / V.P. Volkov, V.P. Matejchik, P.B. Komov, I.V. Gricuk, A.P. Komov // Visnik Nacional'nogo transportnogo universitetu. - K.: NTU, 2014. - Vipusk 29. - S. 63-74. 10. Matejchik V.P. Osoblivosti monitoringu stanu transportnih zasobiv z vikoristannjam bortovih diagnostičnih kompleksiv / V.P. Matejchik, V.P. Volkov, P.B. Komov, I.V. Gricuk, A.P. Komov, Ju.V. Volkov // Upravlinnja proektami, sistemnij analiz i logistika. - K.: NTU, 2014. - Vip. 13. - S. 126-138.

Надійшла до редакції 29.05.2014

Гутаревич Юрій Феодосійович – доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри двигунів і теплотехніки, Київ, Україна, e-mail: yugutarevich@gmail.com.

Грицук Ігор Валерійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Рухомий склад залізниць» Донецький інститут залізничного транспорту УкрДАЗТ, Донецьк, Україна, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ КОМБИНИРОВАННОГО ПРОГРЕВА ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛОВОГО АККУМУЛЯТОРА С ФАЗОВЫМ ПЕРЕХОДОМ

Ю.Ф. Гутаревич, И.В. Грицук

В статье рассматриваются результаты экспериментальных исследований системы прогрева транспортного двигателя с использованием теплового аккумулятора с фазовым переходом. Для регистрации параметров автомобильного двигателя использовалась интеллектуальная система мониторинга параметров рабочих процессов. Результаты оценки эффективности применения системы прогрева подтвердили улучшение топливной экономичности и временных показателей при работе автомобильного двигателя.

RESEARCH OF COMBINED HEATING SYSTEM IN TRANSPORT VEHICLE ENGINE WHEN USING A THERMAL BATTERY WITH PHASE TRANSITIONS

Y.F. Gutarevich, I.V. Grytsuk

The article discusses the results of experimental studies of warm vehicle engine with a thermal battery with a phase transition. For registration parameters of the engine used intelligent system monitoring workflow settings. Efficacy results confirmed the application of warm improved fuel economy and performance when using temporary car engine.

УДК 620.179.112:621.43

В. Г. Заренбин, Н.И. Мищенко, В.В. Богомолов

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУР ПРИ МНОЖЕСТВЕННОМ КОНТАКТЕ В УСЛОВИЯХ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМОВ ТРЕНИЯ

Предложен метод расчета максимальной температуры при множественном контакте в условиях неуставившихся режимов трения с учетом приведенных теплофизических характеристик. Для нахождения температуры вспышки использован метод суперпозиций. Приведены зависимости температурной вспышки от числа циклов нагружения и относительной площади контакта. С помощью предложенного расчета были оценены значения рассматриваемых величин температур для трибосопряжения гильза цилиндра - поршневое кольцо быстрогоходного дизеля, которое, как известно, в значительной степени лимитирует работоспособность двигателя.

Проблема. Повышению задиристости рабочих поверхностей трения машин и узлов уделяют

значительное внимание как при проектировании и изготовлении, так и при эксплуатации машин. По-

этому обеспечение работоспособности трибосопряжений в диапазоне рабочих режимов машин является одним из важнейших условий при выборе основных форм и размеров деталей, их общей конструктивной компоновки, а также режимов их работы и смазки. Отсюда необходимость расчета допускаемых нагрузок с учетом температур, возникающих на микроконтакте сопряженных поверхностей. Исходя из этого проведение дальнейших теоретических и экспериментальных исследований температур на контакте пар трения с последующим уточнением теплового расчета на заедание трибосопряжений остается актуальной теоретической и прикладной задачей.

Максимальная температура в трибосопряжении поршневое кольцо (ПК) – гильза цилиндра (ГЦ) ДВС при неустановившихся режимах трения на скользящем контакте зависит от температурной вспышки на неровностях поверхностей. Ее оценки известны уже давно [1,2]. Немногочисленные эксперименты по непосредственному измерению величин вспышек температуры приведены в работах [1,3]. Температура определялась путем подключения измерительной аппаратуры к естественной термопаре. Так, в работе [3] температура вспышки определялась в паре трения: неподвижная игла из хромеля – полированная пластина из алюминия, которая двигалась возвратно-поступательно без смазки. Однако естественные термопары неприменимы для большинства материалов трибосопряжений и микроконтактов со смазкой, кроме того остается открытым вопрос определения погрешности замера температуры.

Проведение экспериментов по определению температур на поверхностях трения сопряжено с определенными трудностями, поэтому большинство существующих работ посвящено теоретическим исследованиям с использованием различных моделей контактного взаимодействия поверхностей. В теории трения принята сферическая модель контакта, где обычно рассматривается модель, когда единичный микровыступ сферической формы скользит по гладкой поверхности в условиях трения со смазкой или без нее, т.е. без учета особенностей контактного взаимодействия шероховатых тел. В действительности, как известно, область контактного взаимодействия дискретна, состоит из множества пятен фактического контакта, характеризующегося средним диаметром пятна контакта, средним радиусом скругления вершин и средним расстоянием между пятнами контакта [1,4]. Важным свойством дискретности фрикционного контакта является то, что при скольжении неровность испытывает циклическое воздействие со стороны неровностей контртела и на их поверхностях воз-

никают температурные вспышки длительностью от 10^{-9} до 10^{-2} с.

Модели множественного контакта использованы в работах [1-3], но в них не рассмотрено трение при неустановившихся режимах и с изменением теплофизических характеристик поверхностей от времени.

Приведенные решения задачи при наличии конвективного теплообмена и нестационарности тепловых потоков, распределенных между микровыступами, имеют громоздкий вид и требуют применения специально разработанных приближенных методов расчета [3].

Так как точность экспериментального определения основных параметров профиля микрогеометрии поверхности, например, радиуса закругления вершин микровыступов и диаметра фрикционного пятна контакта, невысока, для инженерных задач подобные усложнения не оправданы.

Цель работы. Предложить метод расчета температурной вспышки при множественном контакте в условиях неустановившихся режимов трения, а также применить его для решения конкретной задачи в трибосопряжении гильза цилиндра – поршневое кольцо двигателя внутреннего сгорания.

Основной материал. Рассмотрена модель контактного взаимодействия шероховатых поверхностей, когда сферический микровыступ одной поверхности скользит относительно микровыступа другой, причем оба контактирующие тела покрыты адсорбированными пленками общей толщиной δ_m . На фактическом пятне касания со средним диаметром d_c генерируется тепловой поток постоянной интенсивности q_k длительностью τ_k , равной отношению среднего диаметра d_c к скорости скольжения V . В промежутке между двумя последовательными контактами микронеровности охлаждаются за время, равное отношению среднего расстояния между неровностями s_c к скорости скольжения V . Температура вспышки в конце $(j-1)$ цикла нагружения t_{j-1} принимается равной начальной температуре для последующего j -го цикла.

Влияние граничной смазки учитывалось благодаря использованию в расчете приведенных коэффициентов температуропроводности $a_{пр}$ и теплопроводности $\lambda_{пр}$ с учетом эффективной глубины проникновения тепла за время действия источника тепла [1].

Для нахождения температуры вспышки использован метод суперпозиции, т.е. общее решение задачи представлено в виде суммы решения элементарных задач при условии, что алгебраическая сумма граничных условий (ГУ) в этих задачах в любой момент времени должна равняться ГУ ос-

новой задачи в каждой точке поверхности [5].

На рис.1 приведена тепловая схема замещения при двухконтактном взаимодействии неровностей и изменении во времени теплофизических характеристик.

Температура вспышки движущейся неровности после первого цикла взаимодействия составит

$$t_1 = \frac{\alpha_{тп} q_k d_c}{2} \left[\frac{\theta(Fo1) - \theta(Fo2)}{\lambda_{пр1}} + \frac{\theta(Fo3) - \theta(Fo4)}{\lambda_{пр3}} \right] \quad (1)$$

где $\theta(Fo) = \frac{1}{\sqrt{\pi}} \int_0^{2\sqrt{Fo}} \exp\left(-\frac{u^2}{4}\right) du$, $\theta(Fo1)$, $\theta(Fo2)$, $\theta(Fo3)$,

$\theta(Fo4)$ – функции при значениях $Fo = a_{пр} \tau / d_c^2$, соответственно для промежутков времени $(\tau_n + \tau)$, $(\tau_n + \tau - \tau_k)$, $(\tau_n + \tau - \tau_n)$, $(\tau_n + \tau) - (\tau_n + \tau_k)$;

$a_{пр}$; $\lambda_{пр}$ – приведенные коэффициенты теплопроводности и теплопроводности за время действия источника, соответствующего $Fo1$ и $Fo3$ [5]; $\alpha_{тп}$ – коэффициент распределения тепловых потоков, найденный из условия равенства максималь-

ных или средних поверхностных температур контактирующих неровностей [1].

Температура вспышки в конце первого цикла нагружения ($\tau=0$) будет:

$$t_{1.min} = \frac{\alpha_{тп} q_k d_c}{2\lambda_{пр1}} [\theta(Fo1) - \theta(Fo2)] \quad (2)$$

Максимальная температура при втором нагружении достигается при $\tau = \tau_m = \delta_m^2 / (3\alpha_m)$, α_m – коэффициент температуропроводности масляной пленки:

$$t_{1.max} = t_{1.min} + \frac{2\alpha_{тп} q_k}{\lambda_m} \sqrt{\frac{\alpha_m \lambda_m}{\pi}} \quad (3)$$

После N циклов нагружения:

$$t_{j.min} = \frac{q_k d_c}{2} \sum_{j=1}^N \frac{\alpha_{тп,j}}{\lambda_{пр,j}} [\theta(Fo1_j) - \theta(Fo2_j)] \quad (4)$$

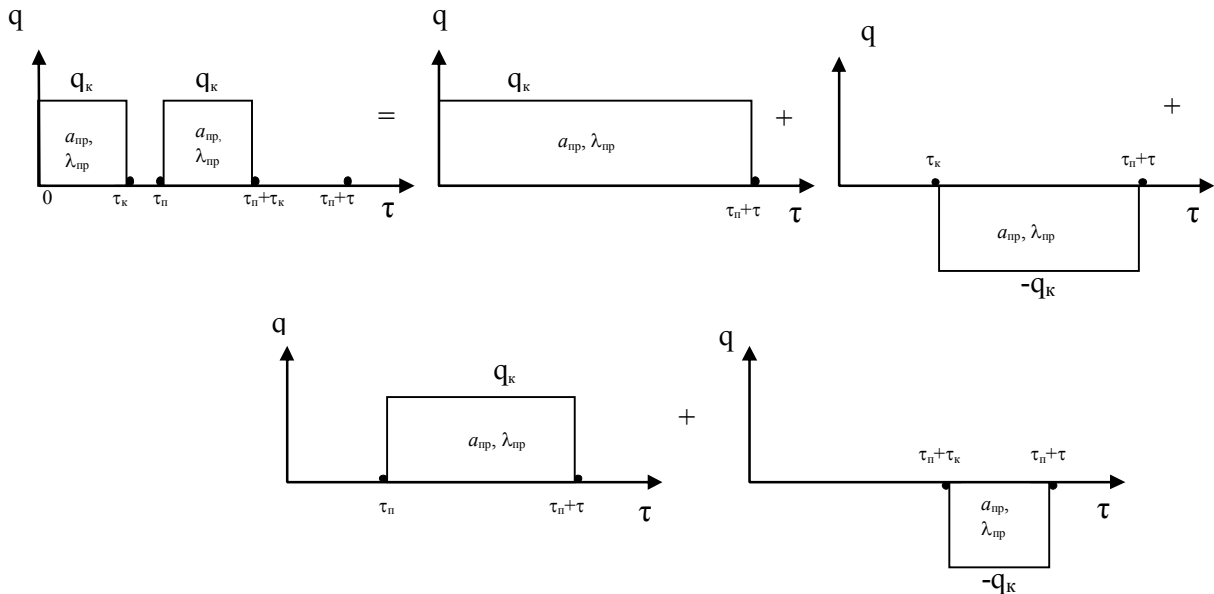


Рис. 1. Тепловая схема замещения двухконтактного взаимодействия неровностей

$$t_{j.max} = t_{min,j} + \frac{2\alpha_{тп} q_k}{\lambda_m} \sqrt{\frac{\alpha_m \tau_m}{\pi}} \quad (5)$$

При малых значениях критерия Фурье ($Fo < 0,1$) формулу (4) можно упростить

$$t_{j.min} = \frac{2q_k}{\sqrt{\pi}} \sum_{j=1}^N \alpha_{тп,j} \left[\frac{\sqrt{a_{пр,j} \cdot j_n} - \sqrt{a_{пр,j} (j_n - \tau_k)}}{\lambda_{пр,j}} \right],$$

когда $\lambda_{пр,j} = \lambda_n$; $a_{пр,j} = a_n$:

$$t_{j.min} = \frac{2\alpha_{тп} q_k}{\lambda_n} \left(\frac{a_n}{\pi} \right)^{0,5} \sum_{j=1}^N (\sqrt{j\tau_n} - \sqrt{j\tau_n - \tau_k}),$$

что совпадает с выражением, приведенном в работе [2].

На рис. 2 показано изменение максимальной t_{max} и минимальной t_{min} температур вспышки неровности с ростом числа циклов нагружения N при $\lambda_n = 70$ Вт/(мК), $\lambda_m = 0,14$ Вт/(мК), $a_n = 2,18 \cdot 10^{-5}$ м²/с, $a_m = 8,64 \cdot 10^{-8}$ м²/с, $q_k = 1,49 \cdot 10^8$ Вт/м², $d_c = 20 \cdot 10^{-6}$ м, $\delta_m = 0,1 \cdot 10^{-6}$ м, $\tau_k = 3,93 \cdot 10^{-7}$ с, $\alpha_{тп} = 0,5$ и двух значениях отношения

$$\bar{\tau} = \tau_n / \tau_k. \quad (6)$$

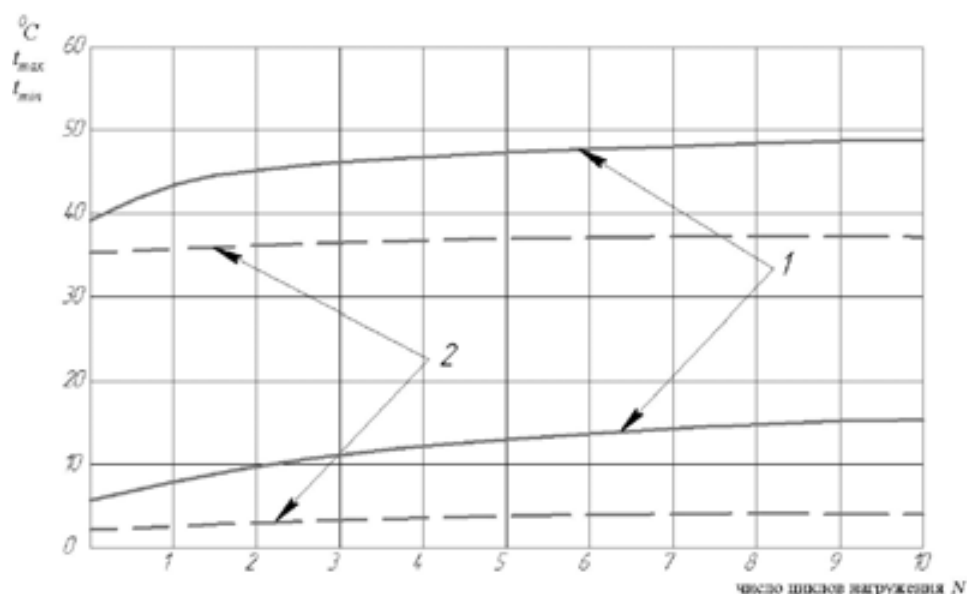


Рис.2. Изменение максимальной t_{max} и минимальной t_{min} температуры вспышки от числа циклов нагружения N при различных значениях отношения $\bar{\tau}$:

_____ t_{max} , - - - - t_{min} ; 1 - $\bar{\tau} = 1,5$; 2 - $\bar{\tau} = 5,0$

Можно сделать выводы, что для $\bar{\tau}=1,5$ и времени охлаждения $(\tau_n - \tau_k)=1,96 \cdot 10^{-7}$ с стабилизация температур вспышки достигается к десятому циклу нагружения при $t_{max} = 48$ и $t_{min}=16^\circ\text{C}$. Увеличение отношения $\bar{\tau}$ от 1,5 до 5 приводит к снижению температур вспышки соответственно до 36 и 3°C .

На рис. 3 показано изменение максимальной t_{max} и минимальной t_{min} температуры вспышки от отношения $\bar{\tau} = \tau_n / \tau_k$ при числе циклов нагружения $N=10$.

Таким образом, для выбранных условий трения при $\bar{\tau} \geq 5$ температуры вспышки можно принять равными температурам после первого цикла нагружения.

С помощью предложенного расчета были оце-

нены значения рассматриваемых величин температур для трибосопряжения ГЦ – ПК. Расчет выполнен для быстроходного дизеля при следующих основных исходных данных:

диаметр цилиндра и ход поршня – 0,12 м,
высота поршневого кольца – $3 \cdot 10^{-3}$ м,
частота вращения коленчатого вала – 2600 мин⁻¹,
поверхностная температура поршневого кольца $t_n=160^\circ\text{C}$, $R_{max,пк}=1,6 \cdot 10^{-6}$ м, $R_{max,гц}=1,44 \cdot 10^{-6}$ м,
 $r_{пк}=270 \cdot 10^{-6}$ м, $r_{гц}=1000 \cdot 10^{-6}$ м, $v_{пк}=1,6$, $v_{гц}=2$,
 $\epsilon_{пк}=2,16$, $\epsilon_{гц}=2,37$, $\delta_m = 0,1 \cdot 10^{-6}$ м при угле поворота коленвала - $\phi=370^\circ$ п.к.в. Относительная площадь контакта $\bar{A} = 0,1$ и 0,9.

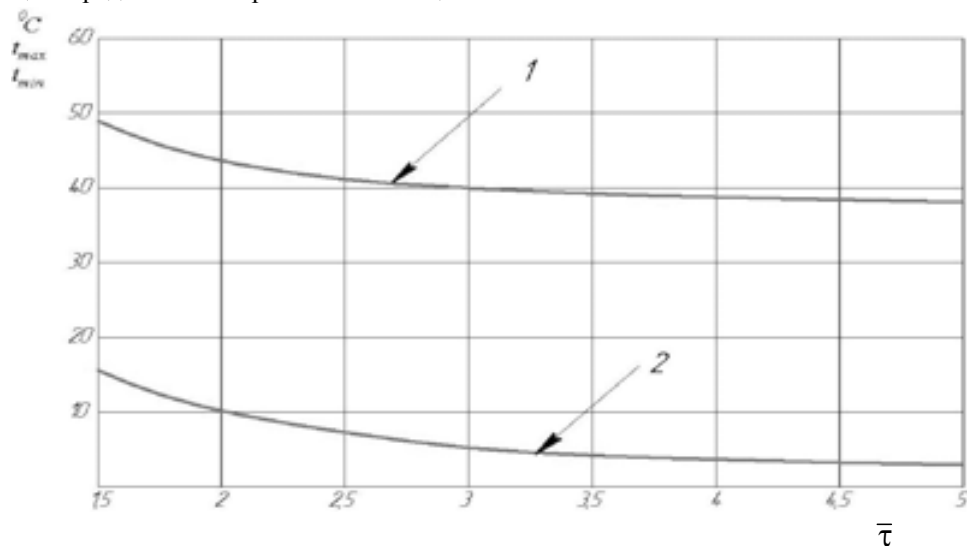


Рис.3. Изменение максимальной t_{max} и минимальной t_{min} температуры вспышки от отношения $\bar{\tau} = \tau_n / \tau_k$ при числе циклов нагружения $N=10$: 1 - t_{max} , 2 - t_{min} .

Остальные величины, а также формулы для определения q_k и d_{cp} взяты из работы [6].

Значение отношения среднего расстояния между пятнами контакта s к среднему диаметру пятна контакта d_c , т.е. $\bar{s} = s / d_{cp} = \bar{\tau}$ находим как [7]:

$$\bar{\tau} = \frac{\sqrt{2\pi} \cdot \Delta^{\frac{v}{4v+2}}}{2 \cdot \left(\frac{2\sqrt{\pi}}{k_v} \cdot p_c \cdot \Theta \right)^{\frac{v}{2v+1}}},$$

где Δ - комплексная характеристика шероховатостей пары гильза цилиндра - поршневое кольцо; Θ , v - упругая постоянная материалов и параметр опорной кривой для случая контакта гладкой и шероховатой поверхностей; p_c - контурное давление, $k_v = f(\Gamma_{гц}, \Gamma_{пк})$; Γ - гамма функция.

Для $\bar{A} = 0,1$ и $0,9$ определено $\bar{\tau}_{0,1} = 5,5$ и $\bar{\tau}_{0,9} = 14,5$.

Тогда соответствующие значения τ_k из формулы $\tau_k = d_c / V$, будут $3,4 \cdot 10^{-6}$ и $2,6 \cdot 10^{-6}$ с. Используя выражение (6) и формулы (4), (5) после первого цикла нагружения, имеем:

$$t_{\max, 0,1} = 236^\circ\text{C}, \quad t_{\max, 0,9} = 218^\circ\text{C}, \\ t_{\min, 0,1} = 160,6^\circ\text{C}, \quad t_{\min, 0,9} = 160,1^\circ\text{C}.$$

Следовательно, при данных параметрах нагрузки и условий трения диапазон изменения максимальных температур неровностей не зависит от числа циклов нагружений, т.к. значения $t_{\min}$ и t_n практически совпадают. Это объясняется тем, что время охлаждения неровности достаточно для достижения исходной начальной температуры t_n перед последующими циклами нагружения.

Выводы

Предложен метод расчета максимальной температуры при множественном контакте с учетом приведенных теплофизических характеристик в условиях неуставившихся режимов трения.

Приведены зависимости диапазона температурной вспышки от числа циклов нагружения и относительной площади контакта.

Приведен пример расчета температур вспышки при множественном контакте для пары трения гильза цилиндра - поршневое кольцо быстроходного дизеля.

Список литературы:

1. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) [Текст] / А.В.Чичинадзе, Э.М.Берлинер, Э.Д.Браун и др. под общ.ред. А.В.Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 2003. - 576 с.
2. Мышкин Н.К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии. [Текст] / Н.К.Мышкин, М.И.Петроковец - М.: ФИЗМАГЛИТ, 2007. - 368 с.
3. Ковальчик Ю.И. Теоретическое и экспериментальное исследование температуры вспышек [Текст] / Ю.И.Ковальчик // Вісник Харківського національного університету. Серія «Математичне моделювання. Інформаційні технології. Автоматизовані системи управління». - 2008. - №833. - С. 140-148.
4. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. [Текст]: в 2-х кн. / Под ред.. И.В.Крагельского, В.В.Алишина. - М.: Машиностроение, 1978. - кн.1, 1978. - 400 с.
5. Пехович А.И. Расчеты теплового режима твердых тел [Текст] / А.И.Пехович, В.М.Жидких - Л.: Энергия, 1976. - 352 с.
6. К расчету контактных температур при трении деталей двигателей внутреннего сгорания. [Текст] / В.Г.Заренбин // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. - 2009. - №1. - С.11-14.
7. Оценка среднего расстояния между пятнами контакта в паре трения гильза цилиндра-поршневое кольцо двигателя внутреннего сгорания. [Текст] / В.Г.Заренбин, Г.Г.Карасев // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. - 2009. - №10. - С.21-25.
8. К расчету на заедание деталей ЦПГ ДВС [Текст] / В.Г.Заренбин, Н.И.Мищенко, В.В.Богомолов // Двигуни внутрішнього згорання. - 2013. - №2. - С.37-41.

Bibliography (transliterated):

1. Trenije, iznos i smazka (tribologija i tribotekhnika) [Tekst] / A.V.Chichinadze, E.M.Berliner, E.D.Braun i dr. Pod obsh. red. Chichinadze A.V. - M.: Mashinostroenie, 2003. - 576 s.
2. Myshkin N.K., Trenije, smazka, iznos. Phizicheskie osnovy i tehnikeskiye prilozheniya tribologii [Tekst] / N.K.Myshkin, M.I.Petrokovec - M.: FIZMAGLIT, 2007. - 368 s.
3. Koval'chik Y.I. Teoreticheskoe i eksperimental'noe issledovanie temperatury vspyshek [Tekst] / Koval'chik Y.I. // Visnyk Kharkivskogo Nacional'nogo Universytetu. Seriya «Matematychni modeljuvannja. Informacijni tehnologii/ Avtomatyzovani systemy upravlinja.» 2008. - №833. - S.140-148.
4. Trenije, iznashivaniye i smazka. Spravochnik [Tekst]: v 2-h kn. / Pod red. I.V.Kragel'skogo, V.V.Alisina. - M.: Mashinostroenie, 1978. - kn.1, 1978. - 400 s.
5. Pehovich A.I. Raschet teplovogo rezhima tverdyh tel [Tekst] / A.I.Pehovich, V.M.Zhidkih- L.: Energija, 1976. - 352 s.
6. K raschetu kontaktnykh temperatur pri treniji detalej dvigatelej vnuten'ego sgoranija [Tekst] / V.G.Zarenbin // Visnyk Prydniprovs'koho Derzhavnoji Akademiji Budivnyztva ta Architektury. - 2009. - №1. - S.11-14.
7. Ozenka srednego rastojanija mezhdu pjatnami kontakta v pare trenija gil'za zilindra - porshnevoje kol'zo dvigatelej vnuten'ego sgoranija [Tekst] / V.G.Zarenbin, G.G.Karasev // Visnyk Prydniprovs'koho Derzhavnoji Akademiji Budivnyztva ta Architektury. - Dnipropetrovs'k: PDABtaA, 2009. - №10. - S.21-25.
8. K raschetu na zajedaniye detalej ZPG DVS [Tekst] / V.G.Zarenbin, N.I. Mischenko, V.V.Bogomolov // Dviguny vnutrishn'ogo zgor'anja - 2013. - №2.-S.37-41.

Поступила в редакцию 08.07.2014

Заренбин Владимир Георгиевич – докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедры Эксплуатации и ремонта машин ГВУЗ Приднестровской Государственной Академии Строительства и Архитектуры, Днепропетровск, Украина, e-mail: EPM@mail Pgasa.dP.ua.

Мищенко Николай Иванович – докт. техн. наук, профессор, заведующий кафедры Автомобильного транспорта Автомобильно-дорожного института Донецкого национального технического университета, Горловка, Украина.

Богомолов Виталий Виленович – старший преподаватель кафедры Эксплуатации и ремонта машин ГВУЗ Приднестровской Государственной Академии Строительства и Архитектуры, Днепропетровск, Украина, e-mail: v-bogomolov66@mail.ru

**РОЗРАХУНОК ТЕМПЕРАТУР ПРИ БАГАТОЧИСЕЛЬНОМУ КОНТАКТІ
В УМОВАХ НЕВСТАНОВИВИХСЯ РЕЖИМІВ ТЕРТЯ**

В.Г. Заренбін, М.І. Міщенко, В.В. Богомолів

Запропоновано метод розрахунку максимальної температури при багаточисельному контакті в умовах невстановившихся режимів тертя з урахуванням приведених теплофізичних характеристик в умовах несталої тертя. Для знаходження температури спалаху використаний метод суперпозицій. Приведені залежності температурного спалаху від числа циклів вантаження і відносної площі контакту. За допомогою запропонованого розрахунку були оцінені значення розглянутих величин температур для трибосполучення гільза циліндра - поршневе кільце швидкохідного дизеля, яке, як відомо, в значній мірі лімітує працездатність двигуна.

**CALCULATION OF TEMPERATURES AT A PLURAL CONTACT IN THE CONDITIONS
OF THE UNSET MODES OF FRICTION**

V.G. Zarenbin, N.I. Mischenko, V.V. Bogomolov

The method of calculation of maximal temperature at a plural contact in the conditions of the unset modes of friction taking into account the resulted thermophysical descriptions is offered. For finding of temperature of flash the method of super positions is used. Dependences of temperature flash are resulted on the number of cycles of lading and relative area of contact. By the offered calculation the values of the examined sizes of temperatures were appraised for a pair of friction cylinder - piston-ring of high-speed diesel, which, as is generally known, largely limits the capacity of engine.

УДК 629.113

Д.Е. Оксень, Е.И. Оксень

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПАРЫ
КРИВОШИП-ШАТУН НА ХАРАКТЕР ВИБРАЦИИ КОРПУСА ДВИГАТЕЛЯ**

Приведены результаты теоретического исследования влияния технического состояния пары кривошип-шатун на величину импульса, вызванного наличием дефектов, в сигналах перемещения, скорости и ускорения точки на поверхности корпуса двигателя. Имитационным моделированием показано, что наличие дефекта проявляется в виде импульсов в траектории, годографах скорости и ускорения точек поверхности корпуса двигателя. При этом отмечено, что величины импульсов, характеризующих наличие дефектов, более значимы для скорости и ускорения точек корпусных деталей.

Введение

Неравномерность вращения двигателя внутреннего сгорания автомобиля является мерой непостоянства угловой скорости коленчатого вала, обусловленного колебаниями параметров процесса преобразования энергии, чередованием работы цилиндров и наличием возможных дефектов в механизмах и системах двигателя [1]. Расчет и измерение неравномерности вращения ДВС связаны с большим объемом работ и значительными затратами времени, как, например, в случае применения метода измерения разброса значений среднего индикаторного давления в отдельных цилиндрах. Кроме того, данный метод не позволяет достичь достаточной точности, т.к. не учитывает изменение механических потерь [2].

Другой способ определения неравномерности вращения путем записи изменений крутящего момента также имеет свои недостатки – возникает трудность объективного описания колебаний процесса преобразования энергии, т.к. на изменения значений угловой скорости, являющихся следствием неравномерности крутящего момента, накладываются собственные колебания моментов автомобиля или испытательного стенда [3].

Вследствие трудностей, связанных с определением и описанием неравномерности вращения, авторами предложено исследовать процесс излучения двигателем вибрационных волн, вызванных динамическим взаимодействием его кинематических звеньев, с целью выявления особенностей, свидетельствующих о наличии дефектов в механизмах и деталях. В данной работе приведено теоретическое обоснование основных параметров системы диагностирования дефектов в кинематических парах.

Цель работы – обоснование типа измерительных преобразователей для регистрации виброакустического поля ДВС и выявления дефектов в кинематических парах.

Задачи исследования:

– разработка программного обеспечения для динамического моделирования процесса формирования виброакустических колебаний в ДВС при наличии дефекта;

– исследование влияния дефекта в паре кривошип-шатун на величину импульса, вызванного наличием дефекта, в сигналах перемещения, скорости и ускорения поверхности корпуса ДВС.

Динамическая модель ДВС с дефектами в кинематических парах

Рассмотрим модельное представление процесса возникновения виброакустического импульса на примере четырехцилиндрового инжекторного двигателя. Схематическое изображение пространственного расположения основных элементов модели приведено на рис. 1. Главная особенность кинематики системы заключается в том, что модель воспроизводит колебательный процесс закрепленного на резинометаллических подушках 1, 2 и сферическом шарнире 3 корпуса 3 ДВС так, что совместно с коленчатым валом 4 (ведущее звено) корпус формирует исходный механизм группы первого класса I(3-4). К исходному механизму параллельно присоединены структурные группы из шатунов и поршней всех четырех цилиндров в соответствии со структурной формулой

$$\left. \begin{array}{l} 0(0-1) \leftarrow \\ 0(0-2) \leftarrow \\ 0 \leftarrow \end{array} \right\} I(3-4) \left\{ \begin{array}{l} \leftarrow \Pi(5-6) \\ \leftarrow \Pi(7-8) \\ \leftarrow \Pi(9-10) \\ \leftarrow \Pi(11-12) \end{array} \right. \quad (1)$$

Таким образом, модель ДВС представляет собой пространственный механизм с 12-ю подвижными звеньями, одним ведущим звеном и четырьмя степенями свободы. Закрепление корпуса ДВС относительно рамы автомобиля при помощи резинометаллических шарниров обуславливает наличие трёх избыточных степеней свободы – трёх независимых вращательных движений корпуса в паре S.

Рабочие режимы смоделированы включением конечного автомата *EngineTimer* (рис. 2), обеспечивающего реализацию четырех тактов рабочего процесса инжекторного двигателя в каждом из цилиндров в зависимости от фактического угла поворота коленчатого вала.

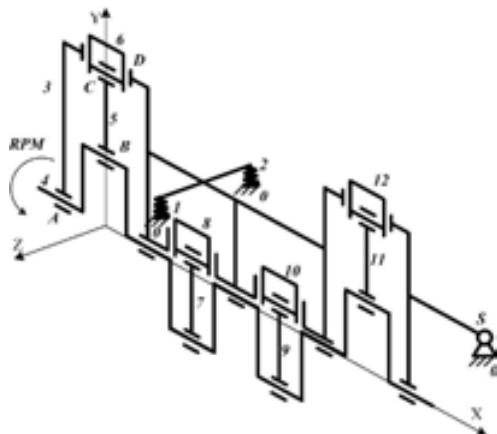


Рис. 1. Пространственное изображение модели

При моделировании учтено сопротивление движению газов во впускных и выпускных коллекторах. Термодинамические параметры каждого

такта после его завершения передаются в следующий (рис. 3). Термодинамические процессы заданы политропными зависимостями в упрощенном виде, т. к. исследование влияния особенностей термодинамической работы ДВС на процесс формирования виброакустических колебаний его корпуса не является задачей данной работы.

Ниже приведены формулы, применённые для вычисления объема V , давления P и температуры T :

$$V = V_{tdc} + \pi \cdot R_{cyl}^2 \cdot (L_{cr} + R_c + H_{head} - POS), \quad (2)$$

$$P = \left(\frac{V_{tdc} + 2 \cdot \pi \cdot R_{cyl}^2 \cdot R_c}{T} \right)^G, \quad (3)$$

$$T = \frac{Q}{\rho_{air} \cdot V_{tdc} \cdot C_v} + T_0, \quad (4)$$

где V_{tdc} – объем камеры сгорания; R_{cyl} – радиус цилиндра; L_{cr} – длина шатуна; R_c – радиус коленчатого вала; H_{head} – расстояние от оси пальца до поверхности поршня; POS – показания датчика положения поршня; G – показатель адиабаты; Q – теплотворность бензина; ρ_{air} – плотность воздуха при 20 °C; C_v – удельная теплоемкость паров бензина при 20 °C; T_0 – температура в камере сгорания до начала такта сжатия.

Подача топлива в цилиндры осуществляется блоком *FuelControl* (рис. 4). Уровень подачи топлива регулируется перемножением значения константы *MAXFuel* и задаваемого коэффициента уровня подачи топлива F .

Запуск двигателя выполняется стартером, пусковой момент которого отключается через 180° поворота коленчатого вала (рис. 5).

Формирование нагрузки осуществлено включением в модель внешнего момента *LoadMoment*, подведенного к коленчатому валу (рис. 6). Уровень нагрузки регулируется перемножением значения переменной $Mload$ и задаваемого коэффициента момента нагрузки на двигатель M . Дефекты в кинематических парах формируются введением ненормативного зазора в соединениях.

Кинематические пары, в которых намеренно не сформирован дефект, считаются идеальными. Таким образом, между шатуном *ConnectingRod* и вкладышем шатунной шейки *Liner* второго цилиндра (рис. 7) введено два упругодемпфирующих элемента *GapTop* и *GapBottom*, позволяющих задать необходимую величину зазора в указанной паре (параметр *Springnaturallength*), а так же учесть влияние вязкости смазки (*Damperconstant*) и упругость соударяющихся элементов (*Springconstant*).

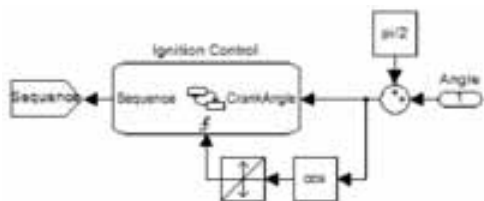


Рис. 2. Блок управления тактами работы двигателя (Enginetimer)

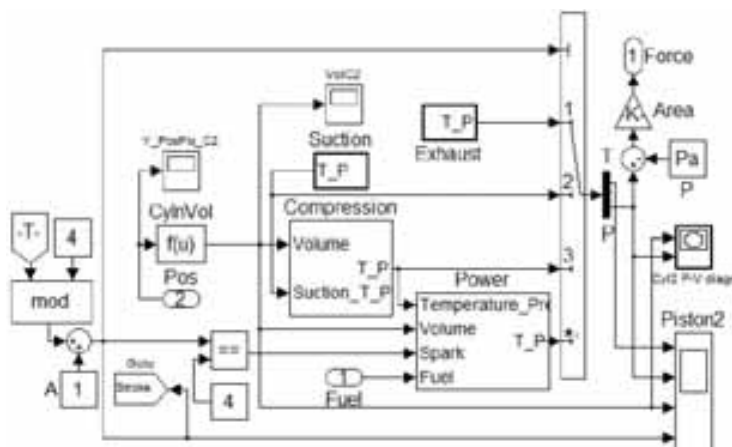


Рис. 3. Блок-схема термодинамической модели цилиндра

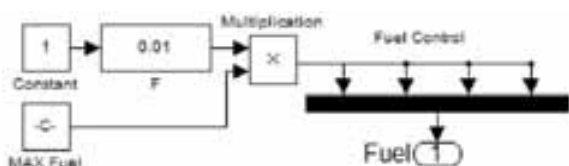


Рис. 4. Блок подачи топлива (Fuelcontrol)

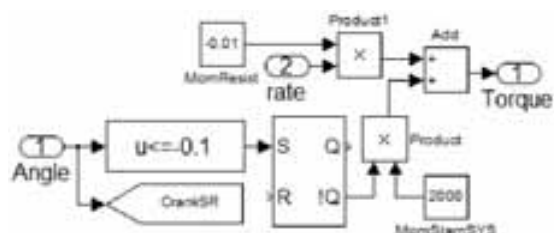


Рис. 5. Блок формирования пускового момента

Для данной модели были построены моментные характеристики двигателя, для получения которых приняты следующие режимы моделирования (табл. 1).

Как видно из таблицы, данная выборка представляет собой четыре пары режимов. Каждая пара включает в себя режим бездефектной работы и режим работы с дефектом при одинаковых значениях коэффициентов уровня подачи топлива F и величины момента нагрузки на двигатель M со стороны

трансмиссии и при равных скоростях вращения коленчатого вала.

Сравнительная оценка влияния наличия дефекта в кинематической паре шатун-коленчатый вал на характер виброакустического сигнала в точке установки датчика на поверхность корпуса ДВС была выполнена для максимальной нагрузки (режим 1), средних нагрузок (режимы 2, 3) и холостого хода (режим 4).

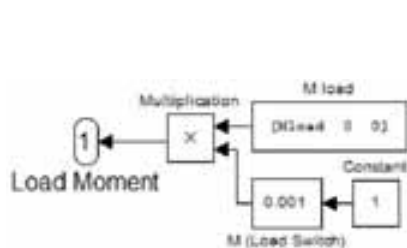


Рис. 6. Блок формирования нагрузки на ДВС (Loadcontrol)

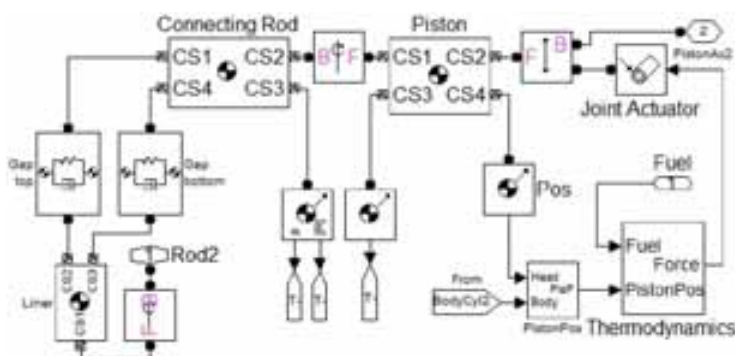


Рис. 7. Формирование дефекта во втором цилиндре двигателя

Таблица 1. Параметры динамического моделирования ДВС

№ режима	Наличие дефекта	Коэффициент уровня подачи топлива	Коэффициент момента нагрузки на двигатель	Скорость вращения коленчатого вала в устоявшемся режиме, об/мин
Режим 1.1	нет	0,20	0,700	4172
Режим 1.2	да	0,20	0,700	4172
Режим 2.1	нет	0,30	1,100	4172
Режим 2.2	да	0,30	1,100	4172
Режим 3.1	нет	0,25	0,950	1421
Режим 3.2	да	0,25	0,950	1421
Режим 4.1	нет	0,01	0,001	1096
Режим 4.2	да	0,01	0,001	1096

Анализ влияния дефекта на характер виброакустического сигнала в точке на поверхности ДВС

В результате численного моделирования с фиксированным шагом интегрирования $\Delta T = 0.0001$ с получена совокупность кинематических, термодинамических и режимных диаграмм (рис. 8). Численные значения параметров, полученные в процессе расчётов, на каждом шаге интегри-

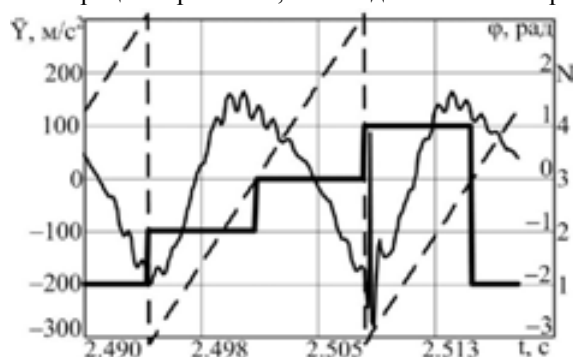


Рис. 8. Результаты моделирования:
 $\ddot{Y}$ – ускорение точки установки датчика; t – время;
 N – порядковый номер такта; ϕ – угол поворота коленчатого вала

Результаты анализа приведены в параметрическом виде как траектории, годографы скорости и годографы ускорения точки установки датчика путём исключения времени из полученных диаграмм.

Как видно из рис. 10, на котором приведены результаты моделирования режима 1.1 (без дефекта) и режима 1.2 (при наличии дефекта), неравномерность работы ДВС заметна на параметрических диаграммах перемещения и скорости, но наиболее явно наличие дефекта проявляется при анализе данных об изменении ускорения точки установки датчика. Схожая картина была выявлена и для других режимов моделирования.

Количественная оценка влияния наличия дефекта на виброакустические параметры работы ДВС выполнена путем выделения из общего спектра виброакустических сигналов 1 сигнала импуль-

рования для удобства дальнейшей обработки фиксировались в итоговые файлы.

Для анализа влияния дефекта в кинематической паре двигателя на его виброакустические колебания использовался временной интервал моделирования, соответствующий режиму работы со стабильной угловой скоростью вращения коленчатого вала 3 (рис.9).

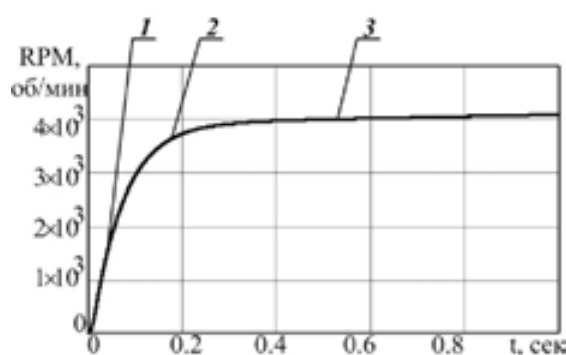


Рис. 9. Диаграмма изменения угловой скорости вращения коленчатого вала во время работы:
1 – пуск, 2 – стабилизация оборотов, 3 – режим работы на установившихся оборотах

са, сформированного дефектом 2. Данная задача решена разложением сигнала с помощью дискретного вейвлета Добеши-4 *wave4* (рис. 11). При этом в качестве тренда 3 принята низкочастотная составляющая сигнала с уровнем разложения 0-3, оставшиеся коэффициенты уровней использованы для построения импульса в сигнале [4]:

$$KD = \text{wave4}(S(t)), \quad (5)$$

$$T(t) = \text{iwave4}(KD_{0-15}), \quad (6)$$

$$I(t) = \text{iwave4}(KD_{16-N}), \quad (7)$$

где KD – коэффициент Добеши; $S(t)$ – сигнал; $T(t)$ – тренд; $I(t)$ – импульс; N – количество уровней разложения.

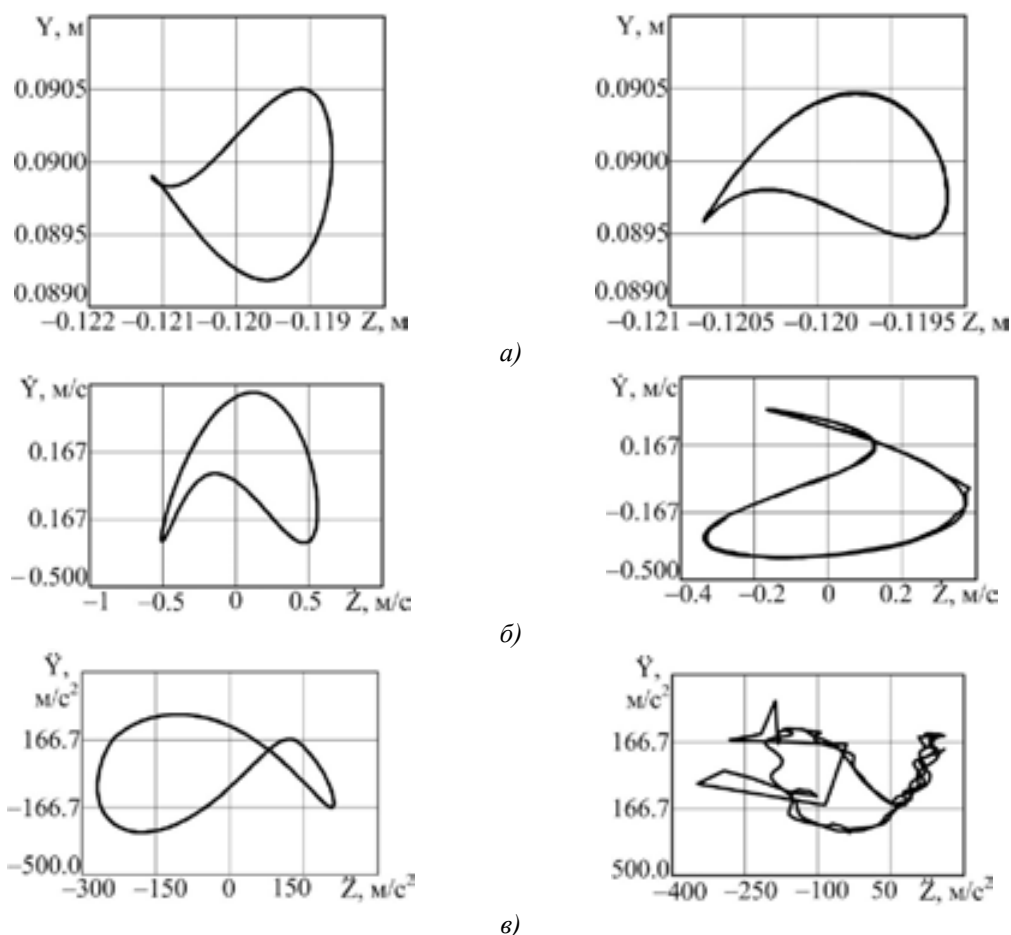


Рис. 10. Результаты моделирования режима 1.1 бездефектной работы (слева) и режима 1.2 при наличии дефекта (справа):

а) траектория перемещения точки установки датчика; б) годограф скорости точки установки датчика; в) годограф ускорения точки установки датчика

В качестве критерия оценки проявления импульса, вызванного наличием дефекта в кинематической паре, относительно тренда принят коэффициент динамичности $K_{\max}$. Расчеты показывают, что датчики ускорения и скорости могут применяться для диагностических испытаний ДВС, поскольку величины импульсов для этих параметров относительно общих величин сигналов более значимы, по сравнению с датчиками перемещения.

Так, для датчика перемещения коэффициент динамичности $K_{\max}(S) = 0.04641$; для датчика скорости – $K_{\max}(V) = 0.11880$; для датчика ускорения – $K_{\max}(a) = 0.12978$. Поэтому, для практического диагностирования состояния кинематических пар, могут быть рекомендованы датчики ускорения, которыми проявление импульса выявляется наиболее отчетливо (см. рис. 10).

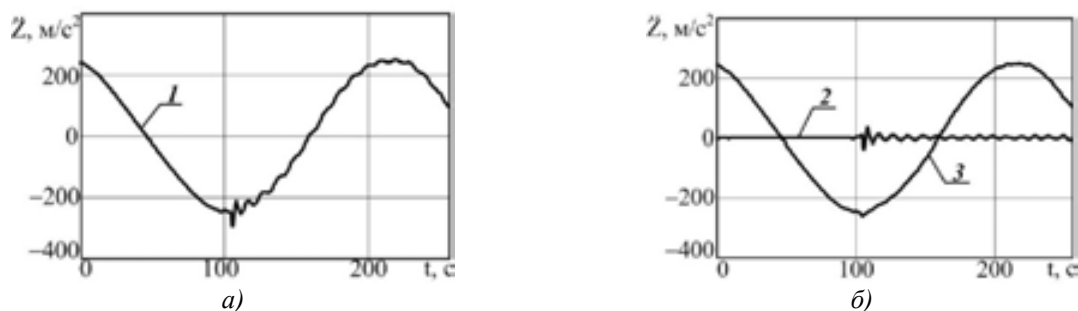


Рис. 11. Выделение в сигнале тренда и импульса, сформированного дефектом в кинематической паре: 1 – сигнал ускорения; 2 – импульс; 3 – тренд

Программная и аппаратная реализация измерительного комплекса, обеспечивающего построение диаграммы годографа ускорения, может быть также рекомендована для диагностирования состояния механизмов ДВС.

Таким образом, к факторам, формирующим процесс возникновения вибрации в корпусных деталях ДВС, помимо неуравновешенности КШМ второго рода, можно отнести также и дефекты в кинематических парах механизмов.

Следует также отметить, что сделанная авторами попытка учесть при моделировании вибрационных процессов в ДВС влияние термодинамики рабочих процессов, инерциальных факторов подвижных звеньев, особенностей крепления корпуса двигателя и дефектов в кинематических парах привела к разработке программы, требующей значительных вычислительных затрат. Так, моделирование одной секунды работы ДВС в созданной концептуальной модели с одним дефектом требует затрат порядка 600÷800 с вычислительного времени. Это указывает на нецелесообразность создания единой глобальной модели ДВС, включающей всю совокупность механизмов и систем. Рациональнее проводить исследования в рамках концептуальных моделей, аналогичных представленной, дополняемых моделями частных случаев анализируемых дефектов.

Заключение

Полученные результаты позволяют рекомендовать для проведения экспериментальных исследова-

ований вибраций двигателя датчики, фиксирующие ускорение, поскольку их показания наиболее явно свидетельствуют о техническом состоянии диагностируемого объекта.

Список литературы:

1. Диагностирование дизелей [Текст] / Е. А. Никитин, Л. В. Станиславский, Э. А. Улановский и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 223 с.
2. Куверин И. Ю. Диагностирование карбюраторных ДВС по показателям спектрального анализа изменения угловой скорости коленчатого вала [Текст]: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.03 / И. Ю. Куверин. – Саратов, 2002. – 20с.
3. Осипов К.Н. Определение режимов приемосдаточных испытаний ДВС [Текст] / К.Н. Осипов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: междунар. сб. науч. тр. – 2011. – Вып. 41. – С. 261 – 266.
4. Сергиенко А. Б. Цифровая обработка сигналов [Текст] / А. Б. Сергиенко. – СПб.: Питер, 2003. – 608 с.

Bibliography (transliterated):

1. Diagnostirovanie diziley [Tekst] / E. A. Nikitin, L. V. Stanislavskiy, E. A. Ulanovskiy i dr. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 223 s.
2. Kuverin I. U. Diagnostirovanie karbiuratornih DVS po pokazeteliam spektralnogo analiza izmenenia uglovoi skorosti kolentshatogo vola [Tekst]: avtoref. dis. na soiskanie utsh. stepeni kand. tehn. nauk: spec. 05.20.03 / I.U. Kuvrin. – Saratov, 2002. – 20 s.
3. Osipov K. N. Opredelenie regimov priyomosdatotshnuh isputaniy DVS [Tekst] / K. N. Osipov // Progressivnye tekhnologii i sustemy mashinostroenia: mezdunar. sb. nautch. tr. – 2011. – Vuip. 41. – S. 261 – 266.
4. Sergienko A. B. Cifrovaia obrabotka sygnalov [Tekst] / A. B. Sergienko. – SPb.: Piter, 2003. – 608 s.

Поступила в редакцию 25.04.2014

Оксень Дмитрий Евгеньевич – магистр, аспирант кафедры «Автомобильный транспорт» Автомобильно-дорожный институт ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет», Горловка, Украина, e-mail: oksen88@gmail.com.

Оксень Евгений Иванович – доктор техн. наук, профессор, зам. директора, зав. кафедры, Автомобильно-дорожный институт ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет», Горловка, Украина, e-mail: dalar@rambler.ru.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ПАРИ КРИВОШИП-ШАТУН НА ХАРАКТЕР ВІБРАЦІЙ КОРПУСУ ДВИГУНА

Д.Є. Оксень, Є.І. Оксень

Наведено результати теоретичного дослідження впливу технічного стану пари кривошип - шатун на величину імпульсу, викликаного наявністю дефектів, в сигналах переміщення, швидкості і прискорення точки на поверхні корпусу двигуна. Імітаційним моделюванням показано, що наявність дефекту проявляється у вигляді імпульсів в траєкторії, годографом швидкості і прискорення точок поверхні корпусу двигуна. При цьому зазначено, що величини імпульсів, що характеризують наявність дефектів, більш значущі для швидкості і прискорення точок корпусних деталей.

A STUDY OF THE INFLUENCE OF CRANK-ROD PAIR'S TECHNICAL CONDITION ON VIBRATION CHARACTERISTICS OF THE ENGINE HOUSING

D.E. Oksen, E.I. Oksen

The authors give the results of theoretical studies of the effect of technical state of the crank-rod pair on the value of the momentum caused by the presence of defects in the signals of displacement, velocity and acceleration of a point on the surface of the engine housing. Simulation modeling shows that the defect is manifested in the form of pulses in the trajectory, velocity and acceleration time curves points of the engine housing surface. At the same time it is noted that the magnitude of the pulses characterizing defects, are more significant for the velocity and acceleration of points of body parts.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ

Приведены результаты исследований эффективности очистки отработавших газов от дисперсных частиц в электрокаталитическом фильтре в зависимости от температуры, напряжения между электродами, геометрических параметров коронирующего и осадительного электродов. Экспериментально выявлено, что с повышением температуры эффективность очистки снижается. Предлагается одновременно снизить выбросы NO_x путем применения селективной системы нейтрализации (SCR). Для этого необходимо использовать на входе в реактор SCR нагреватель отработавших газов для поддержания оптимальной температуры реакции восстановления NO_x , а затем расположить электрофильтр. Подаваемый в электрофильтр воздух обеспечит электрическую изоляцию коронирующего электрода и снизит температуру отработавших газов, что повысит эффективность улавливания частиц. Уловленную сажу предлагается регенерировать путем включения второго нагревателя отработавших газов по сигналу от датчика противодавления фильтрующего слоя.

Введение

Для обеспечения ужесточающихся требований по выбросам отработавших газов (ОГ) необходимо совершенствование существующих и использование новых способов нейтрализации ОГ.

В ОГ дизелей основные вредные компоненты это NO_x и дисперсные частицы (ДЧ) [1]. Требования к выбросам ДЧ, согласно табл. 1, все время ужесточаются [2].

Таблица 1. Массовый выброс ДЧ и количество частиц для действующих и перспективных дизелей

Двигатели	Массовый выброс ДЧ	Количество ДЧ
	мг/(кВт·ч)	частиц/(кВт·ч)
Действующие дизели	10	$1 \cdot 10^{13}$
Перспективные дизели	1	10^{11}

В настоящее время большое внимание уделяется альтернативным биодизельным топливам (БТ). Но при их использовании возникают новые проблемы. БТ становится источником ультратонких ДЧ, так как при его использовании максимальное содержание ДЧ приходится на размеры 10-30 нм, а при работе на дизельном топливе – 30-100 нм.[3].

Следовательно, снижение количества ДЧ становится актуальной задачей, решение которой требует применения специальных устройств для их коагуляции и осаждения, например, сажевых фильтров и электрофильтров (ЭФ).

На рис. 1 представлена степень очистки ОГ от размера ДЧ различными устройствами [2].

Из графика следует, что эффективность очистки волоконным и керамическим фильтрами выше, чем в ЭФ. Но гидравлическое сопротивление таких фильтров больше.

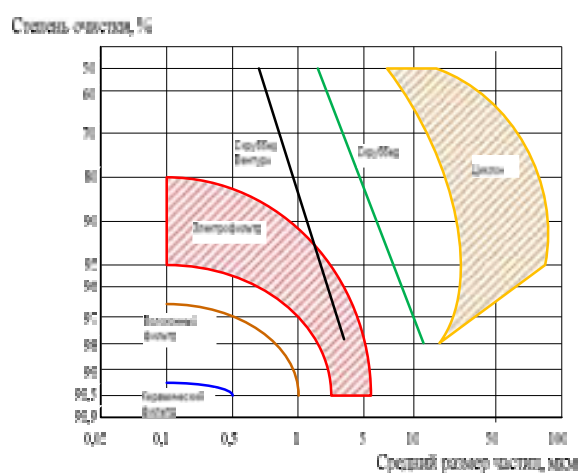


Рис. 1. Степень очистки различными устройствами от размера частиц

Преимуществом электрического фильтра является высокая степень очистки ОГ от ДЧ при низком гидравлическом сопротивлении. К недостаткам следует отнести необходимость электрического питания, обеспечение гарантированной электрической изоляции подводящего провода к коронирующему электроду и необходимость удаления сажи, осевшей в осадительном электроде.

Поэтому целесообразно рассматривать использование электрокаталитического фильтра (ЭКФ), представляющего собой комбинацию керамики с электрофильтром, в котором будет происходить не только улавливание ДЧ, но и их каталитическая регенерация.

Это направление представляет научный интерес и является важной практической задачей.

Цель исследований – выявить особенности очистки ОГ от ДЧ в электрокаталитическом фильтре (ЭКФ) и на их основе разработать рекомендации по созданию эффективной системы очистки ОГ.

Объектом исследований являлись ЭКФ и каталитический реактор (КР), установленный последовательно на стендах с дизелями 2Ч 8,5/11 и 1Ч 12/14.

Экспериментальная установка

При проведении исследования ЭКФ дизели использовались в качестве генераторов ОГ. Стенд с

дизелем 2Ч 8,5/11 был оснащен нагревателем ОГ, обеспечивающим температуру 500 С, без изменения режима работы двигателя и уровня выбросов вредных веществ, что позволяло оценивать влияние температуры на процессы очистки ОГ (рис. 2).

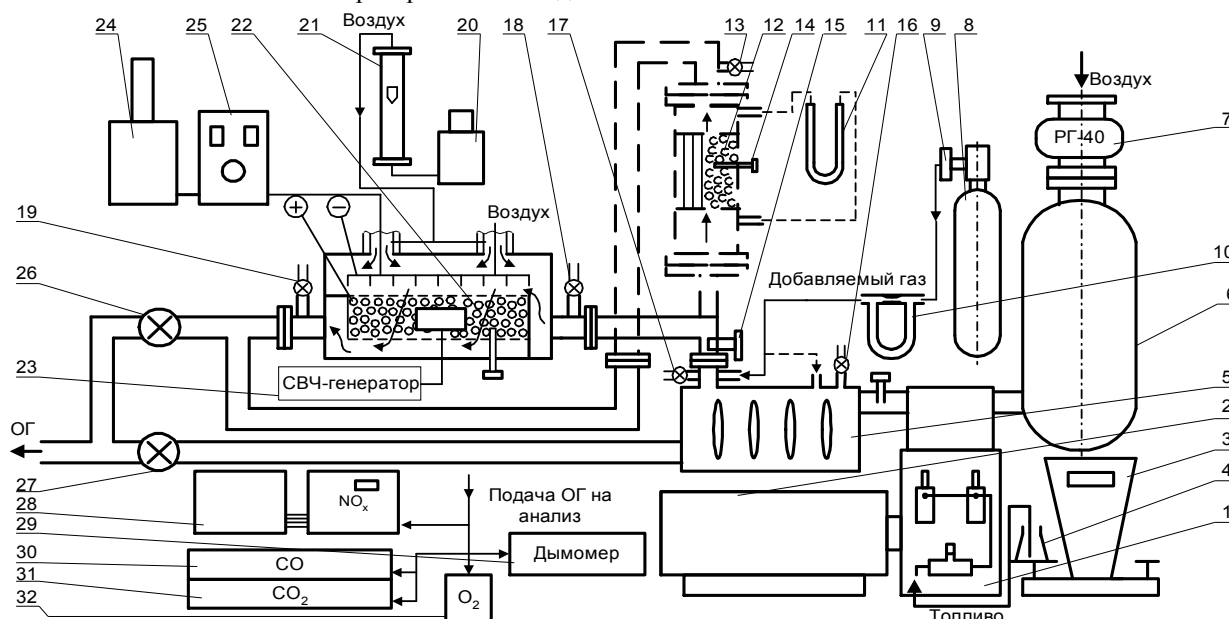


Рис. 2. Схема установки для исследования систем очистки ОГ дизеля:

1 – дизель 2Ч 8,5/11 (5Д2); 2 – электродвигатель (генератор); 3 – весы; 4 – мерная колба; 5 – нагреватель ОГ; 6 – воздушный ресивер; 7 – газовый счетчик РГ-40; 8 – баллон с газом-восстановителем; 9 – редуктор; 10 – реометр; 11 – водяной манометр; 12 – каталитический нейтрализатор; 14, 15 – термопары; 13, 16, 17, 18, 19 – газоотборные краны; 20 – побудитель расхода; 21 – ротаметр; 22 – ЭКФ; 23 – СВЧ-генератор; 24 – высоковольтный трансформатор; 25 – блок управления питания ЭКФ; 26, 27 – перепускные краны; 28 – «344ХЛ 01»; 29 – «ИДС-1»; 30 – «ГИАМ-15»; 31 – «ГИАМ-14»; 32 – «Оксид-103»

На стенде предусмотрена установка как ЭКФ (22), так и КР (12), позволяющего дополнительно оценивать особенности регенерации сажи в зависимости от температуры на различных катализаторах.

Для проведения исследований были изготовлены три варианта ЭКФ, обеспечивающие широкий диапазон определяемых параметров: по геометрическим размерам коронирующего и осадительного электродов, зазору между электродами и т. д.

Один из вариантов ЭКФ представлен на рис. 3. Была разработана конструкция керамического изолятора с лабиринтным уплотнением, основанная на защите внутренней поверхности изолятора воздухом от попадания на неё ДЧ.

При движении ОГ внутри фильтра, от входного патрубка к осадительному электроду, ДЧ попадают в зону коронного разряда, находящуюся в пространстве между коронирующим электродом 3,

имеющим воздушную изоляцию, и осадительным электродом 4, где получают отрицательный электрический заряд и, проходя через фильтрующий слой 5, притягиваются к поверхности катализатора, имеющего положительный потенциал. Затем путем изменения температурного режима исследовались режимы регенерации.

Методики исследований

Измерения ДЧ производились до и после ЭКФ и КР. Одновременно использовались два дымомера типа ИДС-1С, и аллонжи с фильтрами для оценки массовых выбросов и корреляции между массовыми выбросами и показаниями дымомеров. Это позволило оценить сажесодержание катализаторов перед регенерациями.

Для оценки влияния электрического поля на эффективность очистки ОГ от ДЧ производились измерения без изменения режимов работы дизелей с наложением и без наложения электрического поля.

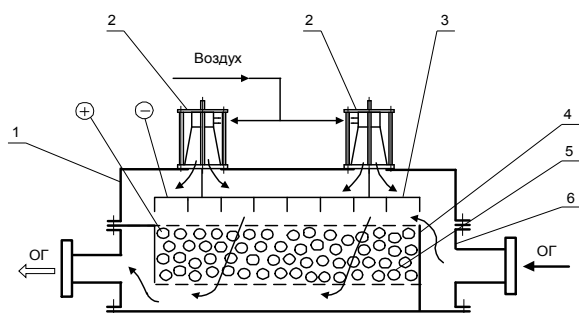


Рис. 3. Схема ЭКФ:

1 – крышка, 2 – изолятор, 3 – коронирующий электрод, 4 – осадительный электрод, 5 – пористая структура, 6 – корпус

Также оценивалось влияние на эффективность очистки различных материалов фильтрующего слоя: металлической сетки, катализаторов: шарикового МХО ($\text{CuO}:\text{Cr}_2\text{O}_3 - 5\%:5\%$) и КС ($\text{CuO}:\text{Cr}_2\text{O}_3:\text{Zn} - 5\%:5\%:1\%$) в виде экструдата.

В КР был выполнен зонд, позволяющий извлекать гранулы катализатора и фиксировать их внешний вид без остановки двигателя.

С помощью нагревателя ОГ инициировалось начало регенерации ДЧ в осадительном электроде.

Результаты исследований

При исследованиях дана оценка влияния различных параметров на эффективность очистки и регенерации ОГ от ДЧ в ЭКФ [4].

К основным результатам следует отнести изменение эффективности очистки ЭКФ от температуры (рис. 4).

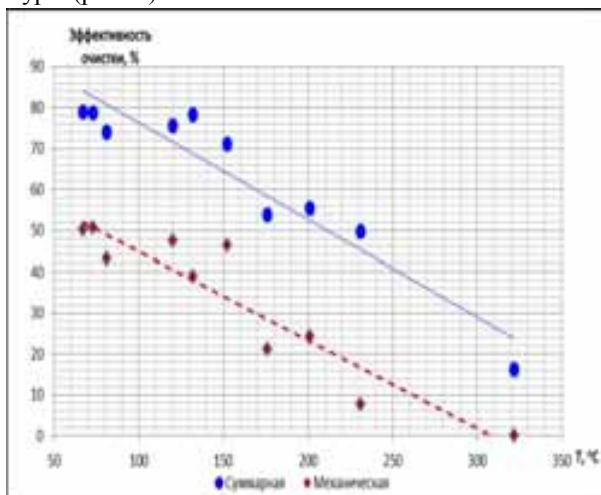


Рис. 4. Зависимость эффективности улавливания ДЧ в зависимости от температуры ОГ при объемной скорости 29800 ч^{-1} на катализаторе МХО

Из графика следует, что суммарная эффективность очистки (с наложением электрического поля) выше, чем механическая (без наложения

поля). Например, при температуре 70°C механическая очистка составляет 55 %, а суммарная – 83 %. Общим для этих процессов является уменьшение эффективности с увеличением температуры.

С повышением напряжения в ЭКФ до 25кВ эффективность очистки возрастает, но далее увеличивается незначительно.

Эффективность также возрастает с увеличением высоты и входной площади фильтрующего слоя. Одним из определяющих факторов, влияющих на эффективность очистки, может являться время нахождения частицы в ЭКФ. При его увеличении эффективность очистки ОГ повышается. При этом отмечается низкое гидравлическое сопротивление фильтрующего слоя, которое не превышает 80 мм водяного столба во всем диапазоне работы ЭКФ.

Межэлектродный зазор составлял около 30 мм. При этом отмечено, что с увеличением межэлектродного зазора эффективность очистки несущественно повышается.

Количество иголок на коронирующем электроде не оказывает заметного влияния на эффективность. ЭКФ может работать и с плоским коронирующим электродом, но в этом случае отмечается неустойчивая работа электрической части.

В КР с помощью зонда выявлено, что начало прекращения осаждения ДЧ на катализаторе начинается с 350°C .

Исследовались следующие режимы регенерации: «жесткая» и «мягкая». Для получения «жесткой» регенерации КР в течение 46 часов при температуре, ниже температуры регенерации накапливались ДЧ и затем, за счет нагревателя ОГ, повышалась температура до начала регенерации. Сажеломкость составила 22 г на литр катализатора. За это время противодавление повысилось со 100 до 950 мм вод. ст. После повышения температуры с помощью нагревателя ОГ до 225°C было зафиксировано начало регенерации, которое сопровождалось повышением температуры выше 1200°C . Выбросы CO_2 выросли с 2,6 до 13,75 об. %, CO с 549 до 1200 чнм. При этом сгорели все три термопары, прогорела верхняя ограничительная решетка толщиной 5 мм и гранулы катализатора вплавились в решетку. Через 18 минут регенерация закончилась и показатели стабилизировались до первоначальных показателей.

Далее была обеспечена в ЭКФ «мягкая» регенерация при объемной скорости 8100 ч^{-1} . Она началась при температуре около 290°C и поднялась до 527°C . При этом противодавление упало с 80 до 55 мм вод. ст. Активный процесс регенерации проте-

кал примерно 16 минут без разрушения элементов ЭКФ.

Общим выводом по результатам регенерации является то, что температура регенерации зависит от объема осажденной сажи и каталитических свойств фильтрующего слоя, а критерием необходимости регенерации может являться величина противодействия слоя катализатора.

К недостаткам исследованной конструкции ЭКФ следует отнести наличие воздушного изолятора. Для устранения этого недостатка была разработана и изготовлена экспериментальная конструкция изолятора с высокой сажеёмкостью без подачи воздуха, а его предварительные испытания показали перспективность этого направления [5].

Рекомендации по разработке ЭКФ

С учетом результатов исследования ЭКФ предлагается его усовершенствованная конструкция (рис. 5).

Для одновременного снижения NO_x и ДЧ необходимо установить реактор SCR (селективное восстановление NO_x) [6]. А для поддержания оптимальной температуры в SCR перед ним расположить нагреватель ОГ, который разработан и уже используется фирмой EMITEC для выхода на рабочий режим нейтрализатора при запуске двигателя [7].

При этом для обеспечения продолжительной работы ЭКФ без электрического пробоя использовать для изоляции воздух, который будет защищать электроды от пробоя. Также воздух будет снижать

температуру ОГ, что позволит повысить эффективность улавливания ДЧ на осадительном электроде.

Возникает вопрос об утилизации сажи на осадительном электроде. Наиболее эффективно – это ее дожигание, которое можно обеспечить при включении второго по ходу нагревателя ОГ, осуществляющего каталитическое дожигание сажи на осадительном электроде при 250-350°C. Включение нагревателя может регулироваться по заданной величине противодействия системы нейтрализации.

Заключение

Ужесточение требований к очистке ОГ от ДЧ требует использования эффективных устройств, в частности, электрофильтров.

Эффективность предлагаемого ЭКФ при 70°C без подачи напряжения (механическая очистка) составляет 55 %, с подачей напряжения – 83 %. С повышением температуры ОГ эффективность очистки снижается.

Для одновременного снижения выбросов NO_x , предлагается применять систему SCR. Поэтому рациональным является использование на входе в реактор SCR нагревателя ОГ для поддержания оптимальной температуры реакции восстановления NO_x , а затем расположить электрофильтр.

Подаваемый в электрофильтр воздух обеспечит электрическую изоляцию коронирующего электрода и снизит температуру ОГ, что повысит эффективности улавливания ДЧ.

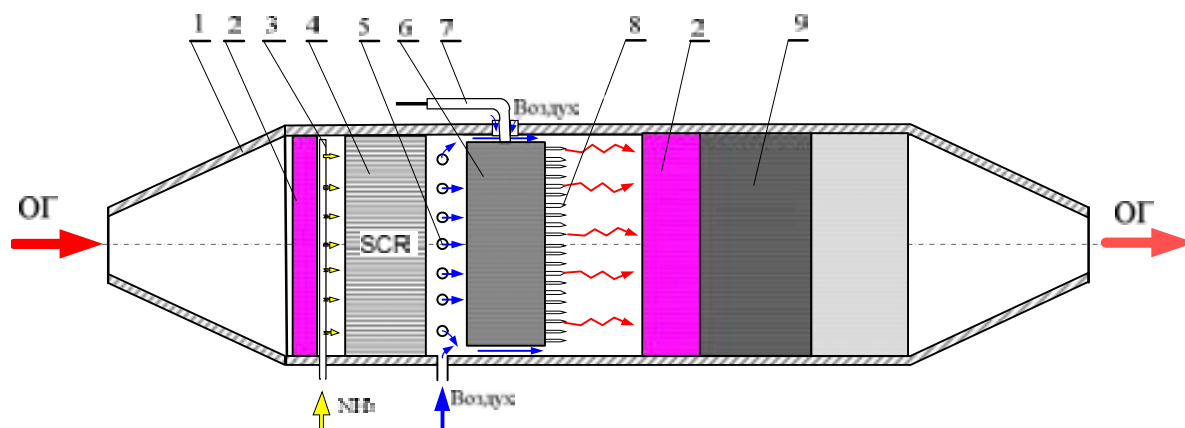


Рис. 5. Схема совместного использования SCR с электрокаталитическим фильтром:

1 – корпус; 2 – нагреватель ОГ; 3 – распределитель NH_3 ; 4 – каталитический реактор SCR; 5 – распределитель воздуха; 6 – коронирующий электрод; 7 – подвод напряжения; 8 – иголки; 9 – осадительный электрод

Список литературы:

1. Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей / В.А. Звонов, Г.С. Корнилов, А.В. Козлов, Е.А. Симонова. – М.: Прима-Пресс-М, 2005. – 312 с. 2. Maus, W. Elektrostatischer Partikelfilter zur Reduktion der Nanopartikel / W. Maus, R. Brück,

Jan. Hodgson, Ch. Vorsmann // *Motortechnische Zeitschrift*. – 2011 (72). – Nr. 02. – S. 117 – 121. 3. Krahel J. Fuel economy and environmental characteristics of biodiesel and low sulfur fuels in diesel engines / J. Krahel, A. Munack, O. Schröder, H. Stein, A. Hassaneen // *Landbauforschung Völknerode*. – 2005. – 2 (55). – S. 99 – 106. 4. Звонов, В.А.

Результаты исследований электромеханического фильтра для улавливания твердых частиц из отработавших газов дизеля / В.А. Звонов, Л.С. Заиграев, И.П. Васильев, Ю.К. Бодров // Экотехнологии и ресурсосбережение. – К., 1996. – № 4. – С. 59 – 64. 5. Заиграев, Л.С. Исследование эффективности сажевого электромеханического фильтра при повышенных температурах / Л.С. Заиграев, А.С. Попов, И.П. Васильев, А.М. Красносельский // Экология двигателя и автомобиля: Сб. науч. тр. НАМИ. – М., 1998. – С. 91 – 95. 6. Звонов В.А. Исследование каталитической нейтрализации отработавших газов дизеля / В.А. Звонов, З.Т. Звонова, П.П. Фесенко, И.П. Васильев // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 1978. – № 28. – С. 121 – 127. 7. Maus, W. Die Zukunft der Katalysatortechnik für Elektrifizierte Antriebsstränge / W. Maus, R. Brück, R. Konieczny, Peter Hirth // Motortechnische Zeitschrift. – 2012 (73). – Nr. 12. – S. 33-38.

Bibliography (transliterated):

1. Ocenka i kontrol' vybrosov dispersnyh chastic s otra-botavshimi

gazami dizelej / V.A. Zvonov, G.S. Kornilov, A.V. Kozlov, E.A. Simonova. – М.: Prima-Press-M, 2005. – 312 s. 2. Maus, W. Elektrostatischer Partikelfilter zur Reduktion der Nanopartikel / W. Maus, R. Brück, Jan. Hodgson, Ch. Vorsmann // Motortechnische Zeitschrift. – 2011 (72). – Nr. 02. – S. 117 – 121. 3. Krah J. Fuel economy and environmental characteristics of biodiesel and low sulfur fuels in diesel engines / J. Krah, A. Munack, O. Schröder, H. Stein, A. Hassaneen // Landbauforschung Völkenrode. – 2005. – 2 (55). – S. 99 – 106. 4. Zvonov, V.A. Rezul'taty issledovanij jelektromehaničeskogo fil'tra dlja ulavlivanija tverdyh chastic iz otrabotavshih gazov dizelja / V.A. Zvonov, L.S. Zaigraev, I.P. Vasil'ev, Ju.K. Bodrov // Jekotehnologii i resursosberezhenie. – К., 1996. – № 4. – С. 59 – 64. 5. Zaigraev, L.S. Issledovanie jeffektivnosti sazhevoego jelektromehaničeskogo fil'tra pri povyshennyh tempera-turah / L.S. Zaigraev, A.S. Popov, I.P. Vasil'ev, A.M. Krasnosel'skij // Jekologija dvigatelja i avtomobilja: Sb. nauch. tr. NAMI. – М., 1998. – С. 91 – 95. 6. Zvonov V.A. Issledovanie kataliticheskoj nejtralizacii otrabotavshih gazov dizelja / V.A. Zvonov, Z.T. Zvonova, P.P. Fesenko, I.P. Vasil'ev // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – Har'kov, 1978. – № 28. – С. 121 – 127. 7. Maus, W. Die Zukunft der Katalysatortechnik für Elektrifizierte Antriebsstränge / W. Maus, R. Brück, R. Konieczny, Peter Hirth // Mo-tortechnische Zeitschrift. – 2012 (73). – Nr. 12. – S. 33-38.

Поступила в редакцию 11.06.2014

Васильев Игорь Павлович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры двигателя внутреннего сгорания Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, Луганск, Украина, e-mail: vasilievkr@gmail.com.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛІВ

І. П. Васильєв

Наведені результати досліджень ефективності очищення відпрацьованих газів від дисперсних частинок в електрокаталітичному фільтрі залежно від температури, напруги між електродами, геометричних параметрів коронуруючого та осаджувального електродів. Експериментально виявлено, що з підвищенням температури ефективність очищення знижується. Пропонується одночасно знизити викиди NO_x шляхом застосування селективної системи нейтралізації (SCR). Для цього необхідно використовувати на вході в реактор SCR нагрівач відпрацьованих газів для підтримки оптимальної температури реакції відновлення NO_x, а потім розташувати електрофільтр. Повітря, що подається в електрофільтр забезпечить електричну ізоляцію коронуруючого електрода і знизить температуру відпрацьованих газів, що забезпечить підвищення ефективності вловлення частинок. Уловлену сажу пропонується регенерувати шляхом включення другого нагрівача відпрацьованих газів за сигналом від датчика протитиску фільтруючого шару.

INCREASE OF EFFICIENCY OF PURIFICATION OF THE EXHAUST GASES IN DIESEL ENGINE

I. P. Vasyliiev

Results of researches on investigation of exhausted gases cleaning of the dispersed particles in electric catalytic filter effectiveness have been presented. The aim of the investigation was identification of filter parameters impact on exhaust gases cleaning with the further use of cleaned of gases in modern neutralization systems. Practical peculiarity of filter work has been revealed. Effectiveness of cleaning is reducing with the temperature increase. It is offered to reduce NO_x emissions by means of selective neutralization system (SCR) simultaneously. The developed system of NO_x and dispersed particles neutralization has become the result of the given work. It is necessary to use the heater of exhaust gases at the entrance to the reactor SCR to maintain optimal temperature of restoration reaction and to place an electric filter after it. Air supplied to the electric filter will provide corone-forming electrode electric isolation and reduce exhaust gases temperature. It will provide an increase of particles trapping effectiveness. The caught soot may be regenerated by switching on the second heater of exhaust gases on a signal from the sensor of a filter-bed counter pressure.

РЕГЕНЕРАЦИЯ ФИЛЬТРОВ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ДИЗЕЛЕЙ

Проведены результаты анализа информации из научно-технических литературных источников, авторских свидетельств и патентов по вопросам особенностей протекания процесса регенерации фильтров твердых частиц (ФТЧ) дизельных двигателей, а также способов организации такого процесса, систем и устройств, реализующих эти способы. По результатам анализа полученных данных составлена классификация современных методов и средств реализации процесса регенерации ФТЧ дизелей. Выявлено, что такой процесс следует принципиально разделить на регенерацию I и II рода, соответственно, на очистку ФЭ от окисляемых и от неокисляемых фракций твердых частиц.

Постановка проблемы

Создание эффективного, технологичного и надежного фильтра твердых частиц (ФТЧ) отработавших газов (ОГ) дизелей является важной задачей, стоящей перед специалистами в областях двигателестроения и эксплуатации автотранспортных средств (АТС). Ввиду особой опасности некоторых компонентов твердых частиц (ТЧ) совершенствование экологических показателей дизелей не стоит ограничивать лишь процессом очистки ОГ от ТЧ. Очевидно, что пристального внимания заслуживают процессы регенерации ФТЧ и обезвреживания самих ТЧ. Регенерация – это периодический процесс восстановления функциональных свойств ФТЧ путем очистки их фильтрующего элемента (ФЭ) от накопленных в процессе его работы ТЧ. Потребность в регенерации принципиально не устранима и является неотъемлемой особенностью функционирования ФТЧ любой конструкции [1 – 3].

Достаточно полной классификации способов и средств реализации процесса регенерации ФТЧ в зарубежной и отечественной специализированной научно-технической литературе [4 – 24] авторами не обнаружено. По всей видимости, такая ситуация сложилась ввиду большого разнообразия АТС, оснащенных дизелями и соответствующих нормам различных экологических стандартов (например, Правил ЕЭК ООН № 49 и № 96), и, связанных с этим разнообразием технических решений. Это проявляется на фоне ограниченности обмена актуальной и достоверной научно-технической информации, связанной с понятиями "объект авторского права", "ноу-хау" и "коммерческая тайна". При этом большая часть технических решений, представленных в патентах и авторских свидетельствах по тематике ФТЧ, носят декларативный характер и по разным причинам трудно реализуемы на практике, или заведомо нереализуемы.

В связи с этим, обобщение и классификация информации, полученной при анализе специализированных литературных источников, по регенерации ФТЧ, являются неотъемлемой частью, создавая предпосылки и базу исследования физико-химиче-

ских явлений, составляющих суть и сопровождающих процесс регенерации. Исследование и моделирование этих процессов является неотъемлемой частью НИР по созданию, доводке и внедрению в производство и эксплуатацию новых, а также модернизации и совершенствования известных систем и устройств по очистке ОГ дизелей от нормируемых вредных веществ (ВВ).

Цель исследования – обобщение и классификация информации из научно-технических литературных источников по вопросам способов и средств регенерации ФТЧ.

Классификация способов и средств регенерации ФТЧ

Процесс регенерации ФТЧ представляет собой довольно сложную инженерную задачу и может проходить различными путями и в различных условиях, поэтому разработчики выбирают, так называемую, стратегию регенерации в заданных условиях эксплуатации дизеля и ФТЧ, при этом учитываются распределение режимов работы дизеля, условия нестационарного теплопереноса в ФЭ, химизм и кинетику процесса выгорания сажи [4 – 16].

Как известно, ТЧ содержат окисляемые и неокисляемые фракции. К окисляемым относят все фракции ТЧ, которые могут быть окислены остаточным кислородом в ОГ при температуре не выше 1000 °С – это продукты неполного сгорания топлива (ПНСТ) и моторного масла: несгоревшие углеводороды C_nH_m и частицы сажи. К неокисляемым – все остальные: минеральная абразивная пыль из воздуха свежего заряда, продукты износа деталей ДВС, соединения серы из топлива, зола от сгорания присадок топлива и моторного масла. Неокисляемых фракций по массе в ТЧ существенно меньше, чем окисляемых, однако их невозможно удалить из ФЭ термическим или термокаталитическим способом, и вообще любым другим способом, на основе которых может быть построено функционирование бортовой системы регенерации ФТЧ АТС [1 – 13]. В связи с этим следует различать процессы регенерации ФТЧ I и II рода.

Предлагаемая авторами классификация представлена в виде блок-схемы на рис.1. При ее сос-

тавлении проанализировано 53 научно-технических источника информации, из которых: 14 учебников и монографий, 10 статей, 2 нормативно-правовых акта, 19 патентов и авторских свидетельств, контент 8 официальных сайтов компаний-производителей систем очистки ОГ и/или систем регенерации ФТЧ. Основные из них, составляющие основные наработки отечественных и иностранных специалистов по вопросам экологизации ДВС и, соответственно, базу исследования, приведены в списке литературы.

В зависимости от типа фракции ТЧ, от которой очищается ФЭ, можно выделить следующие виды процесса регенерации [2].

1. Регенерация ФТЧ I рода – это очистка ФЭ от окисляемых фракций ТЧ.

2. Регенерация II рода – это очистка ФЭ от неокисляемых фракций ТЧ и продуктов коксования окисляемых фракций.

Регенерация I рода осуществляется одним из следующих путей.

1.1. Очистка ФЭ на борту АТС – для твердотельных ФТЧ при наличии бортовой системы регенерации, которая может быть осуществлена термическим, термокаталитическим или механическим способом [1 – 3, 5, 7, 10, 11, 15].

1.2. Смена рабочего тела ФЭ – для, так называемых, жидкостных и бумажных фильтров, а также для монолитных керамических и не керамических типов ФТЧ без бортовой системы регенерации, с последующей очисткой ФЭ (или его рабочего тела)

от ТЧ или утилизацией ФЭ вместе с ТЧ на специализированном предприятии в ходе выполнения очередного ТО (в том числе и ежедневного) АТС и ДВС [1 – 3, 19] термическим или механическим способом (см. регенерацию II рода).

1.3. Дублирование ФТЧ на борту АТС и очередная термическая или термокаталитическая регенерация равноценных или не равноценных между собой ФТЧ бортовой системой (комбинирование двух предыдущих способов – способы 1.1 и 1.2 попеременно для двух ФЭ) [1, 2, 10, 11, 15].

Очистка ФЭ на боту АТС может осуществляться следующими способами.

1.1.1. Механическая очистка ФЭ бортовой системой регенерации. Это крайне редкое техническое решение, пока не нашедшее применения на практике по объективным причинам. К способам механической очистки следует отнести [1 – 3, 10, 17, 19, 20]:

1.1.1.1. очистка ФЭ в виде барабана с сетчатой поверхностью постоянно вращающимися щетками, приводимыми энергией потока ОГ газовой турбиной простейшей конструкции или ФТЧ с подвижным ФЭ, имеющим продольное перемещение вдоль

неподвижных щеток;

1.1.1.2. фильтрация рабочей жидкости (РЖ) жидкостного ФТЧ, работающего за счет фильтрации потока ОГ при прохождении через слой стационарной или перемешиваемой РЖ или с впрыском тумана из РЖ в поток ОГ форсунками или трубками Вентури;

1.1.1.3. смыв РЖ или удаление щетками осевших ТЧ с поверхностей электрического ФЭ;

1.1.1.4. смыв РЖ или удаление щетками со смачивающихся поверхностей ФЭ адгезированных или адсорбированных на них конгломератов ТЧ, сформированных специальными способами и отсеянными из потока ОГ мультициклонными ФТЧ;

1.1.1.5. накопление ТЧ в дополнительном объеме корпуса ФТЧ, сквозь который не проходит основной поток ОГ, и механическая очистка этого объема. При этом ТЧ коагулируют в потоке ОГ за счет воздействия на него различных факторов: введения в ОГ или топливо специальных присадок, ионизирующего электромагнитного поля, звуковых колебаний, сил инерции;

1.1.1.6. обратная продувка ФЭ потоком ОГ собственной газораспределительной системой ФТЧ. При этом в поток ОГ может наводиться туман из РЖ;

1.1.1.7. комбинации из вышеприведенных.

При термокаталитическом способе окисление ТЧ может осуществляться следующими видами окислителя [1 – 3, 10, 11, 15, 18, 21, 22]:

1.1.2.1.1. остаточным кислородом в ОГ (традиционный способ);

1.1.2.1.2. то же, с дополнительной подачей воздуха в выпускной тракт дизеля;

1.1.2.1.3. низкотемпературной плазмой, генерируемой специальными устройствами (плазмотронами) из специально подаваемого в выпускной тракт воздуха (приводит к повышенному выбросу оксидов азота);

1.1.2.1.4. тоже, но плазма генерируется из ОГ (способ отличается малой энергоемкостью, хорошо сочетается с каталитическим покрытием ФЭ, позволяет существенно снизить температуру самовоспламенения сажи);

1.1.2.1.5. диоксидом азота NO_2 , получаемым в каталитическом окислителе оксидов азота, установленного по потоку ОГ выше, чем ФТЧ (так называемые постоянно регенерируемые ФТЧ).

При термической или термокаталитической регенерации необходима повышенная температура ОГ, что может достигаться либо пассивно (самопроизвольно) переводом дизеля на номинальный режим работы или режим максимального крутящего момента, либо активно (принудительно) следующими мероприятиями (способами) [1 – 3, 5, 7 – 18, 30]:

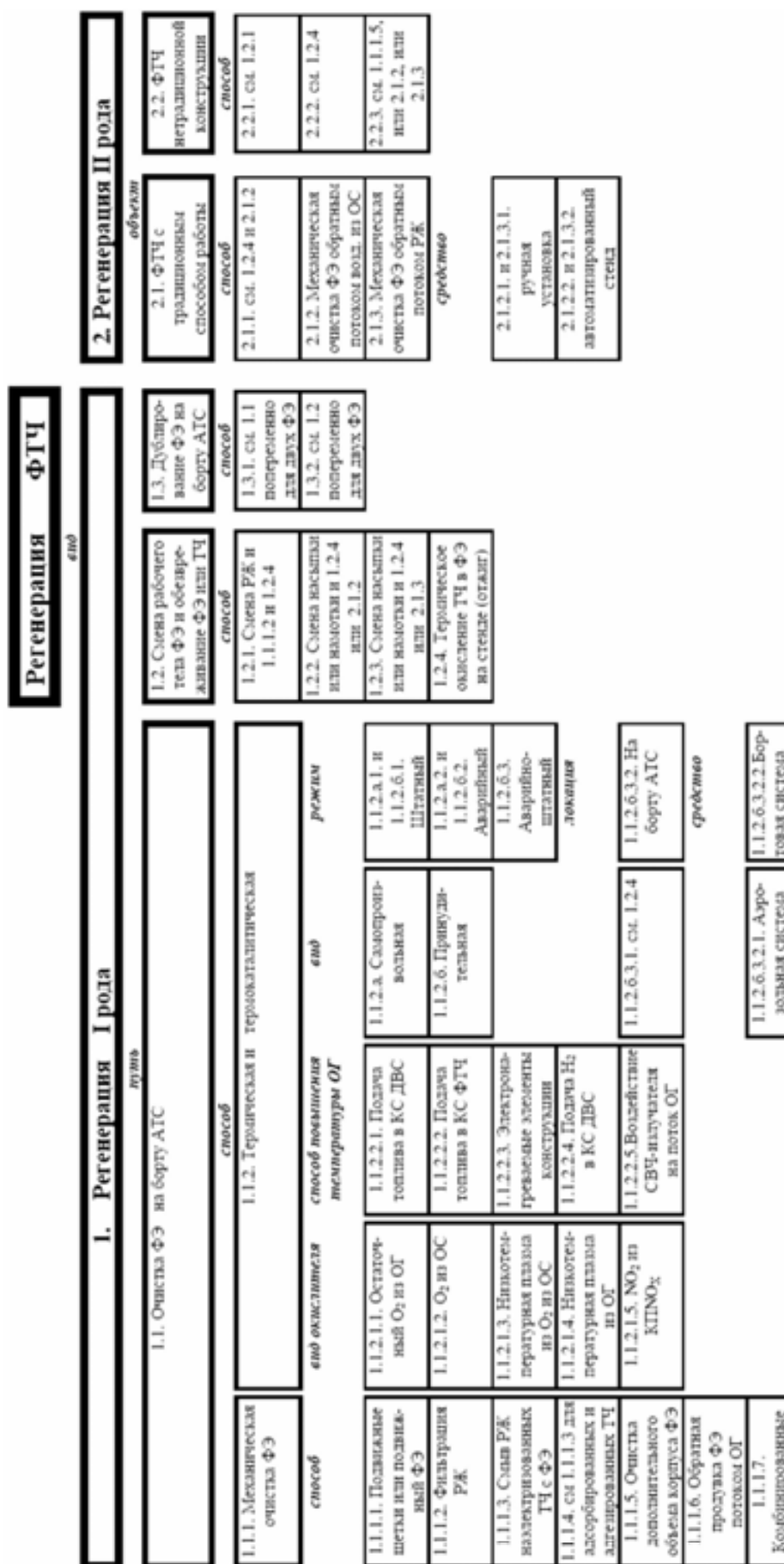


Рис 1. Блок-схема классификации способов и средств регенерации ФТУ

1.1.2.2.1. подачей топлива в камеру сгорания (КС) дизеля на такте расширения и/или выпуска и инициализацией его диффузного окисления в ОГ остаточным кислородом при прохождении потока ОГ через каталитический окислитель ПНСТ, расположенном выше ФТЧ по потоку ОГ;

1.1.2.2.2. подачей топлива в специальную КС в выпускном тракте или корпусе ФТЧ и инициализацией его диффузного окисления остаточным кислородом ОГ при помощи каталитических сеток, свечей зажигания или накаливания с последующим автономным поддержанием пламени;

1.1.2.2.3. использованием теплоизоляции корпуса ФТЧ и электронагреваемых элементов конструкции ФТЧ: свечей накаливания, нихромовых спиралей в выпускном тракте или теле ФЭ, а также ФЭ из металлических деталей;

1.1.2.2.4. повышением водородного числа топлива при подаче водорода в свежий заряд;

1.1.2.2.5. использованием СВЧ-излучателей, воздействующих на поток ОГ путем повышения температуры потока и самих ТЧ до порога самовоспламенения, что сопровождается деградацией ПНСТ, адсорбированных на сажевых ядрах.

Термическое окисление ТЧ кислородом в ОГ начинается при 550 – 650 °С, при использовании каталитического покрытия ФЭ или подачи каталитических присадок в топливо или ОГ (например, присадки в топливо Wynns Diesel Power 3 или EO-LYS фирмы Rhodia [21]) при 300 – 400 °С, а окисление ТЧ низкотемпературной плазмой или диоксидом азота происходит уже при 200 – 250 °С [1, 2, 5, 7, 10 – 13, 18].

Регенерацию I рода способом термической или термокаталитической очистки ФЭ на борту АТС также следует разделить на следующие виды [2, 14 – 16, 22, 26, 27].

1.1.2.a. Самопроизвольная (неконтролируемая, пассивная) – при достижении условий (параметров ОГ), необходимых для начала и поддержания процесса окисления ТЧ в ФТЧ, при работе дизеля на режимах, характеризующихся такими параметрами ОГ без участия бортовой системы регенерации.

В зависимости от количества накопленных ТЧ в ФЭ, этот процесс может протекать в следующих режимах:

1.1.2.a.1. штатный – условия протекания процесса не вызывают негативных последствий для материала ФЭ, его каталитического покрытия и корпуса ФТЧ;

1.1.2.a.2. аварийный – быстрое сгорание большого количества накопленных ТЧ, неравномерно повышающее температуру материала ФЭ и приводящее к его термошоковому разрушению (со сме-

щением каналов для прохода ОГ и их перекрытием (запирание ФЭ), либо с образованием сквозного отверстия в ФЭ (пробой ФЭ)) или его оплавлению, разрушению его каталитического покрытия или прогару корпуса ФТЧ.

1.1.2.b. Принудительная (контролируемая, активная) – при создании условий (параметров ОГ), необходимых для начала и поддержания процесса окисления ТЧ в ФТЧ с помощью средств бортовой системы регенерации.

В зависимости от количества накопленных ТЧ в ФЭ и ряда других факторов, этот процесс может осуществляться в следующих режимах:

1.1.2.b.1. штатный – при достижении расчетного уровня количества накопленных ТЧ в ФЭ (или других показателей – см. далее), который ниже критического, опасного для безаварийного осуществления процесса, однако создает такое противодействие ФТЧ, выше которого ЭБУ дизелем определяет режим его работы как аварийный;

1.1.2.b.2. аварийный – то же, что и предыдущий, но осуществление процесса штатной системой регенерации при заводских настройках ЭБУ или на борту АТС вообще невозможно.

1.1.2.b.3. аварийно-штатный – при достижении критического значения расчетного уровня количества накопленных ТЧ в ФЭ (или других показателей), при котором есть опасность выхода из строя элементов ФТЧ или прерывания процесса регенерации, но регенерацию все еще возможно осуществить средствами бортовой системы при переводе дизеля на особый режим работы;

Аварийно-штатный режим также реализуется при регенерации ФТЧ, ресурс которых исчерпан по причине физического износа (вызванного газовой высокотемпературной эрозией и абразивным износом, разрушением каталитического напыления), или в связи с необходимостью осуществления регенерации II рода, когда уровень накопленных нерастворимых и закоксовавшихся растворимых фракций ТЧ в ФЭ достиг критического значения.

Осуществление принудительной регенерации I рода в аварийно-штатном режиме возможно в следующих локациях [11, 15, 16, 26, 27]:

1.1.2.b.3.1. вне борта АТС промывкой ФЭ водой под давлением до 1,5 МПа вручную или на специализированном автоматическом стенде, либо осуществлением термической регенерации на специальном оборудовании;

1.1.2.b.3.2. на борту АТС такими средствами:

1.1.2.b.3.2.1. бортовой системы регенерации при инициации процесса непосредственным управлением ЭБУ на СТО;

1.1.2.b.3.2.2. при использовании средств пре-

образования (растворения и перераспределения в теле ФЭ), накопленных ТЧ (например, аэрозольная система очистки ФТЧ от ТЧ производства фирмы LIQUI MOLY Pro Line DPF [25]). Способ используется в случае невозможности (или нежелания) проведения принудительной аварийной регенерации ФТЧ средствами бортовой системы регенерации.

Принудительная регенерация ФТЧ I рода в штатном режиме вне борта АТС широко используется на промышленных предприятиях и в горнодобывающей отрасли, особенно в угольных шахтах, где наличие бортовой системы регенерации (и, соответственно, осуществлении этого процесса в шахте) запрещено требованиями техники безопасности. Для АТП с парком городского транспорта, строительных и дорожных машин, сельскохозяйственной техники стратегия регенерации ФТЧ вне борта АТС не только возможна, но и широко применяется, поскольку позволяет осуществлять ее централизованно и предполагает ежедневный осмотр ФЭ, как одной из самых дорогих и ненадежных деталей АТС [1 – 3, 10 – 12, 23, 24].

Регенерация I рода путем очистки ФЭ вне борта АТС сменой ФЭ может осуществляться следующими способами [1 – 3, 15, 23, 28 – 32]:

1.2.1. сменой РЖ в жидкостных ФТЧ с последующей ее фильтрацией (см. 1.1.1.2) и сжиганием высушенного фильтрата (см. 1.2.4);

1.2.2. сменой насыпки или намотки ФЭ с последующим ее отжигом (см. 1.2.4) или очисткой обратной продувкой воздухом из ОС;

1.2.3. тоже, с обратной промывкой РЖ;

1.2.4. путем термического диффузного равномерного окисления ТЧ в ФЭ на специальном стенде (отжига) (например, на стенде компании DPG [31] для диагностики состояния ФТЧ и отжига).

Все бортовые системы принудительной регенерации требуют затрат энергии (а фактически – топлива), усложняют конструкцию и компоновку ДВС и АТС и предполагают наличие отдельной системы автоматического управления (САУ), либо контура управления в ЭБУ САУ дизелем, либо отдельной ветви алгоритма управления дизелем. Подавляющее большинство АТС, отвечающих нормам токсичности уровня EURO-IV и V, оснащенных, в связи с этим, электронным управлением топливоподачей, ТКР и системой рециркуляции ОГ, имеют бортовую систему регенерации ФТЧ, которая реализуется на базе уже имеющихся САУ и исполнительных органов этих систем [2, 14 – 16].

Необходимость осуществления регенерации ФТЧ II рода обуславливает ресурс его ФЭ, который составляет 120 – 200 тыс. км пробега АТС и исчерпывается по причине заполнения ФЭ продуктами

коксования ТЧ и неокисляемыми их компонентами, а также по причине абразивного износа материала ФЭ и опасности его термошокового повреждения с потерей пропускной способности или пробоем. Ресурс ФЭ определяется условиями эксплуатации и ТО АТС – моделью эксплуатации и качеством моторного топлива и масла. При эксплуатации АТС в городском цикле в условиях мегаполиса срок службы ФТЧ составляет 50 тыс. км пробега, поскольку наихудшая модель эксплуатации, с точки зрения заполнения ФТЧ и возможности его регенерации, предполагает обилие непродолжительных поездок в городском цикле без больших нагрузок (такси, курьерская служба, городской транспорт), что приводит к увеличенному выбросу ТЧ, повышенному расходу топлива и разбавлению им моторного масла и частым прерываниям начавшихся процессов принудительной регенерации, отсутствию пассивной регенерации I рода [25 – 27].

Регенерация II рода для разных объектов может быть как идентичной регенерации I рода, так и существенно отличаться от нее. Ее объекты можно разделить на следующие виды [1 – 3].

2.1. ФТЧ традиционной конструкции, содержащие керамические ФЭ сотовой структуры с газопроницаемыми стенками, а также подобные им по принципу работы нетрадиционные ФТЧ, содержащие ФЭ из стальной фольги, стальной тканой сетки или стальной микрофибры. Для них регенерация II рода осуществляется вне борта АТС при очередном ТО или при достижении критического уровня противодавления ФТЧ. Этот процесс может осуществляться следующими способами:

2.1.1. способом 1.2.4 с последующей очисткой обратным потоком атмосферного воздуха;

2.1.2. тоже, без отжига;

2.1.3. путем обратной промывки ФЭ водой под давлением до 1,5 МПа вручную с помощью следующих средств:

2.1.2.1. портативной установки (например, установкой OTC Portable Diesel DPF Cleaner) [25, 28];

2.1.2.2. на специализированном стационарном автоматическом стенде (например, стенде FSX Complete Cleaning Package) [29].

ФТЧ нетрадиционной конструкции, содержащих разного рода насыпки и намотки, также подобны традиционным по принципу работы. Для них процесс регенерации II рода осуществляется путем смены насыпки с последующей очисткой самой насыпки и обезвреживанием ее продуктов – аналогично 2.1.

2.2. ФТЧ нетрадиционной конструкции (жидкостные и некоторые другие). Для них процесс регенерации II рода идентичен процессу регенерации

I рода, то есть происходит путем смены рабочей жидкости с ее дальнейшей фильтрацией – см. 1.2.1, 1.2.4, 1.1.1.5, 2.1.2, 2.1.3 [2].

Выводы

На основе проведенного анализа данных, содержащихся в специализированных литературных источниках по вопросам способов реализации процесса регенерации ФТЧ различных типов и средств их реализации, составлена классификация таких средств.

Исследование показало, что следует различать процесс регенерации I и II рода, соответственно, процесс очистки ФЭ от окисляемых и неокисляемых фракций ТЧ. Для ФТЧ традиционной конструкции и нетрадиционной конструкции с подобным первым принципом работы это различие принципиально ввиду различий в способах и средствах реализации этих процессов. Для некоторых типов ФТЧ нетрадиционной конструкции эти процессы идентичны.

Список литературы:

1. Строков А.П. Современные методы очистки отработавших газов дизелей от твердых частиц / А.П. Строков, А.Н. Кондратенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 99 – 104.
2. Кондратенко О.М. Методы регенерации фильтров твердых частиц современных дизелей / О.М. Кондратенко // Прикладні аспекти техногенно-екологічної безпеки: збірник тез Всеукраїнської науково-практичної конференції (6 грудня 2013 р., м. Харків). – Харків: НУЦЗУ, 2013. – С. 84 – 86.
3. Кондратенко О.М. Аналіз діючих ФТЧ дизелів нетрадиційної конструкції на відповідність сучасним нормам екологічних показників / О.М. Кондратенко, С.О. Вамболь, О.П. Строков // Науковий журнал «Екологічна безпека», 2014. – Вип. 1 (17). – С. 25–30.
4. Двигуни внутрішнього згорання: серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ / А.П. Марченко, І.В. Парсаданов, Л.Л. Товажнянський, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченко та А.Ф. Шеховцова. – Харків: Прапор, 2004. – 360 с.
5. Марков В.А. Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд. перераб. и доп. / Марков В.А., Баширов Р.М., Гамбитов И.И. – М.: Изд-во МГТУ им. М.Э. Баумана, 2002. – 376 с.
6. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: Монографія / І.В. Парсаданов – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2003. – 244 с.
7. Оценка и контроль выброса дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей / В.А. Звонов, Г.С. Корнилов, А.В. Козлов, Е.А. Симонова. – М.: Издательство Прима-Пресс-М, 2005. – 312 с.
8. Канило П.М. Автомобіль та навколишнє середовище. / П.М. Канило, І.С. Бей, О.І. Ровенський – Х.: Прапор, 2000. – 304 с.
9. Канило П.М. Автотранспорт. Топливо-екологические проблемы и перспективы: монография / П.М. Канило – Харьков: изд-во ХНАДУ, 2013. – 270 с.
10. Сарры Л.О. Защита воздуха от выбросов автотранспорта. Аналитическая справка. – Рига: Латвийский информационный центр, 1991. – 16 с.
11. Mollenhauer K. Handbook of Diesel Engines / K. Mollenhauer, H. Tschoke. – Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
12. Heywood John B. Internal combustion engine

fundamentals / John B. Heywood // New York: McGraw-Hill inc., 1988. – 485 p.

13. Александров А.А. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания / А.А. Александров, И.А. Ирхаров, В.В. Багров и др. Под ред. А.А. Александрова, В.А. Маркова. – М.: ООО НИЦ "Инженер", ООО "Онико-М", 2012. – 791 с.
14. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
15. BOSCH. Автомобильный справочник: перевод с английского / Robert Bosch GmbH. – М.: ЗАО КЖИ "За рулем", 2002. – 896 с.
16. BOSCH. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. / Robert Bosch GmbH. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 485 с.
17. Страус В. Промышленная очистка газов: Пер. с англ. / В. Страус // М.: Химия, 1981. – 616 с.
18. Нейтрализация отработавших газов дизелей с помощью плазменной технологии / Ю.С. Бородин, П.Я. Перерва, А.П. Кудряш, В.П. Мараховский, В.М. Семикин // Авиакосмическая техника и технология, 2000. – Вып. 19 – С. 11 – 13.
19. Семикин В.М. Анализ области применения жидкостной нейтрализации отработавших газов дизелей / В.М. Семикин // Автомобильный транспорт, 2008. – Вып. 22. – С. 28 – 130.
20. Manus W. Electrostatic particulate filter for nanoparticle reduction / Wolfgang Manus, Rolf Bruck, Jan Hogdson, Christian Vorssman // MTZ – Vol. 72 – 02.2011 – p. 22 – 27.
21. Twigg M.V. Advanced Exhaust Emissions Control. A selective review of the Detroit 2000 SAE World Congress / M.V. Twigg // Platinum Metals Review. – 2000 – № 44 (2). – pp. 67 – 71.
22. Шеховцов Ю.И. Исследование термокаталитической регенерации сажевого фильтра дизелей / Ю.И. Шеховцов, Л.С. Заиграев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №2. – С. 57 – 59.
23. Антонов В.П. "Чистые" выхлопные газы [Электронный ресурс] / В.П. Антонов // Склад и Техника. – 2005. – № 6. – Режим доступа: http://www.logist.com.ua/warehouse/tehnika/clean_forklifts.htm.
24. Никитин Р.М. Нейтрализаторы: евро не пахнет [Электронный ресурс] / Р.М. Никитин // За рулем – Украина. – 2001. – № 1. – Режим доступа: http://old.uzr.com.ua/pbs.php?pb1_action=view&pb1_id=615
25. Официальный сайт компании LIQUI MOLY [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://liquimoly.ua/Dizelnyy-sagevyi-filtr-ochistka-vmesto-remonta-i-odnovremennaya-ekonomiya>.
26. Официальный сайт компании Volkswagen [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.volkswagen.ua>.
27. Официальный сайт компании Isuzu [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://isuzu.com.ua>.
28. Официальный сайт компании OTC [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.otctools.com/products/otc-portable-diesel-particulate-filter-cleaner>.
29. Официальный сайт компании FSX [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.fsxinc.com>.
30. Официальный сайт компании Boshart Engineering, Econix Next Generation® DPF-A [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://econixdpf.com>.
31. Официальный сайт компании DPG [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.combustion.com/products/dpg>.
32. Официальный сайт компании Woodward [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.woodward.com/emissioncontrols.aspx>.

Bibliography (transliterated):

1. Strokov A.P. Sovremennyye metody ochistki otrabotavshih gazov dizelej ot tverdyh chastic / A.P. Strokov, A.N. Kondratenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2010. – № 2. – S. 99 – 104.
2. Kondratenko O.M. Metody regeneracii fil'trov tverdyh chastynek suchasnyh

dyzeliv / O.M. Kondratenko // *Prykladni aspekty tehnogenno-ekologichnoi' bezpeky: zbirnyk tez Vseukrai'ns'koi' naukovy-praktychnoi' konferencii'* (6 grudnja 2013 r., m. Kharkiv). – Kharkiv: NUCZU, 2013. – S. 84 – 86. 3. Kondratenko O.M. Analiz dijuchyh FTCh dyzeliv netradycijnoi' konstrukcii' na vidpovidnist' suchasnym normam ekologichnyh pokaznykiv / O.M. Kondratenko, S.O. Vambol', O.P. Strokov // *Naukovyj zhurnal «Ekologichna bezpeka»*, 2014. – Vyp. 1 (17). – S. 25 – 30. 4. Dvyguny vnutrishn'ogo zgorjannja: serija pidruchnykiv u 6 tomah. T.5. Ekologizacija DVZ / A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov, L.L. Tovazhnyans'kyj, A.F. Shehovcov; za red. A.P. Marchenko ta A.F. Shehovcova. – Kharkiv: Prapor, 2004. – 360 s. 5. Markov V.A. Toksichnost' otrabotavshih gazov dizelej. 2-e izd. pererab. i dop. / Markov V.A., Bashirov R.M., Gambitov I.I. – M.: Izd-vo MGTU im. M.E. Bauman, 2002. – 376 s. 6. Parsadanov I.V. Pidvyshhennja jakosti i konkurentospromozhnosti dyzeliv na osnovi kompleksnogo palyvno-ekologichnogo kryteriju: Monografija / I.V. Parsadanov – Kharkiv: Vydavnychyj centr NTU «KhPI», 2003. – 244 s. 7. Ocenka i kontrol' vybroso dispersnyh chastic s otrabotavshimi gazami dizelej / V.A. Zvonov, G.S. Kornilov, A.V. Kozlov, E.A. Simonova. – M.: Izdatel'stvo Prima-Press-M, 2005. – 312 s. 8. Kanilo P.M. Avtomobil' ta navkolyshnje seredovyshhe. / P.M. Kanilo, I.S. Bej, O.I. Rovens'kyj – Kh.: Prapor, 2000. – 304 s. 9. Kanilo P.M. Avtotransport. Toplivno-jeologicheskie problemy i perspektivy: monografija / P.M. Kanilo – Har'kov: izd-vo HNADU, 2013. – 270 s. 10. Sarry L.O. Zashhita vozduha ot vybrosov avtotransporta. Analiticheskaja spravka. – Riga: Latvijskij informacionnyj centr, 1991. – 16 s. 11. Mollenhauer K. Handbook of Diesel Engines / K. Mollenhauer, H. Tschoke. – Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p. 12. Heywood John B. Internal combustion engine fundamentals / John B. Heywood // New York: McGraw-Hill inc., 1988. – 485 p. 13. Aleksandrov A.A. Al'ternativnye topliva dlja dvigatelej vnutrennego sgoranija / A.A. Aleksandrov, I.A. Irharov, V.V. Bagrov i dr. Pod red. A.A. Aleksandrova, V.A. Markova. – M.: OOO NIC "Inzhener", OOO "Oniko-M", 2012. – 791 s. 14. Grehov L.V. Toplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizelej / L.V. Grehov, N.A. Ivashhenko, V.A. Markov. – M.: Legion-Avtodata, 2004. – 344 s. 15. BOSCH. Avtomobil'nyj spravochnik: perevod s anglijskogo / Robert Bosch GmbH. – M.: ZAO KZHI "Za rulem", 2002. – 896 s. 16. BOSCH. Sistemy upravlenija dizel'nyimi dvigateljami. Perevod s

nemeckogo. Pervoe russkoe izdanie / Robert Bosch GmbH. – M.: ZAO «KZHI «Za rulem», 2004. – 485c. 17. Straus V. Promyshlennaja ochistka gazov: Per. s. angl. / V. Straus // M.: Himija, 1981. – 616 s. 18. Nejtralizacija otrabotavshih gazov dizelej s pomoshh'ju plazmennoj tehnologii / Ju.S. Borodin, P.Ja. Pererva, A.P. Kudrjash, V.P. Marahovskij, V.M. Semikin // *Aviakosmicheskaja tehnika i tehnologija*, 2000. – Vyp. 19. – S. 11 – 13. 19. Semikin V.M. Analiz oblasti primenenija zhidkostnoj nejtralizacii otrabotavshih gazov dizelej / V.M. Semikin // *Avtomobil'nyj transport*, 2008. – Vyp. 22. – S. 28 – 130. 20. Manus W. Electrostatic particulate filter for nanoparticle reduction / Wolfgang Manus, Rolf Bruck, Jan Hogdson, Christian Vorssman // *MTZ* – Vol. 72 – 02.2011 – p. 22 – 27. 21. Twigg M.V. Advanced Exhaust Emissions Control. A selective review of the Detroit 2000 SAE World Congress / M.V. Twigg // *Platinum Metals Review*. – 2000 – № 44 (2). – pp. 67 – 71. 22. Shehovcov Ju.I. Issledovanie termokataliticheskoi regeneracii sazhnogo fil'tra dizelej / Ju.I. Shehovcov, L.S. Zaigraev // *Dvigateli vnutrennego sgoranija*. – 2004. – №2. – S. 57 – 59. 23. Antonov V.P. "Chistye" vilochnye pogruzchiki [Elektronnyj resurs] / V.P. Antonov // *Sklad i Tehnika*. – 2005. – № 6. – Rezhim dostupa: http://www.logist.com.ua/warehouse/tehnika/clean_forklifts.htm. 24. Nikitin R.M. Nejtralizatory: evro ne pahnet [Elektronnyj resurs] / R.M. Nikitin // *Za rulem – Ukraina*. – 2001. – № 1. – Rezhim dostupa: <http://old.uzr.com.ua/pbs.php?pblication=view&pbid=615>. 25. Oficial'nyj sajт kompanii LIQUI MOLY [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://liquimoly.ua/Dizelnyy-sagevyy-filtr-ochistka-vmesto-remonta-i-odnovremennaya-ekonomiya>. 26. Oficial'nyj sajт kompanii Volks-Wagen [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.volkswagen.ua>. 27. Oficial'nyj sajт kompanii Isuzu [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://isuzu.com.ua>. 28. Oficial'nyj sajт kompanii OTC [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.otctools.com/products/otc-portable-diesel-particulate-filter-cleaner>. 29. Oficial'nyj sajт kompanii FSX [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.fsxinc.com>. 30. Oficial'nyj sajт kompanii Boshart Engineering. Econix Next Generation® DPF-A [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://econixdpf.com>. 31. Oficial'nyj sajт kompanii DPG [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.cambustion.com/products/dpg>. 32. Oficial'nyj sajт kompanii Woodward [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: <http://www.woodward.com/emissioncontrols.aspx>.

Поступила в редакцию 11.06.2014

Кондратенко Александр Николаевич – канд. техн. наук, вед. инж. отдела поршневых энергоустановок Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина, e-mail: kharkivjanyn@i.ua.

Строков Александр Петрович – доктор техн. наук, проф., зав. отдела поршневых энергоустановок Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина, e-mail: dppp@ipmach.kharkov.ua.

Вамболь Сергей Александрович – доктор техн. наук, доц., зав. кафедры Прикладной механики Национального университета гражданской защиты Украины, г. Харьков, Украина, e-mail: sergvambol@gmail.com.

Семикин Виталий Максимович – ведущий инженер отдела поршневых энергоустановок Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина, e-mail: dppp@ipmach.kharkov.ua.

РЕГЕНЕРАЦІЯ ФІЛЬТРІВ ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК ДИЗЕЛІВ

О. М. Кондратенко, О. П. Строков, С. А. Вамболь, В. М. Семикин

Проведені результати аналізу інформації з науково-технічних літературних джерел, авторських свідоцтв і патентів щодо особливостей перебігу процесу регенерації фільтрів твердих частинок (ФТЧ) дизельних двигунів, а також способів організації такого процесу, систем та пристроїв, що ці способи реалізують. За результатами аналізу отриманих даних складено класифікацію сучасних методів та засобів реалізації процесу регенерації ФТЧ дизелів. Виявлено, що такий процес слід принципово поділяти на регенерацію I і II роду, відповідно на очищення ФЕ від окислюваних та неокислюваних фракцій твердих частинок.

REGENERATION OF DIESEL PARTICULATE MATTER FILTERS

A. N. Kondratenko, A. P. Strokov, S. A. Vambol, V. M. Semikin

Present paper describes a results of analysis of information from scientific and technical literature, inventors certificates and patents on issues of features of the process of regeneration of particulate matter filters diesel engines (DPF), as well as ways of organizing of that process, systems and devices, which implementing these methods. According to the analysis of the obtained data compiled classification of modern methods and means to implementation of the process of regeneration of DPFs. Revealed that such a process should be fundamentally divided into regeneration 1st and 2nd kind – correspondingly by cleaning the FE from the oxidisable and non-oxidisable fractions of particulate matters.

ПРОГНОЗУВАННЯ СТАНУ САЖОВОГО ФІЛЬТРА НА РІЗНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Представлена методика прогнозування стану сажового фільтра на різних режимах роботи автомобільного дизеля, яка включає три етапи: розрахунковий експеримент за математичною моделлю процесу регенерації сажового фільтра, апроксимація параметрів регенерації за даними розрахункового експерименту та розрахунковий експеримент за імітаційною математичною моделлю стану сажового фільтра при роботі дизеля на різних режимах. Стан сажового фільтра визначається за поточною кількістю сажі і максимальною температурою в ньому. Запропоновано компактні функції для швидкості вигорання сажі та максимальної температури у сажовому фільтрі автомобільного дизеля КамАЗ-740М і статистично їх обґрунтовано.

Постановка проблеми

Важливим завданням сьогодні є зниження кількості шкідливих викидів з відпрацьованими газами (ВГ) дизелів. До складу ВГ дизелів входить велика кількість шкідливих речовин, найбільш суттєвими з яких є оксиди азоту, тверді частинки, оксид вуглецю, вуглеводні, сполуки сірки. Тверді частинки є одним з основних токсичних компонентів викидів дизелів, які мають широкий спектр негативних впливів на навколишнє середовище і здоров'я людини, в тому числі сприяють виникненню онкологічних захворювань [1]. Виконання діючих, і тим більше перспективних, нормативів на викиди твердих частинок автомобільними дизелями тільки шляхом дії на робочий процес двигуна практично неможливо. Для цього потрібне вловлювання твердих частинок за допомогою сажових фільтрів (СФ), що встановлюють у випускній системі двигуна. Найбільш простими, досить ефективними і надійними є механічні СФ, в яких вловлювання твердих частинок здійснюється пористим шаром фільтруючого матеріалу. Проте при експлуатації СФ виникає проблема, пов'язана із заповненням фільтруючого матеріалу уловленими частинками, що різко скорочує час роботи СФ і погіршує ефективні показники дизеля. Тому забезпечення регенерації СФ є актуальним завданням, вирішення якого дозволить забезпечити їх широке впровадження в експлуатацію.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Існують різні способи регенерації СФ [2], серед яких найбільш простим і надійним представляється термічна регенерація. Суть її полягає в тому, що при температурі ВГ вище 550-600 °С сажа твердих частинок починає вигорати за рахунок залишкового кисню, що завжди міститься у ВГ дизелів. Проте в умовах експлуатації автомобільного дизеля такі температури не досягаються або досягаються вкрай рідко і нетривало, що не забезпечує регенерацію СФ. Тому для її здійснення застосовуються різні способи підвищення температури ВГ до необ-

хідного рівня або способи пониження температурного порогу початку вигорання дизельної сажі.

Регенерація СФ за допомогою каталітичного покриття фільтруючого матеріалу є перспективним методом, який забезпечує зниження температури вигорання частинок сажі. У відпрацьованих газах дизеля завжди міститься кисень, що дає змогу протікати процесу регенерації безпосередньо при виконанні транспортної роботи дизеля. Проте процес регенерації буде протікати по-різному в залежності від ряду факторів: температури ВГ та фільтруючого шару, характеру їхньої зміни, властивостей фільтруючого матеріалу та каталітичного покриття, концентрації залишкового кисню у ВГ, поточна кількість і розподіл сажі в шарі фільтруючого елементу. Залежно від співвідношення цих факторів у часі при виконанні транспортної роботи дизеля СФ може як заповнюватися ТЧ, так і розвантажуватися від них через вигорання частинок сажі. Сажовий фільтр буде працювати тривалий час тільки в тому випадку, якщо кількість ТЧ, що знаходяться в ньому, і температура регенерації не перевищують визначених величин, що допускаються.

За різними дослідженнями, наприклад [3, 4, 5, 6, 7], стан СФ визначається за результатами розрахунків вигорання накопичених в ньому частинок сажі на визначеному стаціонарному режимі, який гарантує регенерацію СФ. Проте визначити ефективність регенерації СФ за сукупністю режимів роботи дизеля в умовах експлуатації не можливо.

Мета статті

Очевидно, що важливим параметром надійної роботи СФ є кількість накопиченої сажі у його фільтруючому елементі впродовж виконання транспортної роботи дизеля.

Метою статті є розрахунково-теоретичне дослідження прогнозу стану СФ при виконанні транспортної роботи на прикладі автомобільного дизеля КамАЗ-740М.

Матеріали та результати досліджень

Оцінювання стану СФ при виконанні транспортної роботи дизеля можливо за простим алгоритмом, який включає розрахунки та аналіз отриманих даних у вигляді таблиць й рисунків.

Алгоритм включає три етапи:

1. Розрахунки процесу регенерації за сукупністю режимів роботи дизеля (для автомобільного дизеля за 13-ті режимним випробувальним циклом) із застосуванням математичної моделі регенерації;
2. Регресійний аналіз параметрів регенерації для визначення їх залежностей від режимних показників роботи дизеля;
3. Розрахунки вигорання сажі впродовж робочої зміни автомобільного дизеля, що враховують тривалість роботи дизеля на режимі та їх зміну впродовж виконання транспортної роботи, із застосуванням імітаційної моделі роботи СФ.

Математична модель регенерації СФ є двотемпературною моделлю і складається із теплового балансу для фільтруючого шару і газового потоку, матеріального балансу для газового потоку і шару накопиченої сажі, а також рівняння стану газу та умов однозначності для замкнення системи [8, 9].

Тепловий баланс для газового потоку представляється через змінення його ентальпії із врахуванням розподілу температури за рахунок тепловіддачі та теплопровідності:

$$\frac{\partial T_g}{\partial t} = -w \frac{\partial T_g}{\partial z} + \frac{w}{G C_p} \left(\lambda_g \frac{\partial^2 T_g}{\partial z^2} f + \alpha_1 A_c (T_c - T_g) \right), \quad (1)$$

де T_g – температура газового потоку та фільтруючого шару, К; t – час, с; z – координата вздовж фільтруючого елементу за газовим потоком, м; $w = G/(\epsilon \rho_g f)$ – швидкість газового потоку в перерахунку на вільний об'єм фільтруючого елементу, м/с; G – масова витрата газового потоку, кг/с; $\epsilon = 0,5$ – частка вільного об'єму фільтруючого елементу; ρ_g – густина газу, кг/м³; f – площа поперечного перерізу фільтруючого елементу, м²; C_p – питома ізобарна теплоємність газу, Дж/(кг·К); λ_g – коефіцієнт теплопровідності газу, Вт/(м·К); T_g , α_1 – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); $A_c = (1 - \epsilon) S_v f$ – питома поверхня тепловіддачі на одиницю довжини, м; $S_v = 1304 \text{ м}^{-1}$ – питома поверхня зерна із середнім діаметром $d = 0,0046 \text{ м}$.

При складанні теплового балансу для фільтруючого елементу допускається, що температура частинок сажі і його зерен не відрізняються і дорівнюють T_c . Розподіл температури у фільтруючому елементі з накопиченою сажою відбувається за ра-

хунок тепловіддачі у газову фазу, теплопровідності та виділення теплоті при вигоранні вуглецю:

$$\frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{\lambda_c}{\rho_c C_c} \frac{\partial^2 T_c}{\partial z^2} + \frac{\alpha_2 S_v}{\rho_c C_c} (T_g - T_c) + \frac{\sum_{l=1}^k (Q_l R_l)}{(1 - \epsilon) \rho_c C_c}, \quad (2)$$

де ρ_c – густина фільтруючого матеріалу, кг/м³; C_c – питома масова теплоємність фільтруючого матеріалу, Дж/(кг·К); λ_c – коефіцієнт теплопровідності фільтруючого матеріалу і сажі, Вт/(м·К); α_2 – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); Q_l – питомий тепловий ефект l -тої реакції, Дж/кг; R_l – питома швидкість вигорання сажі за l -тої реакцією, кг/(м³·с).

Інтенсивність процесу тепловіддачі в зернистому фільтруючому шарі визначається критерієм Нуссельта за формулою

$$Nu = \alpha_1 \phi_1 d / \lambda_c, \quad (3)$$

де ϕ_1 – коефіцієнт форми тіла; приймаємо для зерна із активованого глинозему $\phi_1 = 0,49$ [10].

Тепловий критерій Nu для шару зернистого фільтруючого елементу визначається у вигляді $Nu = f(Re)$ [11-14]:

- для малих значень $Re < 20$ [11]

$$Nu = 2 + 0,16 Re^{2/3}, \quad (4)$$

- для $20 < Re < 200$ [12]

$$Nu = 0,106 Re, \quad (5)$$

- для $200 \leq Re < 1700$ [12]

$$Nu = 0,61 Re^{0,67}, \quad (6)$$

де Re – критерій Рейнольдса, що характеризує вимушений рух газового потоку в зернистому шарі, визначається за формулою [10]

$$Re = w_{1,ср} \phi_1 d \rho / \eta, \quad (7)$$

де $w_{1,ср}$ – середня швидкість газового потоку в розрахунку на повний переріз фільтруючого елементу, м/с; ρ – густина газу, кг/м³,

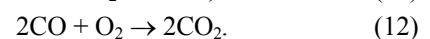
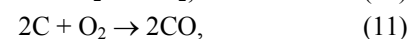
$$\rho = \rho_0 P_g T_0 / (P_g T_g), \quad (8)$$

ρ_0 – густина газу при $T_0 = 273 \text{ К}$ і $P_0 = 101325 \text{ Па}$, кг/м³; P_g – тиск газового потоку, Па; η – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с.

Коефіцієнт теплопередачі для фільтруючого шару враховує перерозподіл температури за рахунок теплопровідності в середину зерна та визначається за такою формулою

$$\alpha_2 = (1 / \alpha_1 + d / \lambda_c)^{-1}. \quad (9)$$

Матеріальний баланс базується термічному і каталітичному механізмах вигорання сажі за спрощеним хімізмом, що включає такі реакції (табл. 1):



Таблиця 1. Кінетичні константи

Реакція	$-\Delta H$, кДж/моль	k_0	E_a , кДж/моль	Джерело
(10) кат.	395,0	4,061	82,3	[15]
(10) терм.	395,0	$2,43 \times 10^4$	168,0	[11], за розрах.
(11) терм.	219,0	$6,10 \times 10^4$	184,8	[11], за розрах.
(12)	571,0	$7,05 \times 10^6$	96,3	[11]

Швидкість вигорання сажі визначається за загальною формулою

$$R = S_{m,s} k_0 [O_2]^b \exp(-E_a / (RT_c)), \quad c^{-1}, \quad (13)$$

де $S_{m,s} = 3000 \text{ м}^2/\text{кг}$ – питома поверхня сажі для частинок розміром 1 мкм; k_0 – передекспоненціальний множник (табл. 1), м/с; $[O_2]$ – масова концентрація кисню, кг/м³; b – показник ступеня; для реакції (11) $b = 0,73$, для інших – $b = 1$; E_a – енергія активації (табл. 1), кДж/моль; R – універсальна газова стала, кДж/(моль·К).

Швидкість вигорання сажі в шарі каталізатора визначається за формулою

$$R_c = \xi R_{c,1} + R_{t,1} + R_{t,2}, \quad c^{-1}, \quad (14)$$

де ξ – константа, що враховує контакт сажі з поверхнею каталізатора; $R_{c,1}$, $R_{t,1}$, $R_{t,2}$ – швидкість вигорання сажі за каталітичним механізмом по реакції (10), за термічним механізмом по реакції (10) та за термічним механізмом по реакції (11), відповідно.

Швидкість вигорання сажі, що знаходиться у вільному об'ємі, визначається за формулою

$$R_t = R_{t,1} + R_{t,2}, \quad c^{-1}. \quad (15)$$

Поточна маса сажі, що знаходиться в шарі каталізатора, визначається за рівнянням, що враховує каталітичний і термічний механізми її вигорання:

$$m_1 = \eta_1 m_{01} \exp(-R_c \tau), \quad (16)$$

де η_1 – частка поточної маси сажі; m_1 , m_{01} – поточна та початкова маса сажі в шарі каталізатора; τ – час.

Поточна маса сажі, що знаходиться у вільному об'ємі, визначається за рівнянням, що враховує тільки термічний механізм її вигорання:

$$m_2 = \eta_2 m_{02} \exp(-R_t \tau), \quad (17)$$

де η_2 – частка поточної маси сажі; m_2 , m_{02} – поточна та початкова маса сажі у вільному об'ємі.

Окислення утвореного при вигоранні сажі СО за реакцією (12) в газовому потоці визначається швидкістю його вигорання за формулою

$$R_g = k_{0g} \exp(-E_a / (RT_g)), \quad c^{-1}. \quad (18)$$

де k_{0g} – передекспоненціальний множник (табл. 1), c^{-1} ; E_a – енергія активації (табл. 1), кДж/моль.

Поточна концентрація газоподібних речовин O_2 , CO_2 , CO визначається з урахуванням формул (16) і (17) за рівняннями:

$$\begin{aligned} [O_2] &= [O_2]_0 - \\ &- 2,67 \cdot (1 - 0,5 f_{CO_2}) \eta_2 C_{s,02} (1 - \exp(-R_t \tau)) - \\ &- 2,67 \cdot (1 - 0,5 f_{CO_1}) \eta_1 C_{s,01} (1 - \exp(-R_c \tau)) - \\ &- 1,14 \cdot 0,5 \cdot \eta_3 [CO]_0 (1 - \exp(-R_g \tau)), \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} [CO_2] &= [CO_2]_0 + \\ &+ 3,67 \cdot (1 - f_{CO_2}) \eta_2 C_{s,02} (1 - \exp(-R_t \tau)) + \\ &+ 3,67 \cdot (1 - f_{CO_1}) \eta_1 C_{s,01} (1 - \exp(-R_c \tau)) + \\ &+ 1,57 \cdot \eta_3 [CO]_0 (1 - \exp(-R_g \tau)), \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} [CO] &= [CO]_0 + \\ &+ [2,33 \cdot f_{CO_2} \eta_2 C_{s,02} (1 - \exp(-R_t \tau)) + \\ &+ 2,33 \cdot f_{CO_1} \eta_1 C_{s,01} (1 - \exp(-R_c \tau))] \exp(-R_g \tau), \end{aligned} \quad (21)$$

де $[O_2]$, $[CO_2]$, $[H_2O]$ – поточна масова концентрація O_2 , CO_2 , H_2O , відповідно, кг/м³; $[O_2]_0$, $[CO_2]_0$, $[H_2O]_0$ – масова концентрація O_2 , CO_2 , H_2O , відповідно, на вході до СФ, кг/м³; f_{CO_2} – вибірковість вигорання сажі за реакцією (4) для термічного механізму:

$$f_{CO_2} = R_{t,2} / R_t, \quad (22)$$

f_{CO_1} – вибірковість вигорання сажі за реакцією (4) для каталітичного механізму:

$$f_{CO_1} = R_{t,2} / R_c, \quad (23)$$

$C_{s,01}$, $C_{s,02}$ – початковий вміст сажі в шарі каталізатора та у вільному об'ємі, відповідно, г/л; η_3 – частка поточної концентрації СО.

Математична модель (1)-(23) вирішується при початкових умовах:

$$T_z = T_0, \text{ при } t = 0 \text{ і } 0 \leq z \leq H,$$

$$T_c = T_{c0}, \text{ при } t = 0 \text{ і } 0 \leq z \leq H,$$

$$T_z = T_{вх}, \text{ при } z = 0 \text{ і } 0 \leq t \leq t_{pez}.$$

Для спрощення чисельного рішення граничні умови мають наступний вигляд:

$$\text{при } z = 0 \text{ і } 0 \leq t \leq t_{pez}, \quad T_z = T_{вх} \text{ і } T_c = T_{вх},$$

$$\text{при } z = H \text{ і } 0 \leq t \leq t_{pez}, \quad T_z = T_0 \text{ і } T_c = T_{c0}.$$

Регресійний аналіз параметрів регенерації полягає у встановленні їх залежностей від режимних показників роботи дизеля. План розрахункового експерименту вибирається виходячи з наявності експериментальних даних для режимних показників роботи дизеля. Зазвичай такі дані можливо знайти у вигляді універсальних характеристик двигуна, що представляють в залежності від частоти обертання двигуна (n) і його потужності значення таких показників як витрата і температура ВГ, коефіцієнт надлишку повітря, концентрація ГЧ, а також у вигляді даних результатів випробувань за 13-ті режимним циклом. Вданий роботі використано дані випробувань за 13-ті режимним циклом автомобільного дизеля КамАЗ-740М (табл. 2).

Залишкова концентрація кисню визначається за формулою

$$r_{O_2} = \frac{0,21(\alpha - 1)(0,79 + \beta)}{\alpha(0,79 + \beta) - 0,21\beta}, \quad (24)$$

де r_{O_2} – об'ємна частка залишкового кисню у ВГ; α – коефіцієнт надлишку повітря; β – паливний коефіцієнт Бунте, для дизельного палива з масовою часткою $H = 0,126$, $O = 0,004$, $C = 0,87$ за формулою [11] становить

$$\beta = 2,37(H - O/8)/C = 2,37 \cdot (0,126 - 0,004/8)/0,87 = 0,3419. \quad (25)$$

Коефіцієнт надлишку повітря розраховується за формулою

$$\alpha = G_{пов} / (14,33G_{пал}), \quad (26)$$

де $G_{пов}$, $G_{пал}$ – витрата повітря та палива, відповідно за табл. 2), $кг/год$.

Таблиця 2. Дані випробувань за 13-ті режимним циклом автомобільного дизеля КамАЗ-740М

Ре- жим	n , хв. ⁻¹	P , %	N_e , кВт	$G_{пал}$, кг/год.	$G_{пов}$, кг/год.	T , °C	$C_{TЧ}$, мг/м ³
1	600	0	0	1,3	205	120	5,2
2	1400	10	9,1	4,7	492	170	5,2
3	1400	25	23,1	6,9	487	217	5,2
4	1400	50	46,8	10,9	483	260	8,9
5	1400	75	71,4	15,4	478	320	27
6	1400	100	94,4	20	471	470	94
7	600	0	0	1,3	207	120	5,2
8	2600	100	157,5	36,4	890	590	200
9	2600	75	118,2	28,6	892	420	145
10	2600	50	79,2	21,1	892	330	32
11	2600	25	40,3	14,3	891	230	17
12	2600	10	15,6	10,7	886	187	13
13	600	0	0	1,3	205	120	5,2

Витрата ВГ G , $кг/год$, за табл. 2 є сума витрат палива і повітря на відповідному режимі.

Швидкість накопичення сажі $W_{нак}$, $г/с$, у фільтрі для даного режиму роботи дизеля залежить від ефективності фільтра η_ϕ (в розрахунках приймалося $\eta_\phi = 0,9$), об'ємної витрати ВГ V , $м^3/с$, концентрації ТЧ у ВГ на вході до фільтра $C_{ТЧ}$, $г/м^3$, й визначається за формулою

$$W_{нак} = \eta_\phi V C_{ТЧ}. \quad (27)$$

Характеристика швидкості накопичення сажі у СФ визначається за режимними показниками дизеля у вигляді $W_{нак} = f(n, P)$:

$$W_{нак} = \frac{\eta_\phi}{3600} \exp(a_{00} + a_{01}P + a_{11}P^2 + a_{02}n + a_{22}n^2), \quad (28)$$

де $a_{00}, \dots, a_{22}$ – параметри регресії.

Швидкість вигорання сажі $W_{виг}$, $г/с$, за час регенерації визначається за формулою

$$W_{виг} = 0,01 m R_m / \tau_p, \quad (29)$$

де m – маса сажі в СФ на момент виходу на заданий режим, $г$, в розрахунках приймалося $m = 1; 191; 525; 1050; 2100$ $г$; R_m – розрахункова ступінь регенерації, %; τ_p – час регенерації, $с$.

Величини R_m і τ_p визначаються розрахунками за математичною моделлю (1)-(23). Розрахунковий час становив 60 хвилин. Час регенерації визначався як час з моменту виходу на режим регенерації (початкові умови розрахунків) до моменту усталеного значення R_m або $\tau_p = 60$ хв. якщо до цього моменту R_m не встановилося. В розрахунках усталеним вважалось таке значення R_m , яке відрізнялося від R_m при $\tau_p = 60$ хв. не більше ніж 1 %. Крок порівняння значень R_m за часом обрано одну хвилину. За початкову температуру прийнято $T_0 = T_{c0} = 120$ °C, як найменшу у табл. 2. Фільтруючий елемент СФ складається з гранул носія ШН-2 покритих міднохромітним каталізатором. Товщина фільтруючого шару $H = 155$ мм, площа поперечного перерізу $f = 0,62$ м².

Побудова функції відгуку для $W_{виг}$ та T_m (максимальна температура регенерації) повинна базуватися на плані розрахункового експерименту. Для цього проаналізовано дані в табл. 2. По-перше, $W_{виг}$ та T_m є функціями $f(n, P)$, проте величини G , T , α та m більше інформативні та відображають природу вигорання сажі. По-друге, сукупність даних табл. 2 не дає змогу побудувати факторний план на базі факторів з двома або трьома рівнями. Функції мають нелінійний характер, що за даних умов унеможливило їх оцінку. Тому досліджено наявну область даних в точках, які не можуть бути представлені в факторному плані (табл. 3) для оцінки функції відгуку, яка б задовольняла меті дослідження. Із аналізу виключено режими з температурою ВГ нижчою ніж 225 °C через відсутність каталітичного вигорання сажі та експериментальних даних щодо процесів, які протікають за таких температур.

Складемо кореляційну матрицю (табл. 4) для факторів, що представлено в табл. 3.

За табл. 4 кореляція G з $W_{виг}$ та T_m відсутня. Дуже слабо G впливає на $W_{виг}$ та T_m , наприклад для режимів при $n = 2600$ хв.⁻¹ відхилення G від її середнього значення менше 2 %, а на режимах при $n = 1400$ хв.⁻¹ – значно менше 1 %. Тому при оцінці функцій відгуку для $W_{виг}$ та T_m величину G можливо виключити і тим самим скоротити кількість факторів на відміну від рівнянь, що раніше було опубліковано у роботі [16, 17]. Крім цього відсутня взаємна кореляція між G - T , G - α , G - m .

Таблиця 3. Результати розрахункового експерименту за математичною моделлю (1)-(23)

Спостереження	Режим	G , кг/год.	T , °C	α	m , г	R , %	τ , хв.	T_m , °C	$W_{\text{вих.}}$, г/с
1	4	493,9	260	3,092	1	39,9	60	260	0,0001
2	5	493,4	320	2,166	1	76,0	57	320	0,0002
3	6	491,0	470	1,643	1	79,5	12	470	0,0011
4	8	926,4	590	1,706	1	90,1	54	590	0,0003
5	9	920,6	420	2,176	1	79,3	13	420	0,0010
6	10	913,1	330	2,950	1	78,8	49	330	0,0003
7	11	905,3	230	4,348	1	19,7	60	230	0,0001
8	4	493,9	260	3,092	191	45,5	60	273	0,0241
9	5	493,4	320	2,166	191	78,1	52	372	0,0478
10	6	491,0	470	1,643	191	79,7	8	524	0,3171
11	8	926,4	590	1,706	191	90,8	53	626	0,0545
12	9	920,6	420	2,176	191	79,5	7	502	0,3615
13	10	913,1	330	2,950	191	79,0	39	389	0,0645
14	11	905,3	230	4,348	191	20,9	60	233	0,0111
15	4	493,9	260	3,092	525	59,8	59	350	0,0887
16	5	493,4	320	2,166	525	79,3	31	606	0,2238
17	6	491,0	470	1,643	525	81,3	8	668	0,8892
18	8	926,4	590	1,706	525	93,9	48	741	0,1712
19	9	920,6	420	2,176	525	81,2	5	688	1,4210
20	10	913,1	330	2,950	525	79,6	19	632	0,3666
21	11	905,3	230	4,348	525	23,7	60	242	0,0346
22	4	493,9	260	3,092	1050	83,3	17	872	0,8575
23	5	493,4	320	2,166	1050	89,5	10	936	1,5663
24	6	491,0	470	1,643	1050	91,5	11	866	1,4557
25	8	926,4	590	1,706	1050	97,5	10	926	1,7063
26	9	920,6	420	2,176	1050	94,9	8	987	2,0759
27	10	913,1	330	2,950	1050	91,4	8	961	1,9994
28	11	905,3	230	4,348	1050	30,6	60	267	0,0893
29	4	493,9	260	3,092	2100	97,9	13	1160	2,6358
30	5	493,4	320	2,166	2100	96,9	11	1060	3,0832
31	6	491,0	470	1,643	2100	95,1	12	936	2,7738
32	8	926,4	590	1,706	2100	98,3	8	989	4,3006
33	9	920,6	420	2,176	2100	98,2	7	1136	4,9100
34	10	913,1	330	2,950	2100	98,7	8	1168	4,3181
35	11	905,3	230	4,348	2100	98,3	16	1035	2,1503

Таблиця 4. Матриця парних кореляцій

Фактор	$W_{\text{вих.}}$	G	T	α	m	T_m
$W_{\text{вих.}}$	1	0,10	0,17	-0,18	0,91	0,86
G	0,10	1	0,20	0,25	0,00	0,02
T	0,17	0,20	1	-0,83	0	0,30
α	-0,18	0,25	-0,83	1	0,00	-0,34
m	0,91	0,00	0	0,00	1	0,85
T_m	0,86	0,02	0,30	-0,34	0,85	1

Для факторів T , α , m не так все очевидно. По-перше, визначимо їх незалежність. Парна кореляція між α - m та T - m відсутня, тому m не залежить від α і T . Проте α і T мають тісний зв'язок (табл. 4), який виникає через певну послідовність процесів, що відбуваються в циліндрах двигуна. Величина α визначає залишкову концентрацію кисню у ВГ, що подаються на регенерацію, але її організація мож-

лива потоком повітря або розбавлених повітрям ВГ. В такому випадку $[O_2]$, що виражено через α , і T не пов'язані з дійсним робочим циклом дизеля, а встановлюються в комбінації, яка забезпечує надійну та ефективну регенерацію. Крім цього $[O_2]$ (α) і T є природними змінними для швидкості вигорання сажі за рівнянням (13). Враховуючи дані факти вважаємо, що α і T є незалежними змінними.

Для оцінки якості функції відгуку застосовується коефіцієнт детермінації [18]:

$$R^2 = SS_R / SS_T, \quad (30)$$

де SS_R – сума квадратів відхилень регресії від середнього значення функції $\bar{y}$ в n дослідах,

$$SS_R = \sum (y_{iR} - \bar{y})^2, \quad (31)$$

y_{iR} – розрахункові значення регресії в i -тому досліді; SS_T – сума (загальна) квадратів відхилень функції від її середнього значення в n дослідах,

$$SS_T = \sum (y_i - \bar{y})^2, \quad (32)$$

y_i – значення функції в i -тому досліді.

Тоді коефіцієнт множинної кореляції розраховується за формулою

$$R = \sqrt{R^2}. \quad (33)$$

Оцінка значущості рівняння регресії в цілому здійснюється за F -критерієм Фішера

$$F = MS_R / MS_d, \quad (34)$$

де MS_R – дисперсія регресії,

$$MS_R = SS_R / df_R, \quad (35)$$

$df_R = m - 1$ – число ступеня свободи; m – число параметрів регресії; MS_d – дисперсія залишків,

$$MS_d = SS_d / df_d, \quad (36)$$

$df_d = n - m - 2$ – число ступеня свободи.

Рівень значущості в розрахунках становить $\alpha = 0,05$. Рівняння регресії вважається статистично значущим в цілому, якщо $F > F_{кр}$ для заданого α , df_R , df_d . Параметр регресії є статистично значущим, якщо розрахункове значення t -критерію більше за критичне $t > t_{кр}$ для α і $df = n - l - 1$, де l – число незалежних змінних.

Величину T_m за аналогією з формулою (28) можливо представити у вигляді

$$T_m = \exp(a_{00} + a_{01}T + a_{11}T^2 + a_{02}\alpha + a_{22}\alpha^2 + a_{03}m + a_{33}m^2 + a_{12}T\alpha + a_{13}Tm + a_{23}\alpha m + a_{123}T\alpha m), \quad (37)$$

де $T = T_{\text{вх}}$ – температура ВГ на вході до фільтра; $a_{00}, \dots, a_{123}$ – параметри регресії.

Регресія (37) добре співпадає з даними експерименту: $R = 0,973$, $F = 25,9$, $F_{кр} = 2,3$ при $\alpha = 0,05$, $df_R = 10$, $df_d = 22$. Проте значущими є параметри регресії тільки a_{03} та a_{33} . Тобто $T_m = f(m)$. В такому вигляді регресія не відповідає дослідним даним і не

може бути запропонована в якості функції відгуку, хоча R для функції такого виду становитиме на рівні 0,6-0,8. Тому є необхідність врахування T і α . Виходячи з природи вигорання, зробимо заміну α і m на $W_{виг}$, тоді $T_m = f(T, W_{виг})$:

$$T_m = \exp(a_{00} + a_{01} \ln W_{виг} + a_{11} (\ln W_{виг})^2 + a_{02} \ln W_{виг} / T). \quad (38)$$

Для визначення параметрів регресії рівняння (38) представлено у вигляді

$$\ln T_m = a_{00} + a_{01} \ln W_{виг} + a_{11} (\ln W_{виг})^2 + a_{02} \ln W_{виг} / T. \quad (39)$$

Формула (39) статистично значима і добре співпадає з експериментом: $R = 0,974$, $F = 179,8$, $F_{кр} = 2,9$ при $\alpha = 0,05$, $df_R = 3$, $df_d = 29$. Всі параметри регресії статистично значимі.

Кореляція залишків ($\ln T_m - \ln T_{mR}$) з передбаченими значеннями $\ln T_{mR}$ (рис. 1) відсутня, а частоти залишків розподіляються за нормальним законом (рис. 2), тобто виконуються необхідні вимоги до множинної регресії. Передбачені значення T_{mR} добре співпадають зі спостереженнями T_m (рис. 3).

За даними табл. 4 випливає, що $W_{виг}$ можливо представити як функцію $W_{виг} = f(m)$. Значимість функції такого виду буде високою $R = 0,9-0,95$, але її застосування призведе до ситуації, при якій $W_{виг}$ буде приймати одні і ті ж значення для різних режимів роботи дизеля, що виключається.

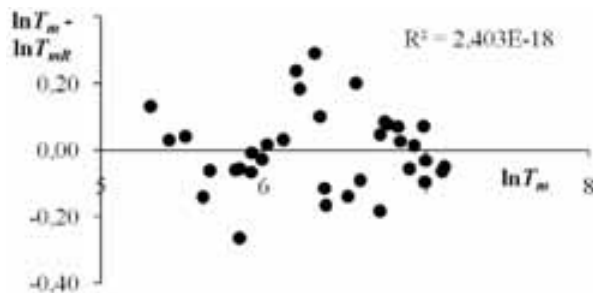


Рис. 1. Кореляційне поле залишків за формулою (39)

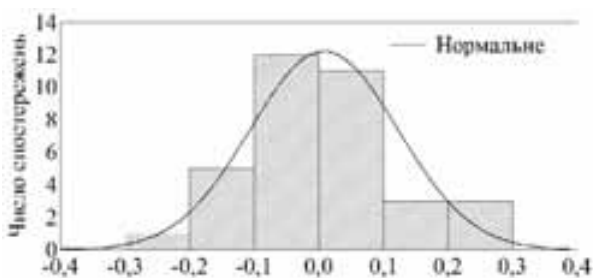


Рис. 2. Розподілення залишків за формулою (39)

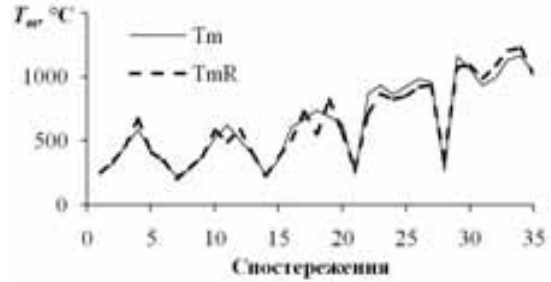


Рис. 3. Передбачені значення за формулою (38)

Для величини $W_{виг}$ вибрана регресія у вигляді наступного рівняння

$$W_{виг} = \exp(a_{00} + a_{12} \ln(T/m)^2 + a_{23} \ln(\alpha/m)). \quad (40)$$

Для визначення параметрів регресії рівняння (40) представлено у вигляді

$$\ln W_{виг} = a_{00} + a_{12} \ln(T/m)^2 + a_{23} \ln(\alpha/m). \quad (41)$$

Формула (41) статистично значима і добре співпадає з експериментом: $R = 0,976$, $F = 304,9$, $F_{кр} = 3,3$ при $\alpha = 0,05$, $df_R = 2$, $df_d = 30$. Всі параметри регресії статистично значимі.

Кореляції залишків ($\ln W_{виг} - \ln W_{вигR}$) з передбаченими значеннями $\ln W_{вигR}$ (рис. 4) відсутня, а частоти залишків розподіляються за нормальним законом (рис. 5).

Передбачені значення $\ln W_{вигR}$ за формулою (41) добре співпадають зі спостереженнями $\ln W_{виг}$ (рис. 6). Формула (40) забезпечує додатні значення функції за відсутності значних осциляцій (рис. 7).

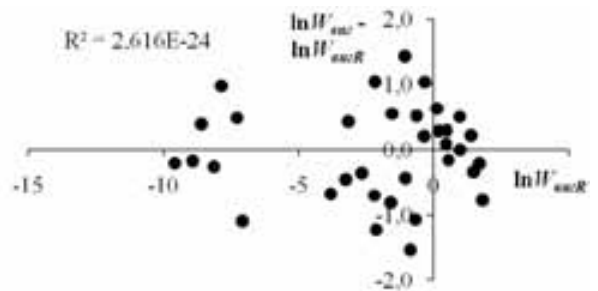


Рис. 4. Кореляційне поле залишків за формулою (41)

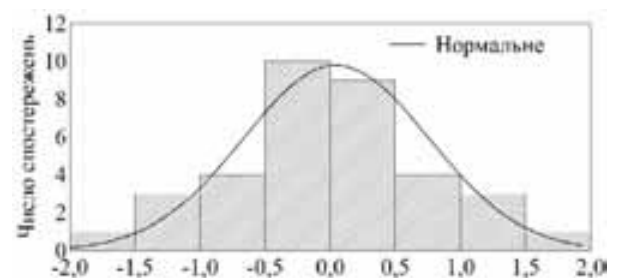


Рис. 5. Розподілення залишків за формулою (41)

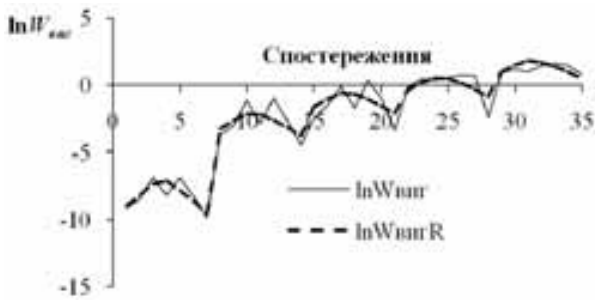


Рис. 6. Передбачені значення за формулою (41)

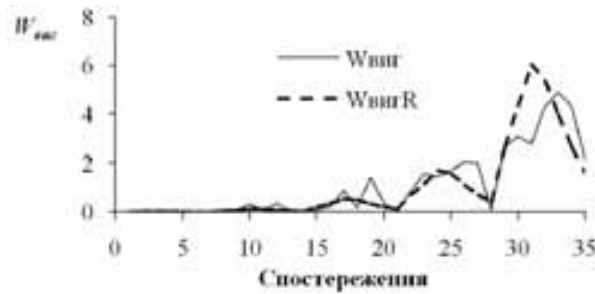


Рис. 7. Передбачені значення за формулою (40)

Прогноз стану СФ впродовж роботи дизеля здійснюється за кількістю сажі в ньому [16],

$$m = m_0 + \int_0^t (W_{\text{нак}} - W_{\text{виг}}) dt, \quad (42)$$

де m_0 – початкова маса сажі в фільтруючому елементі, г; t – час роботи двигуна, с.

Для розрахунків складено комп'ютерну програму «Filter» на мові програмування VBA, яка дозволяє досліджувати СФ при роботі дизеля.

На прикладі спрогнозуємо стан СФ при роботі дизеля впродовж 16 годин для двох варіантів: $m_0 = 2$ г та $m_0 = 2000$ г. Задамося режимами роботи дизеля впродовж цього часу (рис. 8, 9).

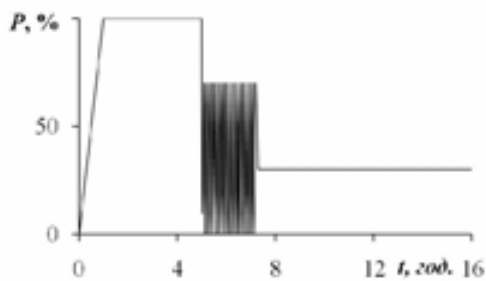


Рис. 8. Змінення відносного навантаження при виконанні транспортної роботи дизеля

При $P = 100\%$ у випадку з $m_0 = 2$ г через низькі значення $W_{\text{виг}}$ відбувається накопичення сажі у

фільтрі до моменту коли $W_{\text{нак}} = W_{\text{виг}}$ (рис. 10). На часткових режимах $W_{\text{виг}}$ збільшується через ріст залишкового O_2 у ВГ. Після виходу на знижений режим $W_{\text{нак}} > W_{\text{виг}}$, що збільшує масу сажі у фільтрі.

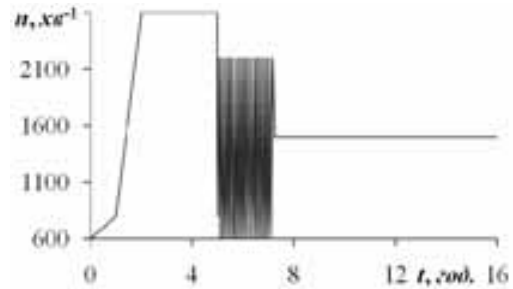


Рис. 9. Змінення частоти обертання при виконанні транспортної роботи дизеля

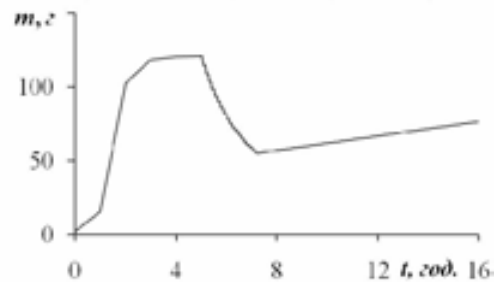


Рис. 10. Вміст сажі при $m_0 = 2$ г

Величина T_m близька до температури ВГ на відповідному режимі через низьку концентрацію сажі в шарі фільтруючого елемента (рис. 11).

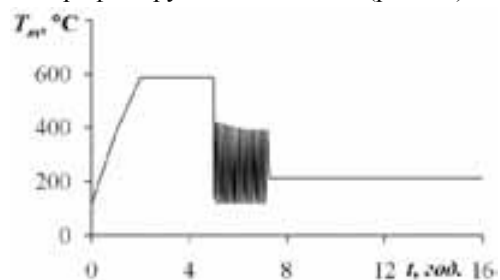
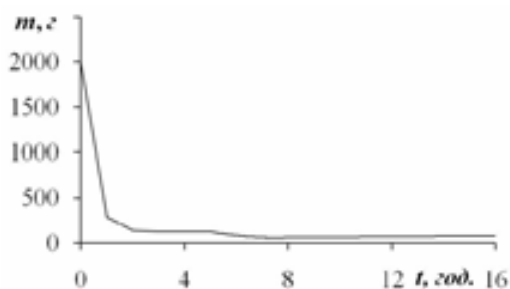
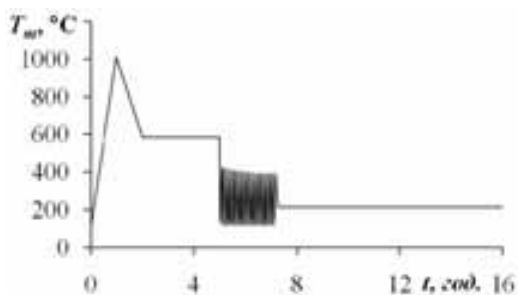


Рис. 11. Температура T_m при $m_0 = 2$ г

При $P = 100\%$ у випадку з $m_0 = 2000$ г значення $W_{\text{виг}}$ високі, через що відбувається вигорання сажі до встановлення $W_{\text{нак}} = W_{\text{виг}}$ (рис. 12). На часткових режимах $W_{\text{виг}}$ більше за рівноважну, і тому кількість сажі у фільтрі зменшується. Після виходу на знижений режим $W_{\text{нак}} > W_{\text{виг}}$, що збільшує масу сажі у фільтрі.

Рис. 12. Вміст сажі при $m_0 = 2000$ г

Величина T_m з виходом на режим повного навантаження становить дещо більше 1000 °С. Після вигорання основної маси сажі температура в шарі фільтруючого елементу відповідає режиму роботи дизеля через низьку концентрацію сажі (рис. 13).

Рис. 13. Температура T_m при $m_0 = 2000$ г

Висновки

1. Уточнено математичну модель (1)-(23).
2. Запропоновано компактні функції для величин T_m та $W_{\text{виг}}$ і статистично їх обґрунтовано.
3. Розрахункова апробація функцій відгуку на прикладі сукупності режимів при виконанні транспортної роботи дизеля підтвердила адекватність та надійність запропонованих рішень.
4. Виявлено, що робота дизеля на часткових режимах в середньому при $P > 30\%$ забезпечує саморегенерацію СФ з каталітичним покриттям в умовах експлуатації.
5. В подальшому необхідно дослідити надійність формул (38) і (40) за межами режимів роботи дизеля, а також обґрунтованість роздільної оцінки цих рівнянь, що дозволить узагальнити запропоновані підходи в прогнозуванні стану СФ.

Список літератури:

1. Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц отработавших газов дизелей [Текст] / В. А. Звонов, Г. С. Корнилов, А. В. Козлов, Е. А. Симонова. – М.: Прима-Пресс-М, 2005. – 312 с. 2. Шеховцов, Ю. И. Анализ методов регенерации фильтрующих элементов дизельных сажевых фильтров [Текст] / Ю. И. Шеховцов, Л. С. Заиграев, А. С. Попов // Экология: Сб. научных трудов Восточно-

укр. нац. ун-та ім. В. Даля і Познанського техн. ун-та. – 2002. – № 2. – С. 84-96. 3. Romero, A. F. Combustion processes of particulate matter and soot in ceramic filter traps for diesel engines and numerical modeling [Текст] / A. F. Romero, R. Gutierrez, R. Garcia-Moreno // SAE Techn. Pap. Ser. – 1997. – No 970475. – P. 175-181. 4. Opris, C. N. A 2-D Computational model describing the heat transfer, reaction kinetics and regeneration characteristics of a ceramic diesel particulate trap [Текст] / C. N. Opris, J. H. Johnson // SAE Techn. Pap. Ser. – 1998. – No 980546. – 21 p. 5. Konstandopoulos, A. G. Periodically Reversed flow regeneration of diesel particulate traps [Текст] / A. G. Konstandopoulos, M. Kostoglou // SAE Techn. Pap. Ser. – 1999. – No 1999-01-0469. – 14 p. 6. Murphy, M. J. Assessment of diesel particulate control-direct and catalytic oxidation [Текст] / M. J. Murphy, L. J. Hillenbrand, D. A. Trayser, J. H. Wasser // SAE Techn. Pap. Ser. – 1981. – No 810112. 7. Achour, L. Original modeling approach of diesel particulate filter regeneration [Текст] / L. Achour, J.-B. Dementhon, P. Rouchon // SAE Techn. Pap. Ser. – 2001. – No 2001-01-1943. – P. 53-59. 8. Кошкин, В. К. Теплообменные аппараты и теплоносители [Текст] / В. К. Кошкин, Э. К. Калинин. – М.: Машиностроение, 1971. – 200 с. 9. Шеховцов, Ю. И. Математическая модель выгорания твердых частиц в структуре дизельного сажевого фильтра [Текст] / Ю. И. Шеховцов, Л. С. Заиграев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2003. – Вып. 7(42). – С. 16-19. 10. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И. Е. Идельчик; под ред. М. О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с. 11. Основы практической теории горения: учебное пособие для вузов [Текст] / В. В. Померанцев [и др.]; под ред. В. В. Померанцева. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоатомиздат, Ленингр. отд-ние, 1986. – 312 с. 12. Кутателадзе, С. С. Справочник по теплопередаче [Текст] / С. С. Кутателадзе, В. М. Боришанский. – М.: Госэнергоиздат, 1958. – 414 с. 13. Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам [Текст] / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 366 с. 14. Полтавкин, П. Г. Нагрев воздуха и газов до 1500 °С и выше в высокотемпературных теплообменниках с неподвижной шариковой насадкой [Текст] / П. Г. Полтавкин // Теплообмен в высокотемпературном потоке газа. – 1972. – С. 192-209. 15. Шеховцов, Ю. И. Экспериментальное исследование скорости выгорания дизельной сажи на поверхности меднохромового катализатора [Текст] / Ю. И. Шеховцов // Экология: зб. наук. праць Східноукр. нац. ун-та ім. В. Даля. – 2005. – № 1(3). – С. 118-126. 16. Заиграев, Л. С. Исследование авторегенерации сажевого фильтра дизеля при работе на различных режимах [Текст] / Л. С. Заиграев, Ю. И. Шеховцов // Прикладна екологія: зб. наук. праць Східноукр. нац. ун-та ім. В. Даля. – 2009. – № 1(1). – С. 111-116. 17. Zai-grayev, L. Research into diesel particulate filter passive regeneration under operating conditions [Текст] / L. Zai-grayev, Y. Shekhovtsov, O. Ignatov // Combustion engines. – 2011. – № 4 (147). – P. 62-68. 18. Фёрстер, Э. Методы корреляционного и регрессионного анализа [Текст]: руководство для экономистов: пер. с нем. / Э. Фёрстер, Б. Рёнци. – М.: Финансы и статистика, 1983. – 303 с.

Bibliography (transliterated):

1. Otsenka i kontrol vyibrosov dispersnykh chastits otrabotavshih gazov dizeley [Text] / V. A. Zvonov, G. S. Kornilov, A. V. Kozlov, E. A. Simonova. – M.: Prima-Press-M, 2005. – 312 s. 2. Shekhovtsov,

Yu. I. Analiz metodov regeneratsii filtruyuschiy elementov dizelnykh sazhovykh filtrov [Text] / Yu. I. Shekhovtsov, L. S. Zaigraev, A. S. Popov // *Ekologiya: Sb. nauchnykh trudov Vostochnoukr. nats. un-ta im. V. Dalya i Poznanskogo tehn. un-ta.* – 2002. – No 2. – S. 84-96. 3. Romero, A. F. Combustion processes of particulate matter and soot in ceramic filter traps for diesel engines and numerical modeling [Text] / A. F. Romero, R. Gutierrez, R. Garcia-Moreno // *SAE Techn. Pap. Ser.* – 1997. – No 970475. – P. 175-181. 4. Opris, C. N. A 2-D Computational model describing the heat transfer, reaction kinetics and regeneration characteristics of a ceramic diesel particulate trap [Text] / C. N. Opris, J. H. Johnson // *SAE Techn. Pap. Ser.* – 1998. – No 980546. – 21 p. 5. Konstandopoulos, A. G. Periodically Reversed flow regeneration of diesel particulate traps [Text] / A. G. Konstandopoulos, M. Kostoglou // *SAE Techn. Pap. Ser.* – 1999. – No 1999-01-0469. – 14 p. 6. Murphy, M. J. Assessment of diesel particulate control-direct and catalytic oxidation [Text] / M. J. Murphy, L. J. Hillenbrand, D. A. Trayser, J. H. Wasser // *SAE Techn. Pap. Ser.* – 1981. – No 810112. 7. Achour, L. Original modeling approach of diesel particulate filter regeneration [Text] / L. Achour, J.-B. Dementhon, P. Rouchon // *SAE Techn. Pap. Ser.* – 2001. – No 2001-01-1943. – P. 53-59. 8. Koshkin, V. K. Teploobmennyye apparaty i teplonositeli [Text] / V. K. Koshkin, E. K. Kalinin. – M.: Mashinostroenie, 1971. – 200 p. 9. Shekhovtsov, Yu. I. Matematicheskaya model vygoraniya tverdykh chastits v strukture dizelnogo sazhovogo filtra [Text] / Yu. I. Shekhovtsov, L. S. Zaigraev // *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya.* – 2003. – Vyip. 7(42). – P. 16-19. 10. Idelchik, I. E. *Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam* [Text] / I. E. Idelchik; pod red. M. O. Shteynberga. – 3-e izd., pererab. i dop. – M.: Mashinostroenie, 1992. – 672 p. 11. *Osnovnyy prakticheskoy teorii goreniya: uchebnoe posobie dlya vuzov* [Text] / V. V. Pomerantsev [i dr.]; pod red. V. V. Pomerantseva. – 2-e izd., pererab. i dop. – L.: Energoatomizdat, Leningr. otd-nie, 1986. – 312 p. 12. Kutateladze, S. S. *Spravochnik po teploperedache* [Text] / S. S. Kutateladze, V. M. Borishanskiy. – M.: Gosenergoizdat, 1958. – 414 p. 13. Bazhan, P. I. *Spravochnik po teploobmennym apparatam* [Text] / P. I. Bazhan, G. E. Kanevets, V. M. Seliverstov. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 366 p. 14. Poletavkin, P. G. Nagrev vozduha i gazov do 1500 °C i vyishe v vyisokotemperaturnykh teploobmennikakh s nepodvizhnoy sharikovoy nasadkoy [Text] / P. G. Poletavkin // *Teploobmen v vyisokotemperaturnom potoke gaza.* – 1972. – P. 192-209. 15. Shekhovtsov, Yu. I. Eksperimentalnoe issledovanie skorosti vygoraniya dizelnoy sazhi na poverhnosti mednohromovogo katalizatora [Text] / Yu. I. Shekhovtsov // *Ekologiya: zb. nauk. prats ShIdnoukr. nats. un-ta im. V. Dalya.* – 2005. – No 1(3). – P. 118-126. 16. Zaigraev, L. S. Issledovanie avtoregeneratsii sazhovogo filtra dizelya pri rabote na razlichnykh rezhimakh [Text] / L. S. Zaigraev, Yu. I. Shekhovtsov // *Prikladnaya ekologiya: zb. nauk. prats ShIdnoukr. nats. un-ta im. V. Dalya.* – 2009. – No 1(1). – S. 111-116. 17. Zaigraev, L. Research into diesel particulate filter passive regeneration under operating conditions [Text] / L. Zaigraev, Y. Shekhovtsov, O. Ignatov // *Combustion engines.* – 2011. – № 4 (147). – P. 62-68. 18. FYorster, E. *Metodyi korrelyatsionnogo i regressionnogo analiza* [Text] : rukovodstvo dlya ekonomistov : per. s nem. / E. FYorster, B. RYonts. – M.: Finansyi i statistika, 1983. – 303 s.

Поступила в редакцию 08.07.2014

Полив'янчук Андрій Павлович – докт. техн. наук, доцент, декан факультету природничих наук Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, Луганськ, Україна.

Шеховцов Юрій Іванович – асистент кафедри екології Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, Луганськ, Україна, e-mail: murepay@ukr.net.

Заїграсв Леонід Степанович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри екології Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, Луганськ, Україна.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ САЖЕВОГО ФИЛЬТРА НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

А. П. Поливянчук, Ю. И. Шеховцов, Л. С. Заиграев

Представлена методика прогнозирования состояния сажевого фильтра на различных режимах работы автомобильного дизеля, которая включает три этапа: расчетный эксперимент с помощью математической модели процесса регенерации сажевого фильтра, аппроксимация параметров регенерации по данным расчетного эксперимента и расчетный эксперимент с помощью имитационной математической модели состояния сажевого фильтра при работе дизеля на разных режимах. Состояние сажевого фильтра определяется по текущему количеству сажи и максимальной температуре в нем. Предложены компактные функции для скорости выгорания сажи и максимальной температуры в сажевом фильтре автомобильного дизеля КамАЗ-740М и статистически их обоснованно.

PREDICTION OF THE STATE DIESEL PARTICULATE FILTER AT THE DIFFERENT OPERATION MODES OF VEHICLE DIESEL ENGINE

A. Polivjanchuk, Yu. Shekhovtsov, L. Zaigraev

The paper presents the methodology for predicting the state of the diesel particulate filter at the different operation of vehicle diesel engine on various modes, which includes three steps: calculation experiment using the mathematical model of the particulate filter regeneration process, approximation of regeneration parameters and calculation experiment using the simulation model for the state of diesel particulate filter when using diesel different modes. State of the diesel particulate filter is determined by the current amount of soot and maximum temperature in it. Proposed compact function of soot burning rate and maximum temperature in the diesel particulate filter for the diesel engine KamAZ-740M and statistically them soundly.

КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РЕЦИРКУЛЯЦІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛЯ

Визначена і дана оцінка паливної і екологічної ефективності провадження рециркуляції по зовнішній характеристиці автомобільному дизелю. Об'єктом дослідження обрано вітчизняний рядний чотирьох циліндровий автомобільний дизель із безпосереднім впорскуванням палива і газотурбінним наддувом, робочим об'ємом 2,0 дм³, номінальною потужністю 73,5 кВт. Актуальність роботи пов'язана із зменшенням негативного впливу відпрацьованих газів ДВЗ міського автомобільного транспорту на навколишнє середовище.

Постановка проблеми

Одним з дієвих методів екологізації двигунів внутрішнього згоряння є застосування рециркуляції відпрацьованих газів (ВГ). Рециркуляція ВГ призначена для зниження викидів найбільш токсичного компоненту ВГ оксидів азоту за рахунок повернення частини газів в циліндр двигуна.

Найбільш розповсюдженню одержала зовнішня рециркуляція при якій забезпечується повернення частини ВГ через зворотний клапан з системи випуску двигуна у впускний тракт.

До основних недоліків рециркуляції відносять підвищення витрати палива і зменшення потужності двигуна на режимах максимального навантаження [1,2]. Цей недолік не має особливого значення для двигунів автомобільного транспорту, які практично не експлуатуються на режимах максимальної потужності [3], і викид шкідливих речовин яких оцінюються по їздовим циклам. В той же час при випробування автомобільного дизеля на стаціонарних режимах по циклу ESC відсутність рециркуляції при максимальній потужності в широкому діапазоні частот обертання валу суттєво впливає на визначений рівень оксидів азоту, так як на часткових режимах їх концентрація у ВГ відносно незначна.

Оцінка екологічної ефективності провадження рециркуляції по зовнішній характеристиці автомобільного дизеля при умові забезпечення як критерію рівня питомої витрати палива дизеля надана в роботі [4]. З приведених результатів досліджень слід, що за цих умов при відносно незначному ступені рециркуляції (до 7 %) при частотах обертання колінчатого вала близьких до максимального крутного моменту є можливість зменшити викиди оксидів азоту до 50 %, і водночас твердих частинок – до 20 %.

В той же час має інтерес оцінка екологічної ефективності провадження рециркуляції по зовнішній характеристиці автомобільного дизеля при умові забезпечення максимального рівня комплексного паливно-екологічного критерію.

Метою даної роботи є визначення оптимального значення ступеня рециркуляції відпрацьованих газів автомобільного дизеля по зовнішній характеристиці за допомогою комплексного критерію паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів ДВЗ.

Об'єкт і методика досліджень

Об'єктом дослідження як і в роботі [4] обрано рядний чотирьох циліндровий дизель 4ДТНА1 із безпосереднім впорскуванням палива і газотурбінним наддувом, робочим об'ємом 2,0 дм³, ступеню стиску 18,5 та номінальною потужністю 73,5 кВт при частоті обертання колінчастого валу 4200 хв⁻¹. Цей дизель розроблений в ДП «ХКБД» і призначений для установки на автомобілях різного призначення.

Дослідження проведено розрахунковим методом за допомогою програми ДИЗЕЛЬ-РК, яка розроблена в МВТУ ім. Н. Е. Баумана на кафедрі поршневих двигунів [5], і призначена для математичного моделювання і комп'ютерної оптимізації робочих процесів чотиритактних дизелів з газотурбінним наддувом. Розрахунок емісії оксидів азоту здійснювався по методиці, що використовує детальний кінетичний механізм (199 реакцій, 33 речовини), для визначення викидів NO в дизелях.

Оцінку ефективності впровадження рециркуляції в дизелі за комплексним паливно-екологічним критерієм проведено за результатами розрахунків по зовнішній характеристиці при частотах обертання колінчатого валу $n = 1800, 2400, 3000, 3600$ та 4200 хв⁻¹. Вихідні дані параметрів газотурбінного наддуву, витрати палива і повітря бралися з результатів стендових досліджень дизеля 4ДТНА1, які проведені у ДП «ХКБД». Ступень рециркуляції ρ_p , який визначається виразом $\rho_p = G_p / (G_p + G_a)$, де G_p - масова витрата рециркуляційних ВГ, G_a - масова витрата повітря, що поступає в циліндри, змінювався межах 0...0,20.

Безрозмірний комплексний критерій паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів детально описаний в роботі [3]. Він визначається як:

$$K_{\text{те}} = \eta_{\text{ср.е}} \cdot (1 - \beta),$$

де $\eta_{\text{ср.е}}$ – середньо експлуатаційний ефективний ККД двигуна, β – коефіцієнт відносних експлуатаційних екологічних витрат.

Коефіцієнт відносних експлуатаційних екологічних витрат зумовлюються відношенням витрат на відшкодування екологічного збитку від шкідливого впливу на навколишнє середовище ВГ двигуна ($З_{\text{е}}$) до сумарних затрат на паливо і відшкодування екологічного збитку ($З_{\text{те}}$).

$$\beta = З_{\text{е}} / З_{\text{те}},$$

де $З_{\text{те}} = З_{\text{т}} + З_{\text{е}}$, а $З_{\text{т}}$ витрати на паливо при роботі двигуна.

Визначення відносних експлуатаційних екологічних витрат проводилося з урахуванням масового викиду токсичних компонентів, їх агресивності і нанесеної шкоди. При визначенні відносних екологічних витрат в даному дослідженні виходили з того, що основними шкідливими компонентами ВГ дизелів є оксиди азоту і тверді частинки, доля агресивного впливу яких на навколишнє середовище складає понад 95 % [3].

Агресивність ШР визначалася в залежності від величини гранично допустимої за санітарними нормами концентрації шкідливої речовини в атмосферному повітрі. При визначенні екологічного збитку враховуються кліматичні умови і особливості

експлуатації автомобіля.

Відомо, що найбільший екологічний збиток наносять двигуни, які експлуатуються в містах, на великих промислових підприємствах, у зонах відпочинку. Для цих двигунів, показник, що враховує особливості експлуатації може мати значення від 1 до 8. Аналіз співвідношення витрат на відшкодування екологічного збитку в експлуатації до витрати палива для двигунів міських автобусів, комунального автотранспорту та спеціального призначення дозволив запропонувати показник, що враховує особливості експлуатації $\sigma = 3$ [6]. При даному значенні σ витрати на відшкодування збитків від шкідливої дії ОГ наблизяться до витрат на паливо в тому випадку, якщо двигуни відповідають нормам Євро-5.

Комплексний критерій має максимальне значення, рівне середньому експлуатаційному ефективному ККД за умови відсутності експлуатаційних екологічних витрат, тобто в тому випадку, коли у відпрацьованих газах двигуна, що у надходять до доквілля, будуть повністю відсутні токсичні компоненти. З збільшення частки екологічних витрат, тобто з погіршенням екологічних характеристик двигуна, величина комплексного критерію буде знижуватися.

Таблиця. Результати розрахунку комплексного критерію паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів дизеля 4ДТНА1 по зовнішній характеристиці при різному ступені рециркуляції ВГ

ρ_p	n , хв ⁻¹	N_e , кВт	G_t , кг/год	G_{NOx} , кг/год	$G_{\text{тч}}$, кг/год	$З_t$	$З_e$	$З_{\text{те}}$	β	$K_{\text{те}}$
0	1800	35,60	8,33	0,20100	0,0082	2,80	3,33	6,13	0,543	0,165
	2400	47,46	10,99	0,2788	0,0074	2,77	3,26	6,04	0,541	0,167
	3000	58,43	13,74	0,3202	0,0072	2,82	2,99	5,81	0,515	0,174
	3600	68,15	16,49	0,3565	0,0065	2,90	2,80	5,70	0,492	0,177
	4200	72,32	18,19	0,3542	0,0052	3,01	2,58	5,59	0,462	0,180
0,05	1800	32,73	7,69	0,1054	0,0062	2,81	2,04	4,85	0,420	0,208
	2400	43,52	10,13	0,1457	0,0055	2,79	1,95	4,74	0,411	0,213
	3000	53,33	12,64	0,1633	0,0054	2,84	1,75	4,59	0,381	0,220
	3600	62,01	15,17	0,1795	0,0051	2,93	1,62	4,55	0,356	0,222
	4200	65,36	16,74	0,1733	0,0045	3,07	1,47	4,54	0,324	0,223
0,10	1800	29,97	7,09	0,0505	0,0051	2,83	1,24	4,07	0,304	0,248
	2400	39,71	9,34	0,0692	0,0047	2,82	1,14	3,96	0,289	0,255
	3000	48,71	11,67	0,0772	0,0045	2,87	1,00	3,87	0,259	0,261
	3600	56,70	14,05	0,0846	0,0043	2,97	0,91	3,88	0,235	0,260
	4200	59,62	15,53	0,0798	0,0042	3,12	0,83	3,95	0,210	0,256
0,15	1800	27,20	6,51	0,0208	0,0052	2,87	0,83	3,70	0,225	0,273
	2400	35,95	8,57	0,0285	0,0051	2,85	0,73	3,58	0,204	0,282
	3000	43,85	10,69	0,0312	0,0051	2,92	0,63	3,55	0,177	0,285
	3600	51,20	12,92	0,0355	0,0045	3,02	0,55	3,57	0,154	0,283
	4200	53,51	14,29	0,0315	0,0050	3,20	0,51	3,71	0,139	0,272
0,20	1800	24,52	5,96	0,0077	0,0055	2,89	0,69	3,58	0,193	0,282
	2400	32,56	7,87	0,0114	0,0057	2,88	0,59	3,47	0,170	0,292
	3000	39,59	9,81	0,0124	0,0059	2,92	0,51	3,43	0,149	0,288
	3600	45,63	11,80	0,0130	0,0056	3,08	0,43	3,51	0,123	0,288
	4200	48,11	13,17	0,0127	0,0060	3,25	0,43	3,68	0,117	0,275

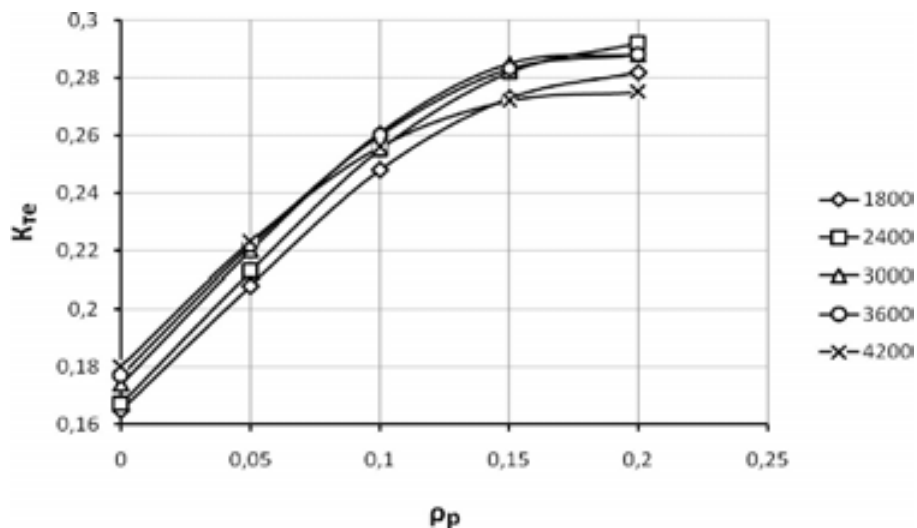


Рис. 1. Залежності комплексного критерію паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів дизеля 4ДТНА1 від ступеню рециркуляції ВГ при різних частотах обертання колінчатого валу по зовнішній характеристиці

Використання комплексного критерію або при необхідності коефіцієнта відносних експлуатаційних екологічних витрат дозволяє проводити аналіз компромісної ситуації, коли вимагається прийняття рішення про допустиме зростання витрат на паливо за умови зменшення загального рівня паливно-екологічних витрат, наприклад, при застосуванні системи рециркуляції ВГ.

Результати досліджень

В таблиці і на рис. 1 наведені результати розрахунків комплексного критерію паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів по зовнішній характеристиці для дизеля 4ДТНА1 при різному ступеню рециркуляції ВГ.

З наведених в таблиці і на рис.1 даних слід, що комплексний критерій паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів дизеля автомобільного дизеля зростає до значень ступеню рециркуляції ВГ 0,15...0,20 при частотах обертання колінчатого валу по зовнішній характеристиці. Зростання комплексного критерію забезпечується за рахунок зменшення витрат на відшкодування екологічного збитку від шкідливого впливу на навколишнє середовище ВГ двигуна. При ступені рециркуляції $p_p = 0,20$ витрати на відшкодування екологічного збитку зменшуються у 4,8...6 разів в порівнянні з відсутністю рециркуляції. Водночас зростають витрати на паливо, але тільки в 1,03...1,08 рази. В підсумку комплексний критерій паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів дизеля автомобільного дизеля зростає до 1,53...1,7. Виходячи з характеру перебігу кривої критерію із збільшенням ступеню рециркуляції ВГ

понад 0,20 ефективність рециркуляції на зовнішній характеристиці буде зменшуватися як за рахунок збільшення витрат на паливо, так і зменшення позитивного впливу на токсичність відпрацьованих газів.

Наведені дані свідчать про те, що рециркуляцію ВГ доцільно впроваджувати на зовнішній характеристиці, особливо для автомобільних дизелів, які призначені для міського транспорту і в місцях, де є велике скупчення людей.

Висновки

Проведені дослідження дозволили визначити рівень і дати оцінку зміни ступеня рециркуляції для забезпечення паливно-екологічної ефективності провадження рециркуляції на автомобільному дизелі 4ДТНА1 по зовнішній характеристиці.

Для забезпечення суттєвого у 4,8 ...6 разів зниження екологічного збитку від шкідливого впливу на навколишнє середовище ВГ автомобільних дизелів, що експлуатуються у великих містах доцільно впроваджувати рециркуляцію ВГ на зовнішній характеристиці до значень ступеню рециркуляції 0,15...0,20. Витрата палива на режимах зовнішньої характеристики дизеля при цьому може зрости на 3...8 %.

Список літератури:

1. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т. 5. Екологізація ДВЗ / За ред. проф. А.П. Марченка та засл. діяча України проф. А.Ф. Шеховцова. – Харків, Прапор, 2004.- 466 с. 2. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. С40 Первое русское издание. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем» 2004. – 480с. 3. Парсаданов И. В. Повышение качества и конку-

рентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: Монография / И.В. Парсаданов. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 4. Парсаданов И.В. Оцінка ефективності рециркуляції відпрацьованих газів за зовнішньою характеристикою автомобільного дизеля / И.В. Парсаданов, О.М. Маклаков // Вісник національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2014. – Вип. 29. – С. 302-307. 5. Кулешиов А.С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания / А.С. Кулешиов, Л.В. Грехов. – М.: МГТУ, 2000. – 64 с. 6. Парсаданов И. В., Кричковская Л. В., Грицаенко И. В. Комплексная оценка экономико-экологических затрат при эксплуатации ДВС на разных территориях // Сборник научных статей XIV Международной научно-практической конференции. Том 1. – 2006. – С. 140 – 143.

Bibliography (transliterated):

1. Dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja: Serija pidruchnikov u 6 tomah. T. 5. Ekologizacija DVZ / Za red. prof. A.P. Marchenka ta zasl. dijacha Ukraïni prof. A.F. Shehovcova. – Harkiv, Prapor, 2004.- 466 s. 2. Sistemy upravlenija dizel'nymi dvigateljami. Perevod s nemeckogo. S40 Pervoe russkoe izdanie. – M.:ZAO «KZHI «Za rulem» 2004. – 480s. 3. Parsadanov I. V. Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizelej na osnove kompleksnogo toplivno-jekologicheskogo kriterija: Monografija / I.V. Parsadanov. – Har'kov: Izdatel'skij centr NTU «HPI», 2003. – 244 s. 4. Parsadnov I.V. Ocinka effektivnosti recirkuljacii vidprac'ovanih gaziv za zovnishn'uju harakteristiku avtomobil'nogo dizelja / I.V. Parsadnov, O.M. Maklakov // Visnik nacional'nogo transportnogo universitetu. – K.: NTU, 2014. – Vip. 29. – S. 302-307. 5. Kuleshov A.S. Matematicheskoe modelirovanie i komp'juternaja optimizacija toplivopodachi i rabochih processov dvigatelej vnutrennego sgoranija / A.S. Kuleshov, L.V. Grehov. – M.: MG TU, 2000. – 64 s. 6. Parsadanov I. V., Krichkovskaja L. V., Gricaenko I. V. Kompleksnaja ocenka jekonomiko-jekologicheskikh zatrat pri jekspluatacii DVS na raznyh territorijah // Sbornik nauchnyh statej XIV Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii. Tom 1. – 2006. – S. 140 – 143.

Поступила в редакцию 28.07.2014

Парсаданов Игорь Владимирович – доктор техн. наук, профессор, главный научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Рыкова Инна Витальевна – канд. техн. наук, ст.н.с., старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», rykova@kpi.kharkov.ua.

Маклаков Александр Николаевич – студент кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕЦИРКУЛЯЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ

И.В. Парсаданов, И.В. Рыкова, А.Н. Маклаков

Рециркуляция применяется для снижения выбросов в атмосферу одного из наиболее токсичных компонентов отработавших газов дизелей оксидов азота. В зависимости от степени рециркуляции отмечается уменьшение выбросов твердых частиц, увеличение расхода топлива и снижение мощности дизеля. Для оценки эффективности рециркуляции необходима комплексная оценка показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов. В проведенных исследованиях рассмотрена возможность комплексной оценки показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов в зависимости от степени рециркуляции отработавших газов в автомобильном дизеле.

COMPLEX ESTIMATION OF THE EFFECTIVENESS OF THE EXHAUST GAS RECIRCULATION IN DIESEL I.V.

I.V. Parsadanov, I.V. Rykova, A.N. Maklakov

The aim of recirculation is to reduce the emissions of one of the most toxic components of diesels exhaust gases - oxides of nitrogen. Depending on the degree of recycling the decrease in particulate emissions is marked. Also, increase in fuel consumption and decrease in performance of diesels are also exist. To assess the effectiveness of recycling complex estimation of the fuel economy and emissions is required. In the studies the possibility of complex estimation of the fuel economy and exhaust emissions, depending on degree of the exhaust gas recirculation in automotive diesels is considered.

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ КРИТЕРИЕВ ФОРМИРОВАНИЯ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

На примере отечественного малолитражного автомобильного дизеля 4ДТНА1 (4 ЧН 8,8/8,2) показана возможность формирования внешней скоростной характеристики (ВСХ) автомобильного дизеля под конкретное транспортное средство на этапе его определительных испытаний. В результате выполненных исследований предложены критерии формирования ВСХ на недоминирующем ранее участке режимов минимальных частот вращения и полной ВСХ, а именно коэффициенты разгона и адаптации. Предложенные критерии позволили конкретизировать сферу возможного применения дизеля 4ДТНА1 в уже отработанной комплектации и определить направление работ по дальнейшему совершенствованию конструкции.

Введение

Система автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала (КВ) обеспечивает управление силовой установкой и рациональное согласование энергетических возможностей дизелей с потребностями транспортных средств. Широкое применение получили механические все режимные регуляторы, которые применяются в наиболее массовых на постсоветском пространстве автомобильных дизелях ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, КамАЗ-740. В регуляторах такого типа необходимая частота вращения КВ (первая функция системы регулирования) устанавливается нажатием водителем транспортного средства (ТС) на педаль управления подачей топлива.

В настоящее время механические регуляторы вытесняются регуляторами с электронным управлением и системой впрыскивания топлива Common Rail. Одновременно постоянно возрастающие требования к топливной экономичности и экологическим показателям автомобильных дизелей приводят к необходимости рассматривать как приоритетное направление выполнение второй функции системы регулирования – формирование внешней скоростной характеристики (ВСХ), где преимущество топливных систем с электронным управлением считается бесспорным. В данной публикации приведены результаты исследований, направленных на обеспечение адаптации ВСХ автомобильного дизеля 4ДТНА1 (первенца параметрического ряда "Слобожанский дизель") к требованиям ТС.

Анализ публикаций

ВСХ дизеля, у которой коэффициент приспособляемости получен за счет увеличения цикловой подачи топлива на режиме крутящего момента при нахождении рейки топливного насоса на неподвижном упоре, не удовлетворяет требованиям к ТС [1]. Для обеспечения топливной экономичности, экологических и тяговых показателей автомобиля или трактора предлагалось применение в дизелях однорежимных, двухрежимных и комбинирован-

ных регуляторов как средств снижения «заброса» рейки топливного насоса со все режимным регулятором во время разгона КВ дизеля и на неустановившихся режимах [2]. Уже позже [3] было фактически признано, что все эти сложные конструктивные изменения, по сути, решают одну задачу, а именно ограничение работы дизеля по ВСХ с целью снижения дымности ОГ в области низких частот вращения КВ. Естественным явилось дальнейшее формирование ВСХ автомобильных и тракторных дизелей с помощью корректоров, перемещающих упор рейки топливного насоса в зависимости от частоты вращения КВ и давления наддува [3,4]. При этом для формирования ВСХ автомобильного дизеля с газотурбинным наддувом [4] требуется положительный и отрицательный корректоры топливной подачи и коррекция по давлению наддува при разгоне.

В работе [4] приведены ВСХ трех автомобильных дизелей, реализованные с использованием традиционной топливной аппаратуры непосредственного действия с механическим регулятором.

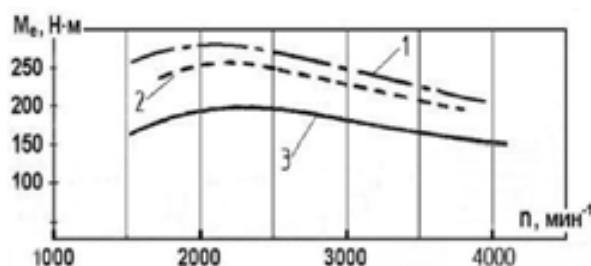


Рис. 1. ВСХ эффективного крутящего момента автомобильных дизелей: 1- Gemini-3 фирмы Rover (Великобритания); 2- Sofim-8140 фирмы Iveco (Италия); 3- 4CT90 фирмы Andoria (Польша)

Приведенные ВСХ имеют участки положительной и отрицательной коррекции, на которых регулируется цикловая подача топлива. Так в дизеле 4CT90 фирмы Andoria (Польша) рост цикло-

вой подачи топлива на участке положительной коррекции сопровождается увеличением крутящего момента двигателя со 150 Н·м (при $n=4100\text{мин}^{-1}$) до 200 Н·м (при $n=2500\text{мин}^{-1}$), то есть на 33%. На режимах с малыми частотами вращения КВ ($n<2500\text{мин}^{-1}$) сформирован участок отрицательной коррекции ВСХ, где цикловая подача топлива уменьшается. При этом отрицательная коррекция не имеет количественной оценки изменения крутящего момента, а ограничивается условиями обеспечения дымности отработавших газов и тепловой напряженности цикла при снижении подачи воздуха. При представлении большинства результатов исследований участок отрицательной коррекции ВСХ полностью не приведен (рис. 1). Исключением является исследование [5,6], где одним из авторов этой статьи для дизеля наземной транспортной машины по разработанной методике на специальном нагрузочном устройстве определено изменение эффективного крутящего момента по ВСХ от пусковой до номинальной частоты вращения КВ (рис. 2).

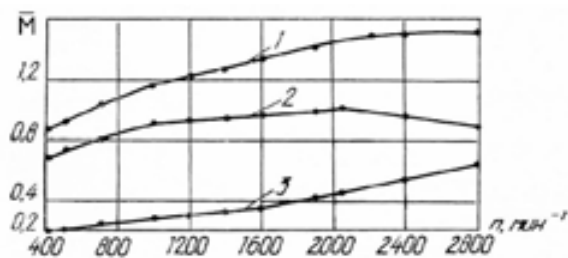


Рис. 2. Изменение относительных моментных характеристик двухтактного транспортного дизеля по частоте вращения КВ при его работе по внешней характеристике: 1- индикаторный крутящий момент; 2- эффективный крутящий момент; 3- момент механических потерь

В работе [5] отмечено неудовлетворительное протекание ВСХ в диапазоне малых частот вращения КВ для осуществления холодного пуска дизеля и предложена для интенсификации процесса сгорания топлива дополнительная подача в цилиндры дизеля сжатого воздуха из резервных баллонов системы воздушного пуска. Необходимо отметить, что исследуемый дизель до настоящего времени имеет заметные преимущества по динамическим показателям и показателям переходных процессов.

Формированию ВСХ посвящены работы, проведенные на ЗМЗ совместно с фирмой Bosch [7,8] на автомобильном дизеле ЗМЗ-514 (рис. 3). Сформированные в результате проведенных исследований ВСХ приведены от практически минимальной до номинальной частоты вращения КВ. Это являет-

ся следствием применения на дизеле ЗМЗ-514 системы Common Rail с электронным управлением фирмы Bosch. Кроме того, (кривая 2) применен регулируемый турбокомпрессор фирмы "F-Diesel".

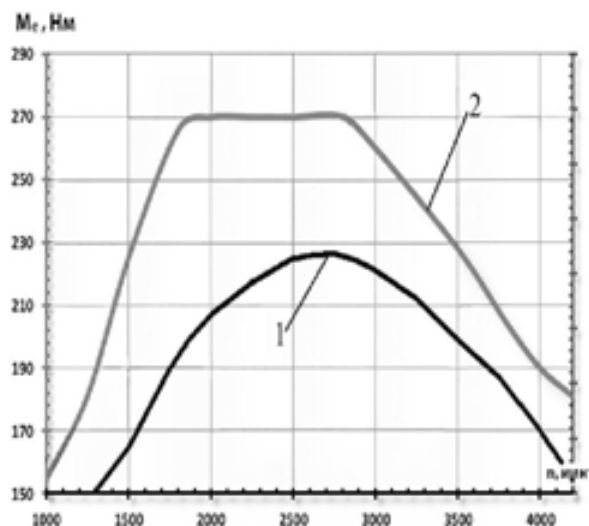


Рис. 3. ВСХ эффективного крутящего момента дизеля ЗМЗ-514:

1 – с механическим регулятором (ТНВД – Bosch VE) и турбокомпрессором ČZ turbo; 2 – с системой Common Rail и турбокомпрессором фирмы «F-Diesel»

Вместе с тем, авторы не рекомендуют управлять тягой дизеля ЗМЗ-514 на "низах", и заявляют: «Аналогичная ситуация и при трогании – чтобы уверенно начать движение без позорного «дрыгания», нужно поглубже притопить правую педаль» [7]. Такое заявление носит во многом субъективный характер, так как на сегодняшний день отсутствуют критерии адаптивного задания ВСХ на участке от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения на режиме максимального крутящего момента.

Цель исследования

Целью данного исследования является выбор и обоснование критериев формирования ВСХ автомобильного дизеля на участке от минимальной частоты вращения КВ дизеля до частоты вращения режима максимального крутящего момента.

Результаты исследований

Исследования проведены путем дискретного целенаправленного изменения участка характеристики дизеля 4ДТНА1 (4ЧНА-1 8,8/8,2) от минимальной частоты вращения КВ дизеля до частоты вращения режима максимального крутящего момента.

Отсутствие требований к формированию ВСХ автомобильного дизеля на этом участке делает

проблематичным создание математических моделей адаптации дизеля к ТС. Поэтому весьма подходящими для физического моделирования явились определительные испытания автобуса РУТА 25d с исследуемым дизелем 4ДТНА1. Подобные испытания автобуса или автомобиля [9] проводятся с целью оценки пригодности того или иного агрегата ТС к его дальнейшей доводке и использованию по планируемому назначению. Физическое моделирование различных ВСХ непосредственно в составе ТС стало возможным благодаря созданию для дизелей серии ДТНА1, запатентованной в Украине (положительное решение по заявке на изобретение № а201312797) новой топливной системы НРМ (гидропневмомеханическая система) и оригинального измерительного комплекса [10], позволяющего в процессе движения ТС фиксировать индикаторные показатели дизеля, расходы топлива и воздуха.

Одна из возможностей системы НРМ, позволявшая изменить ВСХ в интересующем диапазоне частот вращения дизеля, раскрыта с помощью схемы, представленной на рис. 4.

Топливная система НРМ при ее последовательных регулировках изменением толщины шайб, подкладываемых между головкой штока пневмокорректора 2 (рис. 4) и опорной поверхностью рычага упора 1 регулятора, позволила получить набор ВСХ. В результате выбраны участки характеристики, которые обеспечили устойчивую работу автобуса при трогании с места на 1-ой передаче без заглохания дизеля и без нажатия педали управления подачей топлива до уверенного движения по дороге с цементобетонным покрытием на высшей передаче с устойчивой работой дизеля при низкой частоте вращения КВ $n_{\text{КВ}}=1000 \text{ мин}^{-1}$.

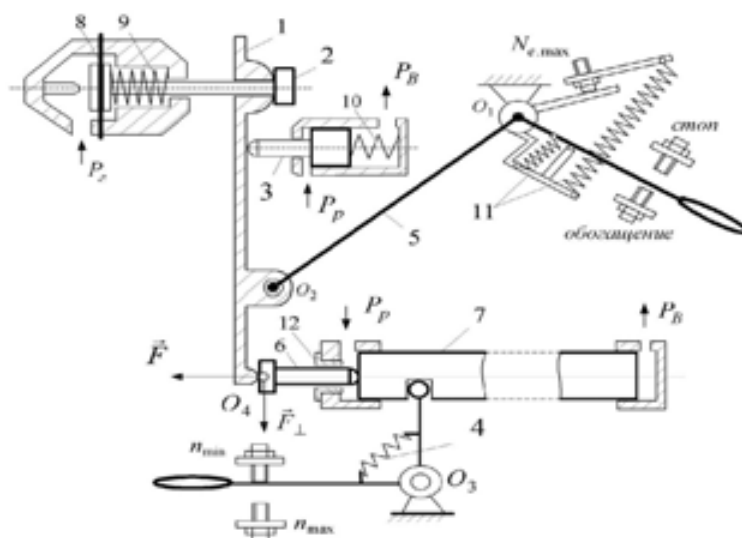


Рис. 4. Схема регулирования цикловой подачи:

1 – рычаг-упор; 2 – шток пневмокорректора; 3 – шток гидрокорректора; 4 – всережимная пружина; 5 – двуплечий рычаг; 6 – упор рейки; 7 – рейка; 8 – мембрана; 9, 10, 11 – пружины корректоров и двуплечего рычага; 12 – втулка упора рейки

Окно сбора данных программы PowerGraph, с зафиксированным в нем участком испытаний, на котором загруженный автобус перемещался на 5-ой передаче со скоростью 36,7 км/ч при частоте вращения КВ $n_{\text{КВ}}=1000 \text{ мин}^{-1}$, приведено на рис. 5.

Как видно из представленных данных (кривые 1 и 2) при изменении частоты вращения КВ дизеля и давления в цилиндре, дизель на минимальном скоростном режиме работает устойчиво, что дает основание рассматривать данный режим как статический.

Указанный режим работы дизеля 4ДТНА1 (рис. 5) характеризуется рабочим процессом с наименьшим расходом топлива, что является следст-

вием применения автоматически адаптивной системы управления НРМ. Вместе с тем, при работе на данном режиме с имеющимся коэффициентом избытка воздуха отмечается повышенная дымность ОГ. Это свидетельствует о том, что сформированная системой НРМ ВСХ позволяет реализовать динамические качества двигателя 4ДТНА1, ограничивая при этом максимальную подачу топлива на малых частотах вращения КВ не до предела дымления. Следовательно, для снижения дымности ОГ необходимо либо дополнительно ограничить максимальную подачу топлива на режиме малых частот вращения, ухудшив динамические качества дизеля, либо по вышеописанной рекомендации [5]

повысить плотность воздушного заряда цилиндров, установив в моторный отсек автобуса дополнительный компрессор с регулируемым электропри-

водом. Для принятия одного из этих решений были определены показатели разгона дизеля 4ДТНА1 в составе микроавтобуса.

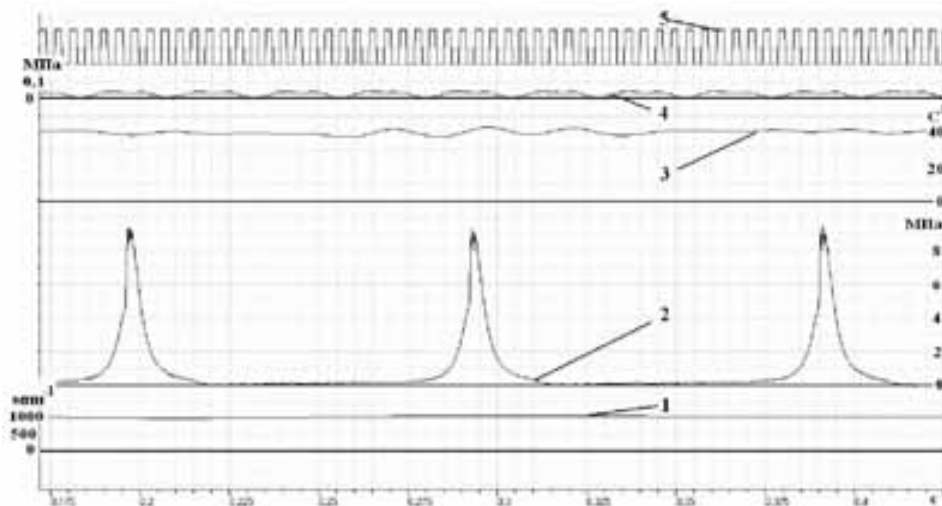


Рис. 5. Движение на пятой передаче при частоте вращения КВ $n_{кв}=1000 \text{ мин}^{-1}$:

1 – частота вращения КВ; 2 – давление в цилиндре; 3 – температура во впускном коллекторе; 4 – давление во впускном коллекторе; 5 – показания тахометра

Определение показателей разгона КВ дизеля на исследуемом участке ВСХ выполнялось при той же загрузке автобуса (среднестатистическая до-загрузка до массы 3400-3500 кг) и на той же дороге с цементобетонным покрытием. За базовую была принята методика ОАО «Укравтобуспром» [11], выделяющая диапазоны скоростей, для которых определены типовые ускорения автобуса при движении по городским и пригородным маршрутам.

Результаты разгонов приведены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики разгона автобуса РУТА 25d с дизелем 4ДТНА1

№ п/п	Наименование показателя и параметра	Числовое значение		
1	Диапазон скорости, км/ч	0-20	20-40	40-60
2	Типовое ускорение автобуса, м/с^2	0,7	0,5	0,25
3	Максимальное ускорение исследуемого автобуса, м/с^2	1,3	1,15	1,1
4	Номер включенной передачи исследуемого автобуса	1	2	3
5	Интервал скоростных режимов исследуемого дизеля, мин^{-1}	750-2500	1450-2900	1750-2630

Согласно данным табл. 1 динамические качества дизеля 4ДТНА1 позволяют на участке ВСХ от минимальной частоты вращения КВ (750-

800 мин^{-1}) до частоты вращения режима максимального крутящего момента (2100-2500 мин^{-1}) в 1,8...2,2 раза превышать требования к силовым установкам автобусов. Участок ВСХ от режима максимального крутящего момента до номинального характеризуется более чем 4-х кратным превышением типовых требований и максимальной скоростью движения на пятой передаче 120 км/ч. Полученные результаты позволили сузить границы исследований до разгонов автобуса на первой передаче в диапазоне скоростей от 0 до 20 км/ч (рис.6).

Соотношение эффективного крутящего момента дизеля и момента сопротивления движению автобуса в процессе его разгона опишем уравнением:

$$M_e = \left(I_d + \frac{1}{\eta_m} \cdot I_{np} \right) \cdot \frac{dn}{dt} + M_{comp}, \quad (1)$$

где M_e – эффективный крутящий момент дизеля, Н·м; I_d – приведенный к оси КВ момент инерции дизеля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; η_m – коэффициент полезного действия трансмиссии; I_{np} – приведенный к оси КВ дизеля момент инерции движущихся масс автобуса, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\frac{dn}{dt}$ – угловое ускорение КВ дизеля, с^{-2} ; M_{comp} –

момент сопротивления движению автобуса, приведенный к оси КВ дизеля, Н·м.

При этом близкий к прямой линии (рис.6) характер изменения частоты вращения КВ на исследуемом участке разгона автобуса на первой передаче позволил упростить решаемую задачу до рав-

нопеременного вращения КВ $\varepsilon = \text{const}$, а уравнение (1) до вида:

$$M_e = A\varepsilon + M_{\text{сопр.}}, \quad (2)$$

где A – суммарный момент инерции дизеля с присоединенными к нему элементами трансмиссии и ходовой части автобуса, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; ε – ускорение КВ, с^2 .

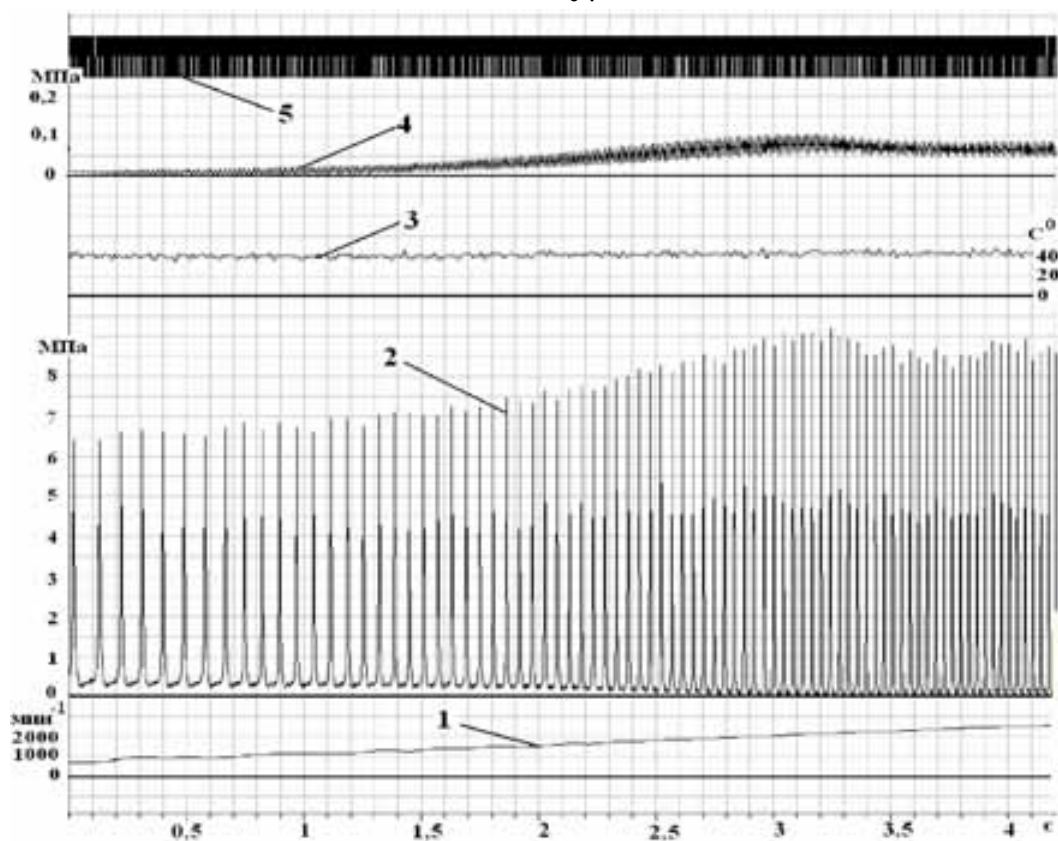


Рис. 6. Разгон автобуса РУТА 25d от 0 до 20 км/час:

1 – частота вращения КВ; 2 – давление в цилиндре; 3 – температура во впускном коллекторе; 4 – давление во впускном коллекторе; 5 – показания тахометра

Для определения постоянной величины A зафиксирована регулировка системы НРМ, приводящая к стабильной перегрузке дизеля моментом сопротивления равномерному движению автобуса при плавном снижении частоты вращения КВ до $n_{\text{КВ}}=1200 \text{ мин}^{-1}$ в процессе движения автобуса на первой передаче. Наличие этого результата позволило перейти к этапу стендовых испытаний дизеля 4ДТНА1 для решения задачи корректировки адаптивного задания ВСХ на исследуемом участке.

Для реализации данного этапа исследования был модернизирован стенд и системы регулирования стендового оборудования для реализации максимально возможной загрузки при минимальной частоте вращения КВ, что дало возможность работать по ВСХ до минимальной частоты вращения $n_{\text{КВ}}=1000 \text{ мин}^{-1}$.

Окна сбора данных PowerGraph при работе дизеля на устойчивых режимах абсолютной и сформированных системой НРМ ВСХ при $n_{\text{КВ}}=1200$

мин^{-1} представлены на рис. 7. Сравнение кривых 2, показывающих изменение давления в цилиндре на рис. 5 и кривых на рис. 7, показывает близкую к предельной загрузку дизеля при $n_{\text{КВ}}=1000 \text{ мин}^{-1}$ в процессе движения автобуса на 5-ой (ускоренной) передаче. Фактическая загрузка дизеля ($P_z=9,5 \text{ Мпа}$) соответствует $M_e=120 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $t_{\text{ог}}=430^\circ\text{C}$, что при $n_{\text{КВ}}=1000 \text{ мин}^{-1}$ находится за пределом дымления, чем и объясняется отмеченный дымный выхлоп. Вместе с тем значения величин P_z и $t_{\text{ог}}$ далеки от максимально допустимых для дизеля 4ДТНА1, что открывает перспективу его дальнейшего форсирования на этом участке ВСХ.

Экспериментальное определение момента сопротивления движению автобуса на первой передаче через стендовое измерение эффективного крутящего момента дизеля при частоте вращения $n_{\text{КВ}}=1200 \text{ мин}^{-1}$ позволило, в свою очередь, при указанном в табл. 1 максимальном ускорении автобуса, вычислить суммарный момент инерции

$A=5,6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, а значит обеспечить возможность уже математического моделирования ВСХ под любое ускорение автобуса, в том числе и типовое ($\geq 0,7 \text{ м/с}^2$ табл. 1).

Поскольку общепринятые критерии формирования ВСХ, такие как максимальное давление сгорания, максимальная температура ОГ и минимальный удельный расход топлива, позволили достигнуть хорошей динамики на исследуемом участке разгона автобуса, не обеспечив снижение дымности ОГ, можно принять их приемлемыми для формирования только абсолютной ВСХ дизелей НТМ. Корректировка же адаптивного задания ВСХ автомобильного дизеля на исследуемом участке потребовала определения предела дымления для каждого из скоростных режимов работы в исследуемом диапазоне.

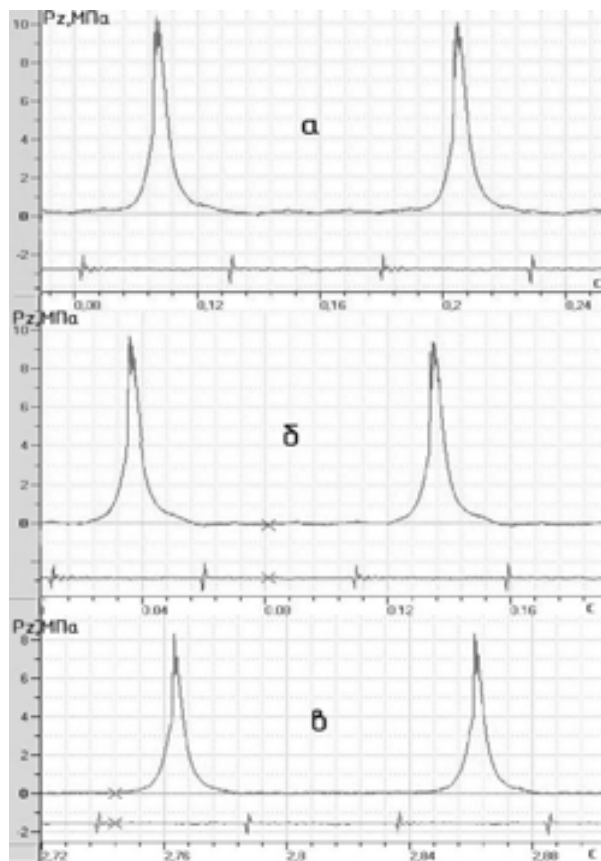


Рис. 7. Окна сбора данных стендовых испытаний при частоте вращения КВ $n_{кв}=1200 \text{ мин}^{-1}$:

а- абсолютная ВСХ; б- бездымная ВСХ; в- нагрузка, эквивалентная моменту сопротивления движению автобуса

Результатом поиска критериев формирования искомой эксплуатационной ВСХ автомобильного дизеля при различных вариациях ее протекания на участке от минимальной частоты вращения КВ до

частоты вращения режима максимального крутящего момента, стали характеристики для следующих транспортных средств:

- 1) внедорожник (джип);
- 2) микроавтобус;
- 3) малотоннажный грузовик.

На рис. 8 изображены четыре ВСХ эффективного крутящего момента. Кривой 2 показаны границы дымности, которая определена экспериментально с использованием дымомера ИДП-2. Предельно допустимая норма дымности на исследуемом участке определена как допустимая дымность режимов свободного ускорения (разгона) КВ дизеля по ДСТУ 4276:2004, а именно 71%, поскольку ни одним другим нормативным документом дымность ОГ при работе дизеля на участке от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения режима максимального крутящего момента сегодня не регламентируется. Из приведенных на рис. 8 характеристик только кривая 3 является расчетной по формуле 2 для реализации типовых ускорений автобуса (табл. 1).

Кривая 2 определяет начало дымления и пригодная для микроавтобуса и малотоннажного грузовика, кривая 1 – абсолютную ВСХ (внедорожник), а кривая 4 вообще не позволит работать на городском маршруте при вполне достаточной номинальной мощности и максимальном крутящем моменте.

Следовательно, участок ВСХ от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения режима максимального крутящего момента является определяющим при выборе тяговых характеристик дизеля. Для формирования этого участка характеристики предлагается при доводе дизеля внести понятие минимальной частоты нагружения и использовать коэффициенты разгона и адаптации:

$$K_P = M n_{\min} / M_{Ne}, \quad K_A = K_M K_P - \text{соответственно,}$$

где K_M – коэффициент приспособляемости.

В результате проведенного исследования для дизеля 4ДТНА1.ПМ1 микроавтобусов с минимальной частотой нагружения $n_{\min}=1000 \text{ мин}^{-1}$, требуемый коэффициент K_P должен находиться в интервале 0,6-0,85, а K_A – 0,7-1,25 при среднем значении 1,0.

Эти коэффициенты и предлагается использовать в качестве критериев формирования искомой ВСХ автомобильного дизеля при выполнении экологических требований.

Выводы

1. Улучшение технико-экономических и экологических показателей дизелей транспортных средств требует уточнения принципов коррекции ВСХ на участке от минимальной частоты вращения КВ до

режима максимального крутящего момента с введением дополнительных критериев.

2. Критерием формирования ВСХ автомобильного дизеля на участке от минимальной частоты вращения КВ до частоты вращения режима максимального крутящего момента при выполнении экологических требований может стать коэффициент

разгона $K_P = M_{n_{min}}/M_{Ne}$, а критерием формирования полной ВСХ – коэффициент адаптации $K_A = K_M K_P$. Для дизелей микроавтобусов указанные коэффициенты предлагаются в интервалах: K_P – 0,6-0,85; K_A – 0,7-1,25.

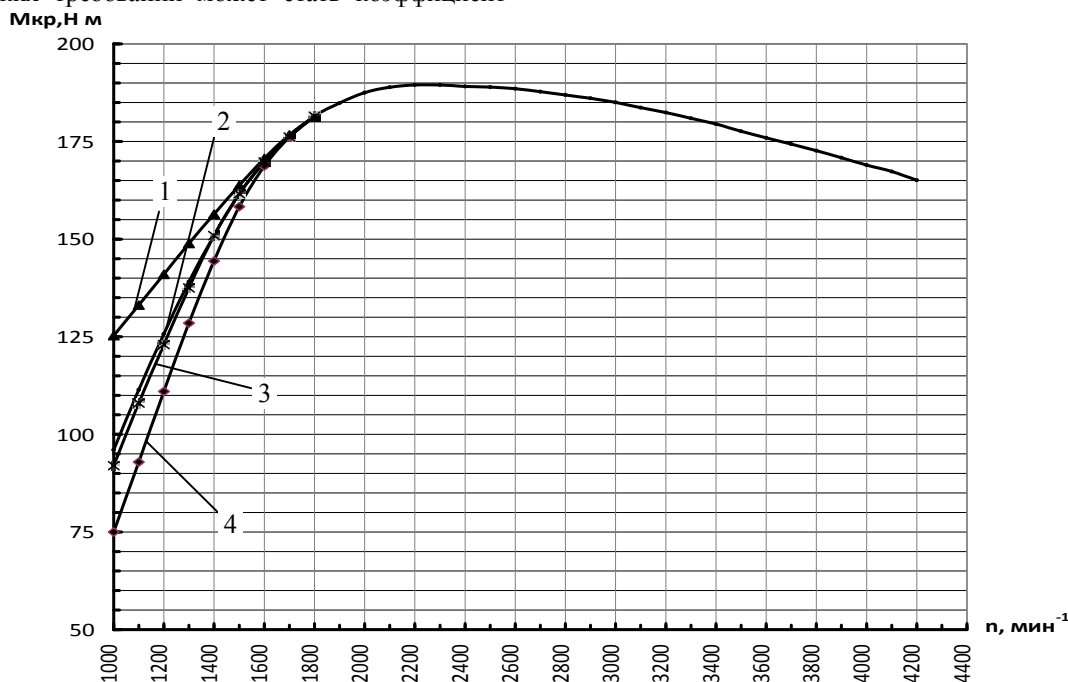


Рис. 8. ВСХ эффективного крутящего момента дизеля 4ДТНА1, соответствующие следующим регулировкам системы НРМ:

1 - абсолютная; 2 - по началу дымления; 3 – эксплуатационная, адаптированная к ТС;
4 - не приспособленная к ТС

3. Автомобильный дизель 4ДТНА1 имеет коэффициент разгона $K_P=0,61$ и коэффициент адаптации $K_A=0,7$. Это минимальные значения в интервале адаптации дизеля к силовой установке микроавтобуса полной массой до 4000 кг, позволяющие выполнять экологические требования норм, действующие в Украине.

Список литературы:

1. Головчук А.Ф. Улучшение топливной экономичности и снижение дымности транспортных дизелей путем совершенствования системы автоматического регулирования: моногр. / А.Ф. Головчук. - Харьков: издат-во ХНАДУ, 2012. - 472 с. 2. Гутаревич Ю.Ф. Токсичность и дымность дизеля ЯМЗ-236 в неустановившихся режимах при различных типах регулятора / Ю.Ф. Гутаревич, А.С. Жерновой, А.М. Редзюк // Двигателестроение. - Ленинград, 1984. - №9. - С. 33-35. 3. Крутов В.И. Формирование внешней скоростной характеристики дизелей автотранспортного и тракторного назначения с помощью корректоров / В.И. Крутов, И.В. Леонов, В.И. Шатров // Двигателестроение. - Ленинград, 1989. - №4 – С. 27-30. 4. Марков В.А. Выбор формы внешней скоростной ха-

рактеристики транспортного дизеля / В.А. Марков, В.И. Шатров // Электронное научно-техническое издание «Наука и образование». – МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. №2 5. Грицюк А.В. Механизм воздействия пускового воздуха на крутящий момент двухтактного высокооборотного транспортного дизеля при его пуске / А.В. Грицюк, В.З. Дубровский // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: издат-во «ВЫЩА ШКОЛА». 1988. – Вып. 47. – С. 23-28. 6. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Том 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченко та А.Ф. Шеховцова. – Х.: «Прапор», 2004. – 384 с. 7. Дизельный UAZ Patriot и три известных буквы [электронный ресурс] / Под ред. А. Кованова. - Электронные дан. - Тестдрайвы автомобилей, 2013. – Режим доступа: http://auto.mail.ru/article/39813-dizelnyi_uaz_patriot_i_tri_izvestnyh_bukvy/, свободный. – Загл. с экрана. 8. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А.Д. Блинов, П.А. Голубев, Ю.Е. Драган и др.; под ред. В.С. Папонова и А.М. Минеева. – М.: НИИЦ «Инженер», 2000. – 331 с. 9. Испытания автомобилей / В.Б. Цимбален, В.Н. Кравец, С.М. Кудрявцев и др. – М. «Машиностроение», 1978. -191 с. 10. Грицюк А.В. Методика определения показателей

дизеля 4ДТНА1 при дорожніх испытаниях / А.В. Грицюк, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Врублевский // *Автомобильный транспорт*. Харьков: ХНАДУ, 2013. – Вып. 33. – С. 58-64. 11. Крайник Л.В. Комплексна розробка і організація нових виробництв сучасного покоління автобусів та тролейбусів / Л.В. Крайник, О.В. Свиначук, В.І. Бутко та інші. // *Монографія – Львів: «Триада плюс», 2011. – 245 с.* 12. Грицюк А.В. Апробація нових можливостей топливної системи непосредственного действия при формировании внешней скоростной характеристики автомобильного дизеля / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, А.А. Овчинников // *Двигатели внутреннего сгорания*. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2013. – №2. – С. 61-66.

Bibliography (transliterated):

1. Golovchuk A.F. Uluchshenie toplivnoi ekonomichnosti i snizhenie dymnosti transportnykh dizelei putem sovershenstvovaniya sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya: Monogr. / A.F. Golovchuk. - Char'kov: izdat-vo ChNADU, 2012. - 472 s. 2. Gutarevich Yu.F. Toksichnost' i dymnost' dizelya YaMZ-236 v neustanovivshichsya rezhimach pri razlichnykh tipach regulatora / Yu.F. Gutarevich, A.S. Zhernovoi, A.M. Redzyuk // *Dvigatelistroenie*. - Leningrad, 1984. - №9. - s. 33-35. 3. Krutov V.I. Formirovanie vneshnei skorostnoi karakteristiki dizelei avtotransportnogo i traktornogo naznacheniya s pomosh'yu korrektorov / V.I. Krutov, I.V. Leonov, V.I. Shatrov // *Dvigatelistroenie*. - Leningrad, 1989. - №4. - s. 27-30. 4. Markov V.A. Vybory formy vneshnei skorostnoi karakteristiki transportnogo dizelya / Markov V.A., Shatrov V.I. // *Elektronnnoe nauchno-technicheskoe izdanie "Nauka i obrazovanie"*. - MG TU im.

N.E. Bauman. 2012. №2 5. Gritsyuk A.V. Mechanizm vozdeistviya puskovogo vozducha na krutyaschii moment dvuchtakhnogo vysokooborotnogo transportnogo dizelya pri ego puske / A.V. Gritsyuk, V.Z. Dubrovskii // *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. - Char'kov: izdat-vo "VYSCHA SHKOLA". 1988. - Vyp. 47. - s. 23-28. 6. Marchenko A.P. Dviguni vnutrishn'ogo zgoriannya: seriya pidruchnikov u 6 tomach. Tom 1. Rozrobka konstruktivnykh forsovanih dviguniv nazemnykh transportnykh mashin / A.P. Marchenko, M.K. Ryazantsev, A.F. Shechovtsov; za red. A.P. Marchenko ta A.F. Shechovtsova. - Ch.: "Prapor", 2004. - 384 s. 7. Dizelnyi UAZ Patriot i tri izvestnykh bukvy [elektronnyi resurs] / Pod red. A. Kovanova. - Elektronnye dan. - Testdraivy avtomobilei, 2013. - Rezhim dostupa: <http://auto.mail.ru/article/39813-dizelnyi-uz-patriot-i-tri-izvestnykh-bukvy/>. - svobodnyi. - Zagl. s ekrana. 8. Sovremennye podchody k sozdaniyu dizelei dlya legkovykh avtomobilei i malotonnazhnykh gruzovikov / A.D. Blinov, P.A. Golubev, Yu.E. Dragan i dr.; pod red. V.S. Paponova i A.M. Mineeva. - M.: NITS "Inzhener", 2000. - 331 s. 9. Ispytaniya avtomobilei / V.B. Tsybalin, V.N. Kravets, S.M. Kudryavtsev i dr. - M. «Mashinostroenie», 1978. - 191 s. 10. Gritsyuk A.V. Metodika opredeleniya pokazatelei dizelya 4DTNA1 pri dorozhnykh ispytaniyach / A.V. Gritsyuk, F.I. Abramchuk, A.N. Vrublevskii // *avtomobil'nyi transport*. Char'kov: ChNADU, 2013. - Vyp. 33. - s. 58-64. 11. Krainik L.V. kompleksna rozrobka i organizatsiya novykh virobnytstv suchasnogo pokolinnya avtobusiv ta troleibusiv / L.V. Krainik, O.V. Svinarchuk, V.I. Butko ta insh. // *Monografiya - L'viv: "Triada plus", 2011. - 245 s.* 12. Gritsyuk A.V. Aprobatsiya novykh vozmozhnostei toplivnoi sistemy neposredstvennogo deistviya pri formirovanii vneshnei skorostnoi karakteristiki avtomobil'nogo dizelya / A.V. Gritsyuk, A.N. Vrublevskii, A.A. Ovchinnikov // *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. - Char'kov: NTU "ChPI", 2013. - №2. - s. 61-66.

Поступила в редакцию 30.05.2014

Грицюк Александр Васильевич – доктор техн. наук, старший научный сотрудник, заместитель генерального конструктора ГП «ХКБД» по научно-исследовательской работе – главный конструктор, Харьков, Украина, e-mail: dthkdb@ukr.net.

Овчинников Алексей Александрович – начальник научно-исследовательского отдела ГП «ХКБД», Харьков, Украина, e-mail: dthkdb@ukr.net.

ВИБІР ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ДОДАТКОВИХ КРИТЕРІЇВ ФОРМУВАННЯ ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

О.В. Грицюк, О.О. Овчинников

На прикладі вітчизняного малолітражного автомобільного дизеля 4ДТНА1 (4 ЧН 8,8/8,2) показана можливість формування зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного дизеля під конкретний транспортний засіб на етапі його визначальних випробувань. У результаті виконаних дослідів запропоновані критерії формування ЗШХ на не домінуючій раніше ділянці режимів мінімальних частот обертання і повної ЗШХ, а саме коефіцієнти розгону та адаптації. Запропоновані критерії дозволили конкретизувати сферу можливого використання дизеля 4ДТНА1 з вже відпрацьованою комплектацією та визначити напрямки робіт з подальшого вдосконалення конструкції.

SELECTION AND JUSTIFICATION OF ADDITION OF CRITERIONS OF FORMATION OF THE EXTERNAL HIGH-SPEED CHARACTERISTIC OF AN AUTOMOBILE DIESEL ENGINE

A.V. Gritsyuk, A.A. Ovchinnikov

On the example of the domestic small-displacement automobile diesel engine 4DTNA1 (4ChN 8,8/8,2) a possibility of formation of the external high-speed characteristic of an automobile diesel engine for the concrete vehicle at a stage of its standard test is shown. As a result of the probes criteria of formation of the external high-speed characteristic are offered in a not dominating earlier range of modes of minimum rotary speed and the full external high-speed characteristic, namely and adaptation factors The offered criteria allowed to concretize a sphere of a possible application of the diesel engine 4DTNA1 in already fulfilled complete set and to determine a direction of works on the further improvement of the design.

ПРИНЦИПИ КЕРУВАННЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРАМИ ДВОХДИЗЕЛЬНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА В ПРОЦЕСАХ ПЕРЕРОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕННЯ МІЖ НИМИ

Показано, що в двоходизельній енергетичній установці тепловоза при динамічній зміні навантаження дизель-генераторів з асинхронного на синхронне та у зворотному напрямку, виникнуть небажані просадка або коливання ефективної потужності установки. Запропоновані заходи, які дозволять уникнути цих явищ.

Постановка проблеми. У [1] встановлено, що зменшити експлуатаційну витрату палива тепловозів можна, якщо застосувати у складі їх енергетичних установок (ЕУ) кілька дизель-генераторів (ДГ) і при цьому забезпечити їх асинхронне (послідовне) навантаження.

У [2] показано, що в тепловозній ЕУ з двома дизелями при переведенні контролера машиніста (КМ) з певної нижчої позиції на наступну вищу позицію контролера машиніста (п.к.м.) доцільно переходити з асинхронного на синхронне навантаження ДГ. Так саме, при переведенні КМ з певної вищої п.к.м. на нижчу, доцільно переходити з синхронного на асинхронне навантаження ДГ. Таким чином, відомими роботами доведено, що в випадку застосування ЕУ з кількома дизелями при зміні певних п.к.м. доцільно здійснювати перерозподіл навантаження між ними.

Загальна наукова проблема полягає у необхідності обґрунтування принципів керування агрегатами ЕУ при перерозподілі навантаження між двома ДГ.

У [3] застосовано простий принцип керування розподілом навантаження між двома ДГ маневрових тепловозів (МТ), що працюють за системою двох одиниць (зчепленими): при виконанні легкої роботи навантаження сприймає один дизель, а другий в цей час є повністю зупиненим. Якщо передбачається важка маневрова робота, зчіпку тепловозів зупиняють, перший (працюючий) дизель переводять на режим тепловозного холостого ходу (ТХХ), а другий запускають і також переводять на режим ТХХ, а потім вже від режимів ТХХ обидва ДГ навантажують однаково (синхронно).

Такий принцип керування агрегатами ЕУ МТ з двома ДГ можна застосовувати у випадках, коли потреба у перерозподілі навантаження між ДГ є прогнозованою та виникає раз на кілька годин.

Відносно просто організувати виключно послідовне (асинхронне) навантаження дизелів. Тоді на малих п.к.м. все навантаження на ЕУ сприймає перший дизель, а коли його номінальної потужності стає недостатньо, дефіцит покриває другий дизель, а перший продовжує працювати на

режимі номінальної потужності. Такий спосіб керування є прийнятним, коли ДГ мають різну номінальну потужність, але він не дозволяє реалізувати всі потенційні переваги двоходизельної ЕУ з однаковими ДГ.

У випадку частих змін навантаження на ЕУ, наприклад при роботі на маневровій горці, де зміна п.к.м. відбувається через кілька хвилин або навіть секунд, принцип перерозподілу навантаження між ДГ, який передбачає зупинку тепловоза та переведення обох ДГ на режим ТХХ, є неприйнятним.

При частих змінах п.к.м. необхідно забезпечити перерозподіл навантаження між ДГ з асинхронного на синхронний та у зворотному напрямку динамічно, тобто без зупинки МТ. При цьому треба уникнути провалів, закидів або коливань при зміні ефективної потужності ЕУ. Небажаною є також затримка реакції енергетичної установки на перемикання КМ.

Колівання потужності ЕУ можуть виникнути і в установках з одним ДГ. Вони обумовлені, насамперед, динамічними явищами в електричних ланцюгах. Такі коливання відбуваються з відносно високою частотою і методи їх зменшення описані у спеціальній літературі.

У випадку застосування в МТ двох однакових ДГ є додаткові причини виникнення низькочастотних коливань потужності ЕУ. Вони обумовлені дискретною зміною збудження тягових генераторів та заданих частот обертання колінчастих валів дизелів при перемиканні КМ, а також різною тривалістю процесів накидання та скидання потужності дизеля. Цю різницю ілюструє рис. 1, де наведені графіки зміни у часі потужності тепловозного дизеля при переведенні контролера машиніста з нульової позиції на максимальну та у зворотному напрямку від часу [4].

Значення параметрів на рис. 1 наведені у відносних одиницях. Відносна потужність дизеля визначається як $\bar{N}_e(\tau) = N_e(\tau) / N_{eH}$, де $N_e(\tau)$ – поточне значення потужності дизеля, N_{eH} – його номінальна потужність, а відносний час як $\bar{\tau} = \tau / \tau_{\max}$, де $\tau_{\max}$ – повна тривалість перехідного

процесу при накиданні потужності. Значення $\tau_{\max}$ для різних ДГ може відрізнятися в кілька разів і має бути визначене експериментально.

$\bar{N}_e$

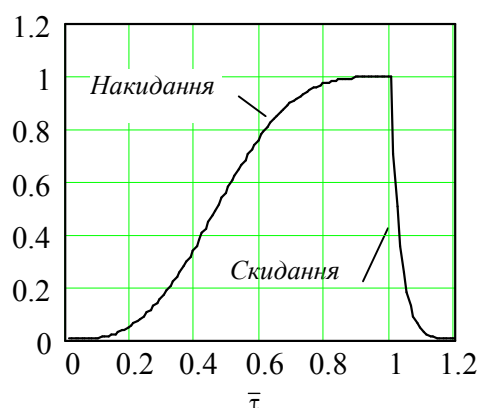


Рис. 1. Зміна у часі потужності дизеля при накиданні та скиданні навантаження

Якісно подібний характер мають характеристики перехідних процесів також у випадку, коли накидання та скидання навантаження відбувається не між крайніми п.к.м. (0 – 15 або 0 – 8), а між середніми п.к.м., наприклад між четвертою та п'ятою.

Як впливає з рис. 1, тривалість перехідного процесу при скиданні потужності приблизно у п'ять разів менша, ніж при накиданні. Тому у процесах перерозподілу навантаження між ДГ, коли один із дизелів має збільшувати потужність, а інший – зменшувати, можуть виникнути закиди або провали повної потужності ЕУ.

Невирішеною частиною загальної наукової проблеми є визначення характеристик перехідних процесів, що виникають при зміні потужності енергетичної установки маневрового тепловоза з двома однаковими дизель-генераторами за умов динамічного перерозподілу навантаження між ними.

Мета роботи – обґрунтування принципів керування дизель-генераторами, що входять до складу дводизельної енергетичної установки тепловоза (переважно маневрового, з тяговою передачею змінно-змінного струму), які дозволять мінімізувати розмах коливань потужності установки при динамічному перерозподілі навантаження між дизелями.

Наукова гіпотеза. Застосування у тяговій передачі накопичувача електроенергії та раціональний розподіл електроенергії між окремими споживачами, дозволить поліпшити характеристики зміни потужності установки в процесах ди-

намічного перерозподілу навантаження між дизелями.

Викладення основного матеріалу

Для аналізу процесів зміни потужності окремих ДГ та ЕУ в цілому при переході з асинхронного на синхронне навантаження дизелів та у зворотному напрямку треба мати аналітичні залежності виду $\bar{N}_e = f(\bar{\tau})$ для випадків накидання та скидання навантаження. Надалі для апроксимації характеристик перехідних процесів будемо використовувати експоненціальні залежності виду:

- при накиданні навантаження

$$\bar{N}_{e\uparrow} = k \left\{ 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\tau}{\tau_{\max}} \right)^{m_1} \right] \right\}, \quad (1)$$

- при скиданні

$$\bar{N}_{e\downarrow} = k \left\{ \exp \left[-6,908 \left(\frac{\tau}{\tau_{\max}} \right)^{m_2} \right] \right\}, \quad (2)$$

де k – більше значення відносної потужності дизеля у перехідному процесі, а показники ступеня m_1 та m_2 визначають інтенсивність зміни потужності у відповідних перехідних процесах («крутизну» характеристик на рис. 1). Більш «крутим» характеристикам відповідають менші значення m_1 та m_2 .

Для розв'язання задач аналізу перехідних процесів, що відбуваються в ЕУ з конкретними ДГ, треба мати експериментальні або розрахункові характеристики їх перехідних процесів.

У даній роботі для пояснення запропонованих принципів керування двома ДГ при перерозподілі навантаження між ними використовувались апроксимовані характеристики перехідних процесів ДГ ПДГ1М, наведені у [4] та представлені у відносному вигляді. Було прийнято, що $m_1 = 2,4$ та $m_2 = 1,8$.

Поточне значення відносної потужності обох дизелів визначимо за формулою

$$\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EV} = \bar{N}_e(\bar{\tau})_1 + \bar{N}_e(\bar{\tau})_2. \quad (3)$$

Вочевидь, значення $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EV}$ можуть бути в діапазоні 0 ... 2.

Розглянемо типову ситуацію, яка виникає в процесі перерозподілу навантаження. Припустимо, що спочатку дизель ДГ1 був навантажений до своєї номінальної потужності ($\bar{N}_{e1} = 1$), а дизель ДГ2 працював на режимі холостого ходу ($\bar{N}_{e2} = 0$). При цьому $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EV} = 1$.

Припустимо далі, що за умов руху виникає потреба у потужності $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EV} = 1,2$. Таку

потужність доцільно реалізувати шляхом переведення ДГ на синхронне навантаження, тобто мати $\bar{N}_{e1} = 0,6$ та $\bar{N}_{e2} = 0,6$. Це означає, що $\bar{N}_{e1}$ має бути зменшена з 1 до 0,6, а $\bar{N}_{e2}$ збільшена з 0 до 0,6.

$$\bar{N}_{eEY}, \bar{N}_{e1}, \bar{N}_{e2}$$

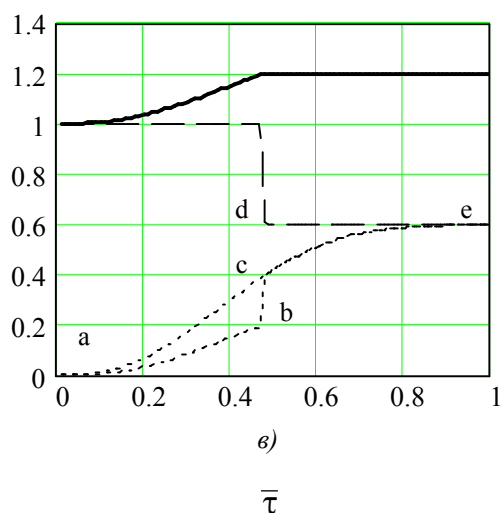
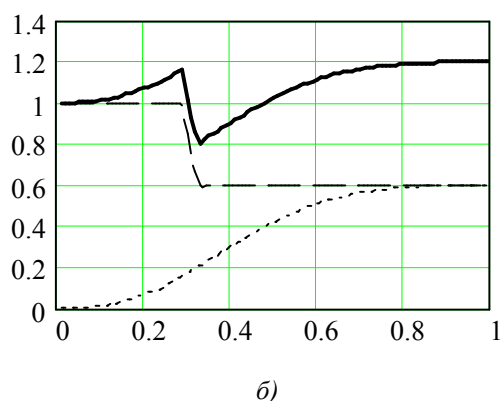
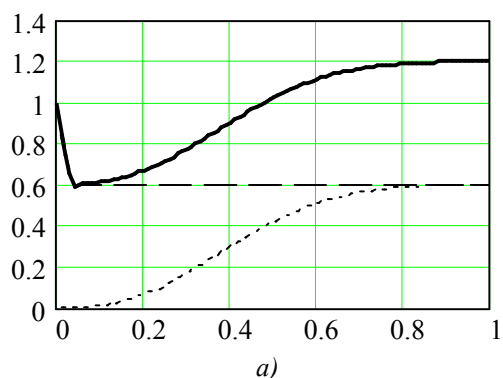


Рис. 2. Зміна у часі відносних потужностей дизелів та ЕУ в цілому при накиданні навантаження на ЕУ.

$$\text{—} \bar{N}_{eEY}; \text{---} \bar{N}_{e1}; \text{.....} \bar{N}_{e2}$$

Розглянемо тепер характер зміни потужності ЕУ в перехідних процесах перерозподілу навантаження між двома дизелями за умов, що керування ними відбувається за різними правилами. Для цього з використанням (1) (2) та (3) були виконані розрахунки зміни у відносному часі $\bar{\tau}$ відносних потужностей дизелів та ЕУ в цілому, що були викликані перерозподілом навантаження. Результати розрахунків наведені на рис. 2.

На рис. 2,а наведені характеристики перехідних процесів, які відповідають випадку одночасного скидання потужності першого дизеля з $\bar{N}_{e1} = 1$ до 0,6 та збільшення навантаження на другий дизель з рівня 0 до 0,6. Оскільки збільшення потужності дизеля відбувається повільніше, ніж її скидання, $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EY}$ швидко зменшується до 0,6 (на 40 % відносно початкового рівня), а потім повільно збільшується до 1,2. Таким чином, замість повільного збільшення $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EY}$ від 1 до 1,2, яке має відбуватися при переведенні КМ з нижчої позиції на наступну вищу, спочатку буде її зменшення.

Рис. 2,б відповідає випадку керування роботою ЕУ, коли при переведенні КМ на вищу позицію $\bar{N}_{e1}$ утримується на деякий час на рівні 1, а другий дизель одразу починає збільшувати потужність. При досягненні $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EY}$ рівня 1,2 потужність $\bar{N}_{e1}$ швидко зменшується з 1 до 0,6, а внаслідок цього $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EY}$ також зменшується до 0,8 (на 33 % відносно досягнутого рівня). Далі відбувається повільне зростання потужності ЕУ. Таким чином, переведення КМ на вищу позицію викличе низькочастотні коливання потужності ЕУ, що також є небажаним.

Рис. 2,в відповідає випадку, коли при переведенні КМ на вищу позицію $\bar{N}_{e1}$ утримується на деякий час на рівні 1, а другий дизель одразу починає збільшувати потужність. При досягненні $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EY}$ рівня 1,2 потужність $\bar{N}_{e1}$ швидко зменшується з 1 до 0,6, а внаслідок цього $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EY}$ також зменшується до 0,8 (на 33 % відносно досягнутого рівня). Далі відбувається повільне зростання потужності ЕУ.

Таким чином, переведення КМ на вищу позицію викличе низькочастотні коливання потужності ЕУ, що також є небажаним.

Забезпечити повільний характер зміни потужності ЕУ в процесі перерозподілу навантаження між ДГ при переведенні КМ з певної нижчої п.к.м. на наступну вищу можна, якщо в схемі

тягової передачі застосувати накопичувачі електроенергії (НЕ). Фізично НЕ має бути у вигляді батареї електрохімічних конденсаторів (іоністорів).

Доцільність застосування НЕ для створення гібридної ЕУ МТ з одним ДГ і тяговою передачею змінно-змінного струму була обґрунтована у різних роботах, наприклад у [5]. Там НЕ через перетворювач підключався до шини постійного струму, що пов'язує випрямляч з тяговими інверторами. Розглядалися варіанти з НЕ великої енергоємності, які могли відносно тривалий час (до десятків хвилин) забезпечувати енергопостачання МТ. Але батареї іоністорів великої енергоємності мають відповідно і велику вартість, що наразі обмежує їх впровадження.

У МТ з двома ДГ можна застосувати НЕ відносно малої ємності, який буде використовуватися для компенсації короточасних (протягом кількох секунд) коливань потужності ЕУ при перерозподілі навантаження між ДГ. Також можливим є використання цього НЕ у системах конденсаторного пуску дизелів.

На рис. 2,в наведені графіки, які ілюструють розвиток перехідних процесів при перерозподілі навантаження між ДГ у разі застосування в тяговій передачі НЕ.

Запропонований принцип керування роботою ЕУ передбачає, що у разі необхідності збільшення $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EV}$ від 1 до 1,2 $\bar{N}_{e1}$ деякий час залишається незмінною, на рівні 1. Другий дизель при переведенні КМ на наступну вищу позицію починає одразу набирати потужність (процес а – с на рис. 2,в). Але на відміну від попереднього варіанту керування (рис. 2,б), у загальну шину постійного струму віддається не вся потужність тягового генератора ДГ2, а лише її половина (процес а – b на рис. 2,в). Споживачем для другої частини потужності, виробленої тяговим генератором, має бути НЕ, який на початковому етапі перехідного процесу заряджається. Поділити потужність синхронного тягового генератора ДГ2 навпіл можна у випадку, якщо він має шість обмоток, об'єднаних у дві зірки, що зсунуті між собою на певний кут (за звичай на 30 ел. град.). Тоді струм від однієї зірки треба через випрямляч подавати до шини, а від іншої – через перетворювач до НЕ.

Коли значення $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EV}$ досягне рівня 1,2, $\bar{N}_{e1}$ скидається до 0,6. Оскільки $\bar{N}_{e2}$ ще не досягла 0,6, а знаходиться на рівні $\approx 0,4$, дефіцит потужності у тяговій передачі має бути компенсований за рахунок енергії, накопиченої на першому етапі

перехідного процесу у НЕ, причому так, щоб забезпечити $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EV} = \text{const} = 1,2$.

У перехідному процесі, що відбувається за участю НЕ, має виконуватись рівняння енергетичного балансу

$$\eta_{HE} \cdot \int_{\tau_a}^{\tau_c} \left[\frac{N_e(\tau)_2}{2} \right] \cdot d\tau = \int_{\tau_d}^{\tau_e} N_e(\tau)_1 \cdot d\tau - \int_{\tau_c}^{\tau_e} N_e(\tau)_2 \cdot d\tau \quad (4)$$

де η_{HE} – коефіцієнт повернення енергії або інакше ККД блоку, до складу якого входить власне НЕ та перетворювач, а межі інтегрування відповідають точкам на рис. 2,в.

Чисельне інтегрування складових (4) показало, що при $\eta_{HE} = 0,9$, а це значення η_{HE} є типовим для батарей іоністорів, енергії, накопиченої у НЕ на першому етапі перехідного процесу, достатньо для підтримки заданого рівні потужності ЕУ на другому етапі.

Складовим рівнянням (4) можна дати наочну інтерпретацію, якщо взяти до уваги, що в координатах $N_e - \tau$, а також у координатах $\bar{N}_e - \bar{\tau}$, площа під кривою або та, що обмежена замкненим контуром, складеним із графіків кількох процесів, пропорційна підведений (відведений) енергії. Тоді маємо, що ліва частина рівняння (4) пропорційна площі косокутного трикутника а – b – с, а права частина – площі косокутного трикутника с – d – e на рис. 2,в. Площа косокутного трикутника а – b – с також пропорційна необхідній ємності накопичувача електроенергії.

Проблеми, подібні тим, що виникають при переведенні КМ з певної нижчої п.к.м. на наступну вищу, виникають також при переведенні КМ у зворотному напрямі.

Розглянемо випадок, коли спочатку $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EV} = 1,2$ і обидва дизелі були навантажені однаково: $\bar{N}_{e1} = \bar{N}_{e2} = 0,6$. Припустимо далі, що за умов руху МТ виникає потреба у $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EV} = 1$. Таку потужність ЕУ доцільно реалізувати при $\bar{N}_{e1} = 1$ та $\bar{N}_{e2} = 0$, тобто треба відносно потужність першого дизеля збільшити з рівня 0,6 до 1, а другого скинути з рівня 0,6 до 0.

На рис. 3,а наведені характеристики перехідних процесів у ЕУ без НЕ, які будуть при одночасній зміні навантаження обох дизелів. Можна зробити висновок, що внаслідок швидкої зміни потужності другого дизеля при її скиданні, відносне значення загальної потужності ЕУ спочатку зменшується до рівня 0,65, а потім повільно

збільшується до рівня 1. Такий глибокий «провал» потужності ЕУ негативно позначиться на тягово-динамічних властивостях МТ.

$\bar{N}_{e_{EY}}, \bar{N}_{e_1}, \bar{N}_{e_2}$

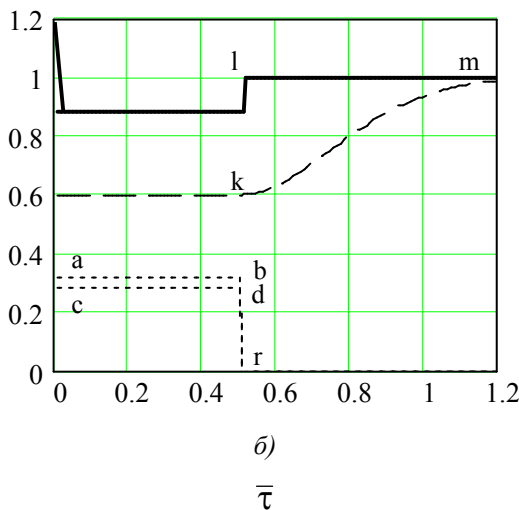
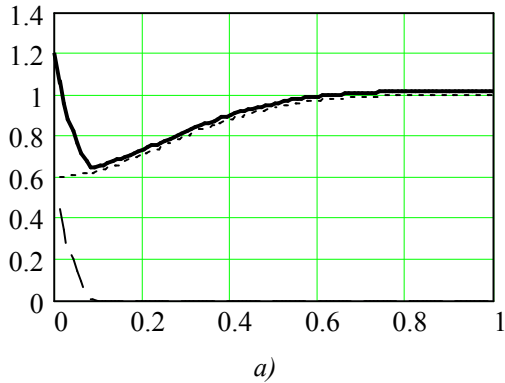


Рис. 3. Зміна у часі відносних потужностей дизелів та ЕУ в цілому при скиданні навантаження з ЕУ:

— $\bar{N}_{e_{EY}}$; — — $\bar{N}_{e_1}$; $\bar{N}_{e_2}$

Поліпшити характеристики ЕУ при перемиканні КМ з вищої позиції на наступну нижчу і пов'язаним з цим перерозподілом навантаження між дизелями також можна шляхом застосування НЕ у тяговій передачі. У такому випадку процеси перерозподілу потужності мають здійснюватись у два етапи.

На першому етапі потужність синхронного генератора ДГ2 має бути розділена на два потоки, кожен з яких має відносну потужність 0,3. Як зазначалося вище, це можна зробити шляхом відокремлення одна від одної двох трифазних зірок, у які з'єднані шість обмоток статора.

Після відокремлення зірок одна з них продовжує віддавати потужність через випрямляч до загальної шини, а друга – через перетворювач у НЕ. Відносна потужність генератора та дизеля ДГ1 у цей час утримується на рівні 0,6.

На рис. 3,б наведені характеристики зміни у відносному часі відносної потужності ЕУ та дизелів, що до неї входять. Процеси а – б та с – d характеризують потужності, генеровані ДГ2 і спрямовані до шини та НЕ. Щоб розрізнити ці процеси, криві на рис. 3,б умовно дещо рознесені, хоча насправді потужності мають бути однакові.

При зміні схеми з'єднання обмоток тягового генератора ДГ2 загальна потужність, подана до шини, стрибком зменшується з рівня 1,2 до 0,9 (0,6 + 0,3). Ця потужність утримується деякий час, необхідний для створення запасу енергії у НЕ.

Другий етап процесу перерозподілу потужності починається з моменту, коли запас енергії у НЕ створено. Тоді $\bar{N}_{e_2}$ скидається з 0,6 до 0 (процеси b – r та d – r на рис. 3,б), а дизель ДГ1 починає збільшувати потужність від $\bar{N}_{e_1} = 0,6$ до $\bar{N}_{e_1} = 1$ (процес k – m). Для того, щоб уникнути глибоких провалів $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EY}$, які можуть виникнути внаслідок скидання потужності ДГ2, а також швидко вийти на $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EY} = 1$, різниця між потрібною потужністю ЕУ та поточною потужністю ДГ1 має покриватися за рахунок енергії, накопиченої у НЕ.

Момент $\bar{\tau}_b$, коли треба закінчувати перший етап перерозподілу навантаження та переходити до другого етапу, має визначатися з рівняння енергетичного балансу

$$\eta_{HE} \cdot \int_{\tau_a}^{\tau_b} \left[\frac{N_e(\tau)_2}{2} \right] \cdot d\tau = \int_{\tau_i}^{\tau_m} N_e(\tau)_{EY} \cdot d\tau - \int_{\tau_k}^{\tau_m} N_e(\tau)_1 \cdot d\tau. \quad (5)$$

Треба врахувати, що в формулі (5) $\tau_b = \tau_d = \tau_i = \tau_k$ (див. рис. 3,б), а різні індекси використані заради наочного позначення конкретних процесів.

Таким чином, застосування НЕ у тяговій передачі дозволяє зменшити просадку потужності ЕУ, викликану перерозподілом навантаження між ДГ при переведенні КМ на нижчу позицію, до $\bar{N}_e(\bar{\tau})_{EY} = 0,9$, хоча повністю позбавитись просадки не вдається. Це обумовлено тим, що електрична потужність тягового генератора на першому етапі перерозподілу розділяється на два однакові потоки. Якщо розділення потоку потужності здійснювати

не шляхом зміни комутації обмоток генератора, а за допомогою електронних пристроїв, які забезпечать розподіл $\bar{N}_{e2} = 0,6$ на складові 0,4 та 0,2, то можна забезпечити вихід на задане $\bar{N}_e(\tau)_{EY}$ без провалів потужності.

Для виконання такої оцінки прийемо, що номінальні потужності дизелів однакові ($N_{e1,H} = N_{e2,H} = 500$ кВт), час перехідного процесу при наборі потужності по тепловозній характеристиці від 0 до 300 кВт (див. рис. 2,в) складає 6 с., при наборі потужності від 0 до 200 кВт – 3 с., а $\eta_{HE} = 0,9$.

Тоді мінімальна енергоємність накопичувача E_{HE} може бути визначена за формулою

$$E_{HE} = \frac{1}{\eta_{HE}} \int_a^{\tau_c} \left[\frac{N_e(\tau)_2}{2} \right] \cdot d\tau. \quad (6)$$

Чисельне інтегрування (6) дає $E_{HE} = 0,42$ МДж. Навіть якщо прийняти з запасом $E_{HE} = 1$ МДж, то така енергоємність (відповідно і вартість HE) буде мінімум на порядок менша, ніж у випадку використання HE як джерела енергії для МТ на режимах ТХХ та тяги [5].

Подальші дослідження процесів перерозподілу навантаження між двома дизелями, що входять до складу енергетичної установки МТ, доцільно проводити з застосуванням характеристик конкретних агрегатів, а також обґрунтувати схемні рішення для електронного розподільвача потужності.

Висновки

1. Відомо, що застосування в енергетичній установці тепловоза двох дизель-генераторів однакової потужності дозволяє зменшити експлуатаційні витрати палива. Також відомо, що за певних умов при зміні навантаження на енергетичну установку доцільно переходити з асинхронного навантаження дизель-генераторів на синхронне або у зворотному напрямку. Повністю реалізувати переваги установки з двома дизелями можна у випадку, коли перерозподіл загального навантаження між ними здійснювати динамічно, без зупинки тепловоза.

2. Встановлено, що без застосування додаткових заходів впливу на перехідні процеси в енергетичній установці з двома дизелями, динамічний перерозподіл навантаження між ними викличе просадки або коливання потужності. Це обумовлено дискретним характером зміни збудження тягових генераторів при перемиканні контролера машиніста, а також різною тривалістю перехідних процесів, що виникають при накиданні та скиданні навантаження на дизель-генератор.

3. Для забезпечення мінімальних провалів потужності ЕУ у перехідних процесах, що виникають при динамічному перерозподілі навантаження між дизелями, запропоновано включити до тягової передачі накопичувач електроенергії – батарею іоністорів, а перерозподіл проводити в два етапи. На першому етапі затримується зміна потужності першого дизель-генератора, накопичувач заряджається за рахунок відбору половини потужності, знятої з другого генератора, а інша половина подається до шини. На другому етапі відбувається, у потрібному напрямку, зміна навантаження обох дизель-генераторів, а дефіцит потужності, що віддають тягові генератори до загальної шини постійного струму, компенсується за рахунок відбирання енергії з накопичувача.

4. Встановлено, що мінімально-необхідна енергоємність батареї іоністорів для енергетичної установки маневрового тепловоза з двома дизелями, що мають номінальну потужність 500 кВт кожний, а також тягову передачу змінно-змінного струму, знаходиться в межах 0,42 ... 1 МДж. Це, як мінімум, на порядок менше, ніж потрібно для забезпечення енергопостачання тепловоза на стаціонарних експлуатаційних режимах, оскільки обмін енергією між накопичувачем і шиною триває кілька секунд при перемиканні контролера машиніста між двома певними позиціями.

Список літератури:

1. Хомич А.З. Топливная экономичность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей [Текст]. – 2-е изд. / А.З. Хомич. – М.: Транспорт, 1987. – 271 с.
2. Сергієнко М.І. Вибір раціональної послідовності навантаження дизелів енергетичної установки тепловоза з двома дизель-генераторами [Текст]. / М.І. Сергієнко, О.М. Гончарів, Д.О. Гордієнко // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Далі. – 2012. №5(176). – Ч.1 – С. 167 – 172.
3. Фалендиш А. П. Вибір шляхів оптимізації роботи маневрових тепловозів, що працюють по системі двох одиниць [Текст]. / А. П. Фалендиш, В. О. Гатченко, А. Л. Сумцов // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Далі. – 2012. – № 5 (176). – С. 91–96.
4. Крушодольський О.Г. Моделювання робочих процесів транспортних дизелів на експлуатаційних режимах: [Текст]. Навч. посібник / О.Г. Крушодольський. Харків: УкрДАЗТ, 2007. – 218 с.
5. Варакин А.И. Маневровый и универсальный локомотив с гибридной силовой установкой и накопителем энергии на базе электрохимических конденсаторов [Текст]. / А.И. Варакин, И.Н. Варакин, В.В. Менухов // Наука и техника транспорта, 2007. № 12. С. 34 – 40. <http://www.elibrary.ru/item.asp?id=9516479>.

Bibliography (transliterated):

1. Homich A.Z. Toplivnay ekonomichnost i vspomogatelnie regimi teplovoznih diseley [Text]. – 2-e izd. / A.Z. Homich. – M.: Transport, 1987 – 271 s.
2. Sergienko M.I. Vibir ratsionalnoi poslidovnosti navantagennia dieseliv energetichnoi ustanovki teplovoza z dvoma diesel-generatorami [Text] / M.I.Sergienko, O.M. Gonchariv, D.O.

Gordienko // *Visn. Shidnoukr. naz. un-tet im. V.Dalia* – 2012. №5(176). Ch.1 – S. 176 – 172. 3. Falendich A.P. *Vibir shliakhiv optimizatsii roboti manevrovih teplovoziv, sho pratsuiut po sistemi dvoh odinit* [Text] / A.P. Falendish, V.O. Gatchenko, A.L. Sumtsov // *Visn. Shidnoukr. naz. un-tet im. V.Dalia* – 2012. №5(176). Ch.1 – S. 91 – 96. 4. Krushedolsky O.G. *Modeluvannia robochih prosessov transportnih dieseliv na ekspluatatsynih regemah* [Text] / Navch.

posibn./ O.G. Krushedolsk. Kharkiv, UkrDAZT, 2007 – 218 s. 5. Varakin A.I. *Manevroviy i universalniy lokomotiv c hibridnoi silovoi ustanovkoi I nakopitelem energii na baze elektrohimicheskikh kondensatorov* [Text] / A.I. Varakin, I.N. Varakin, V.V. Menuhov // *Nauka i tehnika transporta*. 2007. - № 12. S. 34 – 40. <http://www.elibrary.ru/item.asp?id=9516479>.

Надійшла до редакції 12.05. 2014

Панасенко Микола Васильович – доктор техн. наук, професор, головний науковий співробітник Державного підприємства «Державний науково – дослідний центр залізничного транспорту України», м. Київ, Україна, e-mail: panasicom@ukr.net.

Пелепейченко Володимир Ігорович – доктор техн. наук, професор, головний науковий співробітник Державного підприємства «Державний науково – дослідний центр залізничного транспорту України», м. Київ, Україна, e-mail: rvi49@bk.ru

Сергієнко Микола Іванович – канд. техн. наук, заступник генерального директора Укрзалізниці. м. Київ, Україна, e-mail: valdemar_2008@ukr.net.

ПРИНЦИПЫ УПРАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРАМИ ДВУХДИЗЕЛЬНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗА В ПРОЦЕССАХ ПЕРЕРАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ МЕЖДУ НИМИ

Н.В. Панасенко, В.И. Пелепейченко, Н.И. Сергиенко

Показано, что в двухдизельной энергетической установке тепловоза при динамическом изменении нагрузки дизель-генераторов с асинхронной на синхронную и в обратном направлении, возникнут нежелательные просадка или колебания эффективной мощности установки. Предложены мероприятия, которые позволят избежать этих явлений.

CONTROL PRINCIPLES OF DIESEL GENERATORS OF A LOCOMOTIVE TWO-DIESEL POWER STATION IN PROCESSES OF LOAD REDISTRIBUTION BETWEEN THEM

N.V. Panasenko, V.I. Pelepeychenko, N.I. Sergienko

In the article it is shown that in a locomotive two-diesel power station under dynamic changes of diesel generators load from asynchronous to synchronous and vice versa, an unwanted slump or vibrations of efficient station power may happen. The measures that will help to avoid these phenomena are represented.

УДК 621.43.016.4

В.В. Шпаковский

ПРОДЛЕНИЕ РЕСУРСА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ УСТАНОВКОЙ ПОРШНЕЙ С КОРУНДОВЫМ СЛОЕМ

В статье приводится анализ результатов испытаний самолёта Z-37 Chemelak с авиационным двигателем АИ-14М с корундовым слоем на рабочих поверхностях поршней. Установка поршней с корундовым слоем позволила улучшить эксплуатационные характеристики самолёта: на 20% увеличилась скорость вращения винта на номинальном режиме, на 15⁰С – 22⁰С снизилась температура масла во всех цилиндрах, на 18 м уменьшилась длина пробега при взлёте.

Одной из основных проблем ремонта авиационной техники является восстановление эффективных параметров двигателей внутреннего сгорания, повышение их ресурса и надёжности после капитальных ремонтов. На основании результатов эксплуатационных ресурсных испытаний двигателей автомобилей, тракторов и тепловозов предложено для повышения надёжности и ресурса цилиндропоршневой группы при ремонте поршневых авиационных двигателей устанавливать поршни с корундовым слоем. Для восстановления эксплуатационных характеристик и увеличения ресурса после капитального ремонта авиационного двигателя внутреннего сгорания АИ-14М самолёта Z-37 Chemelak было решено использовать технологию гальваноплазменной обработки поршней из алюминия-

вых сплавов с образованием на наружной поверхности керамического корундового слоя [1,2]. Керамический корундовый слой имеет низкий коэффициент трения, что снижает механические потери и повышает износостойкость поверхностей трения; низкую теплопроводность, что уменьшает отвод тепла в поршень; высокую теплостойкость, предотвращающую прогар поршня и обеспечивает увеличение стойкости кольцевых перемычек. Гальваноплазменная обработка поршней автомобильных, тракторных и тепловозных [3,4] двигателей позволила увеличить ресурс двигателей более чем в 2 раза и повысить надёжность их работы [5]. Этот опыт позволяет надеяться на значительное повышение надёжности и ресурса и авиационных двигателей с воздушным охлаждением. При проведении

планового ремонта двигателя АИ-14М самолёта Z-37 Chemelak поршни были извлечены из двигателя, проведен их осмотр и измерение. Все 9 поршней имели износ на цилиндрической части юбки и царапины на цилиндрической части головки (рис.1). Затем была проведена гальваноплазменная обработка этих поршней с восстановлением размеров (рис.2). Результаты измерений поршней (рис.3) приведены в таблице 1.



Рис.1. Поршень со следами износа



Рис.2. Поршень после обработки

В марте 2011 г. поршни были установлены в двигатель самолёта для проведения эксплуатационных ресурсных испытаний. Исследования по влиянию корундированных поршней на показатели двигателя самолёта проводились в несколько этапов.

На первом этапе самолёт Z-37 с двигателем АИ-14М с серийными поршнями совершил 5 полётов. Скорость вращения вала винта в полётах составляла 1000 мин^{-1} и $1500 \pm 15 \text{ мин}^{-1}$. Во время каждого полёта приборами самолёта измерялись температура цилиндров двигателя и скорость вращения вала винта. Общая наработка в полётах составила 4 моточаса.

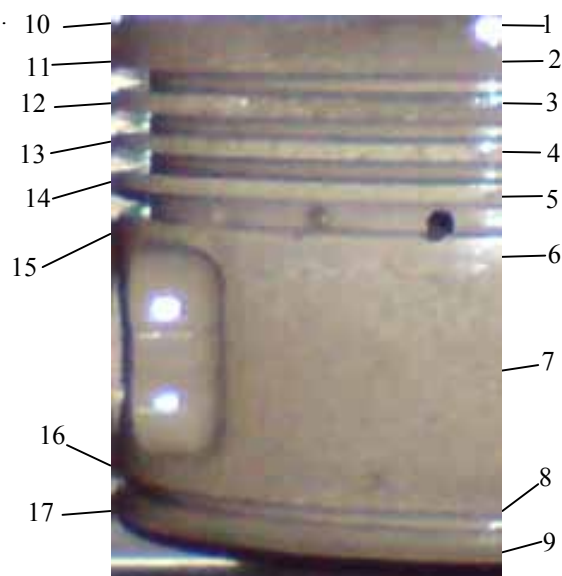


Рис.3. Координаты точек измерений

Таблица 1. Размеры поршней до и после гальваноплазменной обработки в сечении, перпендикулярном оси пальца

№ точки	Результаты измерений, мм		№ точки	Результаты измерений, мм	
	До обработки	После обработки		До обработки	После обработки
1	104,05	104,08	10	104,07	104,08
2	104,06	104,09	11	104,08	104,09
3	104,19	104,19	12	104,19	104,19
4	104,18	104,19	13	104,19	104,19
5	104,18	104,19	14	104,19	104,19
6	104,40	104,43	15	104,12	104,14
7	104,40	104,43	-	-	-
8	104,40	104,43	16	104,28	104,30
9	104,24	-	17	104,23	104,24

На втором этапе проводились испытания самолёта с двигателем, оснащённом поршнями с корундовым слоем. Толщина корундового слоя на

доньшках 9 поршней составляла 100-120 мкм, а на цилиндрической части 80-100 мкм. Второй этап исследований проводился в режиме «земля». Ско-

рость вращения вала винта составляла 610 мин⁻¹. Нарботка в этом режиме составила 5 моточасов.

На третьем этапе двигатель испытывался в полёте. Температура двигателя по цилиндрам из-

мерялась через 5, 10 и 15 моточасов. Скорость вращения вала винта составляла 1200 мин⁻¹. Общая наработка двигателя в полётах составила 45 моточасов (табл.2).

Таблица 2. Эксплуатационные характеристики самолёта с двигателем с поршнями с корундовым слоем

Этапы испытаний, моточасы	Обороты винта, мин ⁻¹	T ⁰ С масла первого цилиндра	T ⁰ С масла четвёртого цилиндра	T ⁰ С масла шестого цилиндра	T ⁰ С масла восьмого цилиндра	Разбег, м
№1,серийные поршни	1000±10	222±1 ⁰ С	225±1 ⁰ С	227±1 ⁰ С	227±1 ⁰ С	120±
№1,серийные поршни	1500±15	223±1 ⁰ С	225±1 ⁰ С	226±1 ⁰ С	227±1 ⁰ С	118
№2, режим «земля», 5 м.часов	610±10	190±1 ⁰ С	200±1 ⁰ С	202±1 ⁰ С	200±1 ⁰ С	-
№3, режим «воздух», 5 м.часов	1200±12	230±1 ⁰ С	228±1 ⁰ С	225±1 ⁰ С	195±1 ⁰ С	115±
№3, режим «воздух», 10 моточасов	1200±12	205±1 ⁰ С	212±1 ⁰ С	212±1 ⁰ С	205±1 ⁰ С	110±
№3, режим «воздух», 15 моточасов	1200±12	205±1 ⁰ С	210±1 ⁰ С	209±1 ⁰ С	205±1 ⁰ С	102

Из таблицы видно, что скорость вращения винта на номинальном режиме увеличилась на 20%, по мере приработки температура масла во всех цилиндрах снизилась на 15⁰С–22⁰С, а длина пробега при взлёте уменьшилась на 18 м. После установки корундированных поршней двигатель уже 4 года работает без ремонта.

Выводы. Показатели двигателя самолёта после установки поршней с корундовым слоем улучшились: на 20% увеличилась скорость вращения винта на номинальном режиме, на 15⁰С – 22⁰С снизилась температура масла во всех цилиндрах, на 18 м уменьшилась длина пробега при взлёте.

Список литературы:

1. Марченко А.П. Влияние корундового слоя на рабочих поверхностях поршней на процесс сгорания в ДВС/ А.П. Марченко, В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. - №2. – С. 24-28. 2. Марченко А.П. Эффективные показатели модернизированного тепловозного дизеля в процессе длительной эксплуатации / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, О.Ю. Линьков // Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. Тем. вып. «Транспортное машиностроение». - 2012. –Вып. 19. – С. 113-117. 3. Марченко А.П. Повышение ресурса работы гильз цилин-

дров дизеля К6С310DR / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. - №1. – С. 116-119. 4. Шпаковский В.В. Результаты исследований износа кольцевых перемычек поршней с корундовым поверхностным слоем дизеля тепловоза ЧМЭ-3 / В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. - №2. – С. 132-136. 5. Шпаковский В.В. Результаты 19-летних эксплуатационных испытаний поршней с корундовым слоем тепловоза ЧМЭ-3 / В.В. Шпаковский // 36. наук праць УкрДАЗТ. 2012, Вип.132. – С. 149-155.

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko A.P. Vlijanie korundovogo sloja na rabochih poverhnostjah porshnej na process sgoranija v DVS/ A.P. Marchenko, V.V. Shpakovskij // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2011. - №2. – S. 24-28. 2. Marchenko A.P. Jefferktivnye pokazateli modernizirovannogo teplovoznogo dizelja v processe dlitel'noj jekspluatacii / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovskij, O.Ju. Lin'kov // Vestnik NTU «HPI»: Sb. nauchn. trudov. Tem. vyp. «Transportnoe mashinostroenie». - 2012. –Vyp. 19. – S. 113-117. 3. Marchenko A.P. Povyshenie resursa raboty gil'z cilindrov dizelja K6S310DR / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovskij // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2012. - №1. – S. 116-119. 4. Shpakovskij V.V. Rezul'taty issledovanij iznosa kol'cevych peremyчек porshnej s korundovym poverhnostnym sloem dizelja teplovoza ChMJe-3 / V.V. Shpakovskij // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2012. - №2. – S. 132-136. 5. Shpakovskij V.V. Rezul'taty 19-letnih jekspluacionnyh ispytanj porshnej s korundovym sloem teplovoza ChMJe-3 / V.V. Shpakovskij // Zb. nauk prac' UkrDAZT. 2012, Vip.132. – S. 149-155.

Поступила в редакцию 20.05.2014

Шпаковский Владимир Васильевич – доктор техн. наук, проф., ст.научн. сотр. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, E-mail: shpak70@rambler.ru.

ПРОДОВЖЕННЯ РЕСУРСУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ УСТАНОВКОЮ ПОРШНІВ З КОРУНДОВИМ ШАРОМ

В.В. Шпаковський

У статті приводиться аналіз результатів випробувань літака Z-37 Chemelak з авіаційним двигуном AI-14M з корундовим шаром на робочих поверхнях поршнів. Установка поршнів з корундовим шаром дозволила поліпшити експлуатаційні характеристики літака: на 20% збільшилася швидкість обертання гвинта на номінальному режимі, на 15°C – 22 °C знизилася температура масла у всіх циліндрах, на 18 м зменшилася довжина пробігу при зльоті.

PROLONGATION OF THE RESOURCE OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE BY INSTALLATION OF PISTONS WITH CORUNDUM LAYER

Shpakovsky V. V.

In a paper the analysis of results of trials Z-37 Chemelak with corundum a layer on working surfaces pistons aviation engine AI-14M is presented. Installation of pistons with corundum layer has allowed to improve operating performances of the plane: speed of rotation of the screw increased more than by 20 % on a nominal regime, on 15°C - 22 °C the oil temperature in all cylinders has decreased, the run-length was decreased more than by 18 m at flight.

УДК 006:536.7

В.Д. Зонов

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КРИТЕРИЯ ПРИРАБОТКИ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ЗАВОДСКИХ ОБКАТОЧНЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Приведена математическая модель критерия стабилизации расхода топлива, оценивающего качество приработки цилиндропоршневой группы (ЦПГ) в реальном времени обкаточных испытаний тепловозных дизелей на раме тепловоза. Дана оценка влияния на критерий стабилизации расхода топлива внезапности включения-отключения вспомогательного оборудования, соединённого с коленчатым валом двигателя через клиноременную передачу и редуктор с компрессором и вентиляторами водяного и воздушного охлаждения. Отмечено, что математическое моделирование внезапности включения-отключения, проведенное на основе закона нормального распределения, не выявило существенного влияния на критерий стабилизации расхода топлива, с помощью которого производилась оценка качества приработки ЦПГ.

Введение

При проведении заводских обкаточных испытаний дизель-генераторов на раме тепловозов возникает проблема выбора критерия качества приработки пары трения поршневое кольцо-гильза цилиндра на каждом обкаточном режиме испытаний в реальном масштабе времени. Проблема выбора осложняется тем, что режимы, на которых происходит основная приработка цилиндропоршневой группы (ЦПГ), – ненормальные ($n=300\text{min}^{-1}$ - $n=450\text{min}^{-1}$), отличаются низкими индикаторными показателями рабочего процесса. Причиной низких индикаторных показателей принято считать неустойчивый процесс топливоподачи, характеризующийся пропусками впрыска топлива и неравномерностью впрыскиваемого топлива по циклам и цилиндрам. В результате, в работающих цилиндрах на ненормальных режимах постоянно происходят перераспределения мощности при установленной нагрузке обкаточного режима. Учитывая данный фактор, становится понятным стремление к выбору критерия качества приработки пары трения поршневое кольцо-гильза цилиндра ЦПГ в реальном времени обкаточных испытаний.

Выбор критерия должен обеспечить методологию неразрушающего контроля качества приработки ЦПГ в реальном времени на всех обкаточных режимах испытаний тепловозных дизелей на раме тепловоза. Применение критерия, обеспечивающего методологию неразрушающего контроля качества приработки ЦПГ, является основой создания сокращённой энергосберегающей технологии заводских обкаточных испытаний.

Анализ ранее проведенных исследований и постановка задачи.

Анализ качества приработки пары трения поршневое кольцо-гильза цилиндра ЦПГ тепловозных дизелей на основных, ненормальных обкаточных режимах показал, что основное влияние на приработку оказывает процесс топливоподачи, характеризующийся пропусками впрыска и неравномерностью впрыскиваемого топлива по циклам и цилиндрам. Дополнительно, оказывает влияние и фактор внезапного включения – отключения вспомогательного оборудования: компрессора, вентиляторов основного и дополнительного контуров водяного охлаждения дизель-генератора, вентиляторов охлаждения тяговых двигателей.

Из литературных источников известно, что приведенные факторы весьма негативны и их влияние (на протяжении всего жизненного цикла), до настоящего времени недостаточно полно изучено.

Существующая практика оценки качества приработки ЦПГ тепловозных дизелей в заводских и депоовских условиях основана на методах разрушающего контроля, который сам по себе не только малоэффективен, но требует больших материальных затрат.

Использовался рядом исследователей и метод контроля качества на базе выборочных измерений расхода топлива. Однако, в этом случае учёт влияния включения-выключения вспомогательного оборудования, на величину расхода топлива не производился.

Как показала практика, применяемые методы не позволяют дать точную оценку качества приработки зеркала ЦПГ по характеру изменения величин расхода топлива в реальном масштабе времени.

Результаты проведенных исследований.

Математическая модель критерия качества приработки ЦПГ создавалась на основе работ [1, 2, 3, 4, 5], позволивших обосновать теорию устойчивого процесса топливоподачи во всём диапазоне частот вращения и нагрузки тепловозных дизелей. Дальнейшее развитие теории подтверждено патентом на форсунку специальной конструкции [6], которая на практике обеспечила устойчивый закон топливоподачи на всех режимах работы тепловозных дизелей.

Устойчивый закон топливоподачи, реализованный форсунками специальной конструкции, позволил обосновано подойти к математическому моделированию критерия, оценивающего качественную сторону приработки ЦПГ дизеля, как на станции испытания дизелей, так и раме тепловоза, в реальном времени.

Программное обеспечение математической модели реализовано в сертифицированном приборе измерения расхода топлива АК-ДТ 0,5, который позволяет фиксировать момент стабилизации расхода топлива, выбранного нами в качестве критерия стабилизации расхода топлива ($K_{ge}^{ст}$), в реальном времени на каждом обкаточном режиме.

Выбранный критерий позволил обеспечить и метод неразрушающего контроля качества приработки ЦПГ в реальном масштабе времени на каждом обкаточном режиме испытаний.

Выбранный критерий, подтвердив свою эффективность на станции испытания дизелей, потребовал дополнительного математического моделирования и доработки программного обеспечения, учитывающего внезапность и периодичность

включения-отключения вспомогательного оборудования дизелей на раме тепловоза, которое ранее никогда не рассматривалось.

Математическое моделирование включения-отключения вспомогательного оборудования и их влияния на критерий ($K_{ge}^{ст}$) стабилизации расхода топлива производилось на основе закона нормального распределения.

При этом математическая модель оптимизировалась с учётом выбора режимов сокращённых обкаточных испытаний. Программное обеспечение разработанной математической модели реализовано в рамках неразрушающего контроля качества приработки ЦПГ в реальном времени испытаний.

При разработке математической модели особую трудность создавал аппарат контроля и учёта внезапных по продолжительности ($t_{пр}$) включения-отключения вентилятора охлаждения воды основного контура ($t_{в.о.к}$) и тормозного компрессора ($t_{тк}$).

Для этого случая влияние на критерий стабилизации расхода топлива имеет вид:

$$K_{ge}^{ст} = t_{и} + \frac{\kappa \cdot r}{r - f_{реж}} (t_{в.о.к} + t_{т.к} + t_{пр}), \quad (1)$$

где $t_{и}$ – время проведения обкаточных испытаний; κ – плотность режимов обкаточных испытаний; r – время обкаточного режима; $f_{реж}$ – часть времени работы дизеля при внезапном включении-выключении вспомогательного оборудования.

Увеличение длительности включения-выключения во время полезного использования $t_{и}$ нежелательно, так как длительность $t_{в.о.к}$ и $t_{т.к}$ влияет на $K_{ge}^{ст}$.

В процессе исследований было принято, что закон распределения определяющего параметра (ОП) внезапного включения-выключения различного вспомогательного оборудования является функцией внезапной периодичности ОП. При увеличении длительности испытаний увеличивается объём информации о ходе влияния ОП, а, следовательно, уменьшается степень случайности процесса. Для выявления зависимости ($K_{ge}^{ст}$) стойкости ОП от длительности внезапного включения-выключения аппроксимирована гиперболическая зависимость

$$\sigma_{\nu} = \varphi(t_{пр}) = \frac{1}{p + q_{tm.к}}, \quad (2)$$

где q – коэффициент, характеризующий скорость убывания дисперсии

$$p = \frac{1}{\sigma(0)}. \quad (3)$$

В этом случае зависимость $K_{ge}^{ст}$ от длительности включения-выключения вспомогательного оборудования принимает вид:

$$K_{ge}[\varphi(t_{np})] = \frac{S_0 - S_{кр}}{V_2[\varphi(t_{т.к})]}, \quad (4)$$

где S_0 и $S_{кр}$ – соответственно, начальное и критическое значения ОП; V_2 – верхняя граница скорости изменения ОП.

Таким образом, задача сводится к отысканию зависимости внезапного включения-выключения вспомогательного оборудования применительно к различным законам плотности разделения скорости изменения ОП.

В случае равномерного закона плотности распределения скорости изменения ОП математическое ожидание и дисперсия имеют вид:

$$m_V = \frac{1}{2}(V_1 + V_2), \quad (5)$$

$$\sigma_V = \frac{V_2 - V_1}{2\sqrt{3}}, \quad (6)$$

где V_1 – нижняя граница скорости изменения ОП.

Учитывая, что равномерный закон является симметричным и длительность внезапного включения-выключения не изменяет положение математического ожидания m_V , можно записать

$$\tau = \frac{S_0 - S_{кр}}{m_V + \sqrt{3} \frac{1}{p + qt_{np}}}. \quad (7)$$

Равенство (7) приводится к виду

$$\tau = \Theta \frac{c_1 + b_1 t_{np}}{c'_1 + b_1 t_{np}} \quad (8)$$

$$c_1 = m_V p; \quad \frac{1}{p} = \sigma_V; \quad \Theta = \frac{S_0 - S_{кр}}{m_V}, \quad b = m_V q,$$

$$c'_1 = c_1 \sqrt{3}.$$

Аналогично в случае закона Симпсона при

$$m_V = \frac{1}{2}(V_1 + V_2); \quad (9)$$

$$\sigma_V = \frac{V_1 + V_2}{2\sqrt{6}}; \quad (10)$$

$$\tau = \Theta \frac{c_1 + b_1 t_{np}}{c''_1 + b_1 t_{np}}, \quad (11)$$

$$c''_1 = c_1 + \sqrt{6}$$

$t_{np} = 0$ для (11) справедливо

$$\tau = \Theta \frac{c_1}{c'_1}. \quad (12)$$

Кривая (11) представляет собой равнобочную гиперболу, отнесенную к асимптотам, центр симметрии которой смещен в точку с координатами

$$\left(-\frac{c_1}{c'_1}, \Theta\right).$$

По закону Симпсона получается аналогичное выражение с координатами центра симметрии

$$\left(-\frac{c_1}{c''_1}, \Theta\right).$$

$$\tau = \frac{S_0 - S_{кр}}{m_V} \cdot \frac{c_1}{c'_1}. \quad (13)$$

На рис. 1, 2 представлены зависимости $\tau = f(t_{np})$, построенные по выражениям (8) и (11) при значениях стойкости (K_{ge}^{CT}) и продолжительности внезапного включения-выключения ОП.

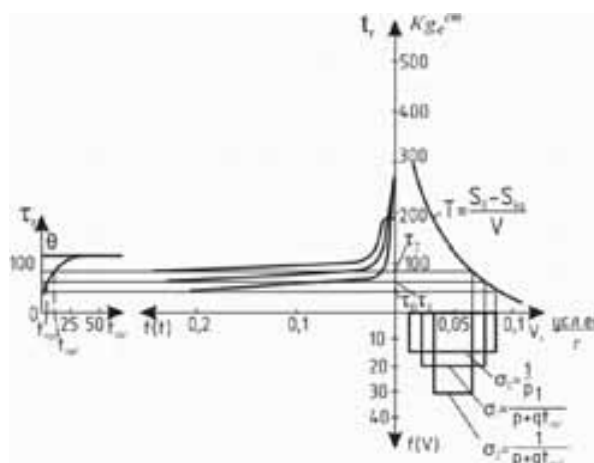


Рис.1. Зависимость между стойкостью (K_{ge}^{cm}) и продолжительностью внезапного включения-выключения различного оборудования при равномерной плотности распределения скорости изменения ОП

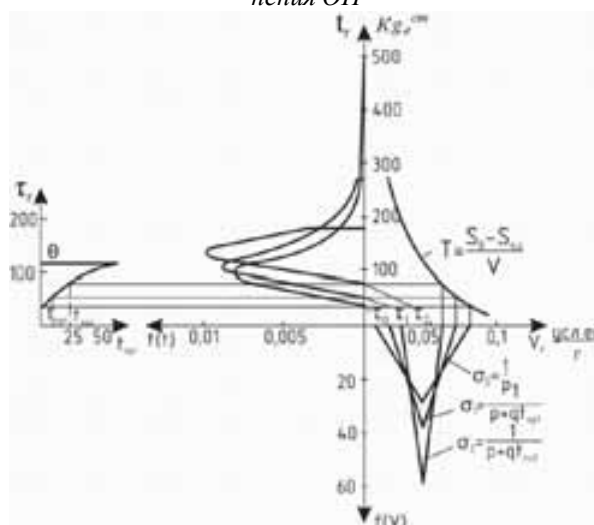


Рис.2. Зависимость между стойкостью (K_{ge}^{cm}) и продолжительностью внезапного включения различного оборудования при плотности распределения скорости изменения ОП по закону Симпсона

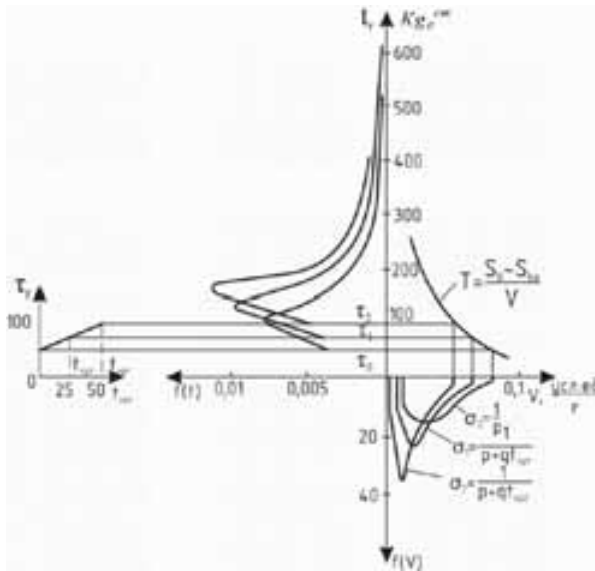


Рис.3. Зависимость между стойкостью (K_{ge}^{cm}) и продолжительностью внезапного включения различного оборудования при плотности изменения скорости изменения ОП по закону Вейбулла

Анализ характера зависимости (между стойкостью выбранного критерия и продолжительностью включения-выключения различного оборудования), проведенного в рамках нижеприведенных формул

$$S_0 - S_{кр} = 5 \text{ усл. ед.}; V_1 = 0,01 \frac{\text{усл. ед.}}{\text{ч}};$$

$$V_2 = 0,08 \frac{\text{усл. ед.}}{\text{ч}}$$

показал, что с увеличением длительности внезапного включения-выключения различного оборудования при принятой зависимости $\tau = f(t_{np})$ стойкость асимптотически приближается к параметру $\Theta \cdot (\Theta = 110\text{ч})$.

В случае усеченного распределения Вейбулла, являющегося асимметричным распределением, уменьшение дисперсии в результате внезапного включения-выключения оборудования влечет за собой уменьшение математического ожидания, вследствие чего точное аналитическое выражение зависимости стойкости от внезапного включения-выключения различного оборудования получить трудно. Численный анализ при различных вариациях параметров закона Вейбулла показывает, что зависимость стойкости (K_{ge}^{cm}) от внезапного включения-выключения различного оборудования приближенно может быть представлена эмпирическим соотношением

$$\tau[\varphi(t_{np})] \cong \frac{S_0 - S_{кр}}{V_2} + \kappa' t_{np}, \quad (14)$$

$$\text{где } \kappa' \cong \frac{a \cdot q}{2}.$$

При распределении Релея, $a=2$, а при экспоненциальном, $a=1$. Зависимость (14) представлена на рис. 3 при $S_0 - S_{кр} = 5 \text{ усл. ед.}; V = 0,01 \frac{\text{усл. ед.}}{\text{ч}};$

$$V = 0,08 \frac{\text{усл. ед.}}{\text{ч}}; \Theta = 2; q = 2.$$

Зависимость $t(t_{np})$ является убывающей функцией от $t_{np}[2]$ и может быть аппроксимирована функцией вида

$$t_B = \frac{1}{c_2 + b_2 t_{np}}. \quad (15)$$

Использование формул (1), (8), (11), (14) и (15) позволяет получить

$$t_{и} = \Theta \frac{c_1 + b_1 t_{np}}{c_1' + b_1' t_{np}} - \frac{\kappa \cdot r}{r - f_{реж}} \left(\frac{1}{c_2 + b_2 t_{np}} + t_{np} \right); \quad (16)$$

$$t_{и} = \Theta \frac{c_1 + b_1 t_{np}}{c_1' + b_1' t_{np}} - \frac{\kappa \cdot r}{r - f_{реж}} \left(\frac{1}{c_2 + b_2 t_{np}} + t_{np} \right); \quad (17)$$

$$t_{и} = \frac{S_0 - S_{кр}}{V_2} - \frac{aq}{2} - \frac{\kappa \cdot r}{r - f_{реж}} \left(\frac{1}{c_2 + b_2 t_{np}} + t_{np} \right). \quad (18)$$

Время полезного использования ($t_{и}$) имеет максимум при $t_{np} = t_{np \text{ опт.}}$. Значение $t_{np \text{ опт.}}$ может быть найдено графически или в результате решения уравнений (16) ÷ (18) на экстремум:

$$\frac{dt_{и}}{dt_{np}} = 0. \quad (19)$$

Уравнения (16), (17) сводятся к алгебраическому уравнению 4-й степени, а уравнение (18) – 2-й степени относительно $t_{np \text{ опт.}}$.

$$\text{Так, при значениях } c_2 = b_2 = 0,04 \frac{1}{\text{ч}}, \kappa = 1$$

$$q = 1, S_0 - S_{кр} = 5 \text{ усл. ед.}; V_1 = 0,01 \frac{\text{усл. ед.}}{\text{ч}}, V_2 =$$

$$\frac{\text{усл. ед.}}{\text{ч}} \text{ можно определить, что для случаев (17) и}$$

(18) $\tau_{\text{опт}}$ соответственно равны 7,0 ч и 8,2 ч сокращённых обкаточных испытаний.

Следует отметить, что в предлагаемой математической модели критерий стабилизации расхода топлива (K_{ge}^{ct}) учитывал оптимальный объем технологических операций, включая, как существующую методологию, так и методологию проведения сокращённых обкаточных испытаний [7].

Заключение

Математическое моделирование критерия ста-

билизации расхода топлива и влияния на него внезапности включения-отключения различного вспомогательного оборудования, подтверждает на практике высокую степень точности контроля неразрушающим методом качества приработки цилиндропоршневой группы в реальном времени на каждом обкаточном режиме испытаний тепловозного дизеля.

Список литературы:

1. Зонов В.Д. Математическое моделирование и исследование энергетических характеристик топливopодачи в форсунках специальной конструкции / В.Д. Зонов // Межвуз. сб. научн. трудов. – Харьков: УкрГАЗТ, 2005. – Вып. 70. – С. 112-122. 2. Зонов В.Д. Критерий контроля показателя качества энергетических характеристик топливopодачи форсунками специальной конструкции тепловозов / В.Д. Зонов, Н.И. Данько // Научно-практический журнал «Новини науки Придніпров'я». – 2006. - № 1. – С.25-28. 3. Зонов В.Д. Математичне моделювання процесу паливopодачі у форсунках спеціальної конструкції / В.Д. Зонов, С.А. Єроценков, А.Л. Григор'єв // Зб.наук.праць/ ХарДАЗТ, – 2001.-Вип.45 -с. 82-88. 4. Зонов В.Д. Анализ причин и определение условий, обеспечивающих герметичность плоского дифференциального клапана форсунки / В.Д. Зонов, Г.Б. Розенблит, А.Л. Григор'єв // Двигатели внутреннего сгорания: Вестник ХГПУ. – 1999.-Вып.58 - с.82-91. 5. Зонов В.Д. Прогнозно-математические методы оценки качества энергосберегающих технологий приработки цилиндропоршневой группы тепловозного дизеля / В.Д. Зонов // Вісник інженерної академії України. – № 3-4.– 2007. – с. 124-

129. 6. Пат. на корисну модель № 30267. Форсунка спеціальної конструкції для дизельного та газодизельного процесу / Зонов В.Д. (Україна). – 7F02M45/00; заявл. 27.07.2007; опубл. 25.02.2008, Бюл. №4. 7. Пат.на корисну модель № 47003. Спосіб гарячої обкатки двигуна внутрішнього згорання / Зонов В.Д. (Україна). – F02B79/00 G01M15/04; заявл.04.08.2009, опубл.11.01.2010, Бюл.№1.

Bibliography (transliterated):

1. Zonov V.D. Matematicheskoe modelirovanie i issledovanie jenergeticheskikh harakteristik toplivopodachi v forsunkah special'noj konstrukcii / V.D. Zonov // Mezhdvuz. sb. nauchn. trudov. – Har'kov:UkrGAZhT, 2005. – Vyp. 70. – S. 112-122. 2. Zonov V.D. Kriterij kontrolja pokazatelja kachestva jenergeticheskikh harakteristik toplivopodachi forsunkami special'noj konstrukcii teplovozov / V.D. Zonov, N.I. Dan'ko // Naukovo-praktichnij zhurnal «Novini nauki Pridniprova», – 2006. - № 1. – S.25-28. 3. Zonov V.D. Matematichne modeljuvannja procesu palivopodachi u forsunkah special'noj konstrukcii / V.D. Zonov, S.A. Eroshhenkov, A.L. Grigor'ev // Zb.nauk.prac'/ HarDAZT, – 2001.-Vip.45 -s. 82-88. 4. Zonov V.D. Analiz prichin i opredelenie uslovij, obespechivajushhih germetichnost' ploskogo differencial'nogo klapanu forsunki / V.D. Zonov, G.B. Rozenblit, A.L. Grigor'ev // Dvigateli vnutrennego sgoranija: Vestnik HGPU. – 1999.-Vyp.58 - s.82-91. 5. Zonov V.D. Prognozno-matematicheskie metody ocenki kachestva jenergosberegajushhih tehnologij prirabotki cilindroporshnevoj grupy teplovnogo dizelja / V.D. Zonov // Visnik inzhenernoї akademii Ukraїni. – № 3-4.– 2007. – s. 124-129. 6. Pat. na korisnu model' № 30267. Forsunka special'noj konstrukcii dlja dizel'nogo ta gazodizel'nogo procesu / Zonov V.D. (Ukraїna). – 7F02M45/00; zjavl. 27.07.2007; opubl. 25.02.2008, Bjul. №4. 7. Pat.na korisnu model' № 47003. Sposib garjachoї obkatki dviguna vnutrishn'ogo zgorannja / Zonov V.D. (Ukraїna). – F02B79/00 G01M15/04; zjavl.04.08.2009, opubl.11.01.2010, Bjul.№1.

Поступила в редакцию 20.06.2014

Зонов Виктор Дмитриевич – канд. техн. наук, доцент кафедры управления эксплуатационной работы Украинской государственной академии железнодорожного транспорта «УкрГАЗТ», e-mail: D_Zonov@mail.ru

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КРИТЕРІЮ ПРИРОБЛЕННЯ ЦИЛІНДРОПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДИЗЕЛІВ ТЕПЛОВОЗІВ ПРИ ЗАВОДСЬКИХ ОБКАТУВАЛЬНИХ ВИПРОБУВАННЯХ

В.Д. Зонов

Приведена математична модель критерію стабілізації витрати палива, що оцінює якість прироблення пари тертя поршневе кільце-гільза циліндра на станції випробування дизелів і на рамі тепловоза, з урахуванням раптовості включення-відключення допоміжного устаткування тепловоза, при заводських обкатувальних випробуваннях. Приведений вплив раптовості включення – виключення допоміжного устаткування на критерій стабілізації витрати палива.

MATHEMATICAL MODEL OF RUNNING-IN CRITERION IN THE PISTON-CYLINDER UNIT OF LOCOMOTIVE DIESELS ENGINE DURING FACTORY TESTING

V.D.Zonov

The mathematical model of criterion of stabilizing of fuel consumption, which allow to estimate quality of run in of pair of friction piston ring-shell of cylinder at the station of test of diesels and on the frame of diesel engine is resulted, taking into account the suddenness of including-disconnecting of ancillaries of diesel engine, at factory tests. Influence of suddenness of on-off ancillaries on the criterion of stabilizing of consumption of fuel is resulted.

Н. М. Луков, О. Н. Ромашкова, А. С. Космодамианский, Г. Ф. Кашиников

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ЛОКОМОТИВА КАК ОБЪЕКТА РЕГУЛИРОВАНИЯ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА

Для определения качества работы систем регулирования частоты вращения вала энергетической установки локомотива необходимо знать не только статические, но и динамические характеристики и параметры установки как объекта регулирования частоты вращения вала. Впервые приводятся методика графоаналитического расчета динамических характеристик и параметров установки и зависимости их от условий и режимов работы, а также динамические характеристики и параметры дизель-генератора типа 10Д100 тепловоза 2ТЭ10М. Методика дает возможность не только рассчитать динамические параметры (факторы устойчивости и постоянную времени) установки, но и определить зависимости их от частоты вращения вала установки и цикловой подачи топлива. Она может быть использована при расчете оптимальных настроек не только обычных систем, но и самонастраивающихся адаптивных автоматических систем.

Как известно, любая автоматическая система содержит две основные, соединенные встречно параллельно, функциональные части: объект регулирования (ОР) и автоматический регулятор (АР). Любой АР содержит две основные, соединенные последовательно, функциональные части: управляющий орган (УО) и исполнительно-регулирующее устройство (ИРУ). УО содержит устройства: измерительное (ИУ) (датчик регулируемой величины), задающее (ЗУ), сравнивающее (СУ), усилительно-преобразующее (УУ). В свою очередь ИРУ содержит две основные соединенные последовательно функциональные части: исполнительный механизм (ИМ) и регулирующий орган (РО) [1, 2]. В автоматических регуляторах частоты вращения вала (АРЧВВ) непрямого действия, содержащих в качестве РО аппаратуру подачи топлива (топливную аппаратуру (ТА)) (регулирующего воздействия μ) в ДВС, функции ИМ выполняет пневматический, гидравлический или электромагнитный привод реек топливных насосов высокого давления (ТНВД) или иглы форсунки [2].

В автоматической системе регулирования частоты вращения вала энергетической установки локомотива (АСРЧВВЭУЛ) функции ОР частоты вращения вала (ОРЧВВ) выполняют дизель-генератор, турбогенератор или дизель-гидравлическая установка. Во всех случаях (рис. 1) регулируемой выходной

величиной φ является частота вращения вала ω_e (или $n_{дг}$), регулирующим входным воздействием μ - изменение подачи топлива g_u (или перемещение реек ТНВД h_p для дизелей [2]) в тепловой двигатель. По статическим и динамическим характеристикам и параметрам объекта регулирования подбирается к нему автоматический регулятор. В АСРЧВВЭУЛ обычно применяются пропорционально интегральные (ПИ) или пропорционально интегрально дифференциальные (ПИД) АРЧВВ. Для определения устойчивости и показателей качества работы (перерегулирования, времени регу-

лирования и др.) АСРЧВВЭУЛ необходимо знать не только статические, но и динамические характеристики и параметры ЭУЛ как ОРЧВВ. В научно-технической литературе по регулированию ДВС не имеется методик расчета динамических характеристик и параметров ЭУЛ как объекта регулирования частоты вращения вала и зависимости их от условий и режимов работы ЭУЛ. В данной статье впервые приводятся методика графоаналитического расчета динамических характеристик и параметров ЭУЛ как объекта регулирования частоты вращения вала и динамические характеристики и параметры дизель-генератора типа 10Д100 тепловоза 2ТЭ10М.

Экспериментально установлено, что приращение вращающего момента дизеля ΔM_d прямо пропорционально приращению цикловой подачи Δg_u топлива: $M_d = C_g g_u$ [2, 3]. А так как подача топлива прямо пропорциональна перемещению реек ТНВД, то $M_d = C_h h_p$. Так для тепловозного дизель-генератора 10Д100 $C_h = 1900$ Нм/мм, а для дизель-генератора Д70 $C_h = 1400$ Нм/мм.

Внешним входным возмущающим воздействием λ является изменение мощности N_e теплового двигателя, которая в статике равна мощности потребителя энергии $N_{п}$ (мощности нагрузки). Таким образом, ОРЧВВ имеет два входных воздействия: изменение подачи топлива g_u (или h_p) и изменение мощности нагрузки $N_{п}$ и один выходной сигнал (регулируемую величину) - частоту вращения вала ω_e (или $n_{дг}$) (рис. 1) [1-6].

Отклонение регулируемой величины (частоты вращения вала ω_e (или $n_{дг}$) относят обычно к её номинальному значению, тогда относительное значение этой величины $\varphi = (\omega_e - \omega_{e0}) / \omega_{e0}$.

Относительные отклонения воздействий (перемещение РО, изменение нагрузки) принято относить к максимальному воздействию. Тогда относительные изменения регулирующего μ и возмущающего (вращающего момента) λ воздействий (в безразмерных единицах) выражаются соот-

ветственно $\mu = (g_u - g_{uo}) / g_{u\max}$ (или $(h_p - h_{po}) / h_{p\max}$) и $\lambda = (M - M_o) / M_{\max}$.

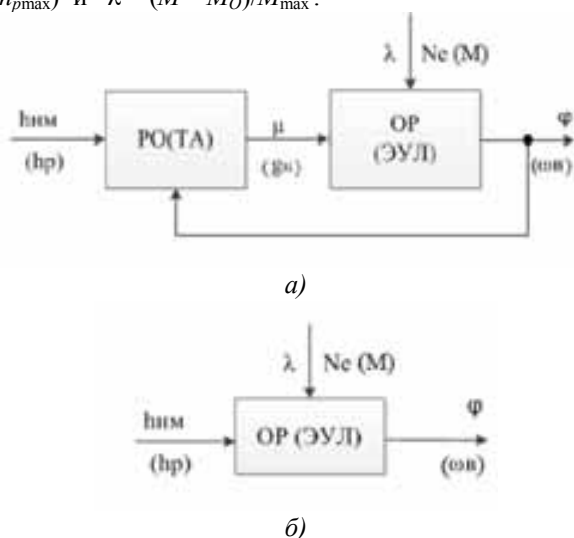


Рис. 1. Функциональная схема ОРЧВВ
а – с выделением РО; б – ОРЧВВ

При максимальных воздействиях, т. е. при $g_u - g_{uo} = g_{u\max}$ (или $h_p (h_p - h_{po}) / h_{p\max}$) или $M - M_o = M_{\max}$ относительные изменения воздействий будут равны единице, т. е.

$$\mu_{\max} = \frac{(g_u - g_{uo})}{g_{u\max}} = 1 \quad (1)$$

$$\lambda_{\max} = \frac{(M - M_o)}{M_{\max}} = 1 \quad (2)$$

Выраженные уравнениями (1,2) максимальные воздействия соответствуют единичным однократным воздействиям.

В ЭУЛ вследствие изменения вращающих моментов двигателя M_d и потребителя его энергии (агрегата нагрузки) M_n на величину ΔM за время dt изменится частота вращения вала на величину $d\omega_s$, т. е.

$$[(M_d - M_{do}) - (M_n - M_{no})]dt = J_B d\omega_s, \quad (3)$$

откуда

$$(M_d - M_{do}) - (M_n - M_{no}) = \frac{J_B d\omega_s}{dt}, \quad (4)$$

где $(M_d - M_{do})$ – изменение момента двигателя; $(M_n - M_{no})$ – изменение момента потребителя; J_B – динамический момент инерции ЭУЛ для дизель-генератора 10Д100 тепловоза 2ТЭ10М он равен $863,3 \text{ Нм}^2$ [2]; $d\omega_s/dt$ – скорость изменения частоты вращения вала ЭУЛ.

Зависимость момента двигателя от положения РО (h_p или подачи топлива g_u) и от частоты вращения вала ω_s может быть также описана уравнением

$$M_d = f_1(h_p) + f_2(\omega_s) \text{ (рис. 2) [7].}$$

Степень влияния частоты вращения вала ω_s на момент двигателя M_d в статическом ОР определяется линейным соотношением $(M_d - M_{do}) / (\omega_s - \omega_{s0}) = \Delta M_{do} / \Delta \omega_s$.

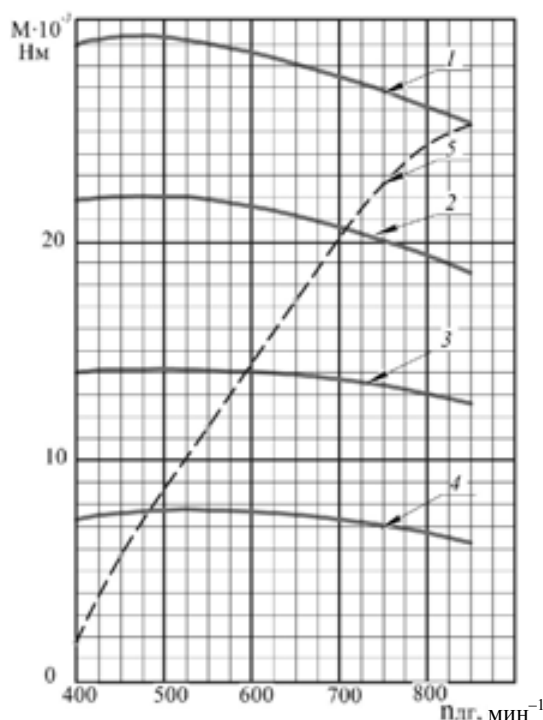


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика (линия 1) и частичные скоростные характеристики (линии 2-4) дизель-генератора типа 10Д100 при относительных цикловых подачах топлива:

1 – 1,0; 2 – 0,75; 3 – 0,50; 4 – 0,25 и характеристика нагрузки дизеля потребителем энергии – тяговым генератором (линия 5)

В пределе, при $\Delta \omega_s \rightarrow 0$, это отношение обращается в производную, т. е. в $\partial M_d / \partial \omega_s$, которая является динамическим параметром – фактором устойчивости F_d двигателя ЭУЛ (рис. 3). Производная $\partial M_n / \partial \omega_s$ является вторым динамическим параметром – фактором устойчивости F_n потребителя. Факторы устойчивости определяются графоаналитическим методом дифференцирования характеристик, представленных на рис. 2. Фактор устойчивости F_d имеет отрицательные значения. Однако, при частоте вращения вала менее 500 об/мин он меняет знак. Из рис. 3 видно, что зависимости факторов устойчивости двигателя и потребителя энергии, а также постоянной времени установки от частоты вращения вала существенно нелинейны. Это необходимо учитывать при расчете оптимальных настроек АРЧВВ [1, 2].

Зависимость момента M_d от положения РО h_p определяется производной $\partial M_d / \partial h_p$. Измене-

ние момента двигателя, т. е. $M_D - M_{ДО}$, при изменении положения РО от $h_{ро}$ до h_p и частоты вращения вала ω_ϵ от $\omega_{\epsilon 0}$ до ω_ϵ будет определяться выражением

$$M_D - M_{ДО} = \left(\frac{\partial M_D}{\partial h_p} \right) \cdot (h_p - h_{ро}) + \left(\frac{\partial M_D}{\partial \omega_\epsilon} \right) \cdot (\omega_\epsilon - \omega_{\epsilon 0}) \quad (5)$$

Для установления зависимости, существующей между изменениями частоты вращения вала, момента двигателя и момента потребителя, подставим уравнение (3) в уравнение (2), в результате чего получим

$$\frac{\partial M_D}{\partial h_p} \cdot (h_p - h_{ро}) + \frac{\partial M_D}{\partial \omega_\epsilon} \cdot (\omega_\epsilon - \omega_{\epsilon 0}) - (M_{II} - M_{ПО}) = \frac{J_B d\omega_\epsilon}{dt} \quad (6)$$

Это дифференциальное уравнение является математическим описанием переходного процесса в ЭУЛ с учетом её свойств самовыравнивания.

Для получения дифференциального уравнения в безразмерных единицах отнесем отклонения частоты вращения вала к её номинальному значению $\omega_{\epsilon 0}$, отклонение положения РО $h - k h_{pmax}$, а отклонения момента двигателя M_D и момента потребителя $M_{II} - k M_{II max}$ к максимальному моменту потребителя, который в установившемся режиме определяет как максимальный момент двигателя, так и максимальный момент потребителя, т. е. $M_{max} = M_{Dmax} = M_{II max}$.

Тогда, разделив уравнение (6) на M_{max} и приняв $\left(\frac{d\omega_\epsilon}{dt} \right) = \frac{d(\omega_\epsilon - \omega_{\epsilon 0})}{dt}$, будем иметь

$$\frac{\partial M_D}{\partial h_p} \cdot \left(\frac{h_p - h_{ро}}{h_{pmax}} \right) + \frac{\partial M_D}{\partial \omega_\epsilon} \cdot \frac{\omega_{\epsilon 0}}{M_{max}} \left(\frac{\omega_\epsilon - \omega_{\epsilon 0}}{\omega_{\epsilon 0}} \right) - \left(\frac{M_{II} - M_{ПО}}{M_{ПО}} \right) = \frac{J_B d\omega_\epsilon}{M_{max}} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{\omega_\epsilon - \omega_{\epsilon 0}}{\omega_{\epsilon 0}} \right) \quad (7)$$

Коэффициент первого члена уравнения (7) может быть упрощен, если принять, что РО имеет линейную характеристику, т. е. момент двигателя M_D изменяется прямо пропорционально положению РО. В этом случае

$$\frac{\partial M_D}{\partial h_p} \cdot \left(\frac{h_{pmax}}{M_{max}} \right) = 1. \quad (8)$$

Для коэффициента второго члена уравнения (5) введем обозначение

$$\frac{\partial M_D}{\partial \omega_\epsilon} \cdot \frac{\omega_{\epsilon 0}}{M_{max}} = -\rho_1. \quad (9)$$

Далее, в уравнении (7) введем следующие обозначения: $(h_p - h_{ро})/h_{pmax} = \mu$ относительное

отклонение регулирующего воздействия (положение РО); $-(M_{II} - M_{ПО})/M_{max} = \lambda$ - относительное отклонение момента потребителя; $(\omega_\epsilon - \omega_{\epsilon 0})/\omega_{\epsilon 0} = \varphi$ - относительное отклонение регулируемой величины - частоты вращения вала установки.

Для коэффициента в правой части уравнения (7) введем обозначение

$$\frac{J_B \omega_{\epsilon 0}}{M_{max}} = T_p. \quad (10)$$

Коэффициент T_p имеет размерность времени и является временем разгона одноемкостного статического ОР - ЭУЛ.

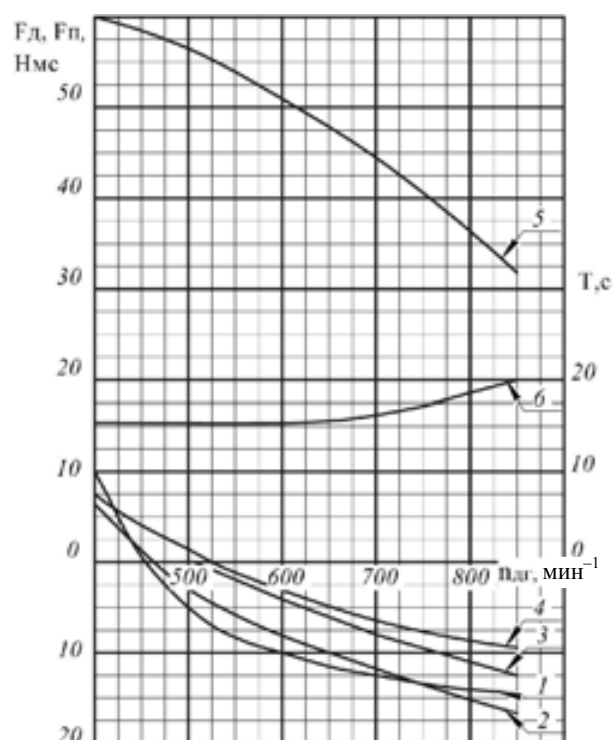


Рис. 3. Зависимости фактора устойчивости двигателя дизель-генератора типа 10Д100 при относительных цикловых подачах топлива:

1 - 1,0; 2 - 0,75; 3 - 0,50; 4 - 0,25; фактора устойчивости потребителя энергии - тягового генератора (линия 5) и постоянной времени установки (линия 6) от частоты вращения вала

После подстановки в уравнение (7) принятых обозначений получим

$$T_p \frac{d\varphi}{dt} + \rho_1 \varphi = \mu - \lambda. \quad (11)$$

В уравнении (11) коэффициент ρ_1 - величина безразмерная и является коэффициентом самовыравнивания (саморегулирования) ОР. Чем круче статическая характеристика ОР $M_D(\omega_\epsilon)$, тем больше самовыравнивание и тем раньше (с меньшим отклонением частоты вращения) наступит стабилизация режима (новое равновесное состояние). Знак

минус, введенный перед коэффициентом ρ_1 в формуле (9), указывает на то, что самовыравнивание имеет место лишь тогда, когда отклонение частоты вращения вала вызывает уменьшение величины, которая это отклонение вызвала, т. е. когда фактор устойчивости двигателя $F_D = (\partial M_D / \partial \omega_e) < 0$ (см. рис. 3, линии 1-4).

Такое самовыравнивание является самовыравниванием на притоке энергии в установку.

Самовыравнивание на стоке энергии из установки принципиально ничем не отличается от самовыравнивания на притоке. Здесь полностью остается справедливым уравнение ОР (11). Коэффициент самовыравнивания в этом случае будет выражаться соотношением

$$\frac{\partial M_{II}}{\partial \omega_e} \cdot \frac{\omega_{eo}}{M_{\max}} = \rho_2. \quad (12)$$

Самовыравнивание на стоке энергии из установки будет иметь место лишь в том случае, когда с ростом частоты вращения вала растет сток энергии из установки, а при снижении частоты вращения он уменьшается, т. е. когда фактор устойчивости потребителя (агрегата нагрузки двигателя) $F_{II} = (\partial M_{II} / \partial \omega_e) > 0$ (см. рис. 3, линия 5).

ЭУЛ как ОР частоты вращения вала обладает самовыравниванием, как на притоке, так и на стоке энергии из установки. В этом случае общее самовыравнивание определяется влиянием частоты вращения вала на изменение, как притока, так и стока энергии из установки. Коэффициент самовыравнивания в этом случае будет выражаться соотношением

$$\left(\frac{\partial M_{II}}{\partial \omega_e} - \frac{\partial M_D}{\partial \omega_e} \right) \cdot \frac{\omega_{eo}}{M_{\max}} = \rho_3 \quad (13)$$

Для статического ОР – ЭУЛ имеется ряд важных особенностей. Для статического ОР, у которого регулируемая величина изменяется с непрерывно убывающей скоростью, время разгона T_p является условным показателем, выражающим время, в течение которого эта величина достигла бы отклонения, соответствующего воздействию, если бы она изменялась с постоянной скоростью, равной начальной, т. е. соответствующей моменту возмущения. На практике динамические свойства статического ОР представляются дифференциальным уравнением, выраженным не через T_p , а через постоянную времени T . Для её определения правую и левую части уравнения (11) разделим на ρ_1 , в результате чего получим

$$\frac{T_p}{\rho_1} \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = \frac{1}{\rho_1} (\mu - \lambda) \quad (14)$$

В уравнении (14) отношение времени разгона T_p к коэффициенту самовыравнивания ρ_1 и есть постоянная времени T статического ОР, т. е. $T_p / \rho_1 = T$.

Постоянная времени ЭУЛ является динамическим параметром переменным и сильно зависящим от частоты вращения вала (рис. 3, линия 6).

В результате ЭУЛ является существенно нелинейным звеном в АСРЧВВЭУЛ.

Величина, обратная коэффициенту самовыравнивания, есть коэффициент усиления (коэффициент передачи) статического ОР k_{op} , т. е.

$$\frac{1}{\rho_3} = k_{op}. \quad (15)$$

Тогда после соответствующей замены коэффициентов в уравнении (14) будет получено дифференциальное уравнение (математическая модель) одноемкостного ОР с самовыравниванием в общем виде, выраженное через постоянную времени T и коэффициент передачи k_{op} :

$$T \frac{d\varphi}{dt} + \varphi = k_{op} (\mu - \lambda). \quad (16)$$

Либо в операторной форме:

$$Tp\varphi + \varphi = k_{op} (\mu - \lambda), \quad (17)$$

где $d/dt = p$ – оператор дифференцирования.

Таким образом, ЭУЛ представляет собой одноемкостной статический ОР в контуре АСРЧВВЭУЛ и обладает динамическими свойствами аperiodического звена первого порядка с передаточной функцией

$$W(p) = \frac{k_{op}}{Tp + 1} \quad (18)$$

и амплитудно-фазово-частотной функцией

$$W(j\omega) = \frac{k_{op}}{Tj\omega + 1}. \quad (19)$$

Известно, что амплитудно-фазово-частотная характеристика ОР используется при расчете оптимальных параметров настройки автоматических систем [1].

Дифференциальные уравнения (16,17) выражают зависимость частоты вращения вала ω_e и скорости её изменения $d\omega_e/dt$ от изменения воздействий μ и λ . При этом коэффициент передачи k_{op} показывает, во сколько раз отклонение частоты вращения вала ω_e в установившемся режиме превышает обусловившее его отклонение воздействие.

Разработанная методика дает возможность не только рассчитать динамические параметры (факторы устойчивости и постоянную времени) установки, но и определить зависимости их от частоты вращения вала установки и цикловой подачи топлива. Она может быть использована при расчете оптимальных настроек АРЧВВ не только обычных систем, но и самонастраивающихся адаптивных автоматических систем [1, 11].

Список литературы:

1. Ротач В. Я. Расчет настройки промышленных систем

регулирования / В. Я. Ротач. – М.–Л.: ГЭИ, 1961. – 344 с. 2. Луков Н. М. Автоматизация тепловозов, газотурбовозов и дизель-поездов / Н. М. Луков. – М.: Машиностроение, 1988. – 272 с. 3. Леевин М. И. Автоматизация судовых дизельных установок / М. И. Леевин. – Л.: Судостроение, 1969. – 468 с. 4. Крутов В. И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект / Крутов В. И. – М.: Машиностроение, 1978. – 472 с. 5. Ланчуковский В. И. Автоматизированные системы управления судовых дизельных и газотурбинных установок // Ланчуковский В. И., Козьминых А. В. – М.: Транспорт, 1983. – 320 с., 1990. – 335 с. 6. Луков Н.М. Автоматические системы управления локомотивов / Н. М. Луков, А. С., Космодамианский : Учебник для вузов ж.-д. транспорта. – М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2007. – 429 с. 7. Васильев В.Г. Составление электронной модели дизеля и регулятора тепловоза ТЭ10 / В. Г. Васильев, Л. Е. Тимановская. Изв. вузов. Электромеханика. – 1963. - № 2. - С. 205-206. 8. Лаврик А. Н. Расчет системы автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля / А. Н. Лаврик. - Челябинск, ЧГТУ, 1991. - 37 с. 9. Горбунова Н.А. Автоматическое регулирование и управление ДВС / Н.А. Горбунова. – Коломна, КИ(ф)МГОУ – 2010. - 268 с. 10. Горбунова Н.А. Автоматическое регулирование ДВС / Н.А. Горбунова. - КИ(ф)МГОУ, Коломна, 2012. – 50 с. 11. Козлов Ю.М. Беспорядочные самонастраивающиеся системы // Ю. М.

Козлов, Р. М. Юсупов. – М.: Наука, 1969. – 226 с.

Bibliography (transliterated):

1. Rotach V. Ja. Raschet nastrojki promyshlennyyh sistem regulirovaniya / V. Ja. Rotach. – М.–Л.: GJel, 1961. – 344 s. 2. Lukov N. M. Avtomatizacija teplovozov, gazoturbobozov i dizel'-poezdov / N. M. Lukov. – М.: Mashinostroyeniye, 1988. – 272 s. 3. Leevin M. I. Avtomatizacija sudovyh dizel'nyh ustanovok / M. I. Leevin. – L.: Sudostroyeniye, 1969. – 468 s. 4. Krutov V. I. Dvigatel' vnutrennego sgoraniya kak reguliruemyy ob#ekt / Krutov V. I. – М.: Mashinostroyeniye, 1978. – 472 s. 5. Lanchukovskiy V. I. Avtomatizirovannyye sistemy upravleniya sudovyh dizel'nyh i gazoturbinnyyh ustanovok // Lanchukovskiy V. I., Koz'minyh A. V. – М.: Transport, 1983. – 320 s., 1990. – 335 s. 6. Lukov N.M. Avtomaticheskie sistemy upravleniya lokomotivov / N. M. Lukov, A. S., Kosmodamianskiy : Uchebnik dlja vuzov zh.-d. transporta. – М.: GOU «Uchebno-metodicheskij centr po obrazovaniju na zheleznodorozhnom transporte», 2007. – 429 s. 7. Vasil'ev V.G. Sostavlenie jelektronnoj modeli dizelja i reguljatora teplovoza TJe10. / V. G. Vasil'ev, L. E. Timanovskaja. Izv. vuzov. Jeлектromеханика, 1963, № 2, S. 205-206. 8. Lavrik A. N. Raschet sistemy avtomaticheskogo regulirovaniya chastoty vrashheniya kolenчатого vala dizelja / A. N. Lavrik. - Cheljabinsk, ChGTU, 1991. - 37 c. 9. Gorbunova N.A. Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie DVS / N.A. Gorbunova. – Kolomna, KI(f)MGOU – 2010. - 268 s. 10. Gorbunova N.A. Avtomaticheskoe regulirovanie DVS / N.A. Gorbunova. - KI(f)MGOU, Kolomna, 2012. – 50 s. 11. Kozlov Ju.M. Besporjadocnyye samonastrajvajushiesja sistemy // Ju. M. Kozlov, R. M. Jusupov. – М.: Nauka, 1969. – 226 s.

Поступила в редакцию 29.05.2014

Луков Николай Михайлович – доктор техн. наук, профессор, академик Академии транспорта России и Транспортной Академии Украины, профессор МГУПС (МИИТ), г. Москва, Россия, e-mail: nm-57@yandex.ru.

Ромашкова Оксана Николаевна – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Прикладная информатика» Московского педагогического государственного университета, г. Москва, Россия, e-mail: ox-rom@yandex.ru.

Космодамианский Андрей Сергеевич – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой «Тяговый подвижной состав» РОАТ МГУПС (МИИТ), председатель экспертного совета ВАК РФ по транспорту, академик Академии электротехнических наук Российской Федерации, г. Москва, e-mail: askosm@mail.ru.

Кашников Геннадий Филиппович – доктор техн. наук, зав. отделом «Электрические машины и аппараты» ВНИКТИ, г. Коломна, Россия, e-mail: vnikti_ema@mail.ru.

THE METHOD OF CALCULATION OF DYNAMIC CHARACTERISTICS AND PARAMETERS IN LOCOMOTIVE POWER PLANT AS OBJECT OF SHAFT'S SPEED ADJUSTMENT

N. M. Lukov, O. N. Romashkova; A. S. Kosmodamiansky; G. F. Kashnikov

To determine quality of work automatic system of regulation of frequency of rotation of the shaft power plant of locomotive must know not only the static but also the dynamic characteristics and parameters as the object of regulation of frequency of rotation of the shaft. For the first time graphic-analytical methods of calculation of dynamic characteristics and parameters of installation as an object of regulation of frequency of rotation of the shaft and their dependence on the conditions and modes of operation, and dynamic characteristics and parameters of the diesel-generator type 10D100 of locomotive ТЭ10М. The method gives the possibility not only to calculate dynamic parameters (factors of sustainability and the time constant) installation, but also to determine the dependence of the frequency of rotation of the shaft installation and cycle fuel supply. It can be used when calculating the optimal settings not only conventional systems, but also adaptive self-tuning of automatic systems

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКІВ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ЛОКОМОТИВА ЯК ОБ'ЄКТА РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА

М. М. Луків, О. М. Ромашкова, А. С. Космодамианський, Г. Ф. Кашніков

Для визначення якості роботи систем регулювання частоти обертання вала енергетичної установки локомотива необхідно знати не тільки статичні, але й динамічні характеристики та параметри установки як об'єкта регулювання частоти обертання вала. Уперше приводяться методика графоаналітичного розрахунків динамічних характеристик і параметрів установки та залежності їх від умов і режимів роботи, а також динамічні характеристики і параметри дизель-генератора типу 10Д100 тепловоза ТЭ10М. Методика дає можливість не тільки розрахувати динамічні параметри (фактори стійкості і постійну часу) установки, але й визначити залежності їх від частоти обертання вала установки та циклової подачі палива. Вона може бути використана при розрахунках оптимальних налаштувань не тільки звичайних систем, але й самонастроювальних адаптивних автоматичних систем.

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;**
- **Содержание высшего образования по специальности "ДВС";**
- **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-2, ул. Фрунзе, 21. 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 01.09.2014 р. Формат 60х84 1/8 . Папір офсетний.

Гарнітура Times New Roman Суг. Віддруковано на ризографі.

Умовн. друк. арк. 17,25. Обл.-вид арк. 16,0.

Замовлення № 03/09/14. Наклад 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Крамаренко Ю.М.

Свідоцтво про держреєстрацію АБ № 815827

від 22.03.2013 р.