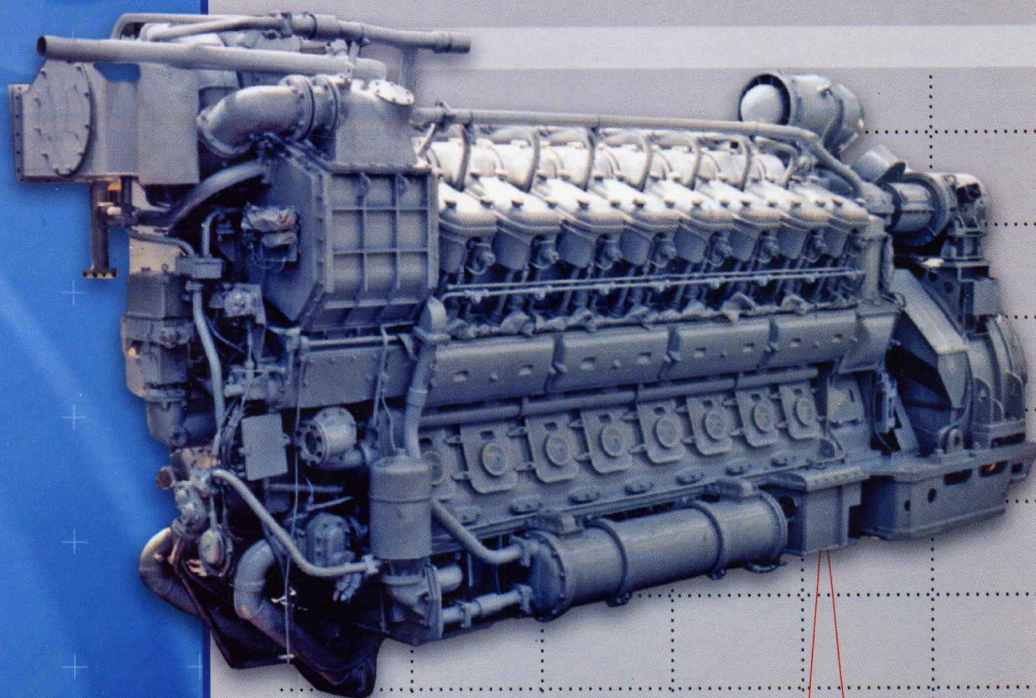
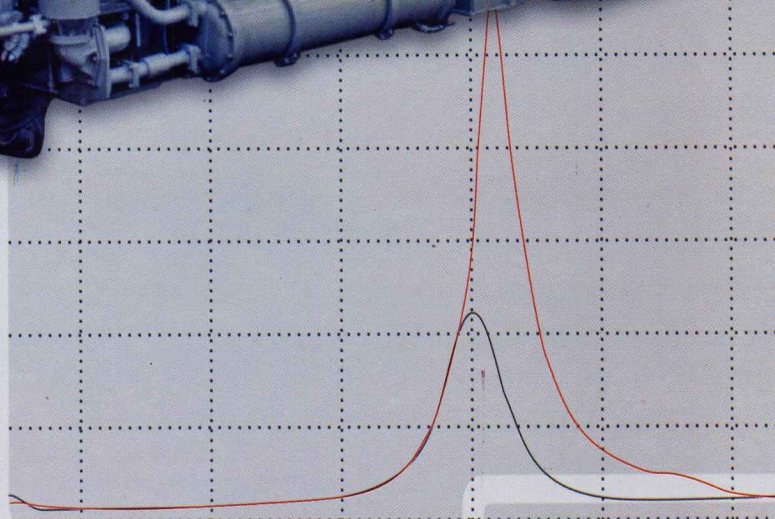


ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2'2011



**Всеукраинский
научно-технический журнал**



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2011

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.А. Алехин, *к.т.н.*

У.А. Абдулгалис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *к. 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.*

С.А. Ерощенко, *д. т. н., проф.*

А.И. Крайнюк, *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.П. Строков, *д. т. н., проф.*

Б.Г. Тимошевський, *д. т. н., проф.*

И.И. Тимченко, *к. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

Б.Г. Тимошевський, М.Р. Ткач, О.С. Митрофанов,

А.С. Познанський, А.Ю. Проскурін

Експериментальні дослідження параметрів поршневого ДВЗ з системою термохімічної конверсії біоетанолу. 3

Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко, М.С. Липинский

Многокритериальная оптимизация параметров процесса сгорания малолитражного автомобильного газового двигателя. . . 8

С.А. Ерощенко, В.А. Корогодский, А.А. Хандримайлов,

О.В. Василенко

Определение коэффициента остаточных газов в двухтактном двигателе с искровым зажиганием. 13

А.В. Тринев, В.Т. Коваленко, С.В. Обозный, А.Н. Клименко

Оценка эффективности локального охлаждения головки цилиндров дизеля КАМАЗ в безмоторном эксперименте. 19

А.П. Марченко, В.В. Шпаковский

Влияние корундового слоя на рабочих поверхностях поршней на процесс сгорания в ДВС. 24

А.П. Марченко, В.В. Пильов

Моделювання прогріву паливної плівки на стінці камери згорання дизеля з частково-динамічною теплоізоляцією поршня. .28

С.П. Кулманаков, С.В. Яковлев

Влияние повышенного давления впрыска на предпламенные процессы и индикаторные показатели двигателя 1СН 13/14 с топливоподающей аппаратурой «Common Rail» 34

И. П. Васильев, А. Хайлиг, М. Кайзер, Ф. Динкелякер

Влияние свойств биотоплив на характеристики впрыскивания в камеру с постоянным давлением. 37

А.В. Иващенко, В.Н. Горячкин

Дисперсный состав капель биодизельного топлива на выходе из форсунок. 41

А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский

Исследование оптимизационной скоростной характеристики двигателя постоянной мощности. 46

В. А. Жуков, Е. Н. Николенко

Автоматизация теплосбалансных испытаний двигателей внутреннего сгорания. 50

А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко

Повышение эффективности стационарной газотурбинной установки с учетом моделирования процессов в регенераторе-воздухоподогревателе. 53

Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгалис

Термодинамическая модель регенеративного двухтактного двигателя с использованием энергоносителя на основе гидрода алюминия. 57

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

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.М. Левтеров

Основы методологии исследования и проектирования транспортных ДВС, работающих на альтернативных топливах.	61
<i>А.А. Лисовал, А. В. Вербовский, С.В. Костица</i>	
Проверка адекватности математической модели системы автоматического регулирования дизеля.	64
<i>А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников</i>	
Отработка топливной аппаратуры автомобильного малолитражного дизеля со связанной системой управления.	69
<i>А.В. Грицюк, А.А. Мотора, Е.В. Шаповалов, А.С. Жуков</i>	
Автономный двухрежимный вспомогательный электроагрегат для наземных транспортных средств.	74
<i>В.В. Матвеев, В.А. Пылев, А.В. Матюха</i>	
Результаты оценки ресурсной прочности поршня автотракторного дизеля при учете локального теплообмена в камере сгорания.	78
<i>А.А. Прохоренко</i>	
Дифференциальное уравнение динамики дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи как объекта регулирования.	81
<i>А. П. Строков, А. Н. Кондратенко</i>	
Расчетная оценка гидравлического сопротивления модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля. Часть 2.	86
<i>Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко, Д.С. Минчев</i>	
Система охлаждения для современных магистральных тепловозов.	90
<i>К.Ю. Tarsis, Ю.Л. Tarsis</i>	
Квазістатична та динамічна міцність колінчастого вала.	94
<i>В.И. Алёхин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов</i>	
Исследование влияния размеров литейных дефектов на напряженно-деформированное состояние поршня.	99
<i>С. И. Тырловой</i>	
Имитационная модель электронного регулятора частоты вращения автомобильного дизеля.	103
<i>С. Б. Таран, О. В. Акимов, А. П. Марченко</i>	
Анализ свойств и структуры чугуна для поршней высокофорсированных ДВС.	107
<i>Ф.І. Абрамчук, О.І. Воронков, А.І. Харченко, С.С. Жилін, І.М. Нікітченко, В.С. Червяк</i>	
Стенд для випробування і дослідження пневмодвигунів.	110

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

<i>И.В. Парсаданов, А.А. Теплицкий, В.В. Солодовников, С.Ю. Белик</i>	
Применение водотопливной эмульсии в автотракторном дизеле. Экологическая эффективность. (Часть I).	118
<i>И.В. Парсаданов, А.А. Теплицкий, И.Н. Карягин, В.В. Солодовников, С.А. Кравченко, П.Г. Ходак</i>	
Применение водотопливной эмульсии в автотракторном дизеле. Энергетические и экономические показатели. (Часть II)	121
<i>А.П. Поливянчук</i>	
Сравнительный анализ дифференциального и компенсационного способов измерения массового расхода отработавших газов дизеля в микротуннеле.	123

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

<i>А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, В.В. Стариков</i>	
Получение корундозлектроета при гальваноплазменной обработке деталей из алюминиевых сплавов.	127
<i>К. Н. Осипов, Е. Л. Первухина, Ю. Л. Рапацкий</i>	
Моделирование поршневых ДВС в ходе приемосдаточных испытаний по результатам измерений диагностических параметров.	130

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

<i>В.Н. Волошин, А.Р. Миська</i>	
Сравнительный анализ современных систем управления и мониторинга главных судовых двигателей.	134
<i>А.Г. Гацуц</i>	
Совершенствование технической эксплуатации судовых энергетических установок.	137
РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ.	143

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2011. – №2. – 157 с.

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

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 7 от 05.07.2011 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2011.

*Б.Г. Тимошевський, д-р техн. наук, М.Р. Ткач, д-р техн. наук,
О.С. Митрофанов, асп., А.С. Познанський, асп., А.Ю. Проскурін, асп.*

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОРШНЕВОГО ДВЗ З СИСТЕМОЮ ТЕРМОХІМІЧНОЇ КОНВЕРСІЇ БІОЕТАНОЛУ

Постановка проблеми

На сьогодні палива нафтового походження є головними джерелами енергії в ДВЗ. За оцінками фахівців, запаси нафти будуть практично повністю вичерпані в найближчі 50-60 років. Тому особлива увага в сучасному двигунобудуванні приділяється розробці технологій використання альтернативних джерел енергії. Одним з найпоширеніших і широко використовуваних в ДВЗ альтернативних палив є біоетанол. Одним з перспективних на сьогодні способів використання біоетанолу у ДВЗ є термохімічна конверсія. Незважаючи на простоту і можливість рішення великого числа проблем на основі цього способу, низка теоретичних і практичних запитань, пов'язаних з його реалізацією в ДВЗ, залишається ще маловивченими.

Аналіз досліджень та публікацій. Головною перевагою біоетанолу перед нафтопродуктами є те, що він відноситься до поновлюваних джерел енергії. Нині велика частина біоетанолу виробляється з кукурудзи (США) і цукрової тростини (Бразилія). Сировиною для виробництва біоетанолу також можуть бути різні с/г культури з великим змістом крохмалю або цукру: маніок, картопля, цукровий буряк, батат, сорго, ячмінь і ін. Відомо, що найбільш доцільною, з економічної точки зору, сировиною для виробництва біоетанолу в Україні є кукурудза [1].

Біоетанол, в основному, використовується в автомобільних двигунах з іскровим запалюванням в якості добавки до бензину (Е10, Е25, Е85) або в якості єдиного палива. Основними недоліками біоетанола є знижена теплота згорання ($Q_n = 26,78$ МДж/кг), висока теплота випару і низький тиск насиченої пари. До основних переваг можна віднести високі антидетонаційні властивості та понижений вміст токсичних речовин у відпрацьованих газах [2].

Термохімічна конверсія біоетанолу дозволяє не лише поліпшити паливно-економічні і екологічні характеристики, але і кінетичні показники процесу згорання.

Суть способу полягає в наступному: під впливом теплоти, яка відбирається від ВГ двигуна в

термохімічному реакторі, відбувається ендотермічна реакція хімічного перетворення біоетанолу, в результаті якої утворюється синтез-газ – суміш CO і H_2 . Хімічна енергія отриманого синтез-газу перевищує енергію використаного біоетанолу на величину, рівну кількості утилізованої теплоти ВГ, яка разом з отриманим паливом вводиться в двигун для повторної участі в організації робочого циклу. В даному випадку термохімічний реактор виконує функцію пристрою утилізації.

Цей спосіб був запропонований ще в 60-і роки ХХ сторіччя при вирішенні задачі про утилізацію теплоти продуктів згорання з каналів МГД-генератора. Потім він був поширений і на інші типи теплоенергетичних і теплотехнологічних установок [3]. Нині більшість досліджень присвячена застосуванню термохімічної конверсії на двигунах малої потужності, які використовують метанол [4], метан [5] і біогазу [6].

Первинна оцінка ефективності термохімічної конверсії біоетанолу може бути встановлена при порівнянні теплотворної здатності рідкого біоетанолу і газоподібних продуктів його конверсії. Так, при згорянні 1 кг рідкого біоетанолу виділяється 26,78 МДж теплової енергії. А продукти конверсії тієї ж маси біоетанолу виділяють 34,87 МДж, тобто на 23,2% більше. Збільшення теплотворної здатності синтез-газу відносно вихідного біоетанолу пояснюється тим що в систему було внесено відповідну додаткову кількість енергії (теплота реакції конверсії), що не суперечить положенням термодинаміки [7].

Мета роботи – створення експериментального стенду для дослідження параметрів роботи двигуна, що працює на синтез-газі, отриманого шляхом парової конверсії біоетанолу.

Виклад основного матеріалу

При проектуванні енергетичної установки з системою термохімічної конверсії біоетанолу необхідне одночасне виконання 2 умов, які визначають границі її ефективного використання:

1) система термохімічної конверсії в широкому діапазоні температур ВГ повинна забезпечувати

максимальний ступінь перетворення (конверсії) біоетанолу в синтез-газ;

2) синтез-газ, на якому працює двигун, не повинен погіршувати енергетичні, експлуатаційні і екологічні характеристики його роботи.

Також особлива увага приділяється питанням проектування вискоефективного термохімічного реактора та вивченню особливостей робочого циклу ДВЗ, працюючого на суміші газів CO та H₂.

З метою детального вивчення цих питань в Центрі Перспективних Енергетичних Технологій Національного Університету Кораблебудування ім.адм. Макарова була розроблена і сконструйована експериментальна установка, за допомогою якої досліджуються особливості роботи автомобільного двигуна з ТХУ тепла ВГ, який працює на продуктах конверсії біоетанолу. Схема установки представлена на рис.2., його фотографії – на рис. 1,4,5. Експериментальна установка складається з:

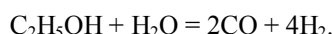
1) Підсистеми по дослідженню параметрів процесу парової конверсії біоетанолу в термохімічному реакторі;

2) Підсистеми по дослідженню параметрів робочого процесу ДВЗ з іскровим запалюванням, працюючому на синтез-газі різного складу;

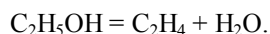
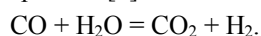
3) Підсистеми вимірювань.

Дослідження процесу парової конверсії біоетанолу у термохімічному реакторі

Основна реакція конверсії біоетанолу у синтез-газ є:



Окрім цього в системі протікають наступні основні побічні реакції [8]:



Одними з найважливіших параметрів, які характеризують процес хімічного перетворення вихідного палива, є ступінь конверсії (кількість прореагованого біоетанолу), а також температура процесу перетворення, тиск у реакторі, співвідношення вихідних компонентів реакції.

Метою дослідження є визначення залежності ступеня конверсії від основних параметрів процесу парової конверсії та геометричних характеристик реактора.

Стенд для отримання синтез-газу (рис.1) обладнаний регулюючими органами з дистанційним управлінням, штатними вимірювальними прилада-

ми, контрольними вимірювальними приладами і системою первинних датчиків для забезпечення автоматизації проведення експерименту.



Рис. 1. Експериментальний стенд для отримання синтез-газу

Установка складається (рис.2) безпосередньо з теплообмінного апарату (реактору витіснення) 28, електропечі 27, конденсатора 29, а також приладів вимірювання температури і тиску.

Швидкість протікання реакції забезпечується за рахунок встановлення необхідного значення тиску інертного газу, який поступає з балона 23, на редукційному клапані тиску 24. Інертний газ, у свою чергу, витісняє водно-спиртову суміш з реторти 25 в теплообмінний апарат 28, в якому і протікає некаталітична конверсія біоетанолу. Підведення тепла відпрацьованих газів ДВЗ з температурою 400...500 °С, необхідного для протікання реакції, імітується за допомогою електропечі 27.

Охолодження продуктів конверсії і очищення від залишків води та спирту, що не прореагував забезпечується за допомогою конденсатора 29. Конденсатор представляє собою теплообмінний апарат типу труба в трубі із загальним протитоком. Водяна пара і елементи, що не прореагували, збираються в реторті з сконденсованою сумішшю 31.

Кількість сировини, яка прореагувала, визначена шляхом зважування реторти 25 з водно-спиртовою сумішшю до початку експерименту і після закінчення експерименту за допомогою електронних вагів 26.

Кількість суміші, що сконденсувалася після охолодження в конденсаторі також визначається шляхом зважування за допомогою електронних вагів 30.

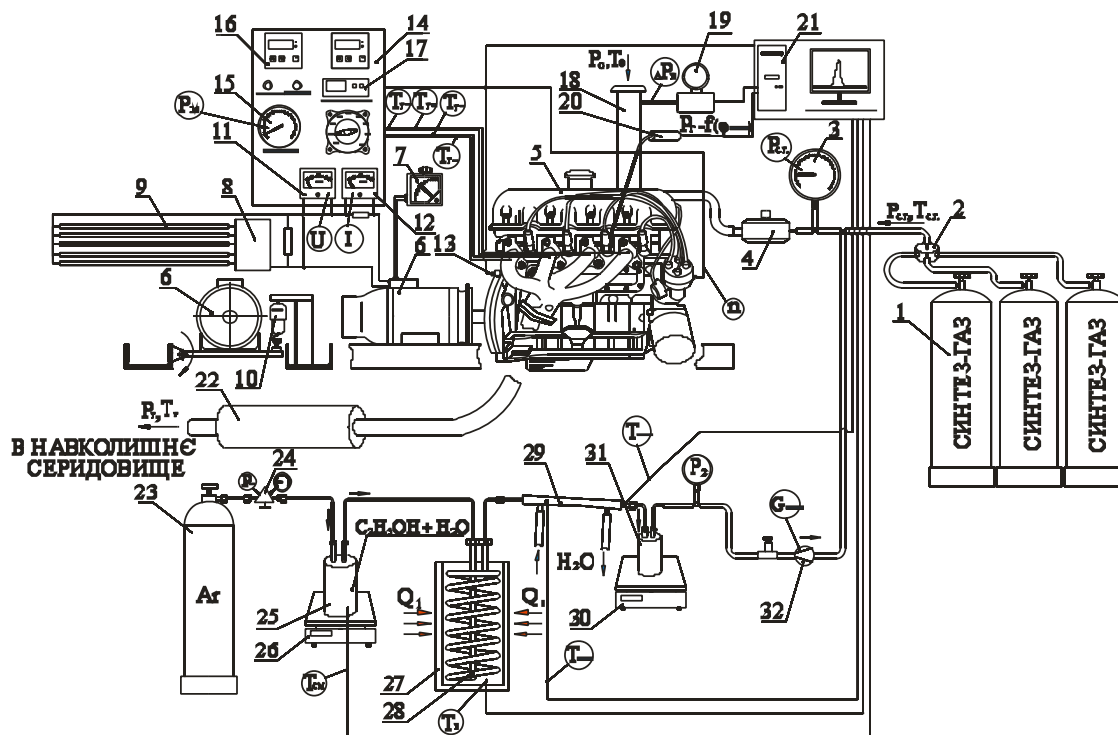


Рис. 2. Принципова схема експериментальної установки

Кількість синтез-газу встановлена шляхом різниці між вихідною вагою та конденсатом. Об'ємна витрата синтез-газу контролювалася за допомогою витратомірної шайби 32. Отриманий синтез-газ зберігається в балоні 1.

Кількість суміші, що сконденсувалася після охолодження в конденсаторі також визначається шляхом зважування за допомогою електронних вагів 30.

Кількість синтез-газу встановлена шляхом різниці між вихідною вагою та конденсатом. Об'ємна витрата синтез-газу контролювалася за допомогою витратомірної шайби 32. Отриманий синтез-газ зберігається в балоні 1.

Попередні результати дали змогу отримати графік залежності ступеня конверсії біоетанолу від температури в реакторі (рис.3) при різних значеннях тиску процесу конверсії.

Дослідження особливостей робочого процесу ДВЗ з іскровим запалюванням, що працює на синтез-газі різного складу

Експериментальні дослідження робочого циклу ДВЗ з іскровим запалюванням, що працює на синтез-газі різного складу, були проведені на автомобільному двигуні з зовнішнім сумішоутворенням 4Ч 8,2/7,0, який входить до складу енергетичної експериментальної установки. Це чотиритактний

бензиновий двигун, паливну апаратуру якого переобладнано для роботи на зрідженому газі. Основні параметри двигуна наведені в таблиці. Принципова схема стенду наведена на рис. 2, фотографії на рис. 4.

Таблиця. Основні параметри двигуна з іскровим запалюванням 4Ч 8,2/7,0

№ п.п.	Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	Кількість циліндрів	шт.	4
2	Робочий об'єм циліндрів	см ³	1480
3	Діаметр циліндра	мм	82
4	Хід поршня	мм	70
5	Ступінь стиснення	—	8,8
6	Частота обертання колінчастого вала	хв ⁻¹	5800
7	Ефективна потужність (при 5800 хв ⁻¹)	кВт	55
8	Питома ефективна витрата палива	кг/(кВт·год)	0,298

3 балонів 1, розташованих в окремому приміщенні, синтез-газ поступає в загальний ресивер 2, а потім через редуктор 4 до двигуна 5. Витрата синтезгазу визначається за перепадом тиску на манометрі 3. В системі живлення двигуна розташовані шість балонів з різним складом синтез-газу. Така система живлення дає змогу, відкриваючи по черзі

балони, отримати індикаторні діаграми та основні параметри робочого циклу двигуна при різних складах синтез-газу.

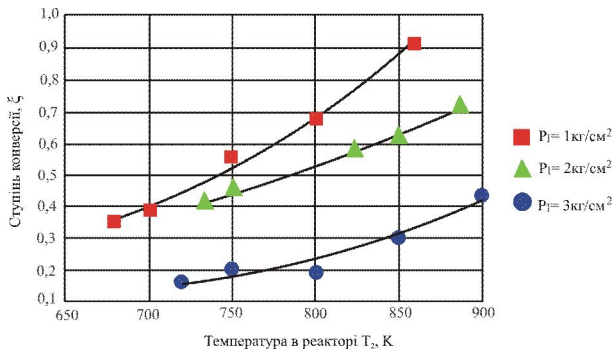
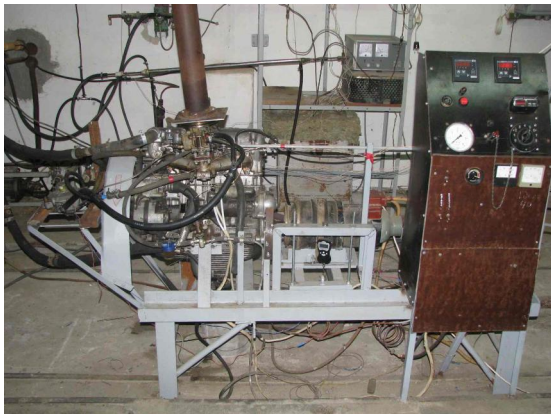


Рис. 3. Ступінь конверсії біоетанолу, отриманого експериментально



а



б

Рис. 4. Експериментальна установка на базі двигуна з іскровим запаленням 4Ч 8,2/7,0

Двигун 4Ч 8,2/7,0 навантажений електрогенератором постійного струму (ГС-24А) 6, отримана електрична енергія йде на блок ТЕНів 9. Потужність навантаження генератора встановлюється регулятором 7. Значення струму та напруги фіксується на панелі приладів 14 амперметром 12 та вольтметром 11. Також на панелі 14 встановлені

наступні вимірювальні прилади: тахометр 17 для визначення обертів колінчастого валу двигуна; манометр тиску мастила 15; прилади для заміру температури відпрацьованих газів по циліндрам, мастила та охолоджуючої рідини 16. Після двигуна відпрацьовані гази через глушник 22 уходять в навколишнє середовище.

Потужність двигуна визначалась згідно формули (1):

$$N_e = M_{кр} \cdot \omega. \quad (1)$$

Замір крутного моменту двигуна $M_{кр}$ зводиться до вимірювання реактивної сили P тензометричним датчиком 10.

Для визначення витрати повітря через двигун на всмоктуванні встановлено витратомірну шайбу 18 з диференціальним перетворювачем тиску 19 для фіксації перепаду тиску.

Запис індикаторної діаграми здійснено за допомогою доопрацьованої свічки запалювання другого циліндра. Для того щоб зберегти стиснення у цьому циліндрі, чутливий елемент датчика 20 був максимально наближений до камери згоряння. Фотографія свічки запалювання з доробками наведена на рис. 5. Результати замірів індикаторного тиску передавались та оброблялись на ПК 21.



а

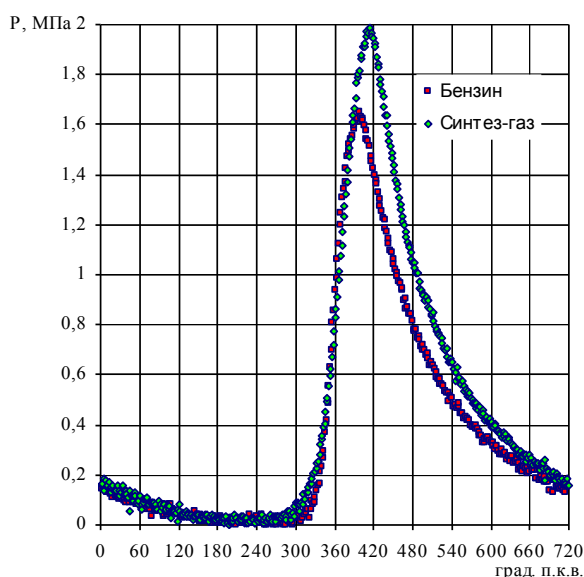


б

Рис. 5. Свічка запалювання з датчиком тиску OPTRAND

В умовах експериментального стенду встановлено, що температурно-енергетичний потенціал відпрацьованих газів на виході з двигуна достатній для ефективної організації процесу парової конверсії біоетанолу. Температура відпрацьованих газів знаходиться у межах 380...500 °С (рис.6). Експе-

риментальні індикаторні діаграми, робочого процесу ДВЗ на пропані, бензині та синтез-газі при частоті обертання колінчастого валу 1800 хв^{-1} . представлена на рис. 7. При роботі двигуна на синтез-газі у порівнянні з бензином та пропаном, в умовах однакової частоти обертання колінчастого валу, спостерігались більш високі значення максимального тиску згоряння P_z – приріст складає $0,2...0,35 \text{ МПа}$, що пояснюється наявністю значної кількості водню у синтез-газі [9].



а

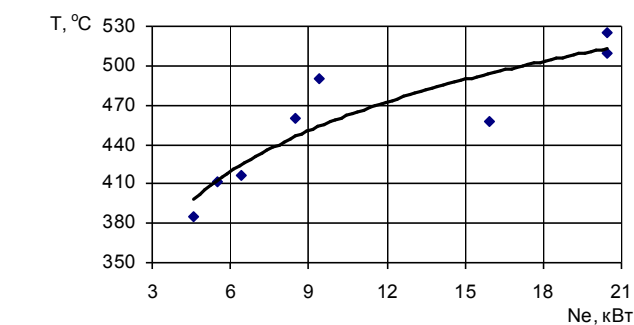
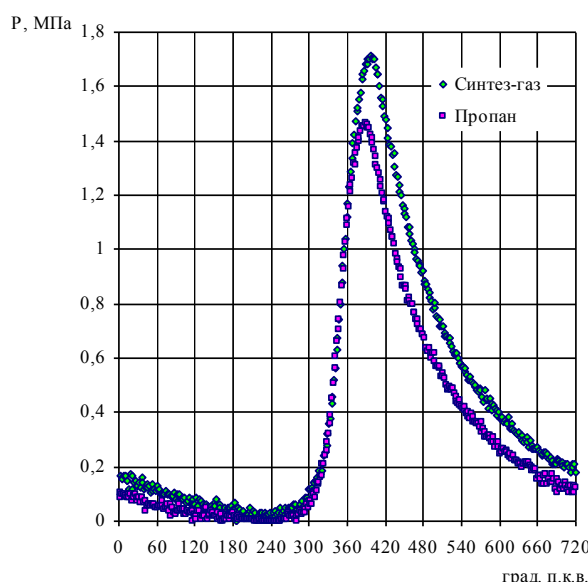


Рис. 6 Температура відпрацьованих газів в залежності від потужності двигуна



б

Рис. 7. Експериментальні індикаторні діаграми двигуна 4Ч 8,2/7,0

Висновки

1. В умовах експериментального стенду визначена ступінь конверсії біоетанолу, яка склала $36...65\%$ при 673 К і тиску $0,1 \text{ МПа}$.

2. При використанні отриманого синтез-газу у двигуні, спостерігалось стабільне без детонаційне згоряння, з незначним підвищенням максимального тиску при потужності $5,5 \text{ кВт}$ та частоті обертання колінчастого валу 1800 хв^{-1} .

Список літератури:

1. Третьяков В. Ф. Биоэтанол – стратегия развития топливного и нефтехимического комплекса/ В. Ф. Третьяков / В. Ф. Третьяков // Химическая техника. – 2008. – № 1. – С. 8–12. 2. Данилов, А. М. Альтернативные топлива: достоинства и недостатки. Проблемы применения / 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. 3. Носач В.Г. Энергия топлива / В.Г. Носач– К.: Наук. думка, 1989. – 148 с. 4. 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. 5. Носач В.Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации / В.Г. Носач, А.А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т.31, №3 – С. 42–50. 6. Носач В.Г. Повышение эффективности использования биогаза в теплоэнергетических установках с помощью термохимической регенерации / В.Г. Носач, А.А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т.31, №2 – С. 57–63. 7. Справочник по химии: Учебное пособие/ Л.М. Блинов, И.Л. Перфилова, Л.В. Юмашева, Р.Г.Чувильев. М.: Проспект, 2011. – 160 с. 8. Moller M. Ethanol steam reforming over $\text{Mg}_x\text{Ni}_1-x\text{Al}_2\text{O}_3$ spinel oxide-supported Rh catalysts/ M. Moller, N. Amadeo // Journal of Catalysis. – 2005. – № 233. – P. 464– 477. 9. Shudo T. Combustion characteristics of $\text{H}_2\text{--CO--CO}_2$ mixture in an IC engine [Text] / T. Shudo, K. Tsuga, Y. Nakajima // SAE Technical Paper Series. – 2001. – 5–8 March. – P. 105–115.

Bibliography (transliterated):

1. Tret'jakov, V. F. Biojetanol – strategija razvitiya toplivnogo i neftehimicheskogo kompleksa/ V. F. Tret'jakov // Himicheskaja tehnika. – 2008. – № 1. – S. 8–12. 2. Danilov, A. M. Al'ternativnye topliva: dosto-instva i nedostatki. Problemy primenenija / A. M. Danilov, Je. F. Kaminskij, V. A. Havkin // Ros. him. zh. (Zh. Ros.

him. ob-va im. D.I. Mendeleeva). – 2003. – Т. 47, № 6. – С. 4–11. 3. Nosach V.G. Jenergija topliva. – K.: Nauk. dumka, 1989. – 148 s. 4. Kameney V.F. Teoreticheskie i jeksperimental'-nye issledovanija raboty dvigatelja na dizel'no-vodorodnyh toplivnyh kompozicijah / V.F. Kame-nev, V.M. Fomin, N.A. Hripach // Al'ternativnaja jenergetika i jekologija. – 2005. – №7(27) – С. 32 – 42. 5. Nosach V.G. Povyshenie jeffektivnosti ispol'zo-vanija prirodnogo gaza v teplojen-ergetike s s pomo-w'ju termohimicheskoj regeneracii / V.G. Nosach, A.A. Shrajber // Promyshlennaja teplotehnika. – 2009. – Т.31, №3 – С. 42–50. 6. Nosach V.G., Shrajber A.A. Povyshenie jeffektivnosti ispol'zovaniya biogaza v teplojenergeticheskikh ustanovkah s po-

mow'ju termohimicheskoj regenera-cii // Promyshlennaja teplotehnika. – 2009. – Т.31, №2 – С. 57–63. 7. Spravochnik po himii: Uchebnoe posobie/ L.M. Blinov, I.L. Perfilova, L.V. Jumasheva, R.G.Chuviljaev. M.: Prospekt, 2011. – 160 s. 8. Moller M. Ethanol steam reforming over Mg_xNi_{1-x}Al₂O₃ spinel oxide-supported Rh catalysts/ M. Moller, N. Amadeo // Journal of Catalysis. – 2005. – № 233. – P. 464– 477. 9. Shudo T. Combustion characteristics of H₂–CO–CO₂ mixture in an IC engine [Text] / T. Shudo, K. Tsuga, Y. Nakajima // SAE Technical Paper Series. – 2001. – 5–8 March. – P. 105–115.

УДК 621.436.038

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, А.Н. Кабанов, канд. техн. наук, А.П. Кузьменко, инж., М.С. Липинский, асп.

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ МАЛОЛИТРАЖНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Решение задачи многопараметровой оптимизации показателей процесса сгорания двигателя внутреннего сгорания (ДВС) во всем диапазоне режимов работы в настоящее время является актуальной проблемой. Если приблизительно до 70-х годов XX века параметры процесса сгорания двигателя на каждом режиме обычно настраивались только на максимальные показатели мощности, то начиная с 70-х годов XX века начала использоваться двухпараметровая оптимизация – выполнялся поиск компромисса между мощностью и экономичностью. Однако и в этом случае задача частично упрощалась – режимы максимальной мощности настраивались на максимальную мощность, частичные режимы – на максимальную экономичность.

В настоящее время в ряд самых важных показателей наряду с мощностью и экономичностью стала экологичность. Однако требования по экологичности зачастую идут вразрез с требованиями по двум первым показателям: так, снижение выбросов NO_x требует снижения температуры сгорания, что, в свою очередь, приводит к снижению мощности и термического КПД двигателя.

В связи с этим возникает задача оптимизации каждого режима минимум по трем показателям (критериям): мощность, экономичность, токсичность.

Анализ литературных источников

При исследовании ДВС применяется полно-факторный эксперимент со всеми возможными

комбинациями факторов и последующим перебором полученных результатов [1-3]. Однако такой метод неэффективен: он является очень громоздким, требует больших затрат времени и ресурсов как на исследования, так и на обработку результатов этих исследований.

Шагом в направлении сокращения количества исследований и оптимизации их результатов стало использование математического планирования эксперимента (МПЭ) [1-3]. Этот метод позволяет сократить количество экспериментов, а поиск наилучшего значения функции отклика проводится за счет анализа этой функции на экстремумы. Однако вопрос согласования значений нескольких функций в одной точке (для одной комбинации факторов) все равно остается нерешенным.

В настоящее время наиболее эффективно эта задача решается с помощью метода исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя [4]. Данный метод позволяет не только сократить количество экспериментов, но и выбрать оптимальное сочетание нескольких функций отклика для каждой точки. Впервые в двигателестроении данный метод был применен при разработке топливной аппаратуры для быстроходного дизеля [5, 6].

Цель исследования

Целью исследования является адаптация метода исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя для оптимизации параметров процесса сгорания малолитражного газового двигателя.

Метод исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя

Отличительная черта метода – систематический просмотр многомерных областей: в качестве пробных точек в пространстве параметров используются точки равномерно распределенных последовательностей. Для этих целей были применены так называемые ЛП_т-последовательности, которые обладают наилучшими характеристиками равномерности среди всех известных в настоящее время равномерно распределенных последовательностей.

Кроме того, отличием сеток Соболя от других методов является то, что при проекции многомерной сетки на любую грань многомерного куба точки не накладываются одна на другую, то есть не теряется информация.

Реализация алгоритма исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя выглядит следующим образом.

Предположим, что область поиска имеет вид единичного n -мерного куба. Внутри этого куба размещается 2^l (l – натуральное число) точек. Координата каждой из этих точек с номером i с размерностью j ($j \leq n$)

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^m 2^{-k+1} \cdot \left\{ 0,5 \cdot \sum_{l=k}^m \left[2^{\left\{ i 2^{-l} \right\}} \right] \times \dots \right. \\ \left. \dots \times \left[2^{\left\{ r_{jl} 2^{k-1-l} \right\}} \right] \right\}, \quad (1)$$

где m – граница суммы

$$m = 1 + \lceil \ln i / \ln 2 \rceil; \quad (2)$$

i – номер расчетной точки; j – номер размерности; r_{jl} – значение числителя по таблице (j – номер по вертикали, l – номер по горизонтали); $\{z\}$ – целая часть числа z ; $\{z\}$ – дробная часть числа z .

Значения числителей r_{jl} приведены в виде таблицы в работе [4]. После расчета $q_{i,j}$ рассчитываются нормированные значения факторов $X_1, X_2, \dots, X_j$. Каждому из факторов отвечает одно из значений размерности j массива величин $q_{i,j}$.

На рис. 1 и 2 представлены примеры соответственно двухмерной и трехмерной сеток Соболя.

Практика показала, что для обеспечения точности работы метода достаточно 512 расчётных или испытательных режимов [4].

Результирующие величины, являющиеся функциями факторов $X_1, X_2, \dots, X_j$, как определяющие качество объекта или предмета исследования

называются критериями качества. В данной работе в качестве критериев качества принимаются показатели мощности, экономичности и токсичности.

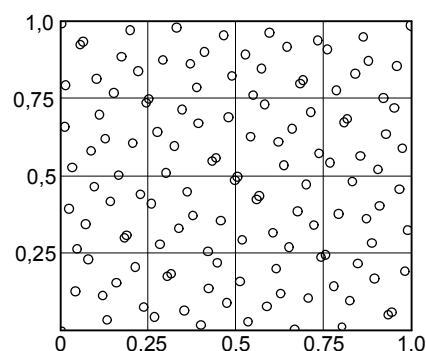


Рис. 1. Двухмерная сетка Соболя

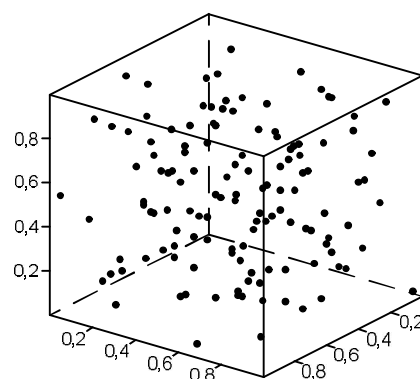


Рис. 2. Трёхмерная сетка Соболя

Использование метода при составлении характеристических карт

При составлении характеристических карт, то есть набора регулировочных параметров для всего поля режимов работы двигателя, используются исходные данные, приведенные в таблице 1.

Выбор диапазона варьирования приведенных исходных данных происходил из следующих соображений.

Таблица 1. Варьируемые параметры двигателя и диапазон их изменения

α	θ	n	$\bar{P}_e$
–	град. пкв до ВМТ	мин ⁻¹	–
1	5	800	0
1,5	70	5600	1,0

При $\alpha < 1$ топливо сгорает не полностью и, как следствие, сильно увеличиваются выбросы CO и CH. При $\alpha > 1,5$ существенным образом уменьшается содержимое NO_x в отработанных газах, однако при отсутствии добавок водорода из-за резкого увеличения цикловой неустойчивости рабочего процесса и увеличения частоты пропусков вспышек существенным образом снижаются показатели мощности и экономичности газового ДВС, а также резко увеличиваются выбросы CH.

Пределы изменения угла опережения зажигания θ , град. п.к.в. до ВМТ, выбирались на основании экспериментальных данных, полученных в результате предварительных испытаний газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35.

Диапазон изменения частоты вращения коленчатого вала n , мин^{-1} , выбирался исходя из соображений обеспечения стабильной работы двигателя при любой комбинации других факторов.

Относительная нагрузка на двигатель $\bar{P}_e$ изменялась от минимальной ($\bar{P}_e = 0$) до максимальной ($\bar{P}_e = 1,0$).

Исходные данные для выполнения исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя с факторами, представленными в натуральном виде, приведены в таблице 1.

Расчетно-экспериментальное исследование газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35

Исходными данными для выполнения исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя с целью выбора оптимальных параметров процесса сгорания газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35 являются результаты расчетно-экспериментального исследования в виде 512 расчетных режимов. Расчет процесса сгорания выполнялся по методике Вибе [8], десять расчетных режимов проверялись экспериментальным путем при помощи стенда, описанного в [9]. Погрешность определения N_e и g_e составила не более 5 %, погрешность определения содержания NO_x в отработавших газах – не более 10 %.

Построение огибающих кривых

В качестве критерия токсичности были выбраны удельные выбросы оксидов азота NO_x , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$. Это обусловлено тем, что среди нормируемых вредных веществ, содержащихся в отработавших газах газового двигателя (CO , CH , NO_x), это вещество является наиболее токсичным. Например, если взять условную токсичность CO за

единицу, то для CH эта величина будет составлять 2, а для NO_x – 50 [7]. То есть, при выборе оптимальных регулировочных параметров целесообразно только проверить режимы с выбранными параметрами на выбросы CH и CO и, если выбросы превышают допустимые нормы – провести дополнительное исследование.

Критериями экономичности и мощности, очевидно, следует выбрать эффективные показатели – удельный эффективный расход топлива g_e , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$, и эффективную мощность N_e , кВт.

Результаты расчетного определения критериев качества приведены на рис. 3 в виде трехмерного куба. Координатами каждой из 512 точек являются значения NO_x , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$, g_e , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ и N_e , кВт.

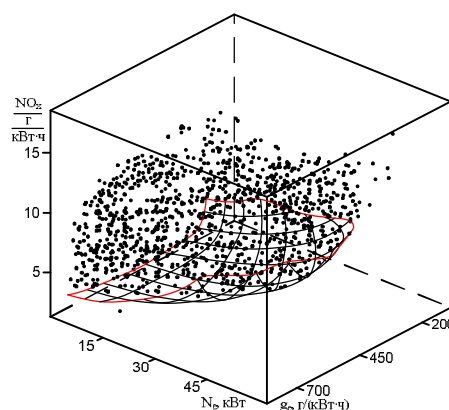


Рис. 3. Результаты определения критериев качества

Точки, соответствующие режимам, обеспечивающим оптимальное сочетание критериев качества, в двухмерном случае (два критерия качества) располагаются на огибающей кривой [4]. Данная кривая называется компромиссной, так как улучшая один критерий качества, мы ухудшаем другой. Эти точки также называются паретовскими. Двигаясь по компромиссной кривой, специалист принимает решение, выбирая одну (или несколько) точек из множества паретовских точек.

В данном исследовании используются три критерия качества, то есть данный случай является трехмерным. Соответственно, огибающая кривая превращается в огибающую поверхность (рис. 3).

В соответствии со спецификой исследования, необходимо найти не одну отдельную точку с оптимальными значениями критериев качества, а поле точек с различными сочетаниями $\bar{P}_e$ -н, обеспечивающими противоречивые требования: макси-

мальную эффективную мощность N_e при минимальных значениях g_e и NO_x во всем диапазоне этого поля. Соответственно, для каждой из этих точек необходимо выбрать оптимальное сочетание этих критериев качества.

Общая схема алгоритма выбора точек, соответствующих поставленным условиям, выглядит следующим образом. Трехмерное пространство NO_x - N_e - g_e разбивается на элементарные объемы-параллелепипеды со сторонами основания ΔN_e , Δg_e и высотой NO_x . В данный элементарный объем попадает множество точек, из которых выбирается одна, удовлетворяющая условию $NO_x = \min$. Выбранные таким образом точки всех элементарных объемов будут составлять множество паретовских точек, анализируемых с целью построения характеристических карт.

Алгоритм выбора паретовских точек для реализации при помощи вычислительной техники приведен на рис. 4. В качестве исходных данных задаются длины ребер куба N_{emax} , g_{emax} , NO_{xmax} ; шаги поиска в двумерном пространстве ΔN_e и Δg_e , численно равные длинам ребер оснований элементарных параллелепипедов; количество точек в пространстве поиска m_{max} . Начальные точки реализации алгоритма поиска обозначим как N_{e0} и g_{e0} . Зададим максимальное количество точек, являющихся вершинами оснований элементарных параллелепипедов

$$i_{max} = \frac{N_{emax}}{\Delta N_e}, \quad (3)$$

$$j_{max} = \frac{g_{emax}}{\Delta g_e}. \quad (4)$$

Рассчитаем кол-во элементарных параллелепипедов

$$P_{par\ max} = (i_{max} - 1) \cdot (j_{max} - 1). \quad (5)$$

Рассчитаем координаты вершин параллелепипеда P_{pari}

$$N_{e_{i+1}} = N_{e_i} + \Delta N_e, \quad (6)$$

$$g_{e_{j+1}} = g_{e_j} + \Delta g_e. \quad (7)$$

Из массива точек P_m выбираются точки, координаты которых соответствуют условиям

$$N_{e_{i+1}} > N_{em} \geq N_{e_i}, \quad (8)$$

$$g_{e_{j+1}} > g_{em} \geq g_{e_j}, \quad (9)$$

где m – номер точки.

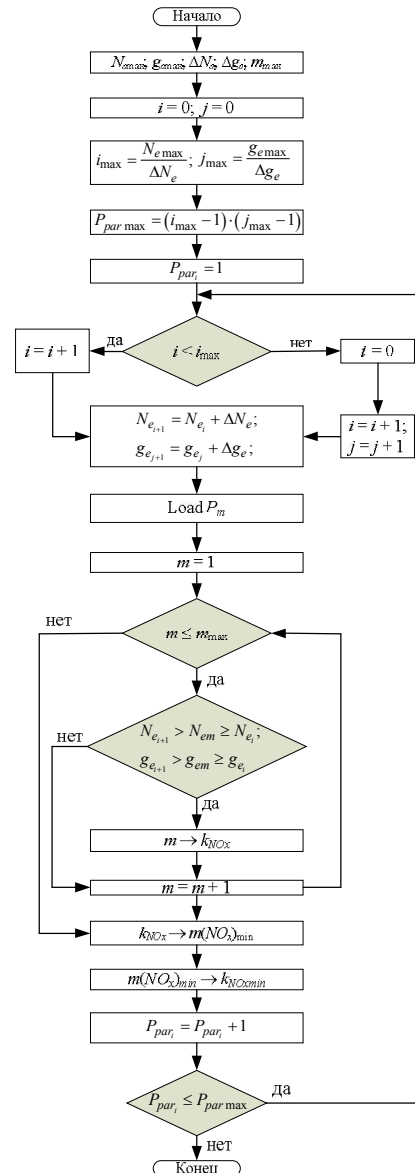


Рис. 4. Алгоритм выбора паретовских точек

Получаем массив точек k_{NO_x} , из этого массива выбирается одна точка, удовлетворяющая условию $NO_x = \min$. Номер этой точки m заносится в массив $k_{NO_x\ min}$.

Точки из массива $k_{NO_x\ min}$ затем выбираются для построения характеристических карт специалистом.

Точки из выбранного вектора раскладываются на массивы α и θ , затем полученные массивы помещаются в координатные оси $\bar{P}_e - n$. Полученные графики называются характеристическими картами и являются исходными данными для программирования электронного блока управления двигателем. В случае необходимости эти характеристические карты корректируются по результатам дополни-

тельных испытаний либо исходя из других соображений.

Характеристические карты

Так как на двигателе 4ГЧ7,5/7,35 применяется смешанное регулирование мощности, то наряду с характеристическими картами угла опережения зажигания и коэффициента избытка воздуха в системе управления двигателем также используется

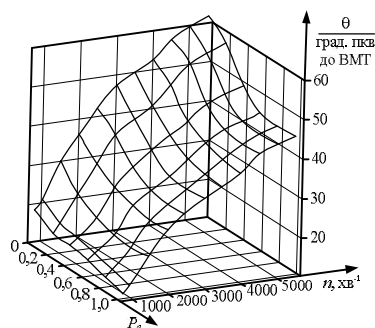


Рис. 5. Характеристическая карта управления углом опережения зажигания

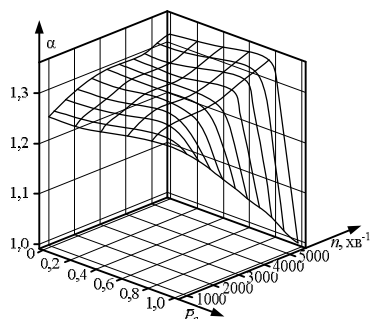


Рис. 6. Характеристическая карта управления коэффициентом избытка воздуха

Выводы

1. Показано, что решение задачи оптимизации параметров процесса сгорания малолитражного газового двигателя наиболее эффективно осуществляется при помощи методики исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя.

2. Осуществлен выбор варьируемых параметров и диапазона их варьирования, а также критериев качества для максимально полного описания параметров работы двигателя на конкретном режиме.

3. Уточнен алгоритм выбора паретовских точек для трехмерного пространства.

4. Получено поле оптимальных значений параметров процесса сгорания и характеристические карты малолитражного газового двигателя

характеристическая карта угла открытия дроссельной заслонки. Сами характеристические карты при этом строятся как функции вышеупомянутых величин от частоты вращения коленчатого вала n , мин^{-1} , и относительной нагрузки $\bar{P}_e$.

Полученные в результате выполненного исследования характеристические карты для газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35 приведены на рис. 5, 6 и 7.

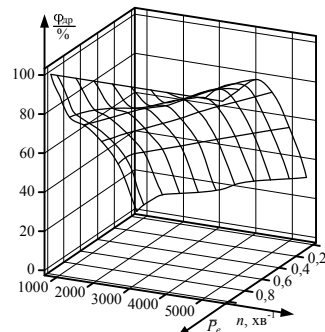


Рис. 7. Характеристическая карта угла открытия дроссельной заслонки

4ГЧ7,5/7,35 с высокоэнергетической системой зажигания.

Список литературы:

1. Шокотов Н.К. Результаты оптимизации параметров цикла тепловозной дизель-турбинной установки / Н.К. Шокотов, А.И. Губин, В.И. Мороз, В.С. Клепанда // Двигатели внутреннего сгорания: республиканский межведомственный науч.-техн. сб. – Харьков: Вища школа. – 1980. – № 32. – С. 11-14.
2. Мороз В.И. Математическое планирование исследования при оптимизации показателей турбопоршневого дизеля / В.И. Мороз // Двигатели внутреннего сгорания: республиканский межведомственный науч.-техн. сб. – Харьков: Вища школа. – 1976. – № 24. – С. 96-102.
3. Шокотов Н.К. Основы термодинамической оптимизации транспортных дизелей / Шокотов Н.К. – Х.: Вища шк., 1980. – 120 с.
4. Соболев И.М. Выбор оптимальных критериев в задачах со многими параметрами / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 2005. – 110 с.
5. Врублевский А.Н. Метод многокритериальной идентификации математической модели топливной системы / А.Н. Врублевский // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. Харьк. нац. авт.-дор. ун-та. – Вып. 23. – Харьков, 2008. – С.95-99.
6. Врублевский А.Н. Научные основы создания аккумуляторной топливной системы для быстроходного дизеля / Врублевский А.Н. – Х.: ХНАДУ, 2010. – 216 с.
7. Канило П.М., Бей І.С., Ровенський О.І. – Х.: Прапор, 2000. – 304 с.
8. Вибі І.І. Нове о робочем циклі двигателів / І.І. Вибі. – М.: Машгиз, 1962. – 270 с.
9. Туренко А.Н. Автоматизированный стенд для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного двигателя внутреннего сгорания / А.Н. Туренко, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Пойда, А.Н. Кабанов, А.А. Дзюбенко, А.П. Кузьменко, Г.В. Майстренко // Механика и машиностроение: сб. науч. тр. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 1. – С. 66-73.

Bibliography (transliterated):

1. Shokotov N.K. Rezul'taty optimizatsii parametrov tsikla teplovoznogo dizel'-turbinnoy ustanovki / N.K. Shokotov, A.I. Gubin, V.I. Moroz, V.S. Klepanda // Dvigateli vnutrennego sgoraniya: respublikanskiy mejvedomstvennyy nauch.-tehn. sb. – Har'kov: Vicha shkola. – 1980. – № 32. – S. 11-14. 2. Moroz V.I. Matematicheskoe planirovanie issledovaniya pri optimizatsii pokazateley turboporshnevo dizelya / V.I. Moroz // Dvigateli vnutrennego sgoraniya: respublikanskiy mejvedomstvennyy nauch.-tehn. sb. – Har'kov: Vicha shkola. – 1976. – № 24. – S. 96-102. 3. Shokotov N.K. Osnovy termodinamicheskoy optimizatsii transportnyh dizeley / Shokotov N.K. – H.: Vicha shk., 1980. – 120 s. 4. Sobol' I.M. Vybor optimal'nykh kriteriev v zadachah so mnogimi parametrami / I.M. Sobol', R.B. Statni-kov. – M.: Nauka, 2005. – 110 s. 5. Vrublevskiy A.N. Metod mnogokriterial'noy

identifikatsii matematicheskoy modeli toplivnoy sistemy / A.N. Vrublevskiy // Avtomobil'nyy transport: sb. nauch. tr. Har'k. naz. avt.-dor. un-ta. – Vyp. 23. – Har'kov, 2008. – S.95-99. 6. Vrublevskiy A.N. Nauchnye osnovy sozdaniya akkumulyatornoy toplivnoy sistemy dlya bystrohodnogo dizelya / Vrublevskiy A.N. – H.: HNADU, 2010. – 216 s. 7. Kanilo P.M. Avtomobil' ta navkolishne seredoviche / Kanilo P.M., Bey I.S., Rovens'kiy O.I. – H.: Prapor, 2000. – 304 s. 8. Vibe I.I. Novoe o rabochem zikle dvigateley / I.I. Vibe. – M.: Mashgiz, 1962. – 270 s. 9. Turenko A.N. Avtomatizirovannyy stend dlya issledovaniya i dovodki gazovogo malolitrajnogo bystrohodnogo dvigateleya vnutrennego sgoraniya / A.N. Turenko, F.I. Abramchuk, A.N. Poyda, A.N. Kabanov, A.A. Dzyubenko, A.P. Kuz'menko, G.V. Maystrenko // Mehanika i mashinostroenie: sb. nauch. tr. – Har'kov: NTU «HPI». – 2010. – № 1. – S. 66-73.

УДК 621.43.003

**С.А. Ерощенко, д-р техн. наук, В.А. Корогодский, канд. техн. наук,
А.А. Хандримайлов, канд. техн. наук, О.В. Василенко, инж.**

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ОСТАТОЧНЫХ ГАЗОВ В ДВУХТАКТНОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Введение и постановка проблемы

Двухтактные ДВС с искровым зажиганием (ИЗ) и кривошипно-камерной продувкой являются весьма распространенным типом двигателей. Они имеют ряд преимуществ по сравнению с четырехтактными ДВС, таких как меньшая стоимость производства в связи с отсутствием клапанов газораспределения, большая удельная мощность и меньшие массо-габаритные показатели. Двухтактные ДВС с ИЗ и внешним смесеобразованием (карбюратор) имеют высокий расход топлива и значительные выбросы вредных веществ (ВВ) с отработавшими газами (ОГ). Снижение расхода топлива и уменьшение выбросов ВВ с ОГ возможно получить путем перехода от внешнего смесеобразования к внутреннему, используя непосредственное впрыскивание топлива (НВТ).

Для снижения расхода топлива и уменьшения выбросов ВВ с ОГ необходимо совершенствовать процессы газообмена. Совершенство процессов газообмена определяется следующими интегральными показателями: коэффициент утечки (ν), коэффициент наполнения (η_{vs}), коэффициент избытка продувочного воздуха (ϕ_k) и коэффициент остаточных газов (γ).

Одним из определяющих факторов, характеризующих качество и совершенство протекания процессов газообмена в двухтактных ДВС, является коэффициент остаточных газов (γ).

Анализ публикаций

Определение γ возможно путём проведения экспериментальных исследований или путем мате-

матического моделирования. Математическое моделирование предпочтительнее, так как позволяет получить достоверные результаты с меньшими затратами.

В настоящее время исследователями используются программные комплексы, которые позволяют моделировать газодинамические потоки в полостях ДВС. В работе [1] авторы использовали программный комплекс SOLIDWORKS с модулем COSMOS FLOWWORKS, позволяющий моделировать газодинамические процессы. В результате исследований авторы получили значения параметров и скоростей газа в трехмерной модели камеры сгорания двигателя. В работе [2] использовалась специальная программа KIVA-II, позволяющая также проводить трехмерное моделирование газовых потоков в камере сгорания двухтактного двигателя. Авторами были получены значения концентраций газов по объему цилиндра при изменении угла поворота коленчатого вала.

Целью исследований являлось определение коэффициента остаточных газов в двухтактном двигателе с ИЗ, системами внешнего смесеобразования (карбюратор) и внутреннего смесеобразования (НВТ). Значения γ определялись с учетом теплофизических свойств рабочего тела.

Использование трехмерного моделирования газовых течений в полостях двигателя позволяет совершенствовать качество протекания процессов газообмена и предопределяет повышение эффективных показателей ДВС.

Обработка и анализ экспериментальных данных при моделировании протекания газообмена на такте сжатия

При моделировании учитывались теплофизические свойства рабочего тела такие как: истинная массовая изобарная теплоемкость (C_{pm}) на такте сжатия, значения коэффициента утечки (ν), коэффициента избытка воздуха в цилиндре (α_u), значения разрежения на впуске (ΔP_s) в зависимости от нагрузки [3,4]. Эти данные были использованы как граничные условия и исходные данные при последующем моделировании процессов газообмена на такте сжатия, что повысило адекватность моделирования.

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровом двухтактном двигателе ДН-4М (S/D=87/82) с ИЗ, воздушным охлаждением и кривошипно-камерной продувкой производства завода “Гидромаш” (г. Мелитополь) по нагрузочным характеристикам при частоте вращения коленчатого вала $n=3000 \text{ мин}^{-1}$. Двигатель имеет симметричные фазы газораспределения: начало выпуска 102° после ВМТ, начало продувки 123° после ВМТ.

Анализ проб газа проводился газоанализатором СТ 300.02. с классом точности – 1. Технические возможности газоанализатора позволяют измерить объемные доли следующих газов: O_2 , CO , CO_2 и C_mH_n . Полученные значения концентраций указанных газов позволили рассчитать значения коэффициента остаточных газов по известным методикам [5, 6]. Результаты трехмерного моделирования течений газов в полостях двигателя представлены на рис 2,3.

Для проведения аналитических исследований на базе твердотельной модели двигателя была построена сеточная модель, разделенная на три топологически не связанных между собой части (домена). Первый домен включает в себя пространство цилиндра и камеры сгорания; второй – проточную область выпускного канала; третий – область продувочных каналов и “условную” область кривошипной камеры (рис. 1). Область кривошипной камеры названа “условной”, так как она не отражает внутренней геометрии, а учитывает её действительный объем.

Ячейки сеточной модели приняты в виде гексаэдров. Мощность сетки в исходном состоянии составила ~ 150000 ячеек. Начало расчета соответствует положению поршня в момент открытия вы-

пускного окна. В цилиндре, выпускном канале и кривошипной камере заданы начальные значения давления и температуры, полученные из расчета рабочего процесса двигателя. Начальная скорость потока во всех областях предполагалась равной нулю.

В процессе расчета объем цилиндра и кривошипной камеры изменяется за счет организации движения стенок сеточной модели. Подвижными границами являются поверхность днища поршня и верхняя стенка в кривошипной камере. Их перемещение согласовано с законом движения поршня двигателя. Принцип деформирования сетки по времени основывается на послойном изменении путем сжатия/растяжения, либо объединения/разделения слоев ячеек, прилегающих к подвижной границе.

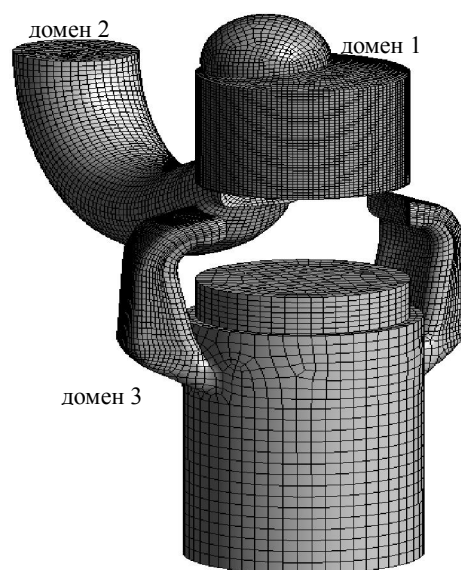


Рис. 1. Сеточная модель расчетной области

Расчетная модель включает несколько интерфейсов – это стенки сеточных доменов, которые назначены проницаемыми в момент перекрытия соответствующих границ расчетной области. Так, в начальный момент времени стенка цилиндра является непроницаемой, однако по мере движения поршня к нижней мертвой точке, часть этой стенки перекрывает входную границу выпускного окна. При этом перекрытые части границ приняты проницаемыми, что позволяет моделировать истечение газа из цилиндра через выпускное окно в выпускной канал. Подобные интерфейсы организованы между цилиндром и двумя продувочными каналами.

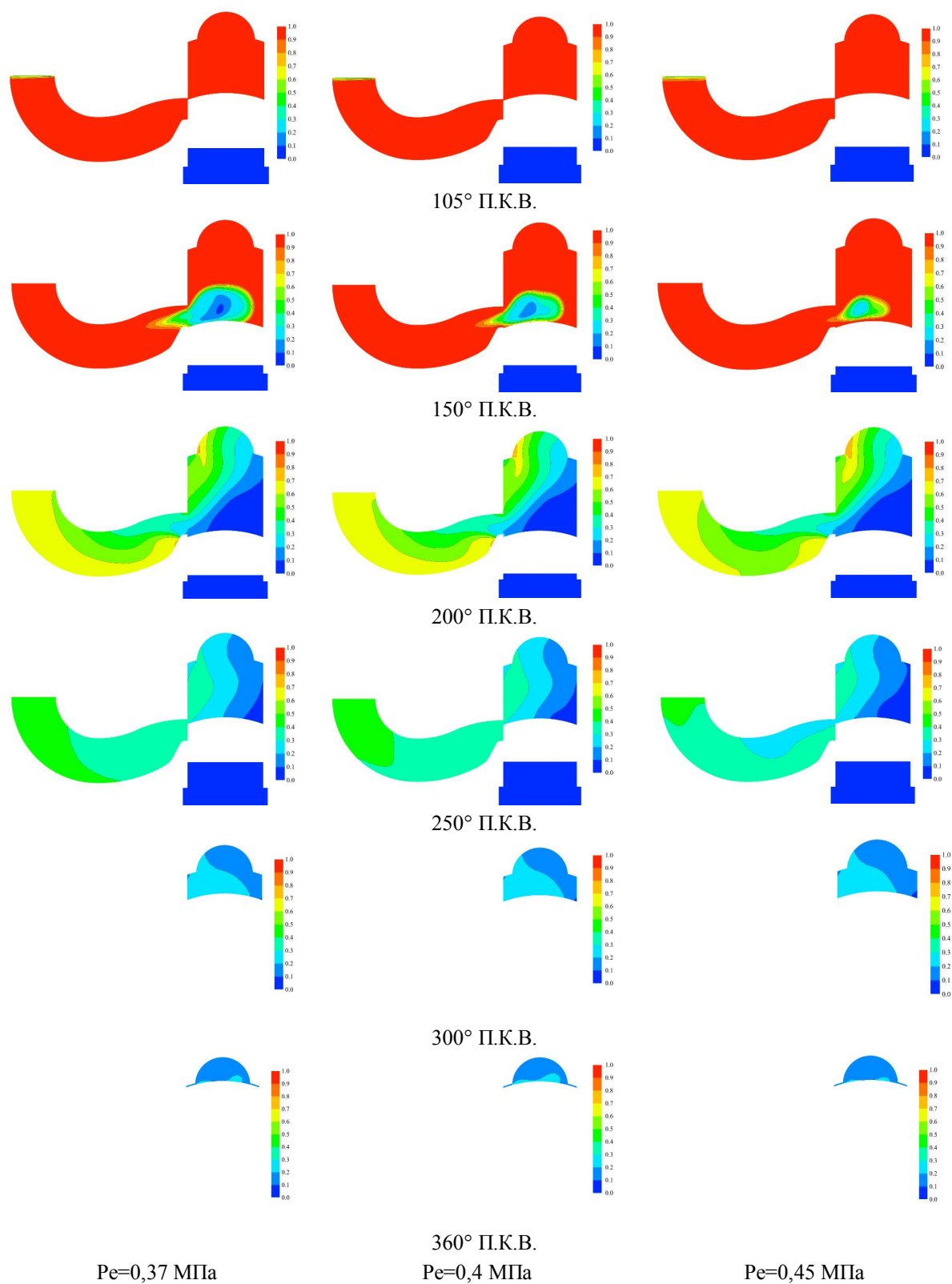


Рис. 2. Изменение концентрации топливоздушного заряда и отработавших газов по углу П.К.В. для карбюраторного двигателя при изменении нагрузки и $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

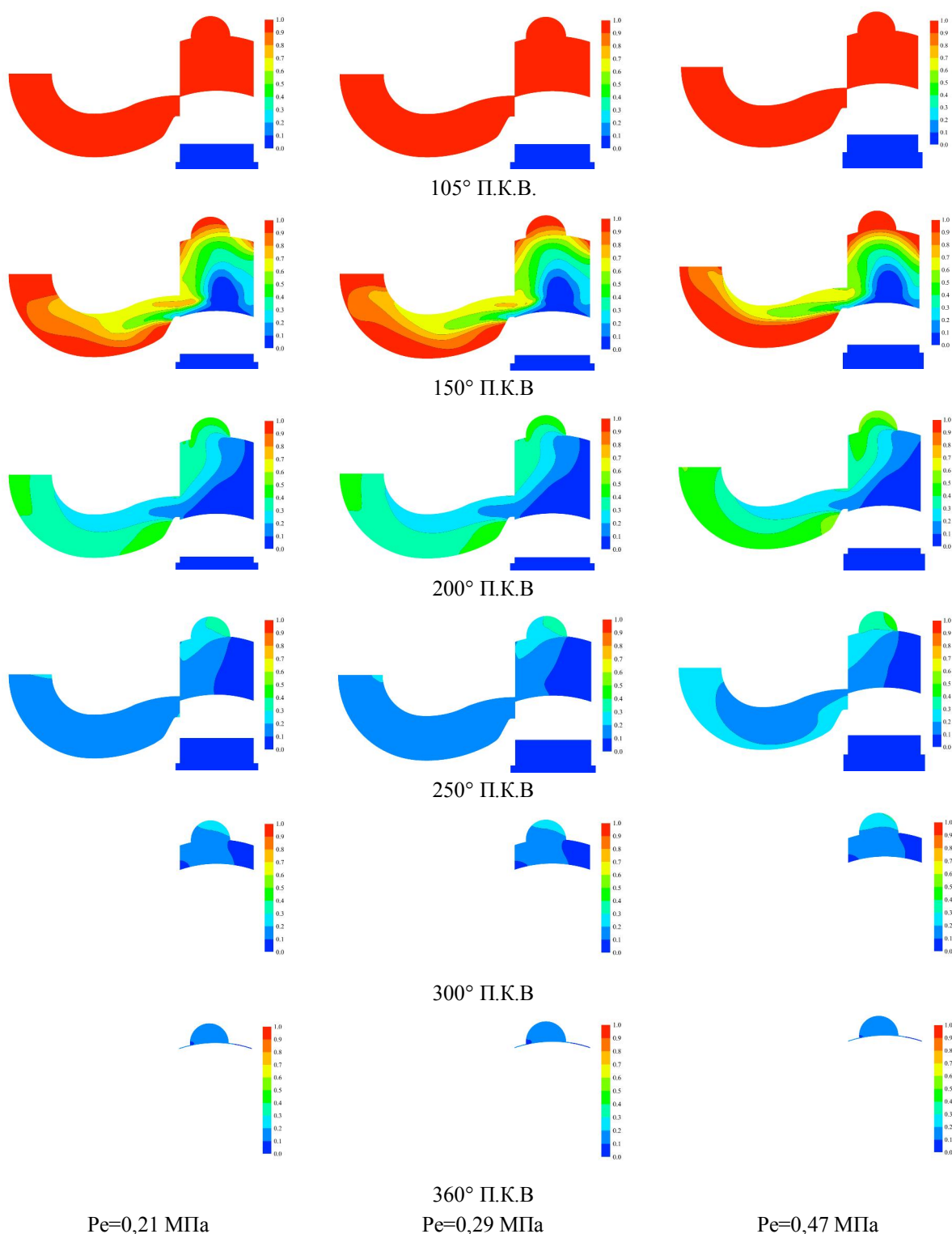


Рис. 3. Изменение концентрации свежего заряда и отработавших газов по углу П.К.В. для двигателя с НВТ при изменении нагрузки и $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

В качестве граничных условий задавались параметры, зависящие от времени, давления и температуры на выходной границе продувочного и выпускного каналов. Эти данные соответствуют результатам экспериментальных исследований [3,4].

Создание сеточной модели, численное моделирование и обработка результатов расчетов выполнены с использованием программного комплекса MTFs® [5]. Солвер для решения уравнений Навье-Стокса использует неявную разностную схему

2-го порядка точности по времени и по пространственным координатам. Турбулентные эффекты описывались при помощи модели турбулентности $k-\varepsilon$. Непроницаемые стенки предполагались адиабатическими. С целью моделирования процесса вытеснения отработавших газов свежим зарядом расчеты проводились для двухкомпонентного газа. В начальный момент времени расчетная область цилиндра и выпускного канала инициализировалась первой компонентой, названной “отработавшие газы”, для которой задавались соответствующие теплофизические свойства. Область продувочных каналов и кривошипной камеры инициализировалась второй компонентой, названной “воздух”. Расчет включал в себя процессы выпуска, продувки и сжатия свежего заряда и остатков продуктов сгорания и завершался в момент достижения границы поршня верхней мертвой точки.

По результатам расчета были получены как численные, так и графические результаты, отображающие изменение концентрации газов в цилиндре

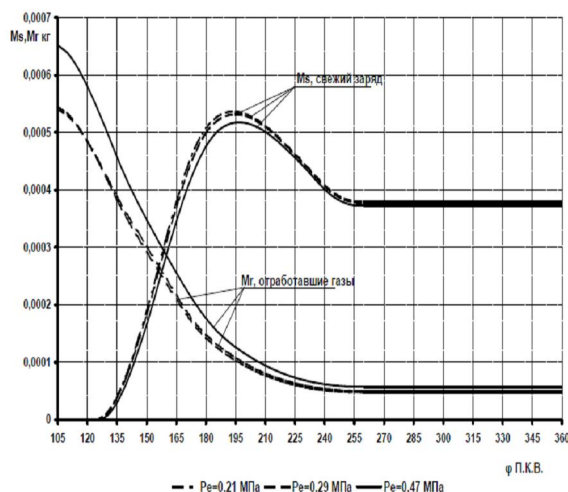


Рис. 4. Изменение массы отработавших газов и свежего заряда в двигателе с карбюратором по углу П.К.В. при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

Используя полученные данные на рис. 5, 6, можно рассчитать коэффициент остаточных газов γ по известным формулам [6] для двигателя ДН-4М с НВТ и с карбюратором.

Значение коэффициента остаточных газов, полученное путем обработки результатов газового анализа для ДВС с карбюратором составило 23% при $P_e=0,21 \text{ МПа}$, с ростом нагрузки до $P_e=0,45 \text{ МПа}$ значение γ снизилось до 17%.

При определении γ путем трехмерного моделирования газодинамических процессов для ДВС с

двигателя, как с карбюратором, так и с НВТ по углу поворота коленчатого вала при изменении нагрузки и частоте вращения коленчатого вала $n=3000 \text{ мин}^{-1}$. Графическая часть представлена на рис. 2,3,4,5. Темным тонам на рис 2,3 соответствует концентрация свежего заряда, а более светлому тону - концентрация отработавших газов. По мере движения поршня от НМТ до ВМТ наблюдается вытеснение и частичное смешивание отработавших газов со свежим зарядом, который поступает из кривошипной камеры в цилиндр, осуществляя продувку и вытеснение отработавших газов.

Полученные поля концентраций позволяют определить распределение γ по объему камеры сгорания двигателя.

Полученные результаты можно представить в виде зависимостей, отображающих изменения концентрации газов (отработавшие газы и воздух для НВТ или отработавшие газы и топливовоздушная смесь для карбюратора) по углу П.К.В. Эти результаты представлены на рис. 4,5.

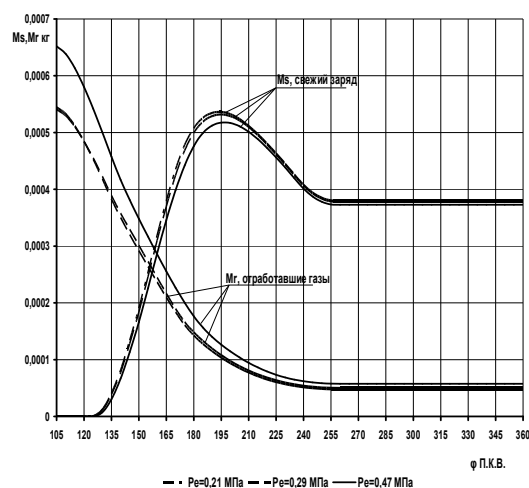


Рис. 5. Изменение массы отработавших газов и свежего заряда в двигателе с НВТ по углу П.К.В. при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

карбюратором значения γ в цилиндре двигателя изменяются от 23% до 16,4% в диапазоне нагрузок от $P_e=0,21 \text{ МПа}$ до $P_e=0,45 \text{ МПа}$.

При трехмерном моделировании газодинамических процессов в двухтактном двигателе с системой НВТ были определены значения γ в цилиндре двигателя, которые изменяются от 11,6% до 13% в диапазоне нагрузок от $P_e=0,21 \text{ МПа}$ до $P_e=0,47 \text{ МПа}$.

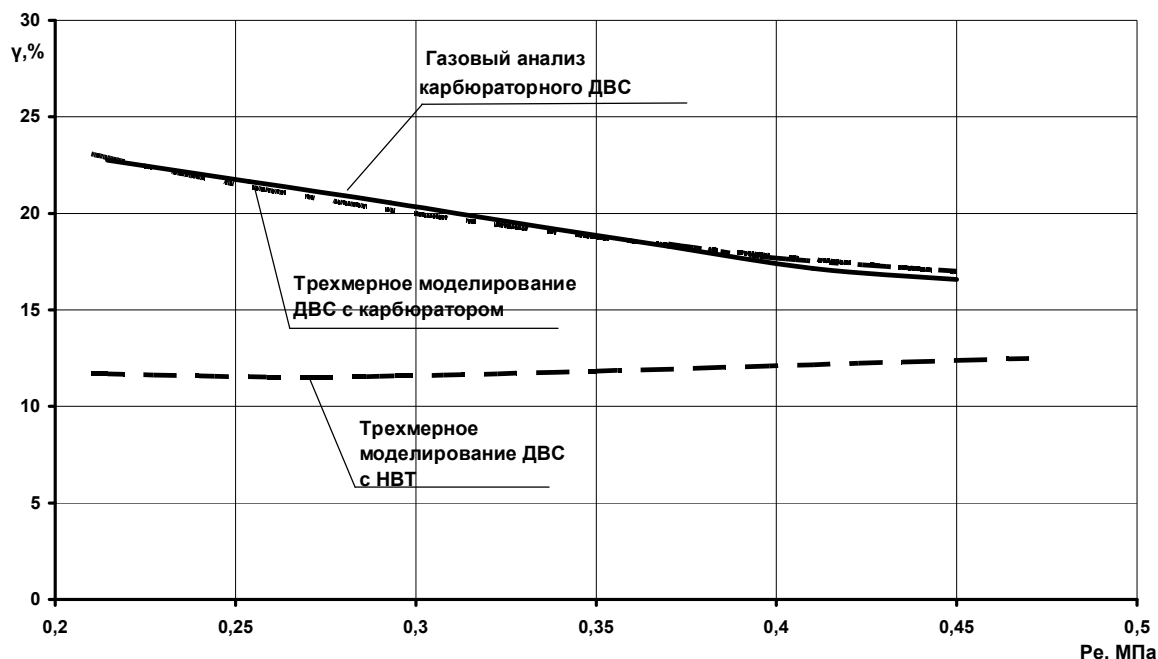


Рис. 6. Значения коэффициента остаточных газов (γ) для двигателя ДН- 4М в зависимости от нагрузки при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$

Выводы:

1. Определены значения коэффициента остаточных газов в цилиндре двухтактного двигателя с карбюраторной системой питания методом отбора проб газов непосредственно из цилиндра двигателя и из его выпускной системы на такте сжатия. Значения γ в цилиндре двигателя изменяются от 23% до 17% в диапазоне нагрузок от $P_e=0,21 \text{ МПа}$ до $P_e=0,45 \text{ МПа}$. Получена аппроксимирующая зависимость γ по данным эксперимента для карбюраторного двигателя ДН-4М по нагрузочным характеристикам $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ ($\gamma = 30,21e^{-1,3447 \cdot P_e}$).

2. Определены значения коэффициента остаточных газов в двухтактном двигателе с карбюраторной системой питания методом трехмерного моделирования газодинамических процессов, которые протекают в цилиндре и системах впуска и выпуска. Значения γ в цилиндре двигателя изменяются от 23% до 16,4% в диапазоне нагрузок от $P_e=0,21 \text{ МПа}$ до $P_e=0,45 \text{ МПа}$. Получена аппроксимирующая зависимость γ при трехмерном моделировании процессов газообмена для двигателя ДН-4М ($\gamma = 12,284 \cdot P_e^{-0,4042}$).

3. Полученные результаты значений коэффициента остаточных газов при трехмерном моделировании имеют относительную максимальную погрешность 2,47% относительно данных проведенного газового анализа, который не превышает максимальную допустимую погрешность в 5%.

4. В связи с тем, что разработанная математическая модель двигателя с карбюраторной системой питания показывает результаты, которые совпадают с высокой точностью с полученными экспериментальными данными, то следует предположить, что данная модель будет работать и на двигателе с НВТ.

5. Методом трехмерного моделирования газодинамических процессов в двухтактном двигателе, которые протекают в цилиндре и системах впуска и выпуска при применении системы НВТ, определены значения коэффициента остаточных газов γ в цилиндре двигателя от 11,6% до 13% в диапазоне нагрузок от $P_e=0,21 \text{ МПа}$ до $P_e=0,47 \text{ МПа}$. Получена аппроксимирующая зависимость γ для двигателя ДН-4М с системой НВТ ($\gamma = 25,495 \cdot P_e^2 - 14,265 \cdot P_e + 13,553$).

Список литературы:

1. Rosli Abu Bakar. Effects of port sizes in scavenging on new two-stroke engine using numerical analysis / Rosli Abu Bakar, Devarajan Ramasamy, Chiew Chen Wee // Automotive Development Centre, University Teknologi Malaysia - 2009 .
2. Semin. In-Cylinder Flow through Piston-Port Engines Modeling using Dynamic Mesh / Semin, N.M.I.N. Ibrahim, Rosli A. Bakar and Abdul R. Ismail // Journal of Applied Sciences Research. - 2008. - 4(1).- 58-64.
3. Ероценков С.А. Определение теплофизических свойств рабочего тела на такте сжатия для двухтактного двигателя / С.А. Ероценков, В.А. Корогодский, О.В. Василенко // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. - 2009 - Вып. №1. - С.35-37.
4. Еро-

ценков С.А. Влияние коэффициента избытка воздуха и степени сжатия на термический КПД двигателя с искровым зажиганием / С.А. Ероценков, В.А. Корогодский, А.А. Каграманян, О.В. Василенко // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. – 2008 – Вып. №1. – С.15-21. 5. Солодов В.Г. Научно-прикладной программный комплекс MTFs® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. / В.Г. Солодов, Ю.В. Стародубцев // Сертификат гос. регистр. авторских прав. - УГААСП. - №5921. - 16.07.2002. 6. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. [Учебник] / Василий Григорьевич Дьяченко.- Х.: ХНАДУ, 2009.-500 с.

Bibliography (transliterated):

1. Rosli Abu Bakar. Effects of port sizes in scavenging on new two-stroke engine using numerical analysis / Rosli Abu Bakar, Devarajan Ramasamy, Chiew Chen Wee // Automotive Development Centre,

University Teknologi Malaysia - 2009. 2. Semin. In-Cylinder Flow through Piston-Port Engines Modeling using Dynamic Mesh / Semin, N.M.I.N. Ibrahim, Rosli A. Bakar and Abdul R. Ismail // Journal of Applied Sciences Research. – 2008.- 4(1).- 58-64.3. Erowenkov S.A. Opredelenie teplofizicheskikh svoystv rabocheho tela na takte szhatija dlja dvuhtaktnogo dvigatelja / S.A. Erowenkov, V.A. Korogodskij, O.V. Vasilenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Vseukrainskij nauchno-tehnicheskij zhurnal. – 2009 – Vyp. №1.-S.35-37. 4. Erowenkov S.A. Vlijanie koeficienta izbytkha vozduha i stepeni szhatija na termicheskij KPD dvigatelja s iskrovym zazhiganiem / S.A. Erowenkov, V.A. Korogodskij, A.A. Kagramanjan, O.V. Vasilenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Vseukrainskij nauchno-tehnicheskij zhurnal. – 2008 – Vyp. №1.-S.15-21. 5. Solodov V.G. Nauchno-prikladnoj programmnij kompleks MTFs® dlja rascheta trehmernyh vjzkih turbulentnyh techenij zhdkostej i gazov v oblast-jah proizvol'noj formy. / V.G. Solodov, Ju.V. Starodubcev // Sertifikat gos. registr. avtorskih prav. - UGAASP. - №5921. - 16.07.2002. 6. D'jachenko V.G. Teorija dvigatelej vnutrennego sgoraniya. [Uchebnik] / Vasilij Grigor'evich D'jachenko.- H.:HNADU, 2009.-500 s.

УДК 621.43.016

**А.В. Тринев, канд. техн. наук, В.Т. Коваленко, канд. техн. наук,
С.В. Обозный, инж., А.Н. Клименко, магистр**

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛОКАЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ ДИЗЕЛЯ КАМАЗ В БЕЗМОТОРНОМ ЭКСПЕРИМЕНТЕ

Введение

На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» накоплен значительный опыт в проведении моторных и безмоторных экспериментов, связанных с оценкой эффективности систем локального воздушного охлаждения (ЛВО) теплонапряженных деталей клапанного узла (выпускной клапан, седло клапана) и зоны межклапанной перемычки головки цилиндров (ГЦ) быстроходных дизелей семейства СМД. Получаемые при этом результаты термометрии указанных элементов имеют определяющее значение при разработке математических моделей (ММ) теплонапряженного состояния (ТНС) в плане их уточнения и задания адекватных граничных условий (ГУ) для задач теплопроводности и механики. Представляет, на наш взгляд, теоретический и практический интерес сравнительная оценка влияния теплофизических свойств материала ГЦ на ее тепловое состояние при использовании ЛВО. Свойства серых чугунов и литейных алюминиевых сплавов, как основных материалов для изготовления блочных и индивидуальных ГЦ, имеют существенные различия по теплофизическим свойствам в рабочем диапазоне температур. При этом алюминиевые сплавы имеют значительно большие значения коэффициентов теплопроводности (для сплавов АЛ и АК $\lambda = 160 - 170$ Вт/(м·К), для чугунов

$\lambda = 40 - 55$ Вт/(м·К)), что безусловно сказывается как на температурном поле самой детали, так и на протекании теплообменных процессов в основных сопряжениях седло-клапан, седло-головка.

В статье анализируются результаты безмоторного эксперимента с моделированием ЛВО индивидуальной ГЦ дизеля КамАЗ-740 (8Ч12/12) при эксплуатационных температурах дизеля.

На основе критериальных уравнений теории подобия были также рассчитаны оценочные значения коэффициентов теплоотдачи в зонах локального охлаждения с учетом режимных и конструктивных параметров, уточнены ГУ задачи теплопроводности для клапанного узла дизеля КамАЗ. Полученные МКЭ-расчетом температурные поля деталей клапанного узла дали удовлетворительное совпадение с экспериментальными значениями. По результатам безмоторного эксперимента были определены энергетические затраты на прокачку охлаждающего воздуха в системе ЛВО индивидуальной ГЦ дизеля.

Анализ публикаций

Преимущества безмоторных экспериментов, а также основные положения методики проведения таких экспериментов применительно к ГЦ, включающим элементы с ЛВО, проанализированы и сформулированы в работе [1]. При проведении ис-

следования используется блочная ГЦ или ее фрагмент, укомплектованный штатными или оригинальными деталями клапанного узла. В теле ГЦ путем ее дообработки выполняются каналы и полости для подвода охладителя – сжатого воздуха, в контрольных точках устанавливаются термодатчики. Контролируются также температуры охладителя на входе в ГЦ и на выходе, расход охладителя через систему ЛВО. Нагрев днища ГЦ производится с помощью плавильной печи, интенсивность нагрева до уровня эксплуатационных температур и поддержание установившегося теплового режима достигается за счет регулирования напряжения в обмотке печи с помощью трансформатора. Избыточное давление охлаждающего воздуха в диапазоне от 0,1 до 0,3 МПа в воздушном ресивере на входе в систему ЛВО создается поршневым компрессором.

Экспериментальная часть исследования, как правило, дополняется расчетной. С этой целью рассматривается конечноэлементная ММ отсека ГЦ [1] или ММ клапанного узла. При этом путем задания соответствующих условий проведения безмоторного эксперимента ГУ и проведения серии уточняющих расчетов температурного поля деталей определяются значения локальных коэффициентов теплоотдачи на участках ЛВО. В ходе такого расчетно-экспериментального исследования удается с достаточной точностью оценить уровень термических контактных сопротивлений в сопряжениях для узловой ММ, а также проанализировать влияние локального охлаждения.

Для уточнения схемы силового нагружения, схемы закрепления детали и др. вопросов, связанных с решением задачи механики напряженно-деформированного состояния также может применяться методика безмоторного моделирования. В этом случае, например, может быть использовано нагружение деталей клапанного узла на грузопоршневом стенде [2] с проведением тензометрических измерений и сопоставления расчетных и экспериментальных данных. Анализ, как температурного поля, так и деформаций позволяет при этом не только уточнять ММ, но и проследить влияние различных конструктивных факторов на ТНС, сократить сроки доводки конструкции, повысить ее надежность.

Повышение надежности современных быстроходных дизелей с учетом тенденции к постоянному увеличению их литровых мощностей [3] требует разработки оригинальных конструктивных

мероприятий, направленных на снижение термических и механических напряжений в наиболее нагруженных участках деталей КС. Наиболее доступным способом проверки эффективности таких мероприятий на начальных стадиях разработок конструкции являются безмоторные эксперименты.

Цель и постановка задачи

Целью данного исследования была оценка эффективности ЛВО индивидуальной ГЦ быстроходного дизеля, изготовленной из алюминиевого сплава, при моделировании ее теплового состояния в безмоторном эксперименте.

Были поставлены следующие основные задачи:

- определить влияние ЛВО на температурное поле днища ГЦ в зависимости от параметров охладителя (давление, расход, температура на входе в систему);
- проанализировать характер протекания переходных процессов охлаждения от момента подвода охладителя и до выхода на установившийся тепловой режим, что особенно важно для автомобильных дизелей, работающих значительную часть времени при частых сменах нагрузки;
- оценить влияние ЛВО седла выпускного на температуру клапана, определить контактные термические сопротивления в этом сопряжении, по результатам эксперимента с учетом конструктивных и режимных параметров рассчитать оценочные значения коэффициентов теплоотдачи на участках локального охлаждения.

Основные результаты исследования

Подготовка к проведению экспериментальной части заключалась в дообработке серийной ГЦ дизеля КамАЗ, укомплектованной деталями впускного и выпускного клапанного узлов. Изменения были внесены в конструкцию охлаждаемого седла выпускного клапана, увеличена его высота до 15 мм (7 мм в базовом варианте), выполнены проточка на боковой поверхности для подвода охлаждающего воздуха высотой 10 мм, а также сквозное отверстие в стенке диаметром 4мм для его вытекания в выпускной канал. В днище ГЦ под охлаждаемое седло выпускного клапана была выполнена расточка, а также горизонтальное сверление с резьбовой частью для присоединения штуцера подвода сжатого воздуха. Таким образом, воздух подводился из магистрали к седлу, омывал его по боковой поверхности и через сквозное отверстие вытекал в выпускной канал. Как показали проводимые на

кафедре ДВС моторные эксперименты [4], такое решение на работающем дизеле с наддувом не позволяет максимально использовать эффект от ЛВО в связи со значительным противодавлением в выпускном тракте. В условиях моторного эксперимента на работающем двигателе указанный недостаток устраняется за счет выполнения транзитной воздушной магистрали, не выходящей в выпускной тракт. На результаты безмоторного эксперимента отмеченная конструктивная особенность не оказала решающего влияния. Конструкция охлаждаемого седла, а также эскиз дообработки днища ГЦ представлена на рис.1.

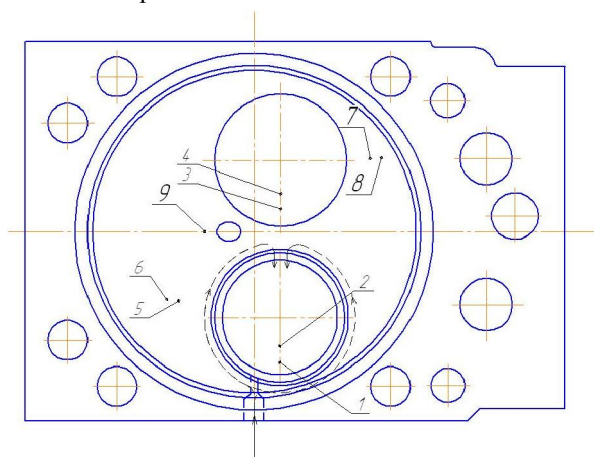


Рис.1. Схема размещения термопар

Для определения температурного поля в днище ГЦ и в тарелках впускного и выпускного клапанов устанавливались хромель-алюмелевые термопары (диаметр электродов 0,3 мм, диаметр шарика спая 0,7-0,8 мм). Для монтажа термопар в головке и в тарелках клапанов использовались соответственно алюминиевые и стальные капсулы с наружным диаметром 4 мм. Глубина утопания спая относительно тепловоспринимающих поверхностей деталей составляла 1,0 - 1,3 мм. Схема заделки термопар показана на рис.2.

После установки термопар выполнялась узловая сборка ГЦ с запрессовкой охлаждаемого седла,

монтажом штатных деталей клапанных узлов и последующей притиркой клапанов с проверкой их на герметичность. Общий вид опытной ГЦ, подготовленной к безмоторному эксперименту показан на рис.3.



Рис.2. Опытная ГЦ дизеля КамАЗ

Эксперимент проводился без подвода охлаждающей жидкости к ГЦ. Температура нагрева днища назначалась по результатам термометрии ГЦ из алюминиевых сплавов, полученных в ходе моторных экспериментов и составляла 250-300 °С в контрольных точках по огневому днищу. Нагрев клапанов проводили только для оценки влияния охлаждения седла, межклапанной перемычки на тепловое состояние клапанов. При этом уровень их максимальных температур, безусловно, не соответствовал эксплуатационным значениям. В ходе эксперимента были получены температурные поля по днищу ГЦ для установившихся тепловых режимов при различных давлениях охлаждающего воздуха p_e на входе, а также получены температурные характеристики переходных режимов охлаждения. Результаты безмоторного эксперимента для установившихся режимов обобщены в табл., а графики изменения температуры в контрольных точках 1, 5 и 9 в зависимости от продолжительности охлаждения показаны на рис.4.

Таблица. Температурное поле днища ГЦ при его локальном охлаждении

№ режима	Температуры в контрольных точках, °С					Параметры охлаждающего воздуха			
	1	3	5	7	9	Температура на входе, °С	Температура на входе из ГЦ, °С	Давление, МПа	Расход, м³/час
1	277	275	220	204	226	без охлаждения			
2	172	255	179	177	189	25	105	0,1	4,45
3	164	258	173	175	183	26,2	110	0,2	4,85
4	156	252	165	172	178	25,9	104	0,3	5,45

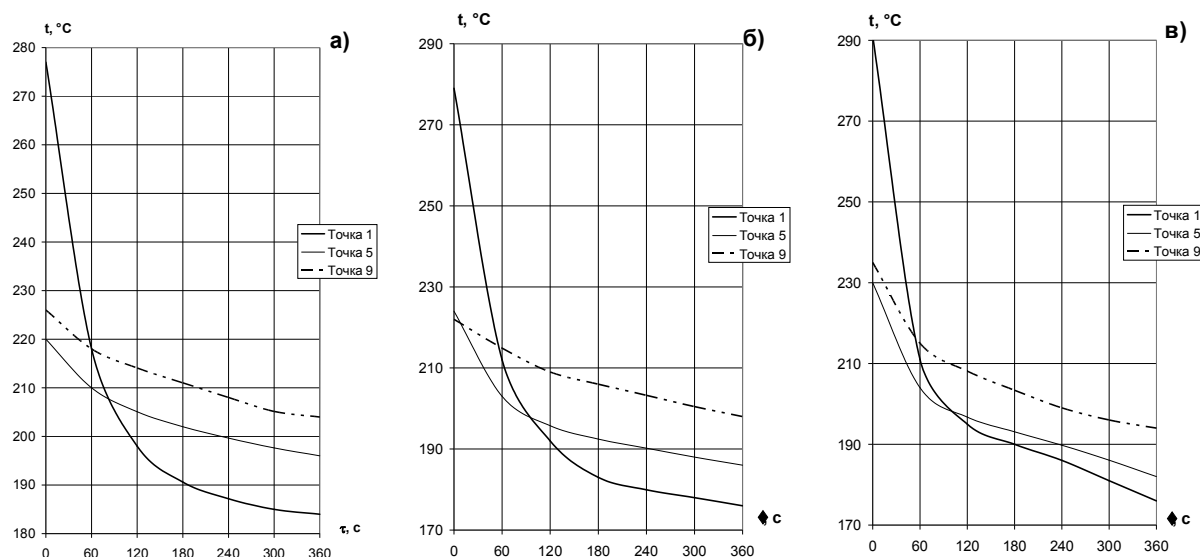


Рис. 3. Динамика изменения температур в контрольных точках (т.1, т.5, т.9) днища ГЦ при локальном охлаждении:

а) давление $p_g = 0,1$ МПа; б) давление $p_g = 0,2$ МПа; в) давление $p_g = 0,3$ МПа

Как показывает сравнительный анализ результатов моторных [4] и безмоторных [1] экспериментов с использованием ЛВО чугунных ГЦ дизеля СМД, их расхождение на всех режимах испытаний незначительно, что свидетельствует о достаточной степени достоверности информации, полученной в ходе безмоторного эксперимента. Рассмотрим основные результаты проведенного испытания.

Во-первых, заслуживает внимание значительное снижение температуры тарелки выпускного клапана (точка 1) на всех режимах охлаждения, которое составила 100-120 °С. В моторных и безмоторных исследованиях с ГЦ дизелей СМД эффект от охлаждения не превышал 40-60 °С в зонах, наиболее приближенных к полостям с охлаждающим воздухом [1, 4]. Повышению эффективности охлаждения способствовали увеличение теплоотводящей наружной поверхности седла за счет увеличения его высоты и глубины проточки в теле седла, а также более высокая теплопроводящая способность материала индивидуальной ГЦ – алюминиевого сплава. В данном случае достигается снижение температуры выпускного клапана, характерное для охлаждаемых вариантов выпускных клапанов, например, с натриевым или воздушным охлаждением. При этом не требуется внесение каких-либо изменений в конструкцию клапана, выполнения дополнительных полостей и каналов для охладителя в теле клапана, также могут быть сняты проблемы, связанные с вытеканием охладителя в

объем выпускного тракта со сравнительно высоким противодавлением, характерным для дизелей с наддувом.

Во-вторых, охлаждение седла выпускного клапана заметно улучшает тепловое состояние зоны межклапанной перемычки (точка 9 – снижение температуры на 40-50 °С), наблюдается незначительное (на 10-15 °С) уменьшение перепадов температур вблизи седел впускного и выпускного клапанов (точки 5 и 7), снижается и температура тарелки впускного клапана (точка 3) на 15-20 °С, что на работающем дизеле может быть использовано для улучшения наполнения. Таким образом, регулируемое за счет изменения давления p_g охлаждение межклапанной перемычки может быть использовано и для снижения температурных перепадов в этой зоне и возникающих в эксплуатации термических напряжений.

В-третьих, необходимо отметить высокие скорости охлаждения (рис. 4) седла выпускного клапана и самого клапана (точка 1). Так, снижение температур тарелки клапана на 80-100 °С достигается уже приблизительно к третьей минуте от момента подвода охладителя, что особенно важно для дизелей транспортных средств, работающих значительную часть времени на переходных режимах с выходом на максимальные нагрузки, когда собственно и возникает необходимость в ЛВО.

Задача уточнения ММ клапанного узла дизеля КамАЗ, как одна из основных в проведенном исследовании, сводилась и к заданию достоверных

ГУ по внешней охлаждаемой поверхности седла выпускного клапана – результирующей температуры и усредненного коэффициента теплоотдачи.

При оценочном расчете усредненной теплоотдачи для турбулентного режима течения охладителя в трубах, воспользовавшись рекомендациями акад. М.А. Михеева [5], можно применить критериальное уравнение вида

$$Nu = 0,021 \cdot Re_{жс}^{0,80} \cdot Pr_{жс}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жс}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l, \quad (1)$$

где ε_l – коэффициент, который учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы. Индексы «ж» и «с» соответственно означают охладитель (жидкость, воздух) и внешнюю среду, в которой находится труба. При этом в качестве определяющего размера l для трубы с круглым поперечным сечением выбирается диаметр трубы, а определяющей температуры – средняя температура охладителя в трубе. Для случая воздушного охлаждения критериальное уравнение упрощается и принимает вид [5]

$$Nu = 0,018 \cdot Re_{жс}^{0,80} \quad (2)$$

Для определения предельного значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{вн}$ в каналах ЛВО седла находим $Re_{кр}$ при критических скоростях истечения воздуха, которая для двухатомных газов наступает при перепаде давлений на входе и выходе $p_2/p_1 = 0,528$. В случае истечения охлаждающего воздуха в атмосферу ($p_2 = 0,1013$ МПа) критический режим наступает при давлениях $p_1 \approx 0,2$ МПа или при избыточном давлении $p_1 \approx 0,1$ МПа. На критическом режиме скорость истечения охладителя можно определить по известной формуле

$$w_{кр} = 1,08 \cdot \sqrt{RT_1}, \quad (3)$$

где $T_1 = 24 + 273 = 297$ К – ориентировочное значение температуры охлаждающего воздуха на входе в ГЦ. Получим значение $w_{кр} = 315$ м/с. Другие исходные данные, необходимые для расчета $\alpha_{вн}$: длина воздушного канала (проточки на внешней поверхности седла) $l = 152$ мм; эквивалентный диаметр поперечного сечения $d = 6,1$ мм (сечение канала имеет форму прямоугольника 3×10 мм); коэффициент теплопроводности охлаждающего воздуха $\lambda_g = 2,63 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К) при $t_g = 24$ °С;

кинематическая вязкость воздуха $\nu_{24} = 15,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

В результате получаем следующие значения

$$Re_{кр} = \frac{w_{кр} \cdot d}{\nu_{24}} = \frac{315 \cdot 6,1 \cdot 10^{-3}}{15,5 \cdot 10^{-6}} = 123967$$

$$Re_{кр}^{0,8} = 11875$$

$$Nu = 0,018 \cdot 11875 = 213,7$$

$$\alpha_{вн} = Nu \frac{\alpha}{d} = \frac{213,7 \cdot 0,0263}{0,0061} = 921 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

С учетом поправочного коэффициента $\varepsilon_l = l/d$ (при отношении $l/d = 152/6,1$, $\varepsilon_l = 1,04$ [5]) получаем значение $\alpha_{вн} = 960$ Вт/(м²·К).

Для расчета значений α_g в докритическом диапазоне скоростей истечения охладителя необходимо знать действительные значения скоростей его истечения с учетом геометрической формы канала, шероховатости поверхности и т.д. Вследствие сложного характера газодинамических процессов перетекания охладителя, изменения давления за седлом (в случае истечения непосредственно в выпускной тракт) воспользоваться известными из термодинамики формулами не представляется возможным. Однако для приближенной оценки можно сравнить действительные расходы охладителя с критическими, полученными в безмоторном эксперименте, и задавать α_g пропорционально расходам.

Выводы

В результате проведенного исследования была подтверждена целесообразность разработок систем ЛВО на форсированных дизелях автотракторного типа для улучшения теплового состояния ГЦ и деталей клапанного узла. Следует также отметить существенно больший эффект по снижению температуры охлаждаемого седла выпускного клапана и самого клапана, достигнутый за счет более высокой теплопроводящей способности материала ГЦ и усовершенствования конструкции седла по сравнению с ранее полученным в моторных и безмоторных экспериментах [1, 4].

Список литературы:

1. Тринев А.В. Исследование условий локального воздушного охлаждения огневого днища головки цилиндров с использованием безмоторного стенда / А.В. Тринев, А.Н. Авраменко, С.В. Обозный, В.И. Вахрушев // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2007. – №1. – С. 31-37.
2. Триньов О.В. Аналіз напруженого стану випускних клапанів швидкохідного дизеля при при-

кладанні механічного навантаження / О.В. Триньов, В.Т. Коваленко, А.Т. Тихоненко, О.М. Клименко, Д.А. Куртов // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – №2. – С. 15-20. 3. Курилов А.Г. Направление разработок нового семейства дизельных двигателей ЯМЗ для тяжелой тракторной техники / А.Г. Курилов, В.Р. Гальговский, Ю.Г. Субботин, Ю.В. Попов // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. – Владимир. – 2001. – С. 162- 164. 4. Тринев А.В. Влияние локального воздушного охлаждения на температуру клапанной перемычки головки цилиндров форсированных автотракторных дизелей / А.В. Тринев, П.Д. Гончар // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2005. – №1. – С. 63-67. 5. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: «Энергия», 1977. – 344 с.

bezmotornogo stenda / A.V. Trinev, A.N. Avramenko, S.V. Oboznyi, V.I. Vahrushev // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – Har'kov: NTU «HPI». – 2007. – №1. – С. 31-37. 2. Trin'ov O.V. Analiz napruzhennogo stanu vipusknih klapaniv shvidkohidnogo dizelja pri prikkladanni mehanichnogo navantazhenja / O.V. Trin'ov, V.T. Kovalenko, A.T. Tihonenko, O.M. Klimenko, D.A. Kurtov // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – Har'kov: NTU «HPI». – 2010. – №2. – С. 15-20. 3. Kurilov A.G. Napravlenija razrabotok novogo semejstva dizel'nyh dvigatelej JaMZ dlja tjazhelej traktornoj tehniki / A.G. Kurilov, V.R. Gal'govskij, Ju.G. Subbotin, Ju.V. Popov // Sovershenstvovanie mownostnyh, jekonomicheskij i jekologicheskij pokazatelej DVS. – Vladimir. – 2001. – С. 162- 164. 4. Trinev A.V. Vlijanie lokal'nogo vozdušnogo ohlazhdenija na temperaturu klapannoj peremychki golovki cilindrov forsirovannyh avtotraktornyh dizelej / A.V. Trinev, P.D. Gonchar // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – Har'kov: NTU «HPI». – 2005. – №1. – С. 63-67. 5. Miheev M.A. Osnovy teploperedachi / M.A. Miheev, I.M. Miheeva. – M.: «Jenergiya», 1977. – 344 s.

Bibliography (transliterated):

1. Trinev A.V. Issledovanie uslovij lokal'nogo vozdušnogo ohlazhdenija ognevoغو dniwa golovki cilindrov s ispol'zovaniem

УДК 621.43.016.4

А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.В. Шпаковский, д-р техн. наук

ВЛИЯНИЕ КОРУНДОВОГО СЛОЯ НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ПОРШНЕЙ НА ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ В ДВС

Постановка проблемы и связь с научными и практическими задачами

При испытаниях ДВС отмечалось [1], что при использовании поршней с керамическим покрытием днища поршня «изменения рабочего процесса бывают чрезмерно велики, по сравнению с незначительным повышением температуры поверхности» днища поршня. Исследования влияния керамических покрытий деталей камеры сгорания, выполненные на ряде двигателей [2], показали, что повышение мощности двигателя трудно объяснить только снижением потерь тепла. Некоторые учёные объясняют это каталитическим воздействием керамического покрытия на параметры рабочего цикла двигателя [3]. Однако единого мнения о влиянии керамических покрытий на процесс сгорания, повышение мощности и снижение удельного расхода топлива пока не сложилось.

Цель исследований

Целью данного исследования является установление факта повышения эффективной мощности ДВС при использовании поршней с теплоизолирующим корундовым слоем и выяснение причин повышения эффективности их работы с помощью исследования процессов, происходящих в камерах сгорания (КС) со снятием индикаторных диаграмм,

определением скорости тепловыделения, скорости нарастания давления и температуры газа.

Способы решения проблемы

Для решения проблемы были проанализированы результаты испытаний ДВС с теплоизолирующими покрытиями, выполненные другими исследователями. На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» проведены сравнительные испытания на моторном стенде со снятием индикаторных диаграмм тракторного дизеля с серийными и с поршнями с корундовым слоем на донышках и цилиндрических частях поршней, и тепловозных дизелей при реостатных испытаниях.

Анализ публикаций

Экспериментальные исследования [2] на дизелях, оснащенных поршнями с керамическим покрытием толщиной 0,2 – 0,9 мм продемонстрировали снижение эффективного расхода топлива на 6-8 г/(кВт·час) за счёт уменьшения потерь теплоты и более полного сгорания. Так, для дизеля 1Ч 18/22 снижение g_e составило 7–9 г/(кВт·час) [2]. На дизеле 1ЧН18/20 с покрытием алюминиевого поршня окисью алюминия толщиной $(0,25-0,3) \cdot 10^{-3}$ м при оптимальном угле $\varphi_{оп}=14 - 14,5^\circ$ на номинальном режиме эффективный расход топлива снизился на 2,7 г/(кВт·час) [2], на дизеле 2ЧН21/21 при $n=1200$ мин⁻¹ и $\varphi_{оп}=36-38^\circ$ снижение g_e составило 5,44 г/(кВт·час) [2]. Покрытие из окиси алюминия тол-

щиной $(0,2 - 0,25) \cdot 10^{-3}$ м на поршне судового низкооборотного дизеля 1Ч 24/36 с объёмным смесеобразованием вызвало снижение эффективного расхода топлива на нагрузках менее 45% N_e на 2,5–13 г/(кВт·час) [2].

При использовании оксидных керамических покрытий, полученных методом АМДО, на поршне и головке цилиндра, толщиной около 0,06 мм для тепловой защиты рабочих поверхностей доньшка поршня и головки цилиндра двухтактного ДВС уменьшился теплоотвод, на 6% увеличилась максимальная мощность двигателя и на 3,2% снизился удельный расход топлива [4].

Оснащение дизеля Д-240Л поршнями с корундовым слоем обусловило снижение удельного расхода топлива на 6,6%, увеличение максимальной мощности на 8,66%. Серийный двигатель развивал мощность 55,16 кВт, а с поршнями с корундовым слоем – 59,94 кВт.

В результате стендовых испытаний дизеля Д65НТ1, оснащенного поршнями с корундовым слоем и тефлоновым покрытием поверхностей трения, установлено снижение расхода топлива на 5,1%, увеличение развиваемой мощности с 44,72 кВт до 46,7 кВт, т.е. на 4,4%, что было обусловлено снижением суммарных тепловых и механических потерь на внутреннее трение. Произошло уменьшение дымности выхлопных газов с 46 до 30%.

Известно, что потери на трение в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) составляют порядка 50–70 % от общих механических потерь двигателя. В основном это потери от трения между цилиндром и поршнем, цилиндром и поршневыми кольцами. Исследованиями [4] установлено, что при использовании гильз из алюминиевого сплава Д-16 с керамической рабочей поверхностью мощность механических потерь на 7–10% меньше по сравнению с серийными гильзами.

В результате испытаний двигателя МеМз-245 так же было установлено, что применение поршней с корундовым поверхностным слоем толщиной 0,15 – 0,2 мм на доньшке поршня и кольцевом поясе позволяет снизить расход топлива во всём диапазоне скоростной характеристики от 1,7% до 10% и значительно снизить содержание углеводородов в отработанных газах [5].

Обоснование научных и практических результатов

Для экспериментальных исследований был выбран дизель 4ЧН 12/14. Исследования проводи-

лись на моторном стенде со снятием индикаторных диаграмм. Сначала с серийными поршнями, а затем с поршнями с корундовым поверхностным слоем.

Известно, что для получения наивыгоднейших термодинамических показателей рабочий цикл двигателя должен быть чисто адиабатным, т.е. температура стенок КС должна изменяться вслед за изменением температуры газа на протяжении всего цикла [6,7]. Однако это идеальный случай и достичь его пока не представляется возможным. Теплоизоляция огневой поверхности поршня корундовым слоем рациональной толщины $\delta \approx (0,12 - 0,16) \cdot 10^{-3}$ м, позволила получить колебания температуры теплоизолированной поверхности поршня в пределах 60–80 $^{\circ}$ С вслед за изменением температуры газа [8]. Но и такие изменения температуры поверхности позволяют направить тепловой поток от газа к стенке или от стенки к газу в зависимости от мгновенной температуры газа, который может быть выше или ниже температуры поверхности поршня. Рациональная толщина теплоизолирующего слоя обеспечивает снижение максимального значения удельного теплового потока в поршень на 16% по сравнению с поршнем без теплоизоляции, что приводит к снижению потерь тепла (рис.1). Величина максимального удельного теплового потока снижается с 3724 кВт/м 2 до 3135 кВт/м 2 .

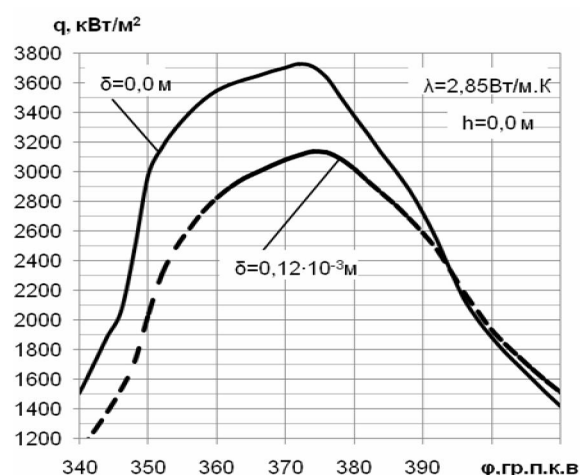


Рис. 1. Максимальные значения тепловых потоков в поршень без теплоизоляции доньшка и при толщине теплоизоляции $\delta=0,12 \cdot 10^{-3}$ м

В процессе наполнения температура поверхности корундового слоя поршня снизилась на 8 $^{\circ}$ С по сравнению с температурой серийного поршня, максимальное значения размаха температурной волны увеличилось на 60 $^{\circ}$ С. При снятии нагрузочных характеристик и работе двигателя с поршнями

с корундовым слоем максимальное давление цикла увеличилось на 0,5 МПа [8]. Процесс самовоспламенения начался раньше, при меньшем количестве впрыснутого топлива и поэтому при первой вспышке максимальное значение скорости тепловыделения уменьшилось на 12,5%. Это обусловило мягкую работу двигателя. Максимальное значение скорости тепловыделения в камере сгорания с поршнем с корундовым слоем во время второй вспышки составило 0,042 1/град. при $\phi = 367$ гр. п. к. в., а с серийным поршнем – 0,038 1/град. при $\phi = 368$ гр. п. к. в., т.е. больше на 8,35%. Сопоставляя скорости тепловыделения при работе дизеля с серийными и поршнями с корундовым слоем видно, что скорость тепловыделения в камере сгорания с поршнями с корундовым слоем существенным образом ниже в области первого максимума и значительно выше в области второго максимума [8]. Увеличение максимального значения скорости сгорания в области второго максимума на 0,0032 1/град. и приближение его к ВМТ на 1,1 гр.п.к. в. улучшило эффективность использования теплоты сгорания, что привело к повышению эффективной мощности дизеля. Так же следует отметить более раннее (на 10-20 гр. п. к. в.) окончание сгорания. Оно особенно заметно на номинальном режиме работы двигателя.

При работе с поршнями с корундовым слоем у автотракторного дизеля 4ЧН 12/14 снижение механических потерь составило более 60% от суммарных механических потерь, а при работе с $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ удельный эффективный расход топлива уменьшился во всем диапазоне исследованных нагрузок на 3...4 г/(кВт·час). При частоте вращения коленчатого вала $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ удельный эффективный расход топлива уменьшился при максимальных нагрузках на 2 г/(кВт·час) [9]. Массовый выброс твердых частиц с отработавшими газами дизеля снизился на 19 – 30% [10].

Для проведения эксплуатационных испытаний были подобраны 2 маневровых тепловоза ЧМЕ-3 одного месяца и года выпуска, работающие в условиях депо Харьков-Сортировочный. В дизель одного тепловоза были установлены новые серийные цилиндропоршневые группы, а в дизель второго тепловоза установлены серийные гильзы и новые поршни с корундовым слоем. При опытной эксплуатации тепловоза ЧМЕ-3 №6830 с поршнями

с корундовым слоем реостатные испытания проводились в 1993, 1994, 1997, 1999, 2002, 2005, 2008 годах без замены цилиндропоршневой группы. Реостатные испытания тепловоза ЧМЕ-3 №6835 с серийными поршнями проводились в 1992, 1994, 1995, 1999, 2002, 2005, 2008 г. При этом 3 раза была произведена замена цилиндропоршневых групп. Запись параметров осуществлялась на каждой позиции ручки контроллера, начиная со второй позиции. Испытания проводились на протяжении 16 лет специалистами депо Харьков-Сортировочный с участием научных сотрудников УкрГАЗТ и НТУ «ХПИ». В таблице 1 и на рис.2 [11] приведены результаты реостатных испытаний дизелей №6830 и №6835 после ТР-3 с новыми поршнями и тепловоза с поршнями с корундовым слоем после длительной эксплуатации.

Таблица 1. Реостатная мощность дизелей тепловозов ЧМЕ-3 после проведения ТР-3

n, мин ⁻¹	Тепловоз № 6830		Тепловоз №6835
	Новая ЦПГ 20.02.1993	Наработка 114676 моточасов 17.01.2009	Новая ЦПГ 05.11.2008
	N _{к,1993} кВт	N _{к,2008} кВт	N _с кВт
280			9,59
290		29,55	
330		77,18	
340	12		
350			48,67
360	90		
410		255,84	
420			186,114
440	360		
460			298,45
475	576		
480		436,9	
550		564	
555	760		
560			441,25
610			566,25
620		737,84	
630	874		
680			633
690		747	
730		742	
750	1040		

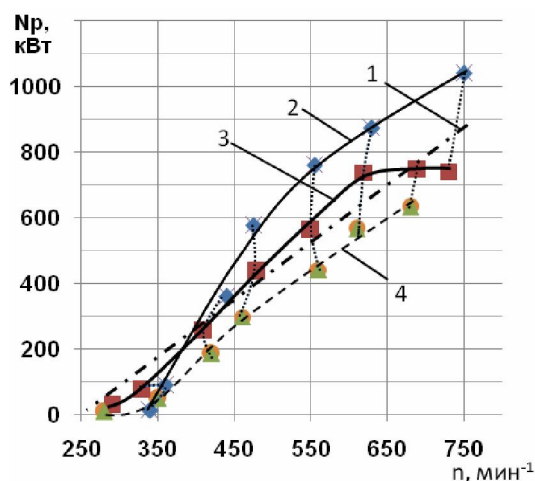


Рис. 2. Тепловозные характеристики тепловозов ЧМЭ-3 №6830 и №6835 после ТР-3:

1 – по ЦТ-0042; 2 – ЧМЭ-3 №6830, 03. 1993г. (новая ЦПГ); 3 – ЧМЭ-3 №6830, 12.2008г.; (наработка 114676 моточасов); 4 – ЧМЭ-3 № 6835, 09.2008г. (новая ЦПГ)

В результате испытаний установлено, что реостатная мощность дизеля тепловоза ЧМЭ-3 №6830 с новыми поршнями с корундовым слоем значительно превышает реостатную мощность дизеля тепловоза №6835 с новыми серийными поршнями (рис.3).

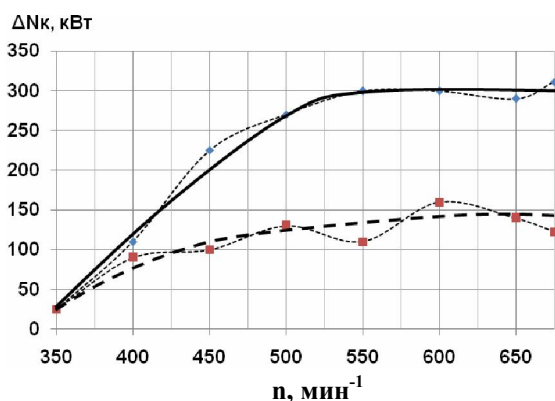


Рис. 3. Превышение реостатной мощности дизеля тепловоза ЧМЭ-3 с поршнями с корундовым слоем над реостатной мощностью серийного дизеля

$$\Delta N_{к,1993} = N_{к,1993} - N_c; \quad \Delta N_{к,2008} = N_{к,2008} - N_c$$

— $\Delta N_{к,1993}$; --- $\Delta N_{к,2008}$.

После длительной эксплуатации дизеля с поршнями с корундовым слоем (~ 114676 моточасов) превышение мощности уменьшилось (рис.4), но всё-же реостатная мощность дизеля с поршнями с корундовым слоем на 20 - 40% выше реостатной мощности дизеля с серийными поршнями.

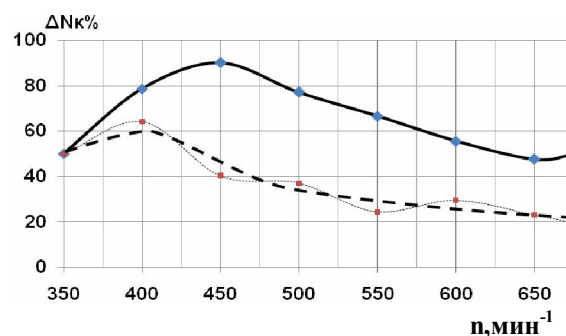


Рис. 4. Процент превышения реостатной мощности дизеля тепловоза с новыми поршнями с корундовым слоем над реостатной мощностью тепловоза с серийными поршнями:

$\Delta N_{к,1993} \%$ - с новыми поршнями с корундовым слоем; $\Delta N_{к,2008} \%$ - после наработки 114676 моточасов
— $\Delta N_{к,1993} \%$; --- $\Delta N_{к,2008} \%$.

Таким образом, утверждение о повышении эффективности ДВС (увеличение мощности и снижение расхода топлива) при работе с поршнями с теплоизолирующим корундовым слоем Al_2O_3 , подтверждено экспериментально.

Улучшение процесса сгорания можно объяснить следующим образом. Корундовый слой на огневой поверхности поршня, образованный с помощью гальваноплазменной обработки, являясь корундоэлектретом с отрицательным поверхностным зарядом $-3,9 \cdot 10^{-8} \text{ Кл/см}^2$ [12], способствует ускорению процесса сгорания. При впрыске топлива в электрическом поле корундоэлектрета происходит электростатическое распыливание, что приводит к более раннему началу распада топливных молекул с образованием свободных радикалов. Ускоряется появление холодного пламени, сокращается время начала процесса цепного самоускорения реакции, улучшается динамика выделения тепла. За счёт частично-динамической теплоизоляции КС в период диффузионного сгорания происходит повышение температуры газа. Максимальное значение температуры газа в двигателе с поршнем с корундовым слоем увеличивается и сдвигается в сторону ВМТ, что приводит к более быстрому и более полному сгоранию топлива. В период диффузионного сгорания температура газа в КС увеличивается примерно на 30 К [8], а на корундовой поверхности поршня примерно на 60 К, что позволяет получить плазму с повышенной концентрацией ионизирующего воздействия. Избыточный заряд газа в основном положительный, а избыточный заряд корундоэлектрета отрицательный. Притяжение молекул газа к корундовой поверхности усиливается, их скорость многократно увеличивается, что приводит к усилению удара молекул о корундовую

поверхность и разрушению самой молекулы. Происходит разрушение крупных молекул на мелкие фрагменты. Уменьшается энергия активации начала цепной реакции распада молекул. Это и вызывает повышение эффективности работы ДВС. Мощность двигателя возрастает и соответственно уменьшается расход топлива.

Постепенное снижение повышенной реостатной мощности в процессе эксплуатации объясняется уменьшением влияния корундового слоя на процесс сгорания.

Выводы и перспективы разработок

Повышение мощности ДВС при использовании поршней с корундовым слоем более чем на 20% можно объяснить:

- снижением потерь тепла в КС;
- улучшением динамики выделения тепла за счёт частично-динамической теплоизоляции КС;
- эффектом электростатного воздействия на процесс сгорания топлива в КС;
- уменьшением механических потерь от снижения коэффициента трения корундовой поверхности поршня о гильзу.

Постепенное снижение повышенной реостатной мощности дизеля тепловоза с поршнями с корундовым слоем в процессе длительной эксплуатации можно объяснить уменьшением влияния корундового слоя на процесс сгорания.

В дальнейшем намечается исследовать влияние технологических режимов образования корундового слоя и величины площади корундовой поверхности, расположенной в КС двигателя, на повышение мощности, а так же изучить уменьшение каталитического эффекта при эксплуатации двигателей с поршнями с корундовым слоем.

Список литературы:

1. Костин А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А.К. Костин, В.В. Ларионов, Л.И. Михайлов – Л.: Машиностроение. 1978. – 119 с. 2. Никитин М.Д. Теплозащитные и износостойкие покрытия деталей дизелей / М.Д. Никитин, А.Я. Кулик, Н.И. Захаров – Л.: Машиностроение. 1977. – 165с. 3. Фомин В.М. Системы химического воздействия на параметры рабочего цикла дизеля / В.М. Фомин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – №6. – С. 10–12. 4. Чигиринова Н.М. Оксидные керамические покрытия - эффективная тепловая защита рабочих поверхностей деталей ЦПГ / Н.М. Чигиринова, В.В. Чигиринов, В.Е. Чигиринов // Автомобильная промышленность. – 2004. – №6. – С. 30–34. 5. Шпаковский В.В., Линьков О.Ю. Анализ эффективности применения поршней с корундовым слоем для снижения расхода топлива / В.В. Шпаковский, О.Ю. Линьков // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – №10 (57). – С. 140–144. 6. Valland H. A. Teoretikal analysis of thermal barriers in diesel engine cylinders / H. A. Valland, G.K. Wyspianski // Norwegian Marine

Reasearh. – 1982. – 10, NO. 2,34. 7. Walase F.J. Thermal barrier pistons and their effect on the performance of compound diesel engine cycles / Walase F.J., Kao T.K., Alekxander W.A., Cole A.C. and Tarabad M. – Detroit.: SAE, Mar. 1983. – Paper 830312. 8. Марченко А.П. Экспериментальные исследования рабочего процесса в камере сгорания ДВС с теплоизолированным поршнем / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 49–53. 9. Парсаданов И.В. Влияние гальваноплазменной обработки поверхности поршня на механические потери в автотракторном дизеле / И.В. Парсаданов, В.В. Шпаковский, И.Н. Карягин, С.Ю. Белик // Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. научн. трудов. Тем. вып. «Транспортное машиностроение». – 2010. – Вып. 38. – С. 88–91. 10. Парсаданов И.В. Оценка влияния гальваноплазменного покрытия поршня на выбросы твёрдых частиц с отработавшими газами дизеля / И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 97–100. 11. Шпаковский В.В. Оснащение дизелей маневровых тепловозов поршнями с корундовым слоем для повышения эффективной мощности после текущего ремонта / В.В. Шпаковский // Сб. научн. трудов. – Х.: УКРГАЗТ. – 2009. – Вып.108. – С. 56–60. 12. Шпаковский В.В. Электреты в двигателях внутреннего сгорания / В.В. Шпаковский, О.Ю. Линьков, В.В. Осейчук // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – №9 (56). – С.125–128.

Bibliography (transliterated):

1. Kostin A.K. Teplonaprjazhennost' dvigatelej vnutrennego sgoranija / Kostin A.K., Larionov V.V., Mihajlov L.I. – L.: Mashinostroenie. 1978. – 119 s. 2. Nikitin M.D. Teplozavitnye i iznosostojkie pokrytija detalej dizelej / Nikitin M.D., Kulik A.Ja., Zaharov N.I. – L.: Mashinostroenie. 1977. – 165s. 3. Fomin V.M. Sistemy himiche-skogo vozdejstvija na parametry rabocheho cikla dizelja / V.M. Fomin // Traktory i sel'skhozajstvennye mashiny. – 2004. – №6. – S. 10–12. 4. Chigirinova N.M. Oksidnye keramicheskie pokrytija - jeffektivnaja teplovaja zavitna rabo-chih poverhnostej detalej CPG / N.M. Chigirinova, V.V. Chigirinov, V.E Chigirinov // Avtomobil'naja promyshlennost'. – 2004. – №6. – S. 30–34. 5. Shpakovskij V.V., Lin'kov O.Ju. Analiz jeffektivnosti primenenija porshnej s korundovym sloem dlja snizhenija rashoda topliva / V.V. Shpakovskij, O.Ju. Lin'kov // Aviacionno-kosmicheskaja teh-nika i tehnologija. – 2008. – №10 (57.) – S. 140–144. 6. Valland H. A. Teoretikal analysis of thermal barriers in diesel engine cylinders / H. A. Valland, G.K. Wyspianski // Norwegian Marine Reasearh. – 1982. – 10, NO. 2,34. 7. Walase F.J. Thermal barrier pistons and their effect on the performance of compound diesel engine cycles / Walase F.J., Kao T.K., Alekxander W.A., Cole A.C. and Tarabad M. – Detroit.: SAE, Mar. 1983. – Paper 830312. 8. Marchenko A.P. Jeksperimen-tal'nye issledovanija rabocheho processa v kamere sgoranija DVS s teploizolirovannym porshnem / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovskij // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – №2. – S. 49–53. 9. Parsadanov I.V. Vlijanie gal'vano-plazmennoj obrabotki poverhnosti porshnja na mehanicheskie poteri v avtotraktornom dizele / I.V. Parsadanov, V.V. Shpakovskij, I.N. Karjagin, S.Ju. Belik // Vestnik NTU «HPI»: Sb. nauchn. trudov. Tem. vyp. «Transportnoe ma-shinostroenie». – 2010. – Vyp. 38. – S. 88–91. 10. Parsadanov I.V. Ocenka vlijanija gal'vanoplazmennogo pokrytija porshnja na vybroso tvjorдых chastic s otrabotavshimi gazami dizelja / I.V. Parsadanov, A.P. Polivjanchuk // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2009. – №2. – S. 97–100. 11. Shpakovskij V.V. Osnawienie dizelej manevrovых тепловозов porshnjami s korundovym sloem dlja povyshenija jeffektivnoj mownosti posle tekuwego remonta / V.V. Shpakovskij // Sb. nauchn. trudov. – H.: UKRGAZHT. – 2009. – Vyp.108. – S. 56–60. 12. Shpakovskij V.V. Jelektrety v dvigateljah vnut-rennego sgoranija / V.V. Shpakovskij, O.Ju. Lin'kov, V.V. Osejchuk // Aviacionno-kosmicheskaja tehnik i tehnologija. – 2008. – №9 (56). – S.125–128.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОГРІВУ ПАЛИВНОЇ ПЛІВКИ НА СТІНЦІ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ДИЗЕЛЯ З ЧАСТКОВО-ДИНАМІЧНОЮ ТЕПЛОІЗОЛЯЦІЄЮ ПОРШНЯ

Постановка проблеми

Введення частково-динамічної теплоізоляції поверхні поршня двигуна внутрішнього згорання, що покликане підвищити його ресурс, зменшити витрату палива і шкідливі викиди, спричиняє суттєве коливання температури поверхні камери згорання (КЗ) протягом робочого циклу [1]. Через це температура частини палива, яка потрапляє на стінку КЗ, і його випаровування, імовірно, мають відмінності від випадку застосування традиційних поршнів.

Оскільки випаровування паливної плівки є одним з визначальних чинників сумішоутворення та згорання у циліндрі дизеля, а внаслідок цього якості його робочого процесу, вплив теплоізоляції на перебіг цього явища потребує докладного вивчення.

Аналіз публікацій

У відомих роботах при моделюванні робочого процесу питання врахування випаровування палива зі стінки КЗ не розкрито [2, 3] або його врахування є практично емпіричним [4, 5]. Тут паливна плівка розглядається як сукупність окремих крапель, що миттєво приймають температуру стінки і зберігають її протягом випаровування. При цьому швидкість процесу випаровування не залежить від товщини паливної плівки, теплообмін між стінкою, паливом та робочим тілом не моделюється і дотримання закону збереження енергії не забезпечується.

Метою роботи є розробка математичної моделі прогріву паливної плівки на стінці камери згорання поршня дизеля та здійснення розрахунків для випадків наявності та відсутності її частково-динамічної теплоізоляції.

Математична модель

В основу моделі, що розроблено, було покладено одновимірну модель для визначення температурного стану стінки, приведену в [6]. Тут багат шарова стінка поршня в загальному вигляді складається з основного матеріалу, штучної або природної частково-динамічної теплоізоляції, тобто низькотеплопровідного покриття чи нагару, і паливної плівки, яка існує лише частину робочого циклу двигуна. Між усіма шарами відбувається теплооб-

мін. Внаслідок процесу дифузії та руху паливної плівки по стінці її шари зазнають перемішування, що у моделі, аналогічно до [7], замінюється миттєвим усередненням температури паливної плівки по її товщі.

Паливна плівка з початковими температурою T_{i0} і товщиною h_0 утворюється у момент досягнення паливним факелом стінки, що відповідає куту повороту колінчастого вала (КВ) φ_w . При досягненні паливом температури початку кипіння відбувається процес пофракційного випаровування. Температура кипіння найлегшої фракції палива, яка ще залишилася в плівці товщиною h , за даними [8] описано наступною залежністю, К:

$$T_{\text{кип}}(h) = 170,89 + 325,46 \cdot \left(1 - \frac{h}{h_0}\right) - 522,32 \cdot \left(1 - \frac{h}{h_0}\right)^2 + 384,97 \cdot \left(1 - \frac{h}{h_0}\right)^3.$$

При куті повороту КВ φ_d починається дифузійне згорання і частина палива, що не випарувалася, вилучається з поверхні.

Теплопідведення до паливної плівки чи, за її відсутності, безпосередньо до поверхні КЗ, описано за допомогою граничних умов 3-го роду, де температура робочого тіла T_c та коефіцієнт теплообміну α_c є функціями кута повороту КВ. Граничні умови зі сторони масляного охолодження з параметрами T_m , α_m незмінні у часі.

З урахуванням рекомендацій [9] задача розв'язувалась методом скінченних різниць за явною схемою. У стінці загальною товщиною l , до якої відноситься і шар теплоізоляції δ_n , виділяють k вузлів на відстані Δx один від одного. Вводяться три допоміжні вузли для паливної плівки: один на поверхні теплопідводу, другий на глибині Δx , а третій на половині цієї відстані від поверхні стінки. Крок розрахунку за часом Δt визначається з умови стійкості рішення. Схему цієї сітки подано на рис. 1.

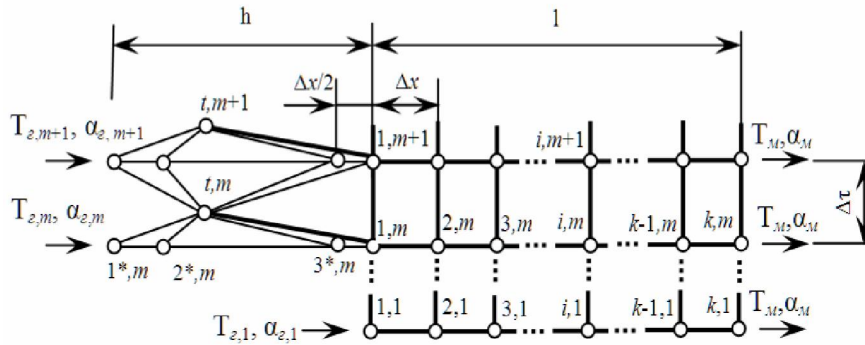


Рис. 1. Схема розрахункової сітки

Сіткові рівняння моделі мають наступний вигляд:

1. Закон теплопровідності для однорідних матеріалів:

$$\rho_i c_i \frac{T_{i,m+1} - T_{i,m}}{\Delta \tau} = \lambda_i \frac{T_{i-1,m} - 2T_{i,m} + T_{i+1,m}}{\Delta x^2},$$

$$i \in \{2, 3, \dots, k-1\} / \left\{ \left[\frac{\delta_n}{\Delta x} \right], \left[\frac{\delta_n}{\Delta x} \right] + 1 \right\},$$

де T – температура, λ – теплопровідність матеріалу, c – теплоємність, ρ – густина, індекси позначають відповідність до певного вузла, квадратні дужки – ціла частина числа.

2. Закон теплопровідності для стику матеріалів:

$$\rho_i c_i \frac{T_{i,m+1} - T_{i,m}}{\Delta \tau} =$$

$$= \frac{\lambda_i + \lambda_{i+1}}{2} \cdot \frac{T_{i+1,m} - T_{i,m}}{\Delta x} - \frac{\lambda_i + \lambda_{i-1}}{2} \cdot \frac{T_{i,m} - T_{i-1,m}}{\Delta x},$$

$$i \in \left\{ \left[\frac{\delta_n}{\Delta x} \right], \left[\frac{\delta_n}{\Delta x} \right] + 1 \right\}, \delta_n \neq 0.$$

3. Граничні умови зі сторони камери згоряння за відсутності палива:

$$\rho_1 c_1 \cdot \frac{T_{1,m+1} - T_{1,m}}{\Delta \tau} =$$

$$= \frac{\lambda_1 \cdot \left(\frac{T_{2,m+1} - T_{1,m+1}}{\Delta x} + \frac{T_{2,m} - T_{1,m}}{\Delta x} \right) / 2}{\Delta x / 2} +$$

$$+ \frac{(\alpha_{ε, m+1} (T_{ε, m+1} - T_{1, m+1}) + \alpha_{ε, m} (T_{ε, m} - T_{1, m})) / 2}{\Delta x / 2},$$

$$h_m \leq \frac{3}{2} \Delta x.$$

4. Визначення температури палива в першому допоміжному вузлі:

$$\rho_t c_t \cdot \frac{T_{1, m+1}^* - T_{t, m}}{\Delta \tau} = - \frac{T_{2, m+1}^* - T_{1, m+1}^* \cdot \lambda_t}{\Delta x / 2} +$$

$$+ \frac{(\alpha_{ε, m+1} (T_{ε, m+1} - T_{1, m+1}^*) + \alpha_{ε, m} (T_{ε, m} - T_{t, m})) / 2}{\Delta x / 2},$$

$$h_m > \frac{3}{2} \Delta x,$$

де T^* – температура в допоміжних вузлах, а індекс t позначає параметри палива.

5. Визначення температури палива в другому допоміжному вузлі:

$$T_{2, m+1}^* = T_{t, m}, h_m > \frac{3}{2} \Delta x.$$

6. Визначення температури палива в третьому допоміжному вузлі:

$$\rho_t c_t \cdot \frac{T_{3, m+1}^* - T_{t, m}}{\Delta \tau} = \frac{\frac{\lambda_1 + \lambda_t}{2} \cdot \frac{T_{1, m} - T_{t, m}}{\Delta x / 2}}{3 \Delta x / 4}, h_m > \frac{3}{2} \Delta x.$$

7. Визначення температури поверхні КЗ за наявності палива:

$$\rho_1 c_{1, m} \cdot \frac{T_{1, m+1} - T_{1, m}}{\Delta \tau} =$$

$$= \frac{\lambda_1 \cdot \frac{T_{2, m} - T_{1, m}}{\Delta x} - \frac{\lambda_1 + \lambda_t}{2} \cdot \frac{T_{1, m} - T_{t, m}}{\Delta x / 2}}{3 \Delta x / 4}, h_m > \frac{3}{2} \Delta x.$$

8. Визначення товщини паливної плівки за відсутності випаровування:

$$h_{m+1} = h_m,$$

$$T_{1, m+1}^* \cdot \frac{\Delta x / 2}{h_m} + T_{2, m+1}^* \cdot \left(1 - \frac{3 \Delta x / 2}{h_m} \right) + T_{3, m+1}^* \cdot \frac{\Delta x}{h_m} \leq T_{кин}(h_m),$$

$$m \in \left\{ \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n \Delta \tau} \right], \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n \Delta \tau} \right] + 1, \dots \right.$$

$$\left. \dots, \left[\frac{\varphi_d + 720 \cdot (j-1)}{6n \Delta \tau} \right] - 2 \right\}, j \in N,$$

де n – частота обертання КВ, N – множина натуральних чисел.

9. Визначення товщини паливної плівки при випаровуванні:

$$\begin{aligned} h_m c_t \left(T_{1,m+1}^* \cdot \frac{\Delta x/2}{h_m} + T_{2,m+1}^* \cdot \left(1 - \frac{3\Delta x/2}{h_m} \right) + \right. \\ \left. + T_{3,m+1}^* \cdot \frac{\Delta x}{h_m} - T_{\text{кин}}(h_m) \right) = \\ = \frac{h_m + h_{m+1}}{2} c_t (T_{\text{кин}}(h_{m+1}) - T_{\text{кин}}(h_m)) + r(h_m - h_{m+1}), \\ T_{1,m+1}^* \cdot \frac{\Delta x/2}{h_m} + T_{2,m+1}^* \cdot \left(1 - \frac{3\Delta x/2}{h_m} \right) + \\ + T_{3,m+1}^* \cdot \frac{\Delta x}{h_m} > T_{\text{кин}}(h_m), \\ m \in \left\{ \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right], \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right] + 1, \dots \right. \\ \left. \dots, \left[\frac{\varphi_d + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right] - 2 \right\}, j \in N, \end{aligned}$$

де r – питома теплота пароутворення.

10. Визначення товщини паливної плівки на інших ділянках циклу:

$$\begin{aligned} h_m = 0, m \in \left\{ 0, 1, \dots, \left[\frac{\varphi_w}{6n\Delta\tau} \right] - 1 \right\} \cup \left\{ \left[\frac{\varphi_d + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right], \right. \\ \left. \left[\frac{\varphi_d + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right] + 1, \dots, \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot j}{6n\Delta\tau} \right] - 1 \right\}, j \in N. \end{aligned}$$

11. Визначення температури палива у разі відсутності випаровування:

$$\begin{aligned} T_{i,m+1} = T_{1,m+1}^* \cdot \frac{\Delta x/2}{h_m} + T_{2,m+1}^* \cdot \left(1 - \frac{3\Delta x/2}{h_m} \right) + T_{3,m+1}^* \cdot \frac{\Delta x}{h_m}, \\ T_{1,m+1}^* \cdot \frac{\Delta x/2}{h_m} + T_{2,m+1}^* \cdot \left(1 - \frac{3\Delta x/2}{h_m} \right) + T_{3,m+1}^* \cdot \frac{\Delta x}{h_m} \leq T_{\text{кин}}(h_m), \\ m \in \left\{ \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right], \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right] + 1, \dots \right. \\ \left. \dots, \left[\frac{\varphi_d + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right] - 2 \right\}, j \in N. \end{aligned}$$

12. Визначення температури палива у разі наявності випаровування:

$$\begin{aligned} T_{i,m+1} = T_{\text{кин}}(h_{m+1}), \\ T_{1,m+1}^* \cdot \frac{\Delta x/2}{h_m} + T_{2,m+1}^* \cdot \left(1 - \frac{3\Delta x/2}{h_m} \right) + T_{3,m+1}^* \cdot \frac{\Delta x}{h_m} > T_{\text{кин}}(h_m), \\ m \in \left\{ \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right], \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right] + 1, \dots \right. \end{aligned}$$

$$\dots, \left[\frac{\varphi_d + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right] - 2 \right\}, j \in N.$$

13. Граничні умови зі сторони охолодження:

$$\begin{aligned} \rho_k c_k \cdot \frac{T_{k,m+1} - T_{k,m}}{\Delta\tau} = \\ = \frac{\alpha_m (2T_m - T_{k,m+1} - T_{k,m})/2}{\Delta x/2} - \frac{\lambda_k \cdot \frac{T_{k,m} - T_{k-1,m}}{\Delta x}}{\Delta x/2}; \end{aligned}$$

14. Початкова умова:

$$T_{i,1} = T_0, i \in \{1, 2, \dots, k\},$$

де T_0 – початкова температура стінки.

15. Початкова температура паливної плівки:

$$T_{i,1} \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right] = T_{i0}, j \in N.$$

16. Початкова товщина паливної плівки:

$$h \left[\frac{\varphi_w + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right] = h_0, j \in N.$$

Приведена модель була реалізована у вигляді комп'ютерної програми мовою Delphi. Розрахунок припиняється при j , для якого починає виконуватись умова

$$\left| T_{1,1} \left[\frac{360 + 720 \cdot (j-1)}{6n\Delta\tau} \right] - T_{1,1} \left[\frac{360 + 720 \cdot j}{6n\Delta\tau} \right] \right| < 0,02 \text{ К}.$$

Отриманий при цьому температурний стан стінки і паливної плівки як залежність від кута повороту КВ φ , вважаємо остаточною.

Моделювання та його результати

Розрахунки проводилось для дизеля 6ЧН13/11,5 на режимі номінальної потужності $N_e = 130$ кВт, при частоті обертання КВ $n = 2100$ хв⁻¹. Товщина стінки поршня була прийнята $l = 16,3$ мм. Крок сітки Δx за просторовою координатою варіювався в діапазоні 0,005..0,1 мм. Цьому відповідає $\Delta\tau \approx 10^{-6}$ с.

Граничні умови взято з [10]. Для поверхні КЗ їх подано на рис. 2, а на поверхні охолодження вони становлять $T_m = 363$ К, $\alpha_m = 2100$ Вт/(м·К). Початкова температура $T_0 = 520$ К. Кут початку взаємодії палива зі стінкою КЗ $\varphi_w = 358$ гр.п.к.в., кут початку дифузійного згоряння палива $\varphi_d = 371,4$ гр.п.к.в., початкова товщина паливної плівки $h_0 = 0,3$ мм. Невідомим параметром є початкова температура палива в момент φ_w , яку можна прийняти з діапазону $T_{i0} = 323..523$ К [10].

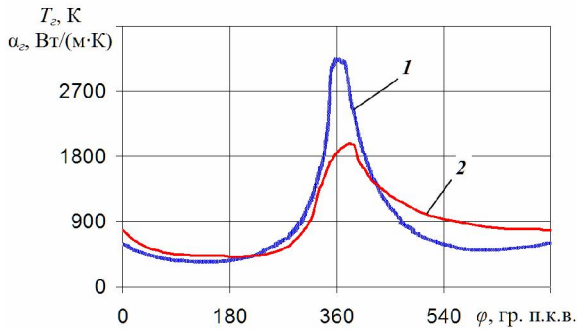


Рис. 2. Температура газу (1) та коефіцієнт теплообміну (2) зі сторони теплопідведення на номінальному режимі роботи двигуна 6CH13/11,5

Прийняті теплофізичні властивості матеріалів наведені у таблиці.

Таблиця Теплофізичні властивості матеріалів

Матеріал	λ , Вт/(м·К)	c , Дж/(кг·К)	ρ , кг/м ³
АЛ25	156	863	2720
Корунд (Al ₂ O ₃)	2,85	837	3200
Нагар	1,7	1260	2000
Паливо	0,14	2250	845

Питома середня теплота пароутворення палива $r = 252$ кДж/кг.

Дослідження здійснювалось для неізолюваної стінки зі сплаву АЛ25, для стінки з шаром корундового покриття (Al₂O₃) $\delta_n = 0,11$ мм та для стінок з шарами нагару $\delta_n = 0,11$ і $1,75$ мм. Товщина

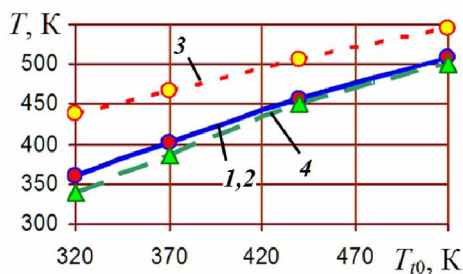


Рис. 4. Залежності середніх температур паливної плівки (1, 4-6) та стінки під плівкою (2, 3) від початкової температури палива:

1, 2 – стінка з АЛ25; 3, 4 – стінка з покриттям Al₂O₃ $\delta_n = 0,11$ мм; 5 – нагар $\delta_n = 0,05$ мм; 6 – нагар $\delta_n = 1,75$ мм

Але в разі наявності штучної або природної теплоізоляції встановлено, що ця картина порушується – незважаючи на зростання температури поверхні КЗ у понад 1,5 рази, маємо зменшення температури паливної плівки в 1,15-1,2 рази. Напри-

клад, при початковій температурі палива $T_{t0} = 370$ К на стінці без нагару паливо прогрівається до 406 К (крива 1), на стінці з нагаром при $\delta_n = 0,05$ мм – до 384,5 К (крива 5), а на стінці з

покриття 0,11 мм для такої КЗ забезпечує мінімум поверхневої температури підчас такту наповнення. На нагарі відповідний розмах температурного коливання досягається при його шарі 0,05 мм. За товщини нагару 1,75 мм його температура у частині КЗ, де паливна плівка відсутня, перевищує критичну температуру фазового переходу палива (710 К).

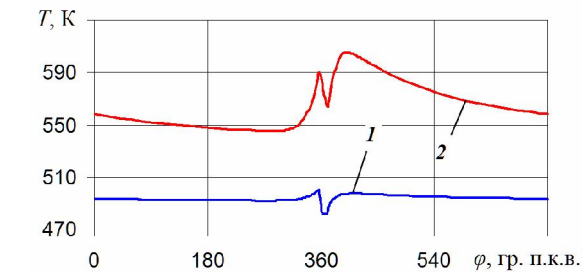
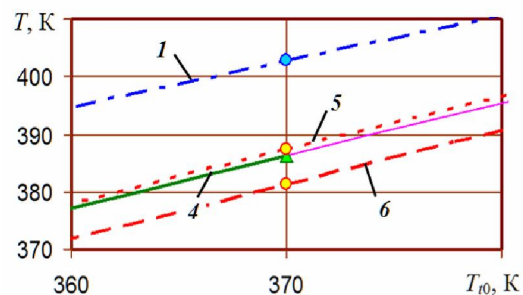


Рис. 3. Температурні коливання поверхні КЗ поршня зі сплаву АЛ25 (1) та з шаром корунду $\delta_n = 0,11$ мм (2) при $T_{t0} = 520$ К

Визначені середні температури стінки і палива, в залежності від невідомої початкової температури палива подано на рис. 4. Видно, що на стінці з АЛ25 температура паливної плівки практично відстежує температуру стінки (криві 1, 2 рис. 4, а). Це повністю відповідає існуючій теорії випаровування палива в пристінній зоні КЗ [10].



клад, при початковій температурі палива $T_{t0} = 370$ К на стінці без нагару паливо прогрівається до 406 К (крива 1), на стінці з нагаром при $\delta_n = 0,05$ мм – до 384,5 К (крива 5), а на стінці з

шаром корундового покриття – до 389,5 К (крива 4). При цьому на нагарі температура плівки досягає рівня 390,5 К (крива 6) тільки при максимальному розглянутому значенні шару нагару, коли $\delta_n = 1,75$ мм.

Висновки

1. Порівняння температури стінки під паливною плівкою та температури самої плівки підтвердило, що на початку експлуатації двигуна температура палива відслідковує температуру стінки.

2. Поява нагару на поверхні КЗ під час експлуатації двигунів або застосування штучної частково-динамічної теплоізоляції поршня приводить до зростання температури стінки під паливною плівкою, при зменшенні температури палива. Це означає, що за температурою теплоізоляції не можна встановити, чи здійснюється фазовий перехід палива при контакті з поверхнею, а відомі методики випаровування палива зі стінки КЗ потребують уточнення.

3. Порівняння температури плівок на стінці з нагаром при зміні товщини останнього в досліджуваному діапазоні показало, що товщина нагару слабо (в межах 6 К) впливає на прогрів паливної плівки. При зміні товщини корундового шару цей вплив є аналогічним.

4. Покриття якнайменше не погіршує випаровування палива відносно дизелів з традиційною конструкцією поршня, які мають в експлуатації нагар.

Подальший напрямок роботи пов'язаний з моделюванням випаровування паливної плівки на стадії дифузійного згоряння.

Список літератури:

1. Шпаковський В.В. Науково-технічні основи поліпшення показників ДВЗ застосуванням поршнів з корундовим шаром : автореф. дис. докт. техн. наук. : 05.05.03 / Шпаковський Володимир Васильович. – Харків, 2010. – 37 с. 2. Зеленцов А.А. Исследование локального теплообмена в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ : автореф. дис. канд. техн. наук. : 05.04.02 / Зеленцов Андрей Александрович. – М., 2011. – 16 с. 3. Абрамчук Ф.И. Программный комплекс для моделирования

внутрицилиндровых процессов ДВС / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 7-12. 4. Процессы в перспективных дизелях / А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др. ; под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков : Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с. 5. Марченко А.П. Влияние температуры стенок камеры сгорания на испарение и выгорание топлива в форсированных дизелях / А.П. Марченко, И.Н. Карягин, И.И. Сукачев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 40-46. 6. Оценка влияния режимных факторов на параметры температурно-высокочастотного колебания в поверхностном корундовом слое поршня / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, И.И. Сукачев и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 65-69. 7. Итинская Н.И. Справочник по топливу, маслам и техническим жидкостям / Н.И. Итинская, Н.А. Кузнецов. – М. : Колос, 1982. – 208 с. 8. Основы горения углеводородных топлив. – М.: Изд-во иностр. лит., 1960. – 641 с. 9. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях : учеб. пособ. для вузов / Р.З. Кавтарадзе. – 2 изд., испр. и доп. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. – 472 с. 10. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев и др. ; под ред. А.Ф.Шеховцова. – К. : Техника, 1992. – 272 с.

Bibliography (transliterated):

1. Shpakovskij V.V. Naukovo-technichni osnovi polipshennya pokaznikov DVZ zastosuvanniam po-rshniv z korundovim sharom : avtoref. dis. dokt. texn. nauk. : 05.05.03 / Shpakovskij Volodimir Vasil'ovich. – Kharkiv, 2010. – 37 s. 2. Zelencov A.A. Issledovanie lokal'nogo teploobmena v kamere sgoraniya dizelya, konvertirovannogo na prirodnyj gaz : avtoref. dis. kand. texn. nauk. : 05.04.02 / Zelencov Andrej Aleksandrovich. – M., 2011. – 16 s. 3. Abramchuk F.I. Programmnyj kompleks dlya modelirovaniya vnutricilindrov'x processov DVS / F.I. Abramchuk, A.N. Avramenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2010. – №2. – S. 7-12. 4. Processy v perspektivnyx dizelyax / A.F. Shexovcov, F.I. Abramchuk, V.I. Krutov i dr. ; pod red. A.F. Shexovcova. – Har'kov : Izd-vo «Osnova» pri Har'k. un-te, 1992. – 352 s. 5. Marchenko A.P. Vliyanie temperatury stenok kamery sgoraniya na isparenije i vygoranie topliva v forsirovannyx dizelyax / A.P. Marchenko, I.N. Karyagin, I.I. Sukachev // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2010. – №2. – S. 40-46. 6. Ocenka vliyaniya rezhimnyx faktorov na parametry temperaturnogo vy'sokochastotnogo kolebaniya v poverxnostnom korundovom sloe porshnya / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovskij, I.I. Sukachev i dr. // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2010. – №1. – S. 65-69. 7. Itinskaya N.I. Spravochnik po toplivu, maslam i texniceskim zhidkostyam / N.I. Itinskaya, N.A. Kuznecov. – M. : Kolos, 1982. – 208 s. 8. Osnovy gorenija uglevodorodnyx topliv. – M.: Izd-vo inostr. lit., 1960. – 641 s. 9. Kavtaradze R.Z. Lokal'nyj teploobmen v porshnev'x dvigatelyax : ucheb. posob. dlya vuzov / R.Z. Kavtaradze. – 2 izd., ispr. i dop. – M. : Izd-vo MG TU im. N.E'.Baumana, 2007. – 472 s. 10. Sovremennye dizeli: povyshe-nie toplivnoj e'konomichnosti i dlitel'noj prochnosti / F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko, N.F. Razlejcev i dr. ; pod red. A.F.Shexovcova. – K. : Te'xnika, 1992. – 272 s.

ВЛИЯНИЕ ПОВЫШЕННОГО ДАВЛЕНИЯ ВПРЫСКА НА ПРЕДПЛАМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ И ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ 1СН 13/14 С ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРОЙ «COMMON RAIL»

Введение

Для того, чтобы обеспечить быстрое и полное сгорание в дизеле, необходимо интенсифицировать процессы испарения, смесеобразования топлива, то есть увеличить поверхность контакта жидкого топлива с массами горячего воздуха. Одним из способов увеличения скорости испарения и смесеобразования является увеличение тонкости распыливания топлива, которое характеризуется мелкостворчатостью капель и равномерностью распределения их в объеме камеры сгорания за счёт повышенного давления впрыска [1, 2].

Методы исследования

Работа была проведена на экспериментальном двигателе УК-2, представляющем собой одноцилиндровый отсек одного из самых распространенных типов двигателей – дизеля серии Д-440 и Д-460 размерностью 130/140 производства ОАО «ПО АМЗ», оборудованного системой топливоподачи «COMMON RAIL». Для установления связи между давлением впрыска и показателями экологичности, экономичности и работоспособности двигателя были проведены испытания двигателя с различными значениями давления топлива в аккумуляторе. Давление изменяли в диапазоне 60 – 140 МПа, угол опережения впрыска топлива был одинаковым, нагрузку в процессе снятия характеристик изменяли в диапазоне $p_t=0,35-1,3$ МПа. В ходе проведения экспериментов заполнялись протоколы экспериментальных данных. При помощи комплекса Н-2000 проводилась запись массивов данных по результатам индицирования цилиндра двигателя, измерения подъема иглы форсунки и давления топлива в аккумуляторе. Результаты анализа отработавших газов двигателя выводились на печать печатающим устройством газоанализатора QUINTOX – 9106, с использованием дымомера Bosch определялось содержание твердых частиц в отработавших

газах двигателя. По результатам исследования были рассчитаны индикаторные показатели работы двигателя, произведено осреднение массивов давлений газов в цилиндре, произведены расчеты параметров тепловыделения, определены значения периода задержки воспламенения, максимальной скорости нарастания давления в цилиндре двигателя, продолжительности подачи топлива.

Результаты исследования

С увеличением давления впрыска топлива растет дисперсность топливной струи. Результаты исследования представлены на рисунках 1, 2, 3. На рисунке 1 представлена индикаторная диаграмма двигателя и диаграмма подъема иглы распылителя. С увеличением давления в аккумуляторе уменьшается продолжительность впрыска топлива на 3-4 градуса п.к.в. Уменьшение продолжительности топливоподачи и увеличение дисперсности топливного факела, вследствие увеличения давления впрыска топлива, обуславливает интенсификацию сгорания, вследствие чего возрастает максимальное давление сгорания.

Анализируя данные, представленные на рисунках 2 и 3 можно сделать следующие выводы.

1) Экономичность двигателя равномерно улучшается с увеличением давления топлив в аккумуляторе, во всем диапазоне его изменения. Удельный индикаторный расход топлива при этом уменьшается с 215 г/кВт·ч до значения 167 г/кВт·ч, а индикаторный КПД увеличивается с 0,4 до 0,5.

2) Содержание оксидов азота в отработавших газах увеличивается с 375 до 900 ppm. При этом, начиная с давления около 120 МПа, наблюдается стабилизация выбросов. Именно ростом этого показателя обуславливается ухудшение экологичности двигателя.

3) Содержание оксида углерода уменьшается с 933 ppm до 113 ppm.

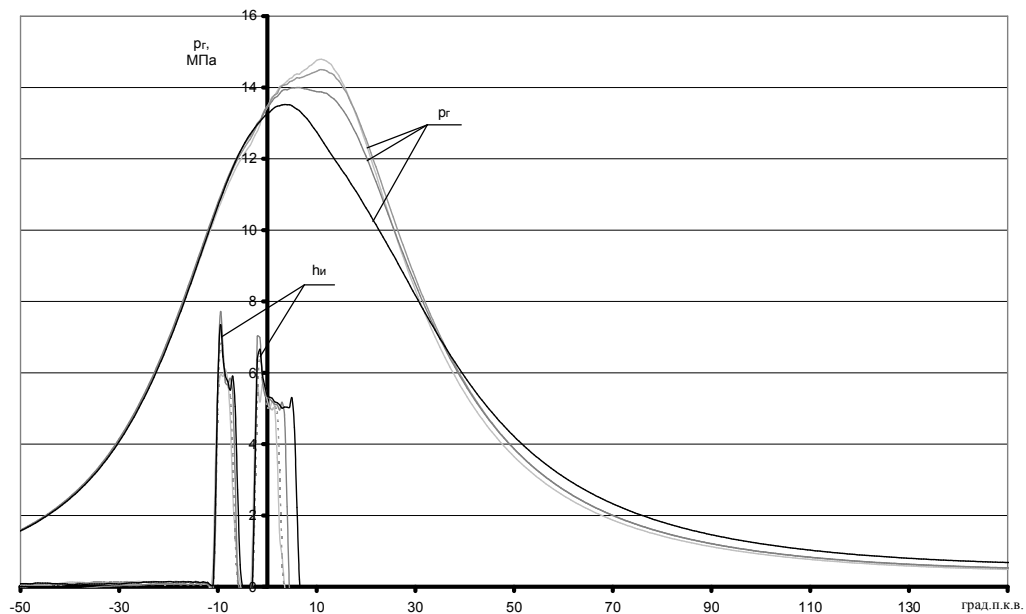


Рис. 1. Индикаторная диаграмма двигателя и диаграмма подъема иглы форсунки при различных значениях давления топлива в аккумуляторе

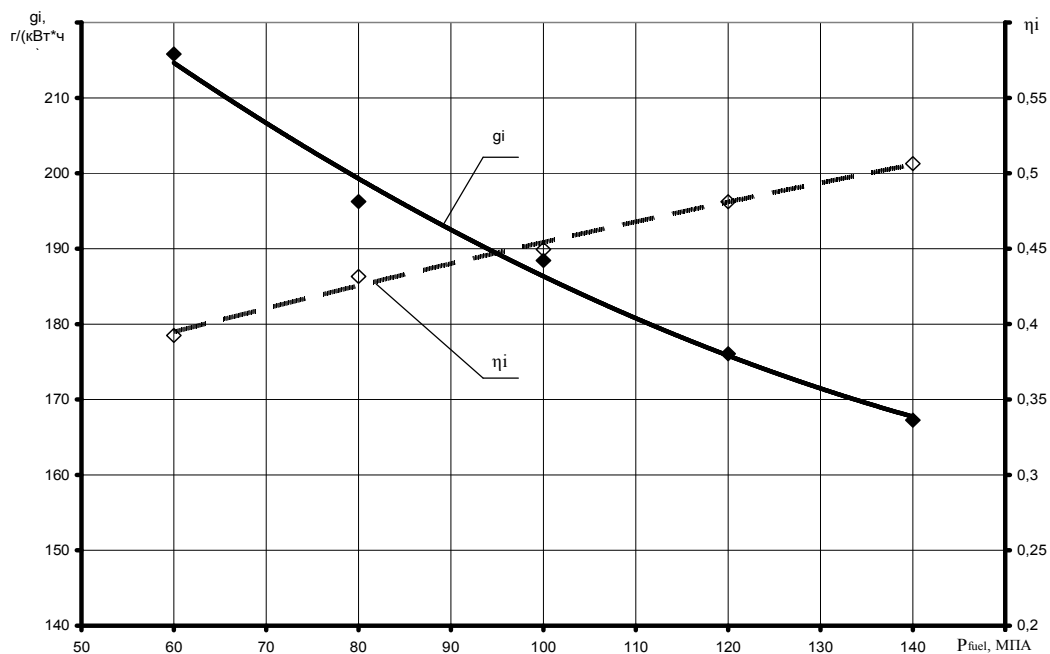


Рис. 2. Регулировочная характеристика по давлению в топливном аккумуляторе для системы питания «Common Rail». Удельный индикаторный расход топлива и индикаторный КПД

Причем, если в диапазоне давления 60-100 МПа наблюдается значительное уменьшение оксида углерода, то при дальнейшем увеличении давления топлива наблюдается стабилизация концентрации оксида углерода в отработавших газах.

4) Содержание сажи в отработавших газах уменьшается с 1,7 до 0,1 BOSCH. При этом, начи-

ная с давления около 120 МПа, наблюдается стабилизация выбросов.

5) Качество смесеобразования, косвенным признаком которого служит максимальное давление сгорания и удельные значения вредных выбросов, улучшается по мере возрастания давления. Вследствие этого максимальное давление сгорания возрастает по мере роста давления топлива, причем

рост, начиная со значения 120 МПа, становится более интенсивным. Предельное значение максимального давления сгорания 15 МПа достигается при давлении топлива в аккумуляторе 130 МПа.

Период индукции равномерно уменьшается, на всём диапазоне изменения давления с 11,5 °п.к.в. до 8 °п.к.в.

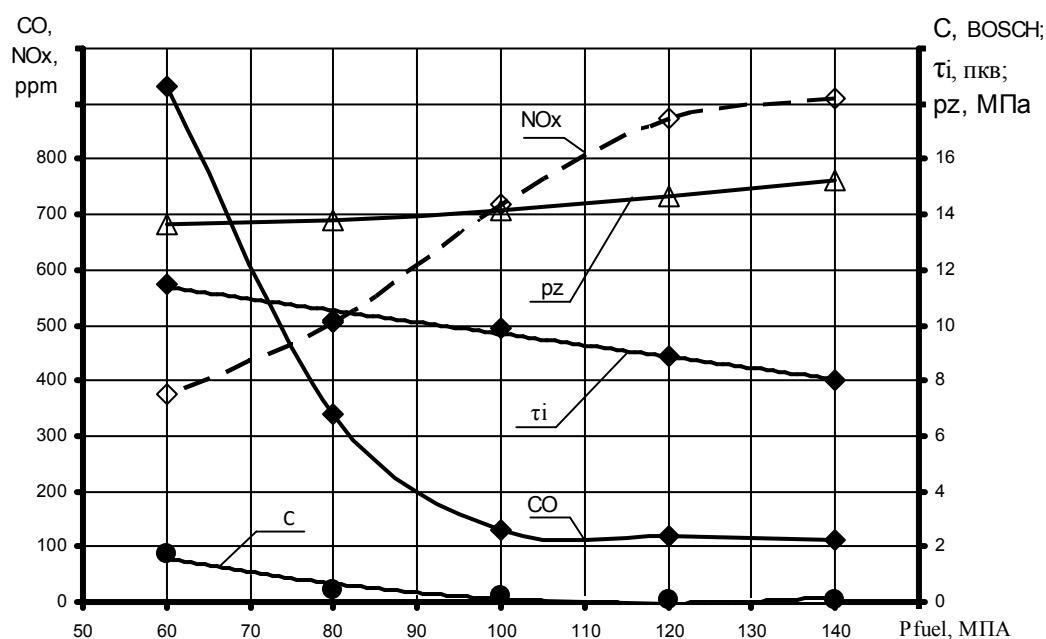


Рис. 3. Регулировочная характеристика по давлению в топливном аккумуляторе для системы питания «Common Rail». Концентрация окислов азота, окиси углерода, сажи, период индукции и максимальное давление сгорания

Заключение

Из результатов проведенного исследования следует, что нецелесообразно повышать давление в аккумуляторе свыше 120 МПа, т.к. дальнейшее повышение давления топлива ведёт к увеличению механической напряженности, определяемой максимальным давлением сгорания, и ухудшению экологических показателей двигателя, ввиду увеличения концентрации оксидов азота в отработавших газах. При этом оптимальное значение экономичности не достигается. Это подтверждается современными тенденциями регулировки ДВС, когда экологические параметры играют определяющую роль по отношению к мощностным и экономическим.

Список литературы:

1. Абрамчук Ф.И. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьяк, А.Ф. Шеховцов, Н.К. Шокотов. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 2. Кутовой В. А. Впрыск топлива в дизелях / В. А. Ку-

товой. М.: Машиностроение, 1981. – 165 с. 3. Матиевский, Д.Д. Исследование тепловыделения и показателей работы тракторного дизеля Ч13/14 с полуразделенной камерой сгорания: Дис. ... канд. техн. наук. – Барнаул, 1971. – 287 с. 4. Кулманаков С.П. Экспериментальный моторный комплекс с системой топливоподачи типа «Common Rail» для дизельных двигателей размерностью D/S=130/140 / С.П. Кулманаков, А.В. Шашев, С.В. Яковлев, С.С. Кулманаков // Сб. науч. трудов международной конференции Двигатель 2010: сб. ст. / МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М., 2010. – С. 338-341.

Bibliography (transliterated):

1. Abramchuk F.I. Sovremennye dizeli: povyshenie toplivnoj jekonomicnosti i dlitel'noj prochnosti / F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko, N.F. Razlejcev, E.I. Tret'jak, A.F. Shehovcov, N.K. Shokotov – K.: Tjechnika, 1992. – 272 s. 2. Kutovoj V. A. Vпрыск топлива в дизелях / V. A. Kutovoj M.: Mashinostroenie, 1981. – 165 s. 3. Matievskij D.D. Issledovanie teplovydelenija i pokazatelej raboty traktornogo dizelja Ch13/14 s polurazdelennoj kameroj sgoranija: dis. ... kand. tehn. nauk. – Barnaul, 1971. – 287 s. 4. Kulmanakov S.P. Jeksperimental'nyj motornyj kompleks s sistemoj toplivopodachi tipa «Common Rail» dlja dizel'nyh dvigatelej razmernost'ju D/S=130/140 / S.P. Kulmanakov, A.V. Shashev, S.V. Jakovlev, S.S. Kulmanakov // Sbornik nauchnyh trudov mezhdunarodnoj konferencii Dvigatel' 2010: sb. st. / MGTU im. N.Je. Baumana. – M., 2010. – S. 338-341.

**И. П. Васильев, канд. техн. наук, А. Хайлиг, инж., М. Кайзер, инж.,
Ф. Динкелякер, д-р техн. наук**

ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ БИОТОПЛИВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВПРЫСКИВАНИЯ В КАМЕРУ С ПОСТОЯННЫМ ДАВЛЕНИЕМ

Постановка проблемы

Одной из предполагаемых причин глобального повышения температуры на планете является увеличение выбросов парниковых газов из-за сгорания не возобновляемых источников энергии (нефти, угля, газа). Альтернативой этим топливам являются возобновляемые источники энергии. Сейчас это топлива первого поколения из биомассы: биодизельное топливо (БТ), растительные масла, биогаз. За ними последуют топлива второго поколения – синтетические топлива.

При испытаниях биотоплив в дизелях [1] было отмечено, что биотоплива из-за более высокой плотности, вязкости и поверхностного натяжения по сравнению с дизельным топливом (ДТ) имеют большую дальность, меньший угол раскрытия струи, что должно ухудшить смесеобразование и снизить показатели двигателя. Но наблюдается обратная картина: КПД двигателя улучшается и значительно снижается дымность отработавших газов (ОГ) при росте выбросов NO_x [2]. Предполагается, что это происходит благодаря увеличенному содержанию кислорода в БТ, что требует дока-

зательств.

Возникает необходимость объяснения получаемых результатов путем изучения характеристик впрыскивания этих топлив в камеру с постоянным давлением. В перспективе это позволит разработать требования к характеристикам синтетических возобновляемых топлив.

Перспективы производства возобновляемых синтетических топлив

Использование возобновляемых топлив обосновывается необходимостью снижения выбросов парниковых газов, к которым относится CO_2 .

Биотоплива, сырьем для которых может быть любая биомасса, решают эту проблему. Из биомассы производят CO и H_2 и при дальнейшем их синтезе по реакции Фишера-Тропша получают синтетические топлива. При этом промежуточным продуктом является метанол.

Вначале биотоплива могут внедриться в энергетический комплекс, а в дальнейшем, по мере истощения ископаемых энергоносителей, и заменить их (рис. 1).

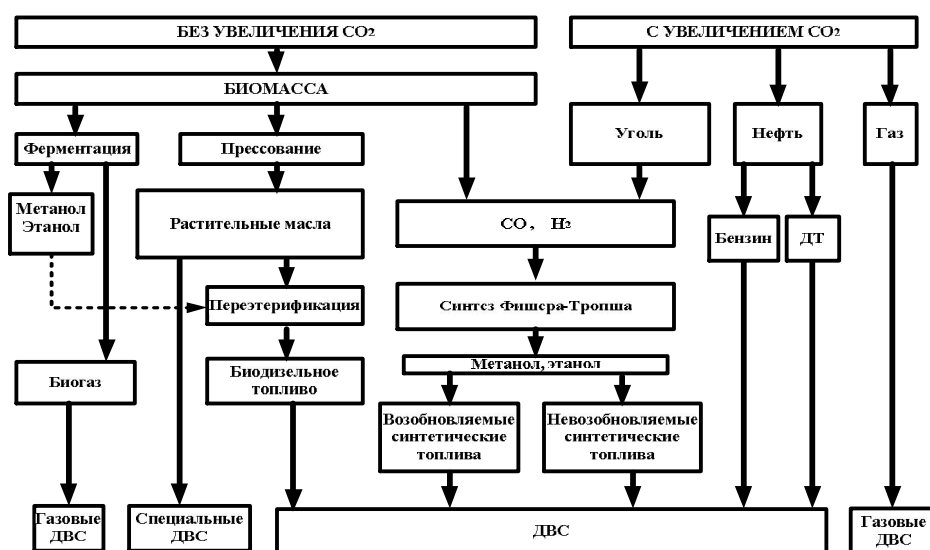


Рис. 1. Прогноз получения топлив до 2030 года

По мере совершенствования технологии возникнет вопрос о получении топлив с заданными

свойствами, отвечающими все более жестким экологическим требованиям. Имитировать получение

таких топлив возможно смешиванием различных компонентов биотоплив [3]. В частности, такими компонентами этих топлив могут быть спирты [4]. При этом открываются возможности по необходимому варьированию характеристик новых биотоплив, например, по мутагенному и канцерогенному воздействию. При этом выявлено, что синтетические топлива обладают значительно меньшим мутагенным воздействием, чем ДТ.

В связи с указанным анализ характеристик впрыскивания в камеру с постоянным давлением является важным первоначальным этапом изучения влияния свойств биотоплив на показатели двигателей.

Обоснование использования метанола как добавки в БТ

Выбор метанола, в качестве добавки, был продиктован следующими причинами:

- метанол (в перспективе биометанол) является промежуточным продуктом переработки биомассы;
- метанол является ингредиентом для получения БТ, который после протекания реакции удаляют. Предлагаемое повышенное содержание метанола ускоряет реакцию получения БТ и отпадает необходимость в такой энергоёмкой технологической операции, как его удаление из БТ;

Известны исследования по изучению влияния добавки спиртов в БТ. В работе [5] исследовались смеси метанола 5, 10 и 15 % об. с БТ. Выявлено, что добавка метанола снижает температуру ОГ, содержание NO_x . Также уменьшаются ТЧ, и СН до содержания метанола 15 % об. Но при этом в ОГ растёт уровень метанола, формальдегида, 1,3-бутадиена, на малых нагрузках наблюдается рост СО.

Установка для изучения впрыскивания топлив

Для исследования впрыскивания топлив использовалась установка (рис. 2), созданная в институте технического сгорания Ганноверского университета им. Лейбница (Германия). В этой работе использовался опыт оптических исследований этого института. Характеристики установки представлены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики установки

Параметры	Значение
Распылитель MTU CR2000	
Максимальное давление впрыскивания, МПа	200
Количество отверстий распылителя	8
Диаметр отверстия распылителя, мм	0,025
Давление в камере, МПа	до 5
Температура в камере, °C	25
Объём камеры, л	46
Высокоскоростная кинокамера	MotionPro X4
Скорость съёмки, кадров/с	до 80000
Выдержка, мкс	10
Фокусное расстояние, мм	25

На рис. 2 представлена схема установки. Камера квадратной формы имеет шесть круглых отверстий, на которые могут устанавливаться окна с кварцевыми стеклами диаметром 170 мм и функциональные заглушки, на которых установлены штуцер для подачи сжатого воздуха и датчики. Это обеспечивает возможность изучения впрыскивания топлива в разных плоскостях.

Сигналы от кинокамеры фиксируются и обрабатываются в компьютерах с получением результатов изменения по времени: дальности, угла раскрытия струи, продольного сечения струй, периметра струй и центра тяжести струи. Данные результаты могут быть получены, как для всех струй, так и для каждой струи отдельно.

Изменение параметров впрыскивания в данных исследованиях представлено в табл. 2.

Таблица 2. Изменение параметров впрыскивания топлив

Параметры	Значения
Давление впрыскивания, МПа	100; 140; 160
Цикловая подача топлива, мг	181; 227; 256
Давление в камере, МПа	2; 3; 4

Характеристики топлив

В качестве объектов исследования были выбраны следующие топлива: ДТ, БТ (В100), и смеси 95 об. % БТ+5 об. % CH_3OH (В95), и 85 об. % БТ+15 об. % CH_3OH (В85).

Характеристики топлив представлены в табл. 3: ρ - плотность; ν - кинематическая вязкость; Q_H - низшая теплота сгорания, σ - коэффициент поверхностного натяжения, α - коэффициент сжимаемости.

Теплота парообразования метанола составля-
ет 1100 кДж/кг, для сравнения этанола - 900, ДТ –
230...250, БТ – 300 кДж/кг.

В работе [6] отмечено, что в течение первых
300...500 мкс происходит формирование струи и
стабилизируется механизм его взаимодействия со
средой.

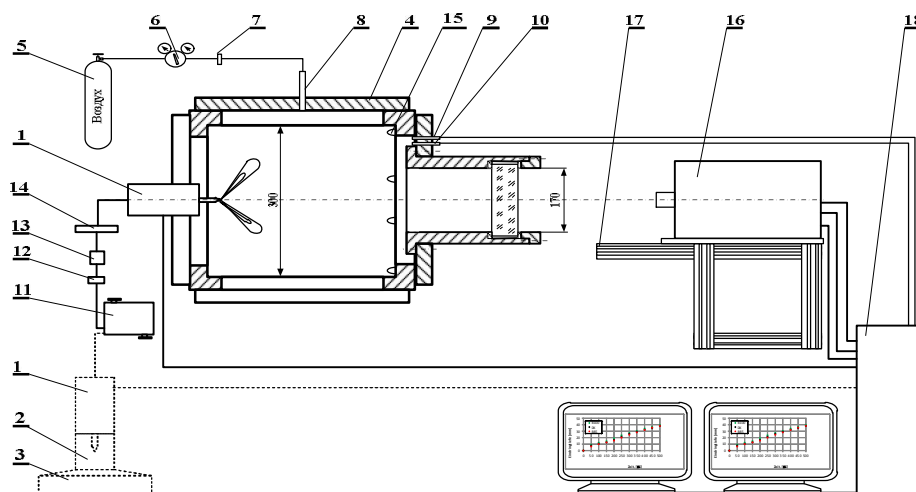


Рис. 2. Схема установки для изучения характеристик впрыскивания топлива
в камеру с постоянным давлением:

1-распылитель; 2-оправка; 3-весы; 4-камера; 5-баллон со сжатым воздухом; 6-редуктор; 7-кран; 8-
штуцер; 9-датчик давления; 10-датчик температуры; 11-топливный бак; 12-топливподкачивающий насос;
13-насос высокого давления; 14-рампа; 15-светодиоды; 16-высокоскоростная камера; 17-направляющие;
18-компьютер

Таблица 3. Характеристики топлив

Характеристики	* ρ^{15}	* ν^{40}	* Q_H	σ^{20}	a^{20}	*Содержание метанола	
	г/см ³	мм ² /с	кДж/кг	мН/м	10 ¹¹ Па ⁻¹	масс. %	об. %
ДТ	0,835	2,667	42433	27	61,1		
B100 (EN 14214)	0,883	4,404	37437	30,6	57	0,01	0,011
B95	0,8793	3,919	36547			4,2	4,7
B85	0,8711	2,924	34894			13,2	14,5
Отличие B100 к ДТ, %	-5,7	-65,1	11,8	-13,3	6,7		
Отличие B95 к ДТ, %	-5,3	-46,9	13,9				
Отличие B85 к ДТ, %	-4,3	-9,6	17,8				
CH ₃ OH	0,7915	0,754	19900	22,6			

*Анализы выполнены в ASG Analytik-Service Gesellschaft mbH (Германия).

В большинстве конструкций камер сгорания
определяющим фактором являются процессы, про-
ходящие до контакта струи со стенкой камеры сго-
рания (рис. 3).

Поэтому из зафиксированных 1800 мкс вре-
мени впрыскивания ограничили изучением на-
чальных 500 мкс.

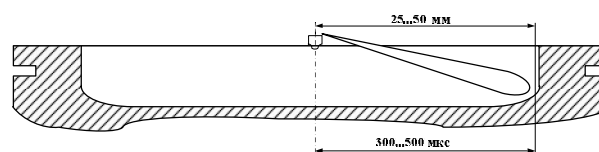


Рис. 3. Схема впрыскивания топлива в КС

Характеристики впрыскивания топлив

Зависимости дальности струй от времени впрыскивания для разных топлив представлены на рис. 4.

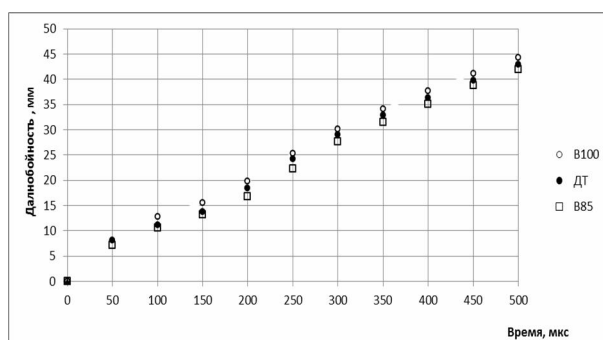


Рис. 4. Дальность струй при давлении впрыскивания 140 МПа в камеру с давлением 3 МПа

Дальностью БТ наибольшая, при этом угол струи у БТ уменьшается по сравнению с ДТ, но растет площадь поперечного сечения и периметр струи.

Был произведен расчет поверхности и объема струй при цикловой подаче топлива 227 мг. Выявлено, что комбинация этих параметров приводит к росту объема и поверхности струи БТ по сравнению с ДТ (рис. 5).

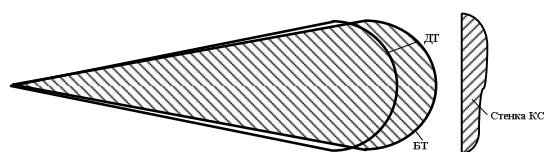


Рис. 5. Поперечные сечения струй ДТ и БТ

На рис. 6, 7 представлено изменение площади поверхности (S_{spray}) и объема (V_{spray}) струй различных топлив.

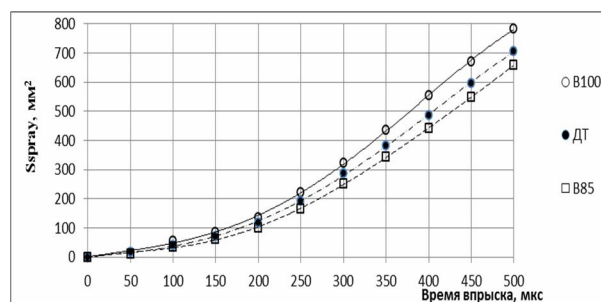


Рис. 6. Изменение площади поверхности S_{spray} струй

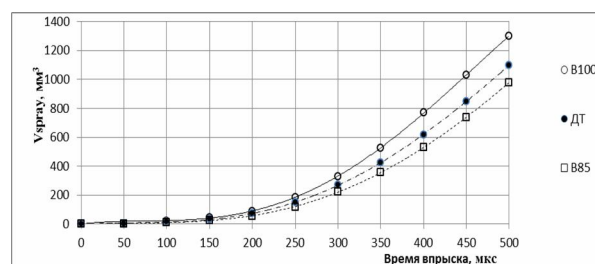


Рис. 7. Изменение объема V_{spray} струй

В реальном процессе объем впрыснутого БТ увеличивается до 257 мг, что увеличивает это отличие еще больше.

Определение поверхности и объема каплей струй по диаметру Заутера (d_{32})

Расчет выявил, что d_{32} БТ больше, чем ДТ [7]. Предположительно это должно привести к значительному увеличению общей поверхности каплей ДТ по сравнению с БТ. Но из-за увеличения впрыснутого объема БТ наблюдается несколько другая картина, которая упрощенно представлена на рис. 8.

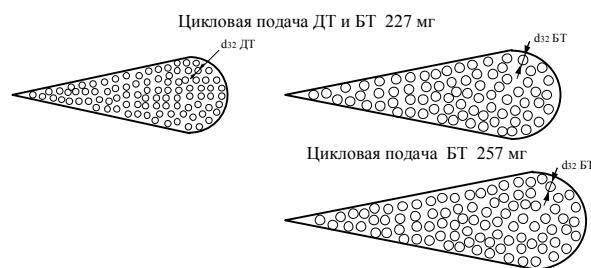


Рис. 8. Упрощенные схемы струй ДТ и БТ

Отличие БТ по отношению к ДТ при цикловой подаче топлива 227 мг при 500 мкс по объему каплей на 3% больше, но по площади каплей на 20% меньше. При увеличенной подаче БТ до 257 мг, это отличие улучшается в сторону БТ. Отличие БТ по отношению к ДТ по объему каплей на 9,8% больше, а по площади каплей на 16,1% меньше.

Испытания В85 в сравнении с В100 выявили снижение средней температуры в КС на 47°C и уменьшение NOx на 11,6%.

Заключение

Выявлено, что хотя дальность БТ по сравнению с ДТ увеличивается и уменьшается угол раскрытия струи, но это до контакта струи со стенкой камеры сгорания приводит к увеличению объема и поверхности струи, что улучшает подготовку топлива к сгоранию и обеспечивает повышение

КПД. Увеличение NOx возможно снизить добавкой метанола в БТ.

Список литературы:

1. Осетров О. О. Поліпшення техніко-економічних показників дизеля 4Ch12/14, що працює на біопаливах: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. тех. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О. О. Осетров. – Харків, 2005. – 20 с. 2. Status and Development of Biodiesel Production and Projects in Europe / Werner Korbitz // SAE Techn. Pap. Ser. – 1995. – № 952768. – pp. 249–254. 3. Motorprozessverhalten und Abgasemissionen alternativer Kraftstoffe im Vergleich mit Dieseldieselmotoren / H. Harndorf; U. Schümann, V. Wichmann, C. Fink // MTZ. – 2008. – No 07–08. – S. 640–646. 4. Alkoholische Biokraftstoffe als Beimischungskomponente für konventionelle und alternative Dieselmotoren / Y. Kaack, C. Weiskirch, P. Eilts // MTZ. – 2009. – No 07–08. – S. 588–595. 5. Cheung C. S. Regulated and unregulated emissions from a diesel engine fueled with biodiesel and biodiesel blended with methanol / C. S. Cheung, Lei Zhu, Zhen Huang // Atmospheric Environment. – 2009. – №43. – pp. 4865–4872. 6. Баев В. К. О кумулятивном механизме развития высоконапорной топливной струи / В. К. Баев., А. А. Бузук., А. Н. Бажайкин, Б. П. Тимошенко // Двигателестроение. – 1981. – №2. – С. 8–12. 7. Колодницька Р. В. Моделювання

розпилювання біодизельного палива на основі конопляної олії / Р. В. Колодницька // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В.Дала. – 2010. – №6 (148) – С. 41–46.

Bibliography (transliterated):

1. Osetrov O. O. Polipshennja tehniko-ekonomichnih pokaznikiv dizelja 4Ch12/14, wo pracuje na biopalivah: avtoref. dis. na zdobuttja stupenja kand. teh. nauk: spec. 05.05.03 «Dviguni ta energetichni ustanovki» / O. O. Osetrov. – Har'kiv, 2005. – 20 s. 2. Status and Development of Biodiesel Production and Projects in Europe / Werner Korbitz // SAE Techn. Pap. Ser. – 1995. – № 952768. – pp. 249–254. 3. Motorprozessverhalten und Abgasemissionen alternativer Kraftstoffe im Vergleich mit Dieseldieselmotoren / H. Harndorf; U. Schümann, V. Wichmann, C. Fink // MTZ. – 2008. – No 07–08. – S. 640–646. 4. Alkoholische Biokraftstoffe als Beimischungskomponente für konventionelle und alternative Dieselmotoren / Y. Kaack, C. Weiskirch, P. Eilts // MTZ. – 2009. – No 07–08. – S. 588–595. 5. Cheung C. S. Regulated and unregulated emissions from a diesel engine fueled with biodiesel and biodiesel blended with methanol / C. S. Cheung, Lei Zhu, Zhen Huang // Atmospheric Environment. – 2009. – №43. – pp. 4865–4872. 6. Baev V. K. O kumulativnom mehanizme razvitija vysokoparnoj toplivnoj strui / V. K. Baev., A. A. Buzukov., A. N. Bazhajkin, B. P. Timoshenko // Dvigatelsestroenie. – 1981. – №2. – S. 8–12. 7. Kolodnic'ka R. V. Modeljuvannja rozpiljuvannja biodizel'nogo paliva na osnovi konopljanoi olii / R. V. Kolodnic'ka // Visnik Shidnoukrains'kogo na-cional'nogo universitetu im. V. Dalja. – 2010. – №6 (148) – S. 41–46.

УДК 621.43:662.6

А.В. Иващенко, асп., В.Н. Горячкин, канд. техн. наук

ДИСПЕРСНЫЙ СОСТАВ КАПЕЛЬ БИОДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА НА ВЫХОДЕ ИЗ ФОРСУНКИ

Введение

Рост энергетических потребностей человечества, наблюдаемый в последние годы, влечет за собой увеличение загрязнения окружающей среды, истощение энергоресурсов и может привести к энергетическому кризису. Активные поиски альтернативных видов топлива, которые могли бы использоваться в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) и соответствовали условиям полного сгорания с максимальным выделением теплоты, ведутся во многих странах мира [1].

Вместе с тем теплофизические и физико-химические свойства традиционных нефтяных и альтернативных топлив отличаются, что приводит к изменению рабочих характеристик оборудования. Так, например, согласно [2] параметры факела распыленного топлива (угол раскрытия, длина, дальность, размер образованных капель) зависят от плотности, вязкости, поверхностного натяжения топлива, на котором работает двигатель. Процесс воспламенения и сгорания топлива также зависит

от его состава, теплоты сгорания, скорости образования паров, определяемой давлением насыщения, теплопроводности, диффузии. Результаты исследования свойств смеси дизельного топлива и рапсового масла приведены в [3].

Данная работа посвящена исследованию влияния свойств биотопливной смеси (ТС), состоящей из рапсового масла (РМ) и дизельного топлива (ДТ), на дисперсный состав топливного факела, образующегося на выходе из форсунки дизельного двигателя.

Постановка задачи исследований

Проведение исследований по распыливанию топлива, а особенно, по определению размеров и количества капель, является сложной и трудоемкой задачей. Существуют различные методы для ее решения: микрокиносъемка капли в факеле [4], фотометрический метод [5], впрыскивание расплавленного парафина с последующим замораживанием капель и просеиванием их через сита [6], сидентометрический метод [7], улавливание капель

глицерином, маслом, смесью масла с вазелином [8] и др. Все эти методы, требуют сложного оборудования и значительных затрат и не всегда могут быть применены при работе с биотопливными смесями.

Исходя из этого, задачами исследований были:

- поиск метода и создание экспериментальной установки для определения дисперсности распыленного топлива, пригодного для работы с биотопливными смесями;
- получение экспериментальных данных о размерах капель дизельного топлива и его смесей с рапсовым маслом.

Методика и результаты исследований

Для определения дисперсности распыленной топливной смеси была адаптирована методика, разработанная в [2]. Схема экспериментальной установки показана на рис.1.

Установка состоит из бака с топливом 1, фильтра тонкой очистки 2, ручного насоса высокого давления 3 с аккумулятором 4, форсунки 5 и шторного механизма 6 с установленной за ним предварительно закопченной стеклянной пластиной. Для измерения температуры топлива в баке был установлен термометр 7. Давление впрыска контролировалось манометром 8.

Топливная смесь из топливного бака через фильтр самотеком поступала к ручному насосу высокого давления, откуда через аккумулятор подавалось на форсунку.

Распыливание осуществлялось форсункой двигателя СМД-1800 1410.1112010 производства ЧЗТА, имеющей три сопловых отверстия диаметром по 0,28 мм.

В шторном механизме предусмотрено входное отверстие диаметром 15 мм с возможностью крепления за ним стеклянных пластин размером 35x75мм предварительно покрытых слоем окиси магния, создающей белый фон, а затем слоем керосиновой копоти толщиной 0,15...0,3 мм.

Капли, попадая на стеклянные пластины, пробивали слой копоти, оставляя четкие отпечатки, как показано на рис 2. Согласно [9] при используемой толщине сажи размер отпечатка соответствовал размеру капель. Отсекание капель проводилось вручную при помощи кратковременного (~0,01 с) открытия шторного механизма. Продолжительность впрыска не фиксировалась. Она была достаточно длинной в сравнении со временем улавливания

капель.

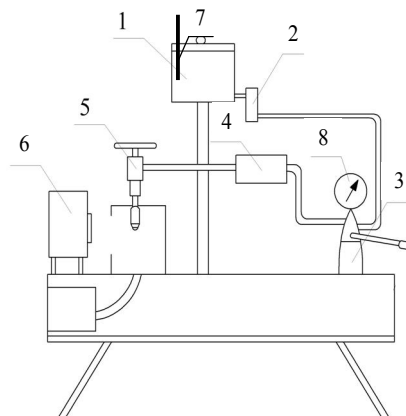


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для определения дисперсности распыла

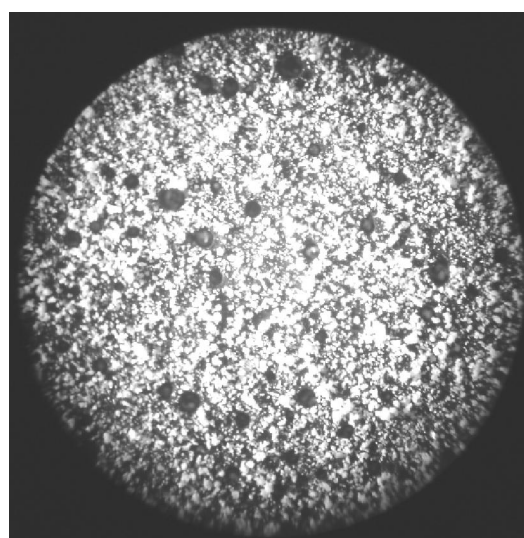


Рис. 2. Отпечатки капель ТС на стеклянной пластине, покрытой слоем керосиновой копоти

Перед получением каждого отпечатка определялось атмосферное давление и температура воздуха в помещении. Все приведенные результаты получены при атмосферном давлении 744 мм рт. ст. и температуре воздуха 20 °С. Давление впрыска оставалось постоянным и равным 20,5 МПа.

После улавливания капель на пластину, последняя извлекалась из шторного механизма, после чего при помощи микроскопа Биолан Д-11 с координатным столиком определялись размеры капель. Для этого использовалось два типа линз: с 54-кратным увеличением со встроенной измерительной шкалой с ценой делений 15 мкм, и с 90-кратным увеличением, используемым при фотографировании.

Фотографирование производилось в режиме макросъемки при помощи фотоаппарата Olympus FE310 с разрешающей способностью 8,1 млн. пиксе-

лей. При этом линза подбиралась так, чтобы дисторсия от фотоаппарата отсутствовала полностью. Пластина устанавливалась таким образом, чтобы ось микроскопа проходила по средней линии пластины. На полученном снимке выделялся участок 10x10 мм, которой при обработке отпечатков разбивался на 25 одинаковых частей. Размер отпечат-

ков определялся путем их сравнения с медной проволокой диаметром 0,15 мм. На рис. 3 показан пример снимка, полученного для ТС, состоящей из 30 % РМ и 70 % ДТ. Для повышения точности определения размеров отпечатков, фотоснимки подвергались векторизации на ЭВМ (рис. 3).

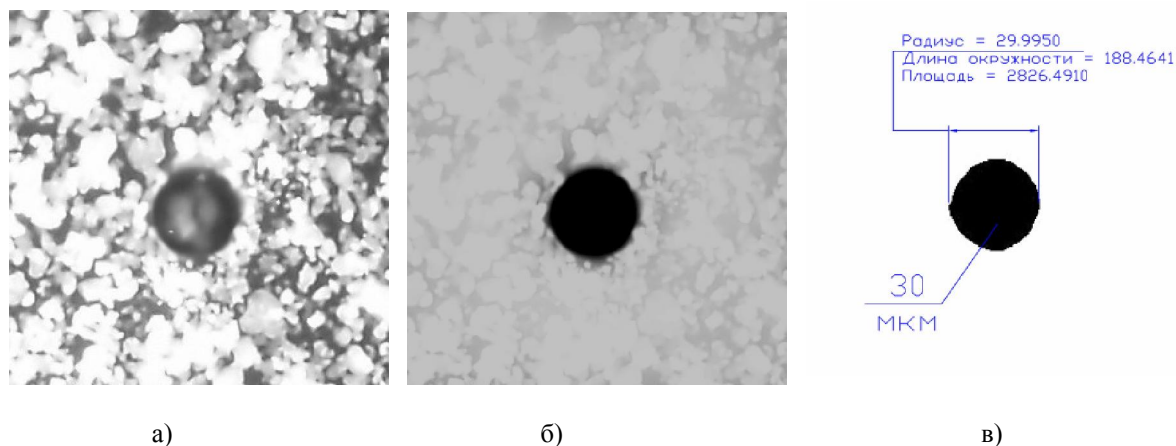


Рис. 3. Определение диаметра капель M90:1

а - исходный вид; б – после векторизации и увеличения контрастности; в – очистка от шумов

Такая их обработка позволила получить размеры с инструментальной точностью до $\pm 1,8$ мкм. При обработке измерялись все отпечатки, находящиеся в поле зрения микроскопа, за исключением отпечатков от капель диаметром менее 3 мкм, составлявших на поверхности слоя окиси магния едва заметный след. Обработка снимков проводилась в соответствии с методикой, описанной в [10, 11].

После обработки полученных отпечатков был определен средний объемно-поверхностный диаметр капель. Данные о количестве обработанных фотоснимков, полученных отпечатков и размерах капель приведены в таблице 1.

При использовании чистого рапсового масла с температурой 20 °С форсунка распыл не производила.

По полученным данным с использованием однопараметрического распределения, предложенного в [12], были построены кривые частот распределения капель по размерам. Функции распределения объема (массы) капель по диаметру в этом случае имеют вид:

- дифференциальная

$$VD = \frac{2}{3\pi} \alpha^4 d^3 K_1(\alpha d);$$

- интегральная

$$V = \frac{2\alpha^4}{3\pi} \int_{d_{\min}}^{\infty} d^3 K_1(\alpha d) dd,$$

где $K_1(\alpha d)$ - функция Бесселя, $\alpha = \frac{3\pi}{4d_{32}}$ - параметр, определяемый по среднему объемно-поверхностному диаметру. Результаты построения функций распределения приведены на рис. 4, 5.

Таблица 1. Результаты обработки фотоснимков полученных отпечатков и размеров капель

Содержание РМ в ТС, %	Количество обработанных		Объемно-поверхностный диаметр капель, мкм	Погрешность, мкм
	фотоснимков	отпечатков		
0	35	4250	33	± 4
20	36	2888	35	± 4
30	36	1606	39	± 4
40	35	2732	45	± 6

Также были определены модальный $d_{\text{мод}} = \frac{2,387}{\alpha}$, медианный $d_{\text{мед}} = \frac{3,05}{\alpha}$ и условный

максимальный диаметр $d_{\max} = \frac{7}{\alpha}$, для которого

максимального диаметров от состава ТС показана на рис. 6.

$V(D)=0,95$. Зависимость модального, медианного и

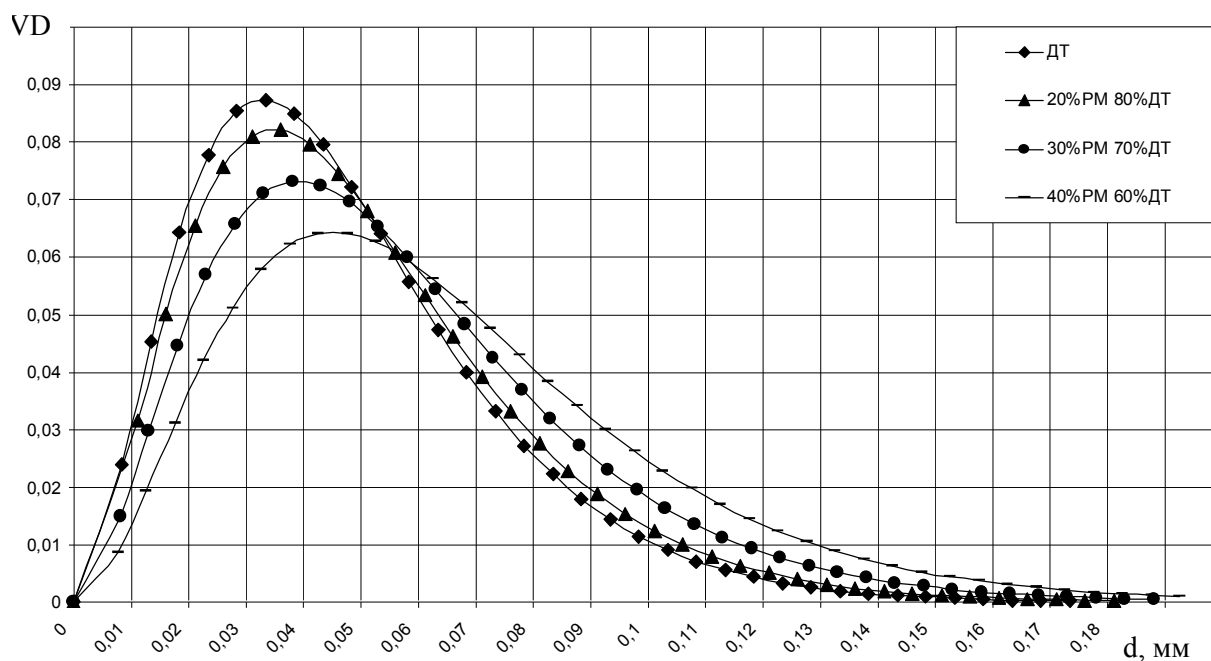


Рис. 4. Дифференциальная характеристика распыливания топлива

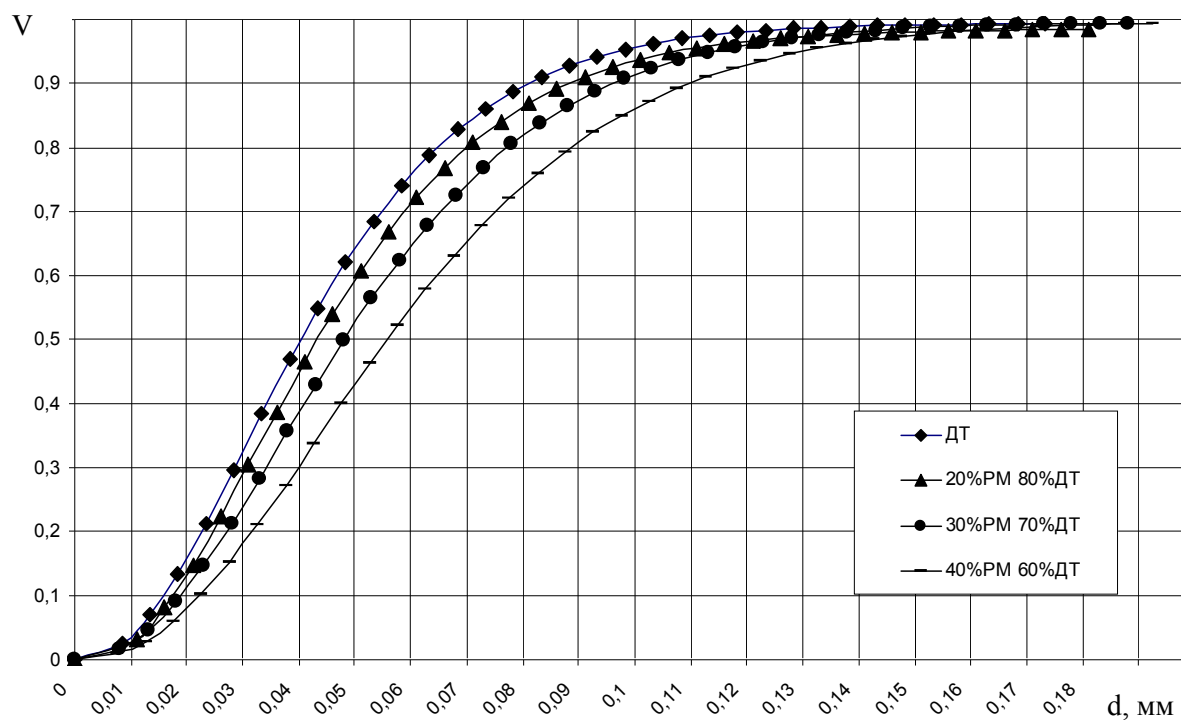


Рис. 5. Интегральная характеристика распыливания топлива

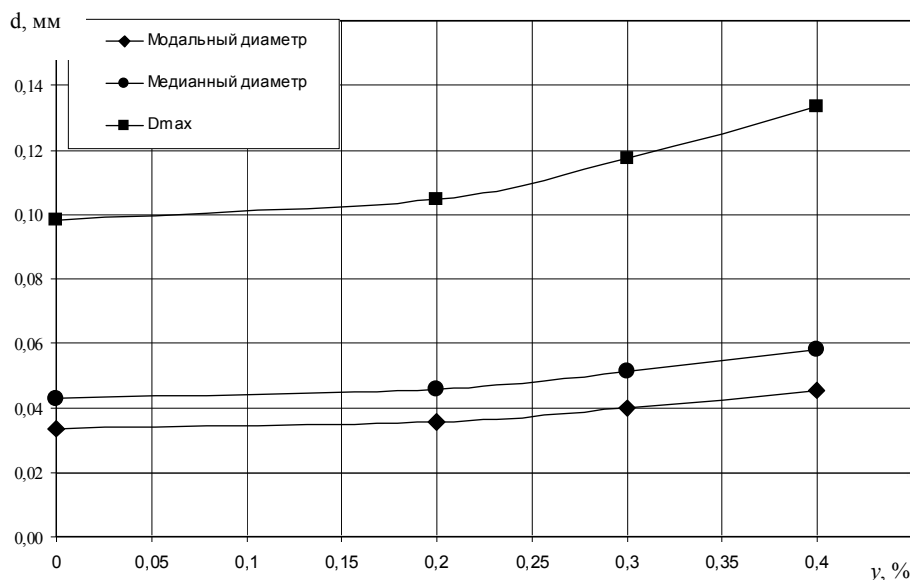


Рис. 6. Зависимость модального, медианного и максимального диаметров от состава топливной смеси

Выводы

1. Адаптация метода отпечатков, предложенного в [4] для экспериментального определения размеров капель дизельного топлива, выполненная в данной работе, позволяет определить размер образующихся капель при использовании биотопливных смесей, состоящих из дизельного топлива и рапсового масла.

2. При сохранении давления подачи биотопливных смесей увеличение доли рапсового масла в смеси приводит к росту размера образующихся капель. Это приводит к уменьшению удельной поверхности, замедлению испарения топлива, и, как следствие, к ухудшению смесеобразования. Исходя из свойств биотопливных смесей [4], одним из возможных решений, позволяющих избежать ухудшения характеристик смесеобразования, является их предварительный подогрев.

3. Полученные данные о зависимостях размеров капель могут быть использованы для усовершенствования топливной аппаратуры при работе на биотопливных смесях, а также при математическом моделировании процесса смесеобразования.

Список литературы:

1. Марков В. А. Рапсовое масло как альтернативное топливо для дизеля / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, С. Н. Девянин и др. // *Автомобильная промышленность*. - 2006. - № 2. - С. 1-3.
2. Лышевский А. С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками / А. С. Лышевский. - М.: Машиностроение, 1963. - 180с.
3. Иващенко А. В. Экспериментальное исследование теплофизических и физико-химических свойств биодизельного

- топлива / А. В. Иващенко, В. Н. Горячкин // *Вісник Дніпропетровського національного ун-ту залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна*. - 2011. - №36. - С. 36-41.
4. В. А. Карачинов Телевизионные методы диагностики форсунок / В. А. Карачинов, С. В. Ильин, С. Б. Торицин, Д. В. Карачинов // *Вестник Новгородского гос-го ун-та*. - 2004. - №26. - С. 155-160.
 5. Файнлейб Б. Н. Методы испытаний и исследований топливной аппаратуры автотракторных дизелей / Б. Н. Файнлейб, И. Г. Голубков, Л. А. Колчев. - М.: Машиностроение, 1965. - 176с.
 6. Витман Л. А. Распыливание жидкости форсунками / Л. А. Витман, Б. Д. Кальцельсон, И. И. Палеев.; под ред. С. С. Кутателадзе. - М.: Энергоиздат, 1962. - 264с.
 7. Подача и распыливание топлива в дизелях; под ред. И. В. Астахова. - М.: Машиностроение, 1972. - 359с.
 8. Кутовой В. А. Впрыск топлива в дизелях / В. А. Кутовой. - М.: Машиностроение, 1981. - 119с.
 9. Панасенов Н. С. О влиянии турбулентной жидкой струи на распыливание / Н. С. Панасенов. - ЖТФ, - 1951. - XXI. - №2. - С.1012-1020.
 10. Журавлев А. В. Распознавание групповых мало-размерных объектов на изображениях в условиях минимальной априорной информации о природе объектов / А. В. Журавлев, С. И. Ивашиов, В. В. Разевиг // *Тр. 50-й науч. практ. конф. МФТИ, Ч. 3. - Аэрофизика и космические исследования, Т.1*. - М.: Долгопрудный. - 2007. - С. 35-36.
 11. Костюк Ю. Л. Алгоритмы векторизации цветных растровых изображений на основе триангуляции и их реализация / Ю. Л. Костюк, А. Б. Кон, Ю. Л. Новиков // *Вестн.ик Томск. гос. ун-та*. - 2003. - №280. - С. 275-280.
 12. Братута Э. Г. Диагностика капельных потоков при внешних воздействиях / Э. Г. Братута. - Х.: Вища шк., 1987. - 144с.

Bibliography (transliterated):

1. Markov V. A. Rapsovoe maslo kak al'ter-nativnoe toplivo dlja dizelja / V. A. Markov, A. I. Gajvoronskij, S. N. Devjanin i dr. // *Avtomo-bil'naja promyshlennost'*. - 2006. - № 2. - S. 1-3.
2. Lyshhevskij A. S. Processy raspylivanija topliva dizel'nyimi forsunkami / A. S. Lyshevskij. - M.: Mashinostroenie, 1963. - 180s.
3. Ivawenko A. V. Jeksperimental'noe is-sledovanie teplofizicheskikh i fiziko-himicheskikh svojstv biodizel'nogo topliva / A. V. Ivawenko, V. N. Gorjachkin // *Visnik Dni-pro-petrovs'kogo nacional'nogo un-tu*

zaliznitskogo transportu im. akad. V. Lazaryana. - 2011. - №36. - S. 36-41. 4. V. A. Karachinov *Televizionnye metody diagnostiki for-sunok* / V. A. Karachinov, S. V. Il'in, S. B. Toricin, D. V. Karachinov // *Vestnik Novgorodskogo gos-go un-ta*. - 2004. - №26. - S. 155-160. 5. Fajnljeb B. N. *Metody ispytaniy i is-sledovaniy toplivnoj apparatury avtotrak-tornyh dizelej* / B. N. Fajnljeb, I. G. Golubkov, L. A. Kolchev. - M.: Mashinostroenie, 1965. - 176s. 6. Vitman L. A. *Raspylivanie zhidkosti forsunkami* / L. A. Vitman, B. D. Kal'cnel'son, I. I. Paleev.; pod red. S. S. Kutateladze. - M.: Jenergoizdat, 1962. - 264s. 7. *Podacha i raspylivanie topliva v dize-ljah*; pod red. I. V. Astahova. - M.: Mashino-stroenie, 1972. - 359s. 8. Kutovoj V. A. *Vprysk topliva v dize-ljah* / V. A. Kutovoj. - M.: Mashinostroenie, 1981. - 119s. 9. Panasenov N. S. *O vlijanii turbulentnoj zhidkoj strui na*

raspylivanie / N. S. Panase-nov. - ZhTF, - 1951. - HHI. - №2. - S.1012-1020. 10. Zhuravlev A. V. *Raspoznvanie gruppovyh malorazmernih ob#ektov na izobrazhenijah v usloviyah minimal'noj apriornoj informacii o prirode ob#ektov* / A. V. Zhuravlev, S. I. Iva-shov, V. V. Razevig // *Tr. 50-j nauch. prakt. konf. MFTI, Ch. 3. - Ajerofizika i kosmicheskie issle-dovaniya, T.1. - M.:Dolgoprudnyj. - 2007. - S. 35-36. 11. Kostjuk Ju. L. *Algoritmy vektoriza-cii cvetnyh rastrovych izobrazhenij na osnove trianguljacii i ih realizacija* / Ju. L. Kostjuk, A. B. Kon, Ju. L. Novikov // *Vestn.ik Tomsk. gos. un-ta*. - 2003. - №280. - S. 275-280. 12. Bratuta Je. G. *Diagnostika kapel'nyh potokov pri vneshnih vozdeystvijah* / Je. G. Bra-tuta. - H.: Viwa shk., 1987. - 144s.*

УДК 621.436

А.Е. Свистула, д-р техн. наук, Г.Д. Матиевский, инж.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМИЗАЦИОННОЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ

Постановка задачи исследования

Использование дизеля как первичного двигателя для привода «всережимных» электрических генераторов в гибридных энергетических установках и развитие электронных систем управления открывает возможность получения заданной мощности на оптимальном, по расходу, топлива скоростном режиме и позволяет добиться существенной экономии топлива.

Для выбора оптимального режима работы энергетической установки с дизелем необходимо располагать оптимизационными характеристиками дизеля и потребителя (генератора).

В рамках данной статьи будем рассматривать оптимизационную скоростную характеристику дизеля (ОСХД). Под ОСХД будем понимать зависимость частоты вращения коленчатого вала от мощности, построенной в абсолютных или относительных величинах, и обеспечивающей наименьший расход топлива для заданного значения мощности.

Подобная характеристика объединяет оптимальные по расходу топлива режимы работы двигателя, принадлежащие характеристикам постоянной мощности (ХПМ). Последние представляют зависимость эффективного расхода топлива (и других показателей) от частоты n при условии поддержания заданного постоянного значения мощности двигателя.

В работах [1, 2] предложен поиск оптимальной частоты n_{opt} на ХПМ, основанный на предположении наличия минимума удельного эффективного расхода топлива g_e или максимума КПД η_e на

типовой нагрузочной характеристике при (0,7-0,8) $N_{e ном}$ для любой частоты n в диапазоне ее изменения от номинальной $n_{ном}$ до n_m , соответствующей максимальному крутящему моменту. Поиск n_{opt} сводился к определению частоты, для которой при заданном значении мощности $N_{e const}$ загрузка двигателя составляет (70-80) % по отношению к мощности на внешней скоростной характеристике (ВСХ). Такой подход предопределил поиск n_{opt} для мощностей меньших (0,7-0,8) $N_{e ном}$. Для значений мощностей от номинальной до (0,7-0,8) $N_{e ном}$ оптимальная частота принималась равной $n_{ном}$, т.е. работа дизеля осуществляется по нагрузочной характеристике на номинальной частоте с уменьшающимся расходом топлива g_e (рис. 1).

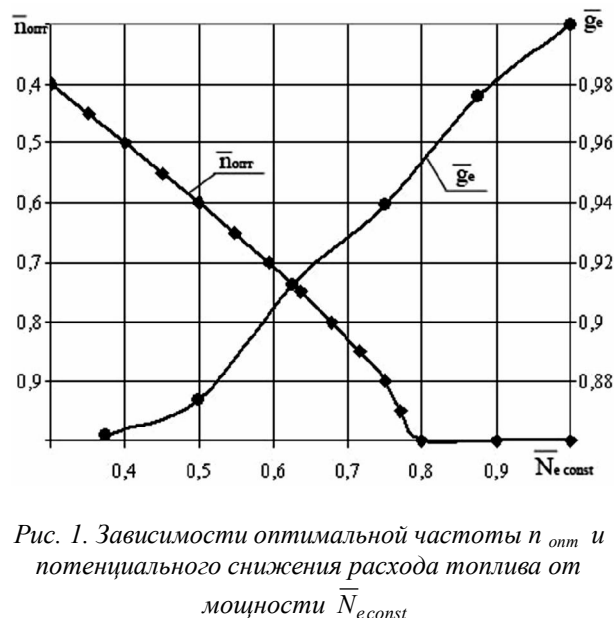


Рис. 1. Зависимости оптимальной частоты n_{opt} и потенциального снижения расхода топлива от мощности $N_{e const}$

Однако для некоторых двигателей в особенности с газотурбинным наддувом (ГТН) по ряду соображений максимум КПД η_e (или минимум g_e) по нагрузочным характеристикам на высоких частотах вращения не достигается. Наблюдается монотонное медленное увеличение η_e в области высоких нагрузок более $(0,7...0,8) N_{e\text{ ном}}$ без достижения перегиба функции $\eta_e = f(N_e)$. Максимум КПД η_e приходится на режим полной загрузки двигателя, находящийся на внешней скоростной характеристике. В связи с принятым постоянством частоты вращения по оптимизационной характеристике $\bar{n}_{\text{опт}} = 1$ (т.е. $n_{\text{опт}} = n_{\text{ном}}$) в диапазоне мощностей $[N_{e\text{ ном}} \div (0,7...0,8) N_{e\text{ ном}}]$ не удастся реализовать эффект снижения расхода топлива. Необходима корректировка зависимости $n_{\text{опт}}$ от $N_{e\text{ const}}$ на указанном участке изменения мощности.

В данной статье проводится оценка правильности выбранной оптимизации частоты вращения коленчатого вала по методике, предлагаемой в [1-4], обсуждается выбор направлений корректировки зависимости $n_{\text{опт}} = f(N_{e\text{ const}})$, раскрываются особенности работы дизеля по оптимизационной характеристике, учет которых важен для решения задач снижения расхода топлива и токсичности отработавших газов (ОГ).

Критерием правильности выбора оптимизационной характеристики является сравнение эффективных КПД по оптимизационной и внешней скоростной характеристикам. При равных мощностях КПД η_e по оптимизационной характеристике должен быть выше, чем по ВСХ. Оценка эффекта снижения расхода топлива оптимизацией $n_{\text{опт}} = f(N_{e\text{ const}})$ осуществляется сравнением эффективных КПД по оптимизационной характеристике и нагрузочной при $n = n_{\text{ном}}$ при условии равных мощностей.

Методика исследования

Для проведения экспериментальных исследований выбран дизель Д-461ВСИ производства ОАО «ПО АМЗ» (Барнаул), имеющий следующие основные характеристики: число цилиндров - 6; диаметр цилиндра - 130 мм; ход поршня - 140 мм; геометрическая степень сжатия - 16,3; газотурбинный наддув без охлаждения наддувочного воздуха - ТКР-9 (Турботехника); газораспределение - 2 клапана на цилиндр; топливный насос - НТД-27 (АЗТН), $d_{\text{пл}} \times h_{\text{пл}} = 10 \text{ мм} \times 12 \text{ мм}$, установочный угол опережения впрыска - 21 град до ВМТ; форсунки - 204. 1112010-02 (АЗПИ), $(\mu f)_p = 0,25...0,27 \text{ мм}^2$, $P_{\text{фо}} = 25^{+1,2} \text{ МПа}$.

Условия испытаний: барометрическое давление - 100,4 кПа, температура окружающего воздуха - 18...20 °С, относительная влажность - 44 %, температура топлива - 18 °С.

Определялись вредные компоненты на выхлопе: q_{NOx} , ppm – концентрация оксидов азота в приведении к NO_2 ; q_{COx} , % об. - концентрация оксида углерода; N , % - дымность (коэффициент ослабления светового потока, приведенный к шкале дымомера оптического типа, $L = 0,43 \text{ м}$).

Программа исследования включала снятие четырех характеристик:

- перегрузочной ветви внешней скоростной характеристики (от $n_{\text{ном}}$ до $n_{\text{мин}}$ под нагрузкой);
- двух нагрузочных характеристик на номинальной частоте вала $n_{\text{ном}}$ и на минимально устойчивой частоте $n_{\text{мин}}$ под нагрузкой;
- оптимизационной скоростной характеристики по заданной зависимости $n/n_{\text{ном}} = f(N_e/N_{e\text{ ном}})$ (рис.1) [2].

Анализ результатов исследования

На рис. 2 отражен типичный характер протекания удельного расхода топлива g_e , температуры отработавших газов t_r , коэффициента избытка воздуха α по нагрузочным ($n=1000$ и 2000 мин^{-1}) и внешней скоростной характеристикам. Оптимизационная характеристика получена в соответствии с рис. 1 [2, 3].

Следует отметить, что по нагрузочной характеристике ($n=2000 \text{ мин}^{-1}$) отсутствует перегиб кривой и, соответственно, минимальное значение g_e в области $(0,7...0,8) N_{e\text{ ном}}$, наблюдается монотонное медленное снижение g_e в области высоких нагрузок более $(0,7...0,8) N_{e\text{ ном}}$ без достижения перегиба функции $g_e = f(N_e)$. Таким образом, в диапазоне $(0,65...1,0) N_{e\text{ ном}}$ минимальный расход топлива g_e находится на перегрузочной ветви ВСХ, в диапазоне $(0,4...0,65) N_{e\text{ ном}}$ минимальный g_e будет располагаться на оптимизационной характеристике, при дальнейшем снижении мощности N_e минимальный g_e соответствует значениям нагрузочной характеристики ($n=1000 \text{ мин}^{-1}$).

Коэффициент избытка воздуха в области больших мощностей по оптимизационной характеристике выше, чем по ВСХ. Температура ОГ по оптимизационной характеристике ниже, чем по перегрузочной ветви ВСХ, но выше, чем по нагрузочным характеристикам. Последнее обстоятельство может быть использовано для эффективной ра-

боты средств нейтрализации вредных выбросов ОГ на выхлопе.

На рис. 3 приведены графики выброса COx, NOx и дымности ОГ от мощности по нагрузочным, BCX и оптимизационной характеристикам. Наибольшие значения всех трех компонентов (COx, NOx и дымности) наблюдаются в диапазоне мощности (0,45...0,9) $\bar{N}_{e\text{ ном}}$ при работе двигателя по перегрузочной ветви BCX. Значения выброса COx, NOx и дымности ОГ по оптимизационной характеристике значительно меньше, так значения выброса COx практически находятся на одном уровне со значениями COx по нагрузочной характеристике ($n=2000\text{ мин}^{-1}$). Выход NOx ниже, чем по перегрузочной ветви BCX (по причине большего значения коэффициента избытка воздуха). По аналогичной же причине ниже значение дымности N в указанном диапазоне мощностей. Достаточно высокое значение температуры t_r на выхлопе (рис. 2) по оптимизационной характеристике позволяет дополнительно эффективно снизить содержание NOx внешними средствами нейтрализации.

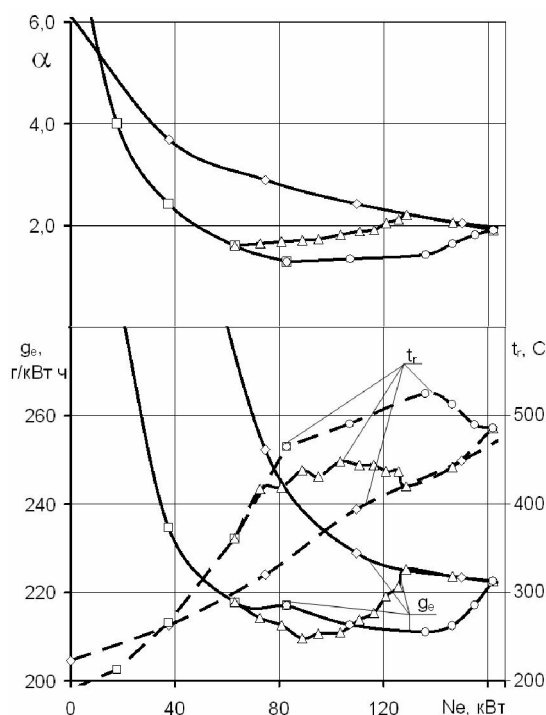


Рис. 2. Зависимость удельного расхода топлива, температуры газов, коэффициента избытка воздуха от мощности по нагрузочным, BCX и оптимизационной характеристикам
-□- нагрузочная $n=1000\text{ мин}^{-1}$; -◇- нагрузочная $n=2000\text{ мин}^{-1}$; -○- BCX; -△- оптимизационная

На рис. 4 приведены относительные значения частоты $\bar{n}$ и расхода топлива $\bar{g}_e$ от мощности $\bar{N}_e$ по нагрузочным, перегрузочной ветви BCX и оптимизационной характеристикам, позволяющие определить значения оптимальной частоты $\bar{n}_{opt}$, потенциального снижения расхода топлива $\bar{g}_e$ в режиме постоянной мощности.

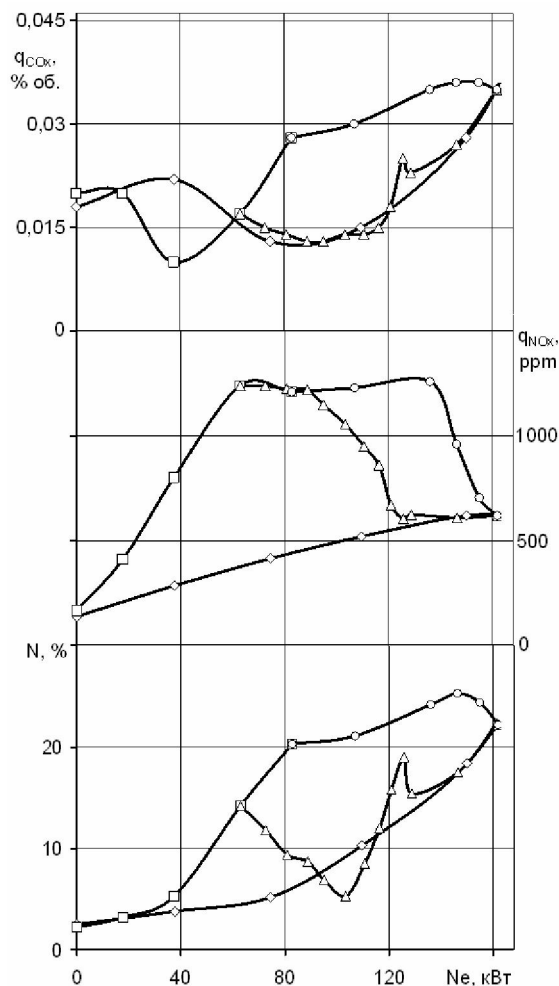


Рис. 3. Зависимость выхода COx, NOx и дымности ОГ от мощности по нагрузочным, BCX и оптимизационной характеристикам
-□- нагрузочная $n=1000\text{ мин}^{-1}$; -◇- нагрузочная $n=2000\text{ мин}^{-1}$; -○- BCX; -△- оптимизационная

Минимальный расход топлива $\bar{g}_e$ наблюдается в диапазоне (0,65...1,0) $\bar{N}_{e\text{ ном}}$ по перегрузочной ветви BCX, что отличается от рекомендаций [2, 3] (рис. 1) по причине нетипичности нагрузочной характеристики этого двигателя при высоких частотах вращения.

При дальнейшем снижении мощности в диапазоне $0,4 \bar{N}_{e\text{ ном}} < \bar{N}_{e\text{ const}} < 0,65 \bar{N}_{e\text{ ном}}$ оптималь-

ной по расходу топлива следует считать оптимизационную характеристику и выбирать частоту вращения, следуя [2, 3] (рис. 1). При $\bar{N}_{e\text{const}} < 0,4 \bar{N}_{e\text{ном}}$ следует считать оптимальной нагрузочную характеристику.

Таким образом, как и указывалось выше, в диапазоне мощностей $(0,65...1,0) \bar{N}_{e\text{ном}}$ не удастся реализовать эффект снижения расхода топлива по оптимизационной характеристике по сравнению с перегрузочной ветвью ВСХ. Оптимальной по удельному эффективному расходу топлива в данном диапазоне мощности является ВСХ. Возможна дальнейшая корректировка зависимости $n_{\text{опт}}$ от $N_{e\text{const}}$ на указанном участке изменения мощности.

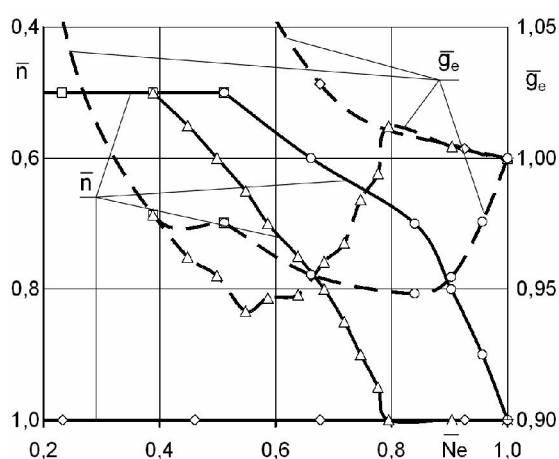


Рис. 4. Зависимости относительной оптимальной частоты $\bar{n}$ и потенциального снижения расхода топлива $\bar{g}_e$ от мощности $\bar{N}_e$ по нагрузочным, ВСХ и оптимизационной характеристикам —□— нагрузочная $n=1000 \text{ мин}^{-1}$; —◇— нагрузочная $n=2000 \text{ мин}^{-1}$; —○— ВСХ; —△— оптимизационная

Выводы

1 В работе выполнена экспериментальная проверка методики [2, 3] определения оптимальной частоты $n_{\text{опт}} = f(N_{e\text{const}})$ по характеристикам постоянной мощности при $(0,4...1,0) N_{e\text{ном}}$ для нетиповой нагрузочной характеристики с монотонным снижением удельного расхода топлива g_e , предлагается выбор направлений корректировки зависимости $n_{\text{опт}} = f(N_{e\text{const}})$, раскрываются особенности работы дизеля по оптимизационной характеристике, учет которых важен для решения задач снижения расхода топлива и токсичности ОГ.

2 Получена зависимость относительной оптимальной частоты $\bar{n}$ и потенциального снижения

расхода топлива $\bar{g}_e$ от мощности $\bar{N}_e$ для двигателя, имеющего нагрузочную характеристику без достижения перегиба функции $g_e = f(N_e)$. В диапазоне мощностей менее $0,40 \bar{N}_{e\text{ном}}$ — это нагрузочная характеристика, в диапазоне мощностей $(0,40...0,65) \bar{N}_{e\text{ном}}$ — это оптимизационная зависимость по [2, 3] (рис. 1), в диапазоне мощностей $(0,65...1,0) \bar{N}_{e\text{ном}}$ — это, в первом приближении, перегрузочная ветвь ВСХ.

3 Показано снижение выброса COx, NOx и дымности ОГ по оптимизационной характеристике по сравнению с перегрузочной ветвью ВСХ. Достаточно высокое значение температуры ОГ t_r на выхлопе по оптимизационной характеристике позволяет дополнительно эффективно снизить содержание NOx внешними средствами нейтрализации.

Список литературы:

1. Матиевский Г. Д. Анализ показателей работы дизеля по характеристике постоянной мощности / Г. Д. Матиевский, С. П. Кулманов // Ползуновский вестник. — 2010. — № 1. — С. 13-20.
2. Матиевский Г. Д. Использование внешней скоростной характеристики дизеля для анализа показателей работы на режимах постоянной мощности / Г. Д. Матиевский, А. Н. Любимов // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. — 2010. — №2. — С. 260-267.
3. Матиевский Г. Д. Скоростная характеристика дизеля в режиме постоянной мощности / Г. Д. Матиевский // Повышение экологической безопасности автотракторной техники: сб. статей; АлтГТУ. — Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2010. — С. 84- 89.
4. Свистула А. Е. Анализ и улучшение показателей работы дизеля на режимах постоянной мощности / А. Е. Свистула, Г. Д. Матиевский // 5-е Луканинские чтения. Решение экологических проблем в автотранспортном комплексе: тр. науч.-практ. конф./ МАДИ — М: МАДИ, 2011. — С.21-22.

Bibliography (transliterated):

1. Matievskij G. D. Analiz pokazatelej ra-boty dizelja po harakteristike postojannoj mow-nosti / G. D. Matievskij, S. P. Kulmanov // Pol-zunovskij vestnik. — 2010. — № 1. — S. 13-20.
2. Matievskij G. D. Ispol'zovanie vneshnej skorostnoj harakteristiki dizelja dlja analiza pokazatelej raboty na rezhimah postojannoj mow-nosti / G. D. Matievskij, A. N. Ljubimov // Nauchnye problemy transporta Sibiri i Dal'nego Vostoka. — 2010. — №2. — S. 260-267.
4. Matievskij G. D. Skorostnaja harakteristika dizelja v rezhime postojannoj mow-nosti / G. D. Matievskij // Povyshenie jekologicheskoy bezo-pasnosti avto-traktornoj tehnik: sb. statej; AltGTU. — Barnaul: Izd-vo AltGTU, 2010. — S. 84- 89.
5. Svistula A. E. Analiz i uluchshenie pokaza-telej raboty dizelja na rezhimah postojannoj mow-nosti / A. E. Svistula, G. D. Matievskij // 5-e Lu-kaninskie chtenija. Reshenie jenergojeko-logicheskikh problem v avtotransportnom komplekse: tr. na-uchn.-prakt. konf./ MADI — M: MADI, 2011. — S.21-22.

АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОБАЛАНСНЫХ ИСПЫТАНИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Завершающим этапом создания новых или модернизации существующих моделей являются испытания двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Одним из наиболее распространенных видов испытаний являются стендовые, проводимые в специально оборудованных боксах, которые в зависимости от назначения и целей могут быть как типовыми, так и исследовательскими.

При испытаниях двигателей внутреннего сгорания необходимо собрать как можно более подробную информацию о работе его систем и агрегатов. На основании полученной информации определяются мощностные, экономические и ресурсные показатели работы двигателя. В большинстве случаев все измерения при испытаниях двигателей, особенно при проведении типовых испытаний по установленным стандартам, производят на установленных режимах работы, когда показания приборов, определяющих скоростной режим, тепловое состояние, уровни давлений или разряджений в системах, а также нагрузку на двигатель остаются неизменными во времени [1]. Однако даже при этих условиях возможно появление ошибок и погрешностей при проведении как прямых, так и косвенных измерений. Все погрешности разделяют на два основных вида: объективные и субъективные [2, 3].

Объективные погрешности возникают вследствие несовершенства принятого метода измерений, особенностей конструкции прибора и влияния внешних условий на процесс измерений. При этом различают погрешности статические, наблюдаемые при измерениях постоянных во времени величин, и динамические, наблюдаемые при измерении переменных во времени величин. Статические погрешности складываются, во-первых, из погрешностей связанных со свойствами материалов, технологией их обработки, качеством изготовления и сборки приборов, во-вторых, из погрешностей, связанных только с методикой проведения измерений, положенной в основу данного прибора. К инструментальным погрешностям относят погрешности, возникающие от трения, излишних зазоров в опорах, неточности изготовления, сборки и регулировки узлов приборов. Статические и динамические погрешности образуют категорию систематических

погрешностей. Систематические ошибки могут быть своевременно обнаружены, устранены или учтены при обработке результатов измерений.

Субъективные ошибки возникают в связи с физиологическими особенностями испытателя, качеством его работы и опытом. Физиологические особенности наблюдателя связаны с его внимательностью, состоянием зрения, слуха, быстротой реакции. Субъективные ошибки относятся к категории случайных, они могут быть полностью исключены только за счет использования приборов, измерительного оборудования и систем, обеспечивающих автоматическую регистрацию, запись и хранение измеряемых величин.

Измерительные системы представляют собой функционально объединенные измерительные приборы, преобразователи и другие средства, имеющие распределенную структуру размещения первичных преобразователей для измерения разнородных физических величин исследуемого объекта. Измерительные системы по назначению делятся на информационно-измерительные, контрольно-измерительные и измерительно-управляющие. При наличии в составе средств автоматического получения и обработки информации систему называют автоматической, а в зависимости от числа измерительных каналов одно-, двух- и многоканальными.

Информационно-измерительные системы представляют собой функционально объединенные измерительные, вычислительные и вспомогательные средства, устройства и принадлежности, предназначенные для получения, преобразования и обработки измерительной информации с целью ее предоставления для функций контроля, диагностирования и идентификации [4].

С целью предотвращения возникновения условий для появления субъективных ошибок при сборе информации в процессе стендовых испытаний двигателей, была разработана принципиальная схема информационно-измерительной системы централизованного сбора информации с различных агрегатов ДВС. Схема системы представлена на рис. 1. В качестве центрального блока используется персональный компьютер, что позволяет организовывать различные алгоритмы испытаний и произ-

водить первоначальную обработку данных в испытательном боксе.

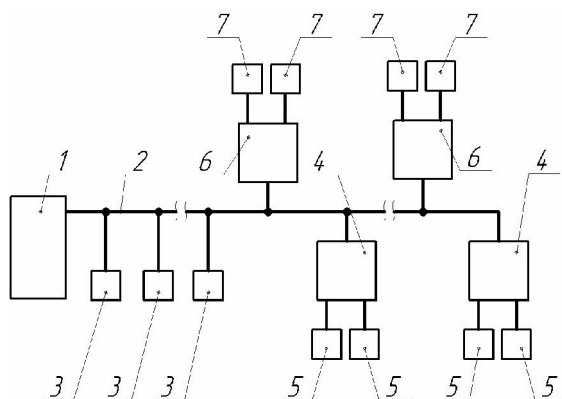


Рис. 1. Схема сбора данных: 1 – персональный компьютер; 2 – линия I2C; 3 – температурный датчик; 4 – аналогово-цифровой преобразователь; 5 – аналоговый датчик; 6 – цифро-аналоговый преобразователь; 7 – исполнительное устройство

Для передачи данных выбран протокол I2C. Данный протокол предполагает использование четырех проводной линии (питание, две линии данных и земля). Каждый датчик является цифровым и имеет уникальный идентификационный номер, что позволяет подключать их параллельно (до 112 датчиков при длине линии до 10 м) к одной линии данных или организовать несколько независимых параллельных линий.

В качестве датчиков используются датчики температуры – LM75AD, часы реального времени DS1307, аналогово-цифровые и цифро-аналоговые преобразователи, собранные на микроконтроллере ATmega48, – с подключенными к ним датчиками давления и частоты вращения, микросхем памяти 24LC256-1/SM.

Наличие в системе автономных блоков (рис. 2) и персонального компьютера позволяет наиболее рационально организовать период получения данных с датчиков.

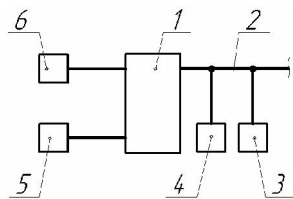


Рис. 2. Схема автономного блока сбора данных:

1 – микроконтроллер; 2 – линия I2C; 3 – часы реального времени DS1307; 4 – микросхема памяти 24LC256-1/SM; 5 – аналоговый датчик; 6 – исполнительное устройство

Данные с датчиков температуры и давления снимаются с частотой один раз в секунду, а с датчиков частоты вращения один раз в минуту, и записываются в блок сбора данных в течение всего испытания с последующей передачей всех данных по запросу в персональный компьютер.

Температура деталей систем охлаждения, смазки и топливной системы изменяется с низкой скоростью, поэтому для контроля их температуры, достаточно прикрепить к их поверхностям реального времени со встроенным температурным датчиком. В то же время температура деталей поршневой группы и подшипников скольжения коленчатого вала может изменяться достаточно быстро, особенно на переходных режимах, поэтому туда ставятся аналоговые датчики температуры.

Подключение измерительного комплекса к системам двигателя в процессе проведения испытаний показано на рис. 3.

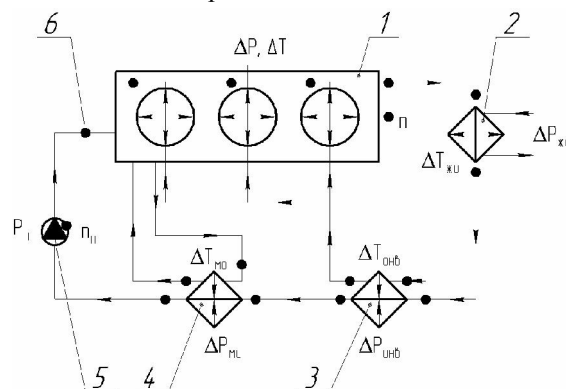


Рис. 3. Схема подключения системы сбора информации при проведении испытаний ДВС

1 – поршневая часть двигателя; 2 – жидкостной радиатор (водо-водяной холодильник); 3 – охладитель наддувочного воздуха; 4 – водомасляный холодильник; 5 – циркуляционный насос охлаждающей жидкости; 6 – места подключения датчиков

Расположение датчиков позволяет в режиме реального времени получать информацию о работе основных систем комбинированного двигателя: смазки, охлаждения, наддува. Полученные данные о температурах, давлениях и расходах рабочих сред в указанных системах позволят более точно определять составляющие теплового баланса двигателя, эффективные показатели его работы, оценивать оптимальность настроек и регулировок основных систем двигателя.

Датчики давления подключаются к персональному компьютеру через аналогово-цифровые преобразователи и устанавливаются на входе и вы-

ходе из рубашки охлаждения двигателя, радиатора охлаждения, водомасляного охладителя, охладителя наддувочного воздуха, водяного, масляного и топливного насосов, фильтров. Датчики давления опрашиваются один раз в минуту, что позволяет синхронизировать их показания с показаниями температурных датчиков в этих же точках.

Датчики частоты вращения подключаются к персональному компьютеру через аналогово-цифровые преобразователи и устанавливаются на коленчатый и распределительный вал, валы водяного и масляного насосов и вентилятора. Частота опроса этих датчиков один раз в секунду.

Более точную информацию можно получить, используя не один центральный блок, а несколько автономных блока сбора информации с подключенными к ним датчиками. В этом случае частота опроса датчиков может достигать 5000 раз в секунду, что позволит получать параметры быстропротекающих процессов в камере сгорания.

Используя полученные данные, как в режиме реального времени, так и собранные за определенный промежуток времени, и проводя их анализ с помощью соответствующего программного обеспечения, можно проводить испытания двигателя по более гибкой программе в автоматическом режиме. А также проводить исследования влияния различных режимов работы агрегатов ДВС на его технические и экологические характеристики.

При установке в систему блоков управления на базе цифро-аналоговых преобразователей (рис. 3) позволяет расширить возможности системы:

- полностью исключить участие человека в настройке органов управления двигателем;
- установить в место агрегатов с механическим приводом, агрегаты с электронным управлением и приводом от электродвигателя, что позволит реализовать более сложные алгоритмы управления ДВС.

Разработанная система автоматического сбора и обработки информации позволяет в режиме реального времени измерять параметры, определяющие величину указанных потерь теплоты: расходы жидкостей и газов, их температуры. Полученные данные позволяют оценивать эффективность преобразования теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в работу, а также результативность режимных и конструктивных мероприятий и модернизаций, направленных на энергосбережение в ДВС.

Теплота, отводимая охлаждающей жидкостью может быть оптимизирована с целью увеличения полезной работы без снижения надежности двигателя. Более существенные резервы повышения эффективного КПД ДВС представляют потери теплоты с отработавшими газами, составляющие в некоторых типах двигателей до 40 % теплоты, выделившейся при сгорании топлива. Перспективным способом снижения потерь теплоты с отработавшими газами является использование циклов с продолженным расширением. В этом случае потери теплоты с отработавшими газами могут быть снижены на 40...50 % [5]. Несколько снизятся при этом и потери теплоты в стенки цилиндра вследствие снижения средней температуры цикла.

В настоящее время ведется работа по установке данной системы на испытательный стенд для проведения исследований, как двигателя в целом, так и отдельных его агрегатов в штатной комплектации и в модернизированном варианте.

Комплекс сбора данных рекомендуется использовать, как в учебном процессе, так и при проведении научно-исследовательских работ, направленных на разработку мероприятий по энергосбережению в двигателях внутреннего сгорания и повышение их эффективности.

Список литературы:

1. ГОСТ Р ИСО 3046-1-99 Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Характеристики. Часть 1. Стандартные условия, объявленная мощность, расходы топлива и смазочного масла. Методы испытаний. 2. Райков И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания / И. Я. Райков. – М.: Высш. школа, 1975. – 320 с. 3. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк. – М.: Мир, 1972. – 381 с. 4. Блинов О. М. Теплотехнические измерения и приборы / О. М. Блинов, А. М. Бельский, В. Ф. Бердышев. – М.: Металлургия, 1993. – 288 с. 5. Дьяченко В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания / В. Г. Дьяченко. – Х.: Изд-во ХНДУ. – 2009. – 500 с.

Bibliography (transliterated):

1. GOST R ISO 3046-1-99 Dvigateli vnutren-nego sgoranija porshnevye. Harakteristiki. Chast' 1. Standartnye uslovija, ob#javlennaja mownost', rashody topliva i smazochnogo masla. Metody is-pytanij. 2. Rajkov I. Ja. Ispytanija dvigatelej vnut-rennego sgoranija / I. Ja. Rajkov. – M.: Vyssh. shkola, 1975. – 320 s. 3. Shenk H. Teorija inzhener-nogo jeksperimenta / H. Shenk. – M.: Mir, 1972. – 381 s. 4. Blinov O. M. Teplotehnicheskie izmerenija i pribory / O. M. Blinov, A. M. Belen'kij, V. F. Berdyshev. – M.: Metallurgija, 1993. – 288 s. 5. D'jachenko V. G. Teorija dvigatelej vnutren-nego sgoranija / V. G. D'jachenko. – H.: Izd-vo HNDU. – 2009. – 500 s.

А.Н. Ганжа, канд. техн. наук, Н.А. Марченко, канд. техн. наук

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СТАЦИОНАРНОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ В РЕГЕНЕРАТОРЕ-ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕ

Введение. В последнее время большое внимание ученых и практиков в области энергетики уделяется использованию высокоманевренных агрегатов, которыми являются газотурбинные установки (ГТУ). ГТУ могут быть составными частями современных энергоэффективных установок: парогазовых и газопаровых установок, когенерационных и тригенерационных агрегатов, газоперекачивающих станций. Однако эффективность (т.е. КПД) стационарных ГТУ с простой тепловой схемой на основе цикла Брайтона (без усовершенствований) невелика, и составляет при малых степенях повышения давления (π_k до 7) – до 24%; при больших степенях повышения давления ($\pi_k = 10 \div 22$) – 28÷32%. Еще одной особенностью стационарных ГТУ является относительно низкая температура газов перед турбиной, как правило 700÷900°C, из-за применения более дешевых и менее жаропрочных материалов, что обуславливает их более низкий КПД по сравнению с авиационными ГТУ. Общеизвестно, что для повышения эффективности таких установок является целесообразным применение регенерации теплоты (особенно при малых степенях повышения давления). Для ее осуществления используются теплообменные аппараты – регенераторы-воздухоподогреватели. С их использованием также уменьшается тепловая нагрузка на окружающую среду, и снижаются выбросы вредных отработавших газов. Таким образом, разработка новых и усовершенствование действующих газотурбинных установок путем введения либо увеличения использования регенерации теплоты является актуальной задачей повышения энергоэффективности всей энергетической отрасли.

Постановка задачи. Тепловая эффективность воздухоподогревателей в установке определяется безразмерным температурным параметром – степенью регенерации σ . С повышением степени регенерации однозначно увеличивается термический КПД установки. Однако, при этом нужно увеличивать поверхность теплообмена, либо интенсифицировать процесс теплопередачи в аппарате, что, несомненно, приведет к росту стоимости теплооб-

менника. С другой стороны, возрастает аэродинамическое сопротивление, которое вносит теплообменник в тракт установки. На преодоление сопротивления по воздуху расходуется часть полезной мощности, которую создает турбина, а сопротивления по тракту выхлопа уменьшают эту мощность. Все эти факторы будут влиять на уменьшение, как эффективной мощности установки, так и эффективного КПД, который в результате может даже оказаться ниже, чем в базовой установке без регенератора. Другой проблемой применения регенерации является низкая эксплуатационная надежность воздухоподогревателей. Характерное растрескивание поверхности в процессе эксплуатации обуславливается высокими температурами теплоносителей, жаропрочностью материалов, температурными напряжениями, переменными нагрузками. Эти процессы характерны как для обычных трубчатых воздухоподогревателей, так и для высокоэффективных пластинчатых и компактных аппаратов.

Поэтому в данной работе поставлена задача повышения эффективности стационарной энергетической газотурбинной установки с учетом моделирования теплогидравлических процессов в регенераторе-воздухоподогревателе и анализа их влияния на эффективность установки в целом.

Решение. Воздухоподогреватели газотурбинных установок имеют широкий спектр конструкций и компоновок. Теплообменники могут быть как обычными трубчатыми, так и более эффективными – трубчато-ребристыми, пластинчатыми, пластинчато-ребристыми, профильными и пр. Основное требование для воздухоподогревателей транспортных ГТУ – это обеспечение заданной эффективности при высокой компактности и минимальных массе и габаритах. В стационарных энергетических ГТУ широко применяются трубчатые теплообменники с перекрестным или смешанным течением теплоносителей, которые komponуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие аппараты имеют низкую компактность, большие массу и габариты, но более деше-

вые и обладают меньшим аэродинамическим сопротивлением по сравнению с другими.

В качестве объекта исследования в данной работе рассматривается стационарная энергетическая ГТУ марки ГТ 35 ХТГЗ, имеющая такие номинальные параметры [1]: электрическая мощность 32 МВт; КПД 23,2 %; степень повышения давления $\pi_k = 6,5$; расход воздуха 215 кг/с; частота вращения силового вала 3000 об/мин; температура газов перед турбиной 780°C, выхлопных газов – 430°C, регенерация теплоты отсутствует. Для анализа приняты стандартные параметры окружающей среды, а также потери давления на входе и выходе 1500 Па.

Как видно из характеристик этой установки, она имеет все предпосылки для введения регенерации, а именно: высокая температура уходящих газов, малый π_k и самая главная – низкий КПД (23,2 %).

Рассмотрим в качестве регенератора наиболее простой, дешевый и доступный вариант – трубчатый теплообменник.

В трубчатых регенераторах воздух чаще пропускается по трубкам, а газы обтекают трубки извне [2]. Это дает следующие преимущества [2]: корпус регенератора выходит значительно более легким, так как он рассчитывается на давление уходящих газов, по величине близко к атмосферному давлению; поверхность нагрева со стороны газов легче очищать от нагара и сажи. Однако, из соображения уменьшения аэродинамического сопротивления, повышения прочности и легкости очистки поверхности также широко применяются трубчатые регенераторы, где горячие газы находятся внутри труб, а воздух – снаружи [1].

У регенераторов корпус, трубные доски и сами трубки чаще изготавливаются из углеродистой или нержавеющей стали [2]. Но для трубок нередко применяются и сплавы, например, алюминиевая бронза [2]. Для интенсификации теплообмена в трубчатых регенераторах иногда делается внешнее, а также внутреннее оребрение и турбулизаторы [2].

Для рассматриваемого регенератора в качестве поверхности теплообмена выбраны гладкие трубы из стали 20. Для предотвращения высокотемпературной коррозии, повышения жаропрочности и облегчения чистки диаметр труб выбран увеличенным до 57 мм с толщиной стенки 3,5 мм и шероховатостью 0,06 мм. Разбивка пучка – шахматная, по равносоставленному треугольнику с шагом разбивки

80 мм. Число труб и формирование размеров пучка определялось исходя из рекомендуемых скоростей воздуха (10÷20 м/с) и газов (15÷40 м/с) [1]. Максимальные скорости принимались: для воздуха – 15 м/с, для газов – 40 м/с.

Анализ проведен для принципиально отличающихся, но как было сказано ранее, встречающихся двух вариантов таких теплообменников: 1) газы снаружи омывают пучок труб, совершая несколько ходов, воздух движется внутри труб; 2) газы движутся внутри труб, воздух снаружи омывает пучок труб, совершая несколько ходов. Варианты компоновки существенно отличаются, так как плотность воздуха в исследуемой установке превосходит плотность газов более, чем в 8 раз, а массовые расходы сред близки друг к другу.

Для варианта, где газы внутри труб, принято: количество труб в ряду – 104 шт., число рядов труб по ходу воздуха – 50 шт. Количество труб в одном ходу – 5200 шт., длина труб в ходу 1,75 м; площадь наружной поверхности одного хода – 1637,4 м².

Для варианта, где газы снаружи труб, принято: количество труб в ряду – 131 шт., число рядов труб по ходу воздуха – 16 шт. Количество труб в одном ходу – 2096 шт., длина труб в ходу 3,5 м; площадь наружной поверхности одного хода – 1318,6 м².

Для анализа были сформированы две математические модели и алгоритмы, которые непосредственно связаны друг с другом:

1) расчет параметров и эффективности газотурбинной установки;

2) расчет параметров и эффективности воздухоподогревателя с учетом распределения локальных теплогидравлических параметров и условий эксплуатации.

Математическая модель и алгоритм расчета регенератора предусматривает разбивку теплообменника на дискретные элементы (микротеплообменники) [3]. Число элементов разбивки на длине труб одного хода принято равным 10 (что обеспечивает достаточную точность расчета [3]).

Свойства теплоносителей, параметры теплоотдачи и теплопередачи [4] в каждом микротеплообменнике различны и зависят от особенностей компоновки аппарата, начальных участков и загрязнений. Расходы и скорости среды внутри каждого ряда труб определялись специально разработанным алгоритмом гидравлического расчета с ис-

пользованием теории графов, где учитывались гидравлические и местные сопротивления [5].

Результаты анализа зависимости степени регенерации и эффективного КПД ГТУ от количества ходов в регенераторе приведены на рис. 1.

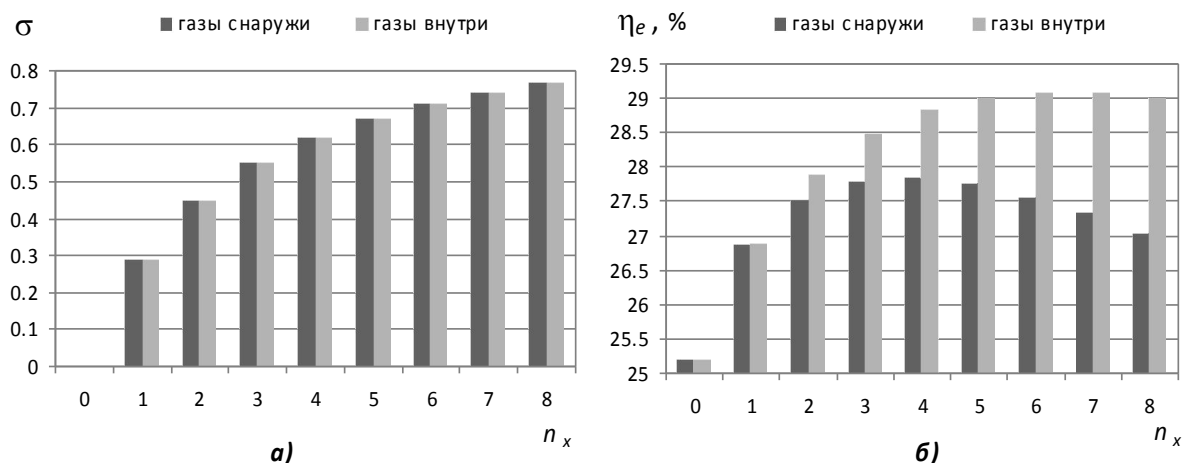


Рис. 1. Показатели эффективности регенератора и установки в зависимости от количества ходов (секций) в регенераторе:

а) степень регенерации; б) эффективный КПД ГТУ

Как видно, из рис. 1 при выбранных конструктивных параметрах ходов (секций) эффективность регенераторов, т.е. степень регенерации, не отличается. Эффективный КПД ГТУ сначала повышается за счет увеличения степени регенерации, а затем падает за счет увеличения потерь давления в регенераторе. Причем максимальный КПД в ва-

рианте, где газы снаружи, составил 27,83 % в четырехсекционном аппарате площадью 5274,7 м², в варианте, где газы внутри труб, составил 29,08 % в шестисекционном аппарате площадью 9824,2 м².

На рис. 2 представлена подобная зависимость степени регенерации и эффективного КПД ГТУ, но уже от общей площади поверхности аппаратов.

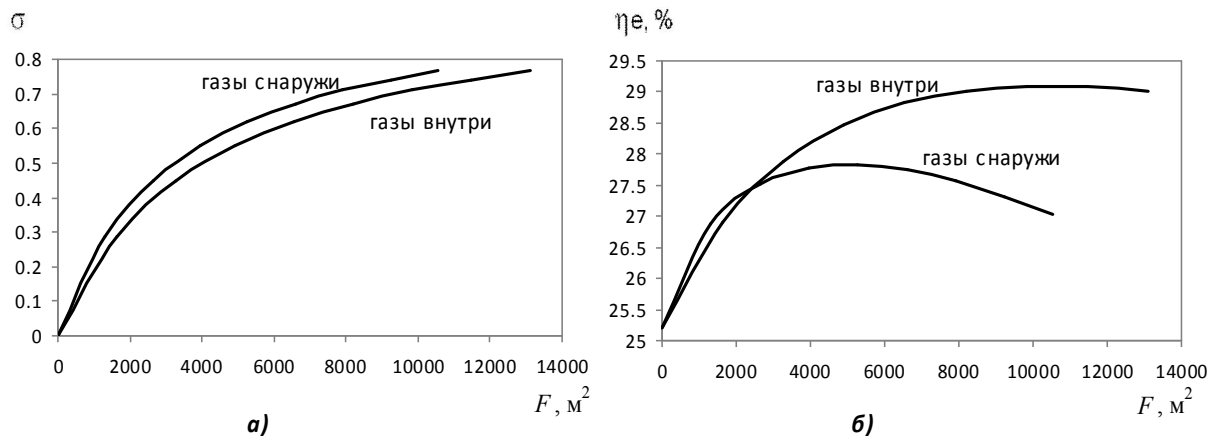


Рис. 2. Показатели эффективности регенератора и установки в зависимости площади поверхности регенератора

а) степень регенерации; б) эффективный КПД ГТУ

Из рис. 2 видно, что вариант, где газы снаружи, эффективнее с точки зрения теплообмена, а вариант, где газы внутри, лучше по термодинамической эффективности. Это объясняется более весомым влиянием абсолютных величин потерь дав-

ления на выходе на эффективность цикла ГТУ по сравнению с потерями после компрессора.

Следующим этапом исследования было определение влияния количества ходов в регенераторе на возникающие опасные разности температур стенки (на стыке ходов в одной точке на одной

трубе) и на максимальную температуру стенки. Как показал анализ результатов дискретного расчета, максимальные разности температур возникают, как правило, на стыке между 1 и 2 ходом (от входа горячих газов) в 4 ряду труб по ходу наружной среды (см. рис. 3 в). Значения этих разностей температур приведены на рис. 3 а). Максимальная температура стенки, как правило, в пределах 1÷4 ряда труб по ходу наружной среды в месте, где входят горячие газы (см. рис. 3 в). Значения максимальных температур стенки приведены на рис. 3 б). Для выбранных конструкций регенераторов в четырехсекционном аппарате, где газы снаружи, максимальная разность температур стенки на стыке составила 28,9 °С при максимальной температуре стенки 394,4 °С; в шестисекционном аппарате, где газы внутри труб, максимальная разность температур стенки на стыке составила 33,6 °С при максимальной температуре стенки 396,2 °С.

Выводы. Разработаны математические модели, методики и алгоритмы системного анализа газотурбинной установки с учетом эффективности работы регенератора-воздухоподогревателя и распределения в нем локальных теплогидравлических

параметров. Для стационарной газотурбинной установки ГТ 35 ХТГЗ разработана конструкция трубчатого регенератора. Расчет произведен в двух вариантах: газы движутся снаружи труб или внутри них. Найден максимальный эффективный КПД, который можно получить с использованием регенератора выбранной конструкции, который в варианте, где газы снаружи, составил 27,83 % (4 хода, площадь 5274,7 м²), в варианте, где газы внутри труб, составил 29,08 % (6 ходов, площадь 9824,2 м²). Таким образом, можно сделать вывод, что вариант, где газы снаружи, эффективнее с точки зрения теплообмена, а вариант, где газы внутри, лучше по термодинамической эффективности установки. Экономия топлива на номинальном режиме составит до 2100 кг.у.т. в час. Представляется целесообразным в дальнейшем провести оптимизационные расчеты, где учесть баланс между экономией топлива и затратами на изготовление аппаратов. При этом можно также провести обоснование использования перепуска газов мимо регенератора с точки зрения повышения его надежности и экономичности установки.

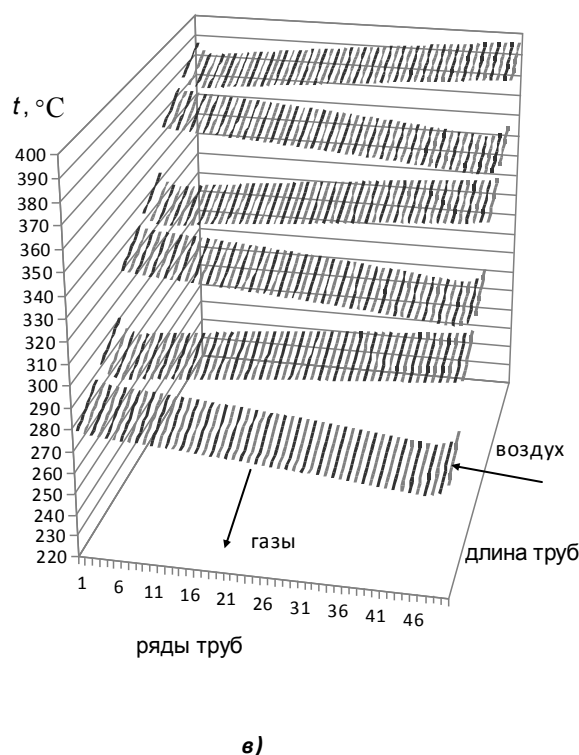
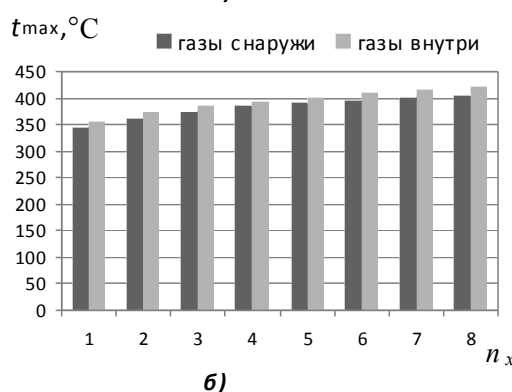
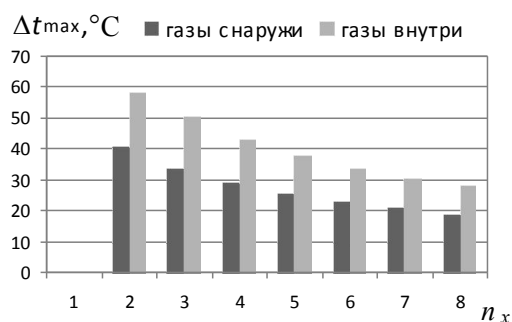


Рис. 3. Максимальные значения температур стенок и их разностей в наиболее опасных местах регенератора от количества секций и распределение температур стенки со стороны горячих газов в шестиходовом регенераторе

а) разность температур на стыке ходов; б) температура стенки; в) распределение температур стенки со стороны горячих газов (внутри труб) в шестиходовом регенераторе

Список литературы:

1. Стационарные газотурбинные установки: справочник / [Л. В. Арсеньев, В. Г. Тырышкин, И. А. Богов и др.] ; под ред. Л. В. Арсеньева и В. Г. Тырышкина. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 543 с. 2 Нигматулин И. Н. Тепловые двигатели / Нигматулин И. Н., Шляхин П. Н., Ценев В. А. ; под ред. И. Н. Нигматулина. – М. : Высшая школа, 1974. – 375 с. 3. Братута Е. Г. Удосконалена методика розрахунку температурних характеристик теплообмінних апаратів з перехресним плином та їх систем / Е. Г. Братута, А. М. Ганжа // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2008. – № 1. – С. 61–65. 4. Теплопередача и гидравлическое сопротивление: справочник / [С. С. Кутателадзе]. – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 367 с. 5. Идельчик И. Е. Справочник по гидравли-

ческим сопротивлениям / Идельчик И. Е. – М. : Машиностроение, 1975. – 559 с.

Bibliography (transliterated):

1. Stacionarnye gazoturbinnye ustanovki: spravochnik / [L. V. Arsen'ev, V. G. Tyryshkin, I. A. Bogov i dr.] ; pod red. L. V. Arsen'eva i V. G. Tyryshkina. – L. : Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1989. – 543 s. 2 Nigmatulin I. N. Teplovyie dvigateli / Nigmatulin I. N., Shljahin P. N., Cenev V. A. ; pod red. I. N. Nigmatulina. – M. : Vysshaja shkola, 1974. – 375 s. 3. Bratuta E. G. Udoskonalena metodika rozrahunku temperaturnih harakteristik teploobminnih aparativ z perehresnim plinom ta ih sistem / E. G. Bratuta, A. M. Ganzha // Energetika: ekonomika, tehnologii, ekologija. – 2008. – № 1. – S. 61–65. 4. Teploperedacha i gidravlichesкое soprotivlenie: spravochnik / [S. S. Kutateladze]. – M. : Jenergoatomizdat, 1990. – 367 s. 5. Idel'chik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivlenijam / Idel'chik I. E. – M. : Mashinostroenie, 1975. – 559 s.

УДК. 629.113

Г.П. Подзноев, канд. геол.-мин. наук, У.А. Абдулгазис, д-р техн. наук

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ГИДРИДА АЛЮМИНИЯ

Постановка проблемы

Исторически развитие транспортного сектора экономики было тесно привязано к природным ресурсам углеводородных энергоносителей. В рамках этого направления шло также и совершенствование конструкций двигателей. В то же время неуклонно приближается период истощения пригодных к добыче углеводородов, из чего следует, что в ближайшей перспективе должна быть найдена и технически обеспечена адекватная энергетическая альтернатива углеводородам, что и предопределило бурную активизацию исследований по разработке технологий альтернативного энергообеспечения транспорта. Необходимость радикального пересмотра углеводородной концепции энергообеспечения силовых установок транспортных средств диктуется также и кумулятивным разрушением природного экологического равновесия, вызываемого переизбытком не утилизируемых продуктов сжигания топлива, ведущих к серьезным негативным сдвигам в системе человек - природа

Информационный анализ

Наиболее реальной перспективой решения энергетической проблемы для транспорта признается использование водорода, который привлекает высокой энергией сгорания (120 МДж/кг), практически неисчерпаемыми природными ресурсами, неограниченной возобновляемостью и безупречной экологичностью в едином природном кругообороте «вода → (водород + кислород) → вода».

По данным интернет-сайтов [1] практически все энергетические корпорации вкладывают ог-

ромные средства в престижные водородные программы.

Как топливо водород в разработанных на настоящий момент автомобильных двигателях используется в двух принципиально различных вариантах: - в топливных элементах, вырабатывающих электроэнергию для питания электродвигателей, или непосредственно в двигателях внутреннего сгорания с принудительным воспламенением. В последнем случае (BMW 750hL) [2] преимущество состоит в том, что двигатели могут работать на любом из двух видов топлива – и на бензине, и на водороде.

Фирма «Ford» установила на модели Focus C-MAX водородный ДВС (H₂ ICE). Сжатый водород размещался под давлением 35 МПа в трех баках общим объемом 119 литров (2,75 кг), что позволяло автомобилю пройти около 200 км.

Более эффективными считаются водородные системы с топливными элементами (ТЭ), с вдвое большим КПД.

GM в модели Chevrolet Equinox Fuel Cell [3] применила блок топливных элементов мощностью 93 кВт, питающих через никель-металлогидридные аккумуляторы электродвигатель. Водород содержится в углепластиковых баллонах под давлением до 70 МПа. Одной заправки (всего 4,2 кг водорода) хватает на 320 км пробега. Аналогично сконструированы модели Honda Civic FCX и DM Hy-Wire с водородом массой 4,5–4,9 кг (570 МДж) в специальных сверхпрочных баллонах объемом

150–160 дм³ под давлением 35 МПа, обеспечивающих всего 400–450 км пробега.

Как следует из приведенного краткого обзора, водород, как энергоноситель, несмотря на свои теплотехнические и экологические преимущества, обладает весьма серьезными проблемными характеристиками, трудноразрешимыми в разработанных концепциях водородных автомобилей. Наиболее серьезный недостаток водорода – весьма низкая объемная энергоемкость и плотность, требующих использования чрезмерно высоких давлений или весьма низких температур, что сопряжено со сложностью и высокой стоимостью оборудования для его производства, транспортировки, хранения и эксплуатации. Вторая серьезная проблема водорода связана с его весьма высоким взрывным потенциалом при смешивании с кислородом воздуха (24 кг тротилового эквивалента на 1 кг H₂) и наличие под сиденьем его сжатого до 35 МПа заряда (4 – 5 кг) в случае аварийной ситуации может привести к весьма серьезным катастрофическим последствиям.

Более перспективным может быть использование ряда комплексных металлгидридов, особенно на основе гидрида алюминия (AlH₃), в условном адекватном объеме которого (150 дм³) содержится 22,2 кг связанного водорода с энергопотенцией около 2665 МДж [3]. Алюмогидрид легко взаимодействует с водой с выделением удвоенного (44,4 кг) количества водорода с энергопотенциалом уже 5330 МДж, что выше таковой для 150 дм³ бензина (5060 МДж). Кроме этого при гидролизе выделяется значительное количество тепловой энергии (13,2 МДж/кг AlH₃, или около 2918 МДж в варианте 150 дм³ AlH₃). Таким образом, полный энергопотенциал AlH₃ может достигать 8250 МДж, что в 1,6 раза выше адекватного по объему бензина или в 15,3 раза выше, чем для сжатого до 35 МПа водорода.

В работе [4] рассмотрен вариант использования гидрида алюминия в термодинамическом цикле Дизеля, в котором перед адиабатным сжатием введен предварительный процесс гидролиза AlH₃ оборотной водой, получаемой при конденсации пара отходящих газов. Обратная вода к тому же используется для регенерации теплоты отработанных газов. Тем самым достигается значительное увеличение количества полезной работы при адекватности количества вводимой теплоты и термического КПД цикла, но с более мягкими параметрическими характеристиками рабочего тела. Отработавшие газы представляют собой лишь пары воды и инертный азот.

В развитие концепции алюмогидридного энергоносителя было предложено заменить кислород воздуха, как окислитель, на жидкий пероксид водорода [4], содержание активного кислорода в

котором составляет 47%, т. е. значительно выше такового для других веществ. При нагревании пероксид разлагается на кислород и воду. При этом выделяется 2,9 МДж/кг теплоты, что является дополнительным (около 13%) источником энергии, позволяющим снизить расход основного топлива..

В то же время традиционная схема работы типового дизеля характеризуется рядом непродуктивных процессов, к которым следует отнести два практически нерабочих хода поршня в которых происходит выпуск отработавших газов и впуск свежего заряда. То есть один поворот коленчатого вала из двух является по своей сути насосным, но на его совершение тратится энергия рабочего хода, время и ресурс двигателя. Кроме этого существенная доля полезной работы тратится на адиабатное сжатие воздуха.

В первом случае проблема может быть решена использованием в двигателе нового типа принципа двухтактного двигателя [5]. Поскольку при этом процессы очистки и наполнения цилиндров совмещены, двухтактный двигатель более прост в конструкции. Кроме этого мощность двухтактного двигателя, при одинаковых размерах цилиндра и частоте вращения вала, теоретически в два раза больше четырехтактного за счет в два раза большего числа рабочих тактов.

Цель исследований

Одним из затратных процессов цикла двигателя внутреннего сгорания является адиабатное сжатие воздуха или топливной смеси, на выполнение которого расходуется существенная часть получаемой при адиабатном расширении механической работы и необходимость сброса остаточной теплоты и горячих отработавших газов в окружающую среду. Одним из вариантов решения этой проблемы является использование принципа внешнего сгорания, когда процесс формирования рабочего тела с требуемыми термодинамическими характеристиками по давлению и температуре осуществляется в отдельной камере.

В задачу исследований входило проведение термодинамического моделирования и оптимизации основных характеристик полного цикла формирования рабочего тела, совершения работы и регенерации теплоносителя и теплоты в замкнутой системе «гидролизатор – поршневой двигатель». В расчетах учитывались масса исходного энергоносителя (гидрид алюминия), квота теплоносителя (вода), количество регенерируемой теплоты, степень сжатия. Расчетными характеристиками являлись теплота гидролиза, теплота диссоциации пероксида, теплота сгорания водорода, массовая и молярная доли паровой фазы, температура и давление пара на выходе из гидролизатора, в конце адиабатного расширения, остаточная доля теплоты

после регенерации, коэффициент полезного использования теплоты и количество получаемой работы. В первой серии расчетов моделировались варианты с шаговыми значениями массы алюмогидрида (в диапазоне 0,03-0,05г), квоты воды (2-5 г), количества регенерируемой теплоты (1200 -2000 Дж) и степени адиабатного сжатия (5-20) На основе полученных результатов оптимизировались варианты с наиболее приемлемыми значениями температуры и давления.

Во второй серии расчетов по приемлемым вариантам уточнялось наиболее оптимальное сочетание всех параметров и характеристик полного цикла двигателя нового типа, приведенных в табл.1.

Таблица 1. Численные значения параметрических характеристик двухтактного двигателя нового типа в зависимости от массы алюмогидрида и пергидроля, количества регенерируемой теплоты и добавочной воды

Цикл	Дизель	Двигатель нового типа
$m_{\text{гид.г}}$	0,114	0,04
$m_{\text{пероксида.г}}$	-	0,153
$\text{H}_2\text{O,г}$	-	3,0
ε	17	10
$q_{\text{гидролиза}}$	-	725,8
$q_{\text{регенерации}}$	-	2000
$q_{\text{диссоциации}}$	-	219,2
$q_{\text{сгорания}}$	-	967,4
q_1	5083	3912,4
q_2	1995	2375,7
q_3	-	375,7
t_2	298	1100,5
t_3	850	1942,0
t_4	2246	-
t_5	1096	790,6
t_6	-	298
p_2	1,0	1,8
p_3	48,5	63,6
p_4	48,5	-
p_5	3,68	2,58
$\eta_{\text{терм}}$	0,607	-
$\eta_{\text{кит}}$	-	0,904
A	3084	3536,8

В таблице 1 даны: $m_{\text{гид.}}$ - масса гидрида алюминия, подаваемого на гидролиз (г); $m_{\text{пероксида.}}$ - масса пергидроля (H_2O_2), подаваемого в камеру сгорания (г); H_2O - масса добавочной воды на гидролиз (г); ε - степень сжатия рабочего тела; $q_{\text{гидролиза.}}$ - количество генерируемой при гидролизе теплоты (Дж); $q_{\text{регенерации}}$ - количество теплоты, регенерируемой оборотной водой (Дж); $q_{\text{дисс.}}$ - количество теплоты, генерируемой при термической

диссоциации пероксида водорода (Дж); $q_{\text{сгорания}}$ - теплота, получаемая за счет сгорания H_2 (Дж); q_1 - суммарная теплота, введенная в процесс (Дж); q_2 - теплота в конце адиабатного расширения (Дж); q_3 - остаточная теплота после регенерации, выводимая из цикла в окружающую среду (Дж); t_2 - температура паро-водородной фазы перед адиабатным сжатием ($^{\circ}\text{K}$); t_3 - температура паро-водородной фазы после адиабатного сжатия ($^{\circ}\text{K}$); t_4 - температура рабочего тела в конце сгорания ($^{\circ}\text{K}$); t_5 - температура рабочего тела в конце адиабатного расширения ($^{\circ}\text{K}$); t_6 - температура воды после теплообменника; p_2 - давление перед адиабатным сжатием (10^5 Па); p_{3-4} - давление в конце сжатия (10^5 Па); p_5 - давление паро-газовой фазы в конце адиабатного расширения (МПа); η - термический КПД; $\eta_{\text{кит}}$ - коэффициент использования теплоты A - совершаемая работа адиабатного расширения.

Анализ полученных результатов

Общий тепловой баланс процесса формирования рабочего тела в оптимизированном варианте формируется на 18,5% за счет гидролиза алюмогидрида, на 51,1% - регенерируемой теплотой, на 5,6% - термической диссоциацией пероксида водорода и всего на 24,7% - при сгорании основного энергоносителя - водорода.

Рассчитанные наиболее оптимальные значения параметрических характеристик - температуры и давления паровой фазы в гидролизаторе позволяют существенно снизить степень сжатия рабочего тела, уменьшив тем самым затраты энергии на этот процесс. При этом сжатие начинается, когда поршень проходит примерно половину пути к верхней мертвой точке. До этого происходит выталкивание половины отработавшей паровой фазы в выпускной коллектор. Далее поршень перекрывает коллектор и в рабочий цилиндр вводится свежий заряд из камеры внешнего сгорания - гидролизатора. При этом стартовые значения температуры и давления в конце сжатия достаточны для получения полезной работы, соизмеримой с традиционным дизелем.

Поскольку отработавшая паровая фаза по составу идентична рабочему телу, то происходит своего рода внутренняя регенерация (возврат) части остаточной теплоты со своим термическим потенциалом в рабочий процесс без выхода за пределы рабочей камеры (внутренняя циркуляция теплоты). Ушедшая же в коллектор половина отработавшей паровой фазы проходит через теплообменник, пе-

редавая основную долю теплоты оборотной воде на гидролиз, получаемой в конденсаторе.

Выводы

1. Рассмотренный выше вариант двигателя нового типа позволяет существенно упростить процесс формирования рабочего тела по принципу внешнего сгорания и значительно облегчить работу поршневой группы.

2. Практически полная идентичность состава рабочего тела и отработавшей паровой фазы позволяет при движении поршня к верхней мертвой точке совместить процесс вытеснения части отработавшего пара, ввод нового заряда и адиабатное сжатие паровой фазы с почти двукратным снижением степени сжатия. При этом снижаются энергозатраты на процесс сжатия, дополнительно используется инерционная энергия маховика и частично возвращается в процесс остаточная теплота.

3. Ориентировочный расчет эффективности подобного двигателя с внешним формированием рабочего тела на основе алюмогидридного энергоносителя в сравнении с традиционным дизелем показывает, что при адекватной по объему емкости с алюмогидридом пробег автомобиля возрастает в 5,24 раза по сравнению с дизелем или почти в 10,5 раза в сравнении со сжатым до 35 МПа водородом в моделях на топливных элементах, а учитывая снижения затрат на сжатие рабочей смеси и трение, то при одинаковой базовой мощности сможет теоретически проработать более в чем в 13 раз дольше,

чем традиционный дизель.

Список литературы:

1. Бюро международных информационных программ Госдепартамента США. Водород все шире внедряется на транспорте и в электроэнергетике [Электронный ресурс] Режим доступа <http://www.america.gov/st/washfile-russian>.
2. General Motors Generation V fuel cell stack [Электронный ресурс] - Режим доступа. <http://green.autoblog.com/17.08.2009/>.
3. Подзноев Г.П. Металлогидридные системы энергообеспечения транспорта. / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгазис. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004.- С. 32-36.
4. Подзноев Г.П., Возможности использования пероксида водорода в качестве окислителя в двигателях внутреннего сгорания / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгазис // Ученые записки КИПУ. - Вып. 20. 2009. С.15-21.
5. Подзноев Г.П., Абдулгазис У.А. Особенности термодинамического цикла двухтактного Н-Дизеля с использованием алюмогидридного энергоносителя и пероксида водорода. / Г.П. Подзноев, У. А. Абдулгазис // Ученые записки КИПУ. - Симферополь. - Вып. 24. - 2010. - С. 41-47.

Bibliography (transliterated):

1. Bjuro mezhdunarodnyh informacionnyh pro-gramm Gosdepartamenta SShA.. Vodorod vse shire vnedrjaetsja na transporte i v jelektronergetike [Jelektronnyj resurs] Rezhim dostupa <http://www.america.gov/st/washfile-russian>.
2. General Motors Generation V fuel cell stack [Jelektronnyj resurs] - Rezhim dostupa. <http://green.autoblog.com/17.08.2009/>.
3. Podznov G.P. Metallogidridnye sistemy jenergoobespechenija transporta. / G.P. Podznov, U.A. Abdulgazis. // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2004.- S. 32-36.
4. Podznov G.P., Vozmozhnosti ispol'zovanija peroksida vodoroda v kachestve okislitelja v dvigateljah vnutrennego sgoranija / G.P. Podznov, U.A. Abdulgazis // Uchenye zapiski KIPU. - Vyp. 20. 2009. S.15-21.
5. Podznov G.P., Abdulgazis U.A. Osoben-nos-ti termodinamicheskogo cikla dvouhtaktnogo N-Dizelja s ispol'zovanijem aljumo-gidridnogo jenergo-nositelja i peroksida vodoroda. / G.P. Podznov, U. A. Abdulgazis // Uchenye zapiski KIPU. - Simfero-pol'. - Vyp. 24. - 2010. - S. 41-47.

УДК 621.43

А.М. Левтеров, канд. техн. наук

ОСНОВЫ МЕТОДОЛОГИИ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ДВС, РАБОТАЮЩИХ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ

Введение

Энергетическая безопасность любой страны, прежде всего, определяется обеспеченностью запасами углеводородного сырья, эффективностью его добычи, переработки и использования, а также качеством и производством энергоустановок. Для Украины энергетический эквивалент поставок органического сырья в 2005 году составил 60,7 % от общего энергопотребления. С учетом геополитического, макроэкономического и научно-технического развития Украины Кабинетом министров была принята «Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года» [1], направленная на уменьшение энергоёмкости отечественного производства. Рис. 1 отражает потребление органического топлива в Украине и его прогноз до 2030 года, а таблица 1 – сравнение структуры прогнозируемого потребления ресурсов в Украине и ЕС.

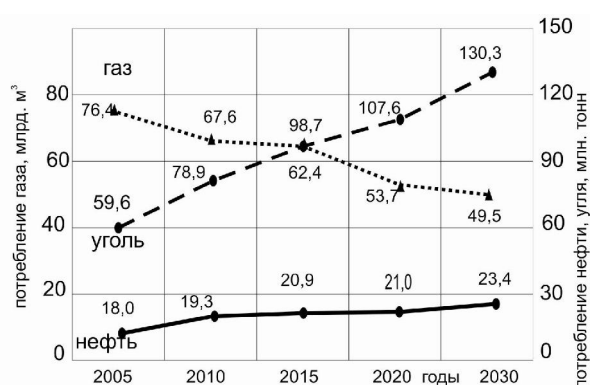


Рис. 1. Реальное и прогнозируемое потребление угля, нефти и природного газа в Украине

Таблица 1. Баланс спроса на первичные энергоресурсы в ЕС и Украине к 2030 году

Энергетические ресурсы, %	Украина	ЕС
Твёрдое топливо	33,7	15,5
Нефть	11,2	33,8
Газ	18,8	27,3
Ядерная энергия	21,4	11,1
Возобновляемые источники	15,6*	12,2

* – с учетом шахтного метана

Как известно, 80 % всех производных нефти идет на различного рода транспорт, а большая доля

моторного топлива – на нужды автомобильного транспорта, использующего в качестве силовых установок двигателя внутреннего сгорания. Автомобильный парк планеты на текущий момент оценивается примерно в 900 млн. единиц, и этот показатель, несомненно, будет расти.

Транспорт имеет большое влияние на экономику и национальный торговый баланс любой страны. Кроме того, с автомобильным транспортом связана проблема загрязнения окружающей среды: в отработавших газах любого поршневого ДВС присутствует около 280 различных компонентов, часть из которых токсичные вещества. По данным американского агентства по охране окружающей среды [2] доля вредных выбросов в атмосферу, которую «обеспечил» транспорт к началу третьего тысячелетия составила: 33% CO₂, 44% сажи, 53% оксидов азота, 79% CO, 25% макрочастиц, 13% свинца, 7% оксида серы.

Постановка задачи и изложение основ методологии исследования поршневых ДВС

Конкурентоспособность транспортных средств в значительной мере определяется техническим уровнем его силовой установки, а это, как правило, ДВС различного типа и назначения, главная функция которого эффективное преобразование химической энергии топлива в механическую работу. Проблема экономии традиционного топлива и защиты окружающей среды на текущий момент выдвигает ряд задач, связанных с эксплуатацией и созданием тепловых энергоустановок: совершенствование конструкции и рабочих процессов ДВС; использование альтернативных топлив; создание комбинированных энергоустановок; переход на гибридные автомобили с топливными элементами. Для своего решения каждая из этих задач связана с большим объемом разносторонних исследовательских работ.

Актуальным представляется комплексное рассмотрение одной из задач исследования транспортных ДВС на традиционных и альтернативных топливах, которая предполагает:

– изучение моторных свойств топлива-претендента;

- прогнозирование основных характеристик ДВС, работающего на том или ином топливе;

- выбор оптимальных регулировочных параметров двигателя для проведения натурных (стендовых) испытаний;

- обоснование способов и методов адаптации ДВС к виду топлива; прогнозирование моторесурса как важнейшего показателя надежности двигателя и его обеспечение в эксплуатации;

- экспериментальную оценку проводимых исследований ДВС на моторных стендах.

ДВС можно рассматривать как сложную открытую неоднородную динамическую стохастическую систему. Сюда же необходимо добавить свойство иерархичности двигателя как технической системы. Иерархичность структуры объекта является основой для разработки методики, алгоритмов и программ исследования как объекта в целом, так и его элементов.

Подтверждением того, что ДВС – сложная техническая система, являются следующие признаки [3]:

- многообразие выполняемых функций;
- наличие большого числа составных частей, образующих единое целое как конструктивно, так и функционально;

- разветвленный характер связей между отдельными частями;

- наличие сложно организованного управления;

- проявление свойств объекта при взаимодействии с внешней средой, которая оказывает влияние на их формирование;

- наличие элементов случайности в реакции системы на внешние воздействия;

- изменчивость, тенденции к ухудшению характеристик объекта.

Значительно облегчает проектирование и исследование ДВС использование системных понятий, позволяющих методами физического, математического моделирования и натурного эксперимента учесть взаимодействие всех составляющих системы.

Задач исследования сложных систем две:

- задача анализа, связанная с изучением свойств и поведения системы в зависимости от ее структуры и значений параметров;

- задача синтеза, которая сводится к выбору структуры и значений параметров, исходя из заданных свойств системы.

Нередко задача синтеза ставится как экстремальная задача. Методов, позволяющих строго формально решать задачи синтеза, почти нет (кроме случая конечных автоматов) [3]. Поэтому на практике приходится пользоваться различными неформальными приемами синтеза сложных систем. В конце концов, все они сводятся к перебору вариантов или «синтезу через анализ», когда известными методами анализа вариант исследуется, затем определяются всевозможные показатели в пространстве варьируемых параметров.

Функционирование ДВС определяется взаимосвязанной совокупностью процессов различной физической природы (механических, газо- и гидродинамических, физико-химических, информационных) и внешних факторов (рис. 2).

Формализация большинства процессов, происходящих в ДВС, сложна и трудна в описании, тем более во взаимосвязи процессов часто невозможна. Концепция системы позволяет расчленять систему на подсистемы, сохраняя связи между ними, обеспечивающие учет взаимодействия. Каждый элемент иерархической системы двигателя можно рассматривать как самостоятельный объект, так как он является вполне определенной функциональной единицей. Внешние связи рассматриваемого элемента с вышерасположенными элементами известны и являются исходными условиями. В конечном итоге все применяемые на практике математические модели с определенной степенью допущений достаточно подробно описывают процессы в отдельных составляющих ДВС объектах, а математическая модель системы ДВС в целом является многоуровневой конструкцией элементов-подсистем, объединенных системой отношений. Каждая подсистема представляет собой математическую модель того или иного объекта ДВС.

Так как основные требования к качеству ДВС касаются мощностных, экологических, экономических и прочностных показателей, в силу сложности самой системы ДВС и связей ее объектов оптимальный вариант современного двигателя – всегда взвешенный компромисс между различными требованиями к нему. Этот факт, безусловно, определяет необходимость прогнозирования основных показателей ДВС как при его проектировании и модернизации, так и при исследовании влияния на характеристики двигателя традиционных и новых видов топлив.

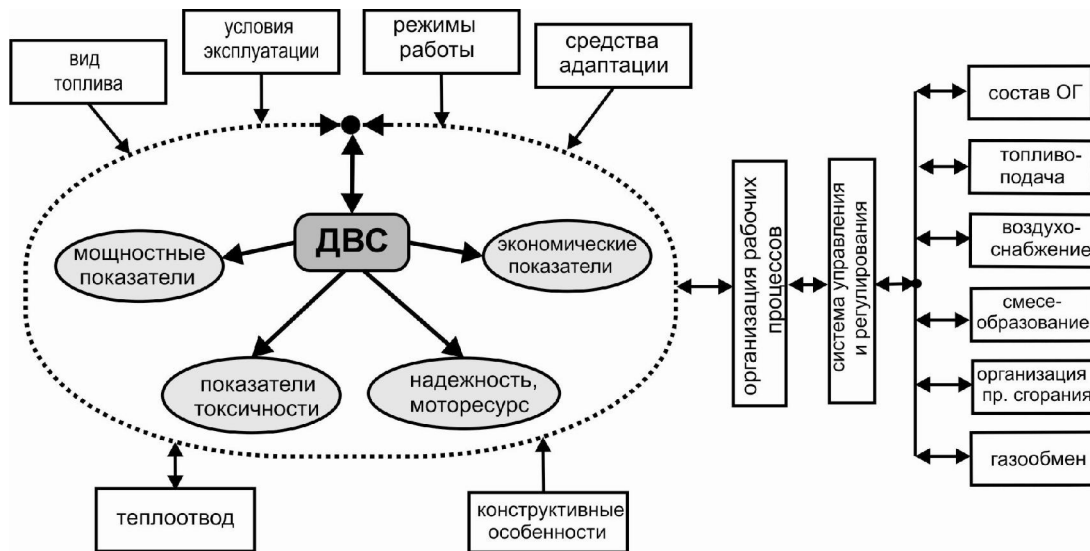


Рис. 2. Схема взаимовлияния систем и внешних факторов на основные показатели двигателя

В этой связи представляется возможным осуществлять прогнозирование по двум направлениям:

- путем анализа результатов расчетно-экспериментальных исследований рабочего цикла двигателя с определением мощностных, экономических показателей, показателей токсичности;
- по результатам расчетно-экспериментальных исследований теплового и напряженно-деформированного состояния наиболее нагруженных элементов, определяющих надежность и срок службы двигателя.

Кроме того существует проблема адаптации к новым топливам существующих двигателей, технический парк которых разрабатывался в расчете на жидкое нефтяное топливо. С ориентировкой на нефтяное топливо двигатели конструировались, создавалась инфраструктура, разрабатывались соответствующие теоретические положения. Поэтому на начальном этапе внедрения альтернативных топлив приходится идти на компромисс между требованиями к новым топливам и их возможностями с учетом того, что это топлива новой, особой природы, и, соответственным образом, приспосабливать к этому системы двигателей.

Для численного исследования рабочего цикла двигателя в требуемых диапазонах изменения режимных, конструктивных и регулировочных параметров целесообразно использовать термодинамическую модель на базе 2-х зонной или многозонной модели сгорания с учетом диссоциации продуктов сгорания и кинетики образования оксидов азота [4]. Такая модель позволяет провести качественный

анализ вредных составляющих отработавших газов – CO, NO, CO₂ и, что немаловажно, индикаторных показателей в полном объеме с достаточной достоверностью и при минимальных затратах расчетного времени. Кроме того, возможно определение оптимального диапазона регулировочных параметров двигателя, что позволяет выбрать направление экспериментальных исследований и сократить материальные и временные затраты на них.

Работоспособность и надежность ДВС в большинстве случаев определяется наиболее нагруженной его составляющей – цилиндропоршневой группой (ЦПГ), которая, в свою очередь, представляет собой сложную систему элементов, материал, конструкция и тепловая нагруженность которых могут существенно влиять на оптимальные параметры ЦПГ и двигателя в целом.

При исследовании функциональности самого нагруженного объекта ДВС – цилиндропоршневой группы необходимо рассмотреть тепловое и напряженно деформированное состояние ее элементов в случае замены материала деталей ЦПГ, изменения конструкции или геометрии, форсирования или дефорсирования двигателя, которые возможны с применением нового топлива. Для этой цели подходят хорошо зарекомендовавшие себя расчетные программные комплексы «Крок», «COSMOS», «ANSYS», другие.

Заключение

Анализ энергопотребления в стране и мире, условий появления альтернативных топлив и замены ими традиционных топлив дает возможность

утверждать, что ДВС в обозримом будущем останется самым конкурентоспособным преобразователем энергии, что, в свою очередь, определяет необходимость его дальнейших исследований как на стадии проектирования и модернизации, так и в эксплуатации.

Предлагаемая методология исследования транспортных ДВС разного типа и различного назначения, работающих на альтернативных и традиционных топливах, способна уменьшить затраты времени и средств, предоставив предварительный прогноз о показателях двигателя, определяющих его потребительские качества на том или ином топливе, и принимать соответствующие решения относительно объекта в целом.

Это особенно важно, когда речь идет о смешанных топливах, когда необходимо исследование характеристик двигателя на каждой топливной композиции, так как использование новых видов топлива влечет изменение акцентов в борьбе с токсичностью самих топлив, токсичностью отработавших газов двигателей и в защите элементов двигателей от агрессивного воздействия топлив.

С использованием вышеизложенной методологии в ИПМаш НАН Украины выполнен цикл расчетно-экспериментальных исследований и получен опыт прогнозирования основных характеристик ДВС разного типа и назначения для случаев использования таких моторных топлив как бензин, нефтяное дизельное топливо, бензоэтанол и смешанное биодизельное топливо, природный газ и биогаз.

С помощью численного моделирования были получены показатели экономичности, токсичности, прочности двигателей, работающих на перечисленных видах моторных топлив.

Экспериментальная часть исследований реализована на моторных стендах с использованием двигателей с искровым зажиганием и жидкостной системой питания 4Ч 7,9/8,0, 4Ч 7,5/7,1; газовой

топливной системой 2Ч 10,5/12 (на базе дизеля Д21), а также дизелей 1Ч 8,5/11 и 2Ч 10,5/12 (Д21А).

Результаты исследований изложены в отчетах о научной деятельности и в публикациях, некоторые здесь приведены [5 – 7].

Список литературы:

1. *Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года. Принята распоряжением КМ Украины от 15 марта 2006 г., № 145-р.* – 129 с. 2. *Putting Advanced Transportation Technologies to Work for Clean Air and Energy Security / David Rodgers // The Mobile Source Technical Review Subcommittee.* – U.S. Department of Energy. – 2001. 3. *Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем / Н. П. Бусленко.* – М.: Наука, 1978. – 400 с. 4. *Куценко А. С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ / А. С. Куценко.* – К.: Наук. думка, 1988. – 100 с. 5. *Контроль качества проектирования поршня быстроходного автомобильного двигателя / А. М. Левтеров, А. В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания.* – 2005. – №1. – С. 135 – 137. 6. *Разработка модели нестационарной термоупругости составного поршня транспортного дизеля / А. П. Строков, А. М. Левтеров, А. Н. Авраменко // Проблемы машиностроения.* – 2009. – №2. – С. 76–84. 7. *Использование альтернативных топлив в транспортных ДВС / А. М. Левтеров, Л. И. Левтерова, Н. Ю. Гладкова // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр.* – 2010. – № 27. – С. 78–82.

Bibliography (transliterated):

1. *Jenergeticheskaja strategija Ukrainy na pe-riod do 2030 goda. Prinjata rasporjazheniem KM Ukrainy ot 15 marta 2006 g., № 145-r.* – 129 s. 2. *Putting Advanced Transportation Technologies to Work for Clean Air and Energy Security / David Rodgers // The Mobile Source Technical Review Sub-committee.* – U.S. Department of Energy. – 2001. 3. *Buslenko N. P. Modelirovanie slozhnyh sistem / N. P. Buslenko.* – M.: Nauka, 1978. – 400 s. 4. *Kucenko A. S. Modelirovanie rabochih pro-cessov dvigatelej vnutrennego sgoranija na JeVM / A.S. Kucenko.* – K.: Nauk. dumka, 1988. – 100 s. 5. *Kontrol' kachestva proektirovanija porshnja bystrohodnogo avtomobil'nogo dvigatelja / A. M. Levterov, A. V. Belogub // Dvigateli vnutrennego sgoranija.* – 2005. – №1. – S. 135 – 137. 6. *Razrabotka modeli nestacionarnoj termo-uprugosti sostavnogo porshnja transportnogo dize-lja / A. P. Strokov, A. M. Levterov, A. N. Avramenko // Problemy mashinostroenija.* – 2009. – №2. – S. 76–84. 7. *Ispol'zovanie al'ternativnyh topliv v transportnyh DVS / A.M. Levterov, L.I. Levtero-va, N.Ju. Gladkova // Avtomobil'nyj transport: sb. nauchn. tr.* – 2010. – № 27. – S. 78–82.

УДК 621.436

А.А. Лисовал, канд. техн. наук, А. В. Вербовский, асп., С.В. Кострица, асп.

ПРОВЕРКА АДЕКВАТНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Введение

При разработке систем автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) дизеля и ис-

следованиях переходных процессов широко применяют математические модели.

Раньше для исследований САРЧ дизеля при-

меняли линейные математические модели. Результирующее дифференциальное уравнение системы составляли линеаризацией действительных характеристик выбранных структурных звеньев. Устойчивость линеаризованных звеньев оценивается по непрямым критериям: алгебраическим критериям И.А. Вышеградского и Гурвица-Рауса, методами корневого годографа, частотными критериями Найквиста-Михайлова и др. [1].

Применение динамических математических моделей, которые разработаны на основе нелинейной системы дифференциальных уравнений, устраняет необходимость использования не прямых критериев. Решение такой нелинейной системы сводится к задаче Коши с начальными условиями при интегрировании. Для интегрирования наиболее часто применяют одношаговый численный метод Рунге-Кутты четвертого порядка, который позволяет изменять величину шага в любой точке интервала интегрирования. В результате решения системы дифференциальных уравнений, алгебраических уравнений и неравенств, которые описывают САРЧ дизеля, рассчитывают переходные процессы звеньев системы и оценивают устойчивость по прямым показателям переходного процесса.

Постановка задачи

Преимуществом динамических математических моделей является возможность учета инерционности САРЧ и нелинейности характеристик дизеля с газотурбинным наддувом [2].

В последнее время широкое распространение получил метод составления динамических математических моделей САРЧ дизеля с использованием экспериментальных статических характеристик структурных звеньев, которые входят в эту систему. Основные положения этого метода заложены В.И. Крутовым как «квазистатический» подход при составлении математических моделей САРЧ [2]. Экспериментальные статические характеристики аппроксимируют соответственными алгебраическими уравнениями, как правило, полиномами первого и второго (реже третьего) порядков с одним или несколькими аргументами. При этом принимается допущение, что полученные характеристики звеньев САРЧ в установившихся режимах справедливы и для переходных процессов. Многолетний опыт применения таких моделей на кафедре "Двигатели и теплотехника" НТУ подтвердил правильность заложенных принципов в построении модели.

На кафедре разработаны динамические модели САРЧ для некоторых дизелей с газотурбинным наддувом. Особенностью таких моделей является определение экспериментальных характеристик компрессора и турбины по данным, которые получены при их работе на дизеле. САРЧ дизеля состоит из таких динамических структурных звеньев: непосредственно дизель, турбокомпрессор, впускной трубопровод, выпускной коллектор, регулятор (механический или электронный). Описание этих инерционных звеньев базируется на шести дифференциальных уравнениях первого порядка, которые детально описаны в работе [1]. Два структурных звена ТНВД–трубопроводы высокого давления–форсунки и охладитель наддувочного воздуха описаны алгебраическими уравнениями как безинерционные.

Однако единой универсальной математической модели САРЧ дизеля не разработано. Каждый исследователь составляет её самостоятельно, детализирует, при необходимости, структурные звенья. При этом он ориентируется на работы предшественников, свои собственные исследования, и старается получить наилучшее соответствие модели реальным объектам исследований.

Цель работы – формирование методологических принципов проверки адекватности динамических моделей САРЧ дизеля с газотурбинным наддувом (ГТН).

В статье описан процесс и результаты проверки адекватности математической модели САРЧ дизеля 4СН12/14. Адекватность разработанной динамической модели дизеля с ГТН проверяли в два этапа. Первый этап проверки – сравнение внешней и частичных скоростных характеристик дизеля с расчётными кривыми, которые получены с помощью той же динамической математической модели. Второй этап – сравнение расчётных переходных процессов и экспериментальных кривых, которые получены при разгоне дизеля под нагрузкой на тормозном стенде.

Первый этап проверки адекватности

Математическая модель позволяет имитировать на компьютере следующие динамические процессы: движение автомобиля с постоянной скоростью; разгон и торможение автомобиля во время движения на одной передаче; разгон автомобиля с места с переключением передач; заданный цикл движения автомобиля с разгонами, торможениями и остановками; наброс и сброс нагрузки различного

вида. Основным регулируемым параметром САРЧ дизеля является частота вращения коленчатого вала. Кроме этого, рассчитывали много других показателей работы дизеля и турбокомпрессора при установившихся и переходных режимах работы.

Перед началом расчетных исследований на этой же модели рассчитали внешнюю и 3...5 частичных скоростных характеристик ТНВД и дизеля с ГТН для проверки правильности принятых начальных данных и осуществили их корректировку.

В отличие от динамической модели, с помощью статической модели дизеля с газотурбинным наддувом трудно получить высокую точность расчётов из-за сложности согласования между собой характеристик турбины и компрессора. Поэтому для дизелей с ГТН статическую модель можно применять только для расчёта характеристик ТНВД с регулятором частоты вращения коленчатого вала дизеля и для начальной оценки скоростных характеристик дизеля.

С целью определения точек внешней скоростной характеристики дизеля с ГТН на динамической модели задавали ступенчатое изменение нагрузки при постоянном положении рычага управления регулятором ТНВД. Задавали также выдержку времени, для того что бы все структурные звенья САРЧ после переходного процесса вышли в новый установившийся режим.

Для расчета скоростных характеристик на модели внешнюю нагрузку задавали обобщённым уравнением

$$M_{нг} = A_{нг} \cdot n_d - H_{нг}, \quad (1)$$

где $M_{нг}$ – момент внешней нагрузки; n_d – частота вращения коленчатого вала дизеля; $A_{нг}$ и $H_{нг}$ – коэффициенты аппроксимации.

Изменение внешней нагрузки в зависимости от $H_{нг}$ показано на рис. 1. В программе расчета значения коэффициента $H_{нг}$ изменяли с шагом 50 или 100 Н·м в сторону увеличения (или уменьшения) после выхода на каждый следующий установившийся режим работы дизеля, турбокомпрессора, регулятора, т.е. после уравнивания расходных характеристик впускной и выпускной систем с соответствующими гидравлическими характеристиками дизеля. Конечные значения крутящего момента M_e по окончании переходных процессов во всех структурных звеньях на рис. 1 обозначено круглыми точками. Для перехода из одного уста-

новившегося режима в следующий осуществляли мгновенное ступенчатое изменение $H_{нг}$ от одинаковых начальных значений (минимального холостого хода дизеля 750 мин⁻¹). На рис. 1. пунктирными линиями нанесены характеристики тормозного стенда KS-56-4.

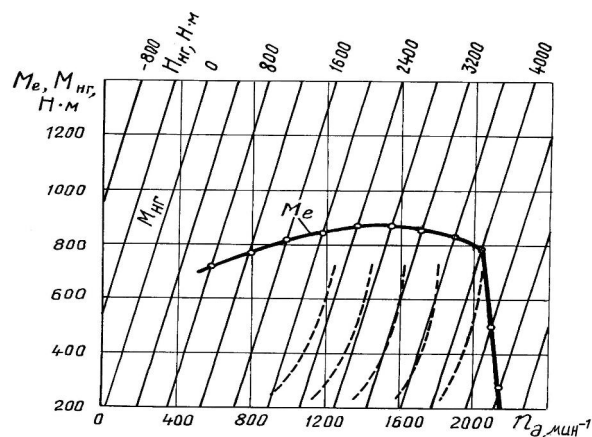


Рис. 1. Характеристика нагрузки для расчета скоростных характеристик дизеля

На рис. 2 показан переходный процесс для определения одной из расчетных точек (1270 мин⁻¹) на внешней скоростной характеристике дизеля 4ЧН12/14. На рис. 2 обозначено: FIR – относительная координата положения рычага управления регулятором; h_p и z – координаты перемещения рейки ТНВД и муфты регулятора; M_e – эффективный крутящий момент дизеля; $M_{нг}$ – момент внешней нагрузки; M_T – момент, который создает турбина турбокомпрессора; M_k – момент сопротивления компрессора; n_d и $n_{тк}$ – частоты вращения коленчатого вала дизеля и вала турбокомпрессора; τ – время переходного процесса (длительность расчёта).

По окончании расчетного времени 20 с переходные процессы во всех структурных звеньях системы САРЧ дизеля с ГТН закончились, внешняя нагрузка уравновешена крутящим моментом дизеля $M_{нг} = M_e = 598$ Н·м при $n_d = 1270$ мин⁻¹. Переходный процесс в турбокомпрессоре за это время тоже закончился. Несовпадение кривых M_T и M_k объясняется наличием механических потерь в турбокомпрессоре, значение момента $M_{мтк}$ механических потерь введено в динамическую математическую модель формулой $M_T = M_k + M_{мтк}$.

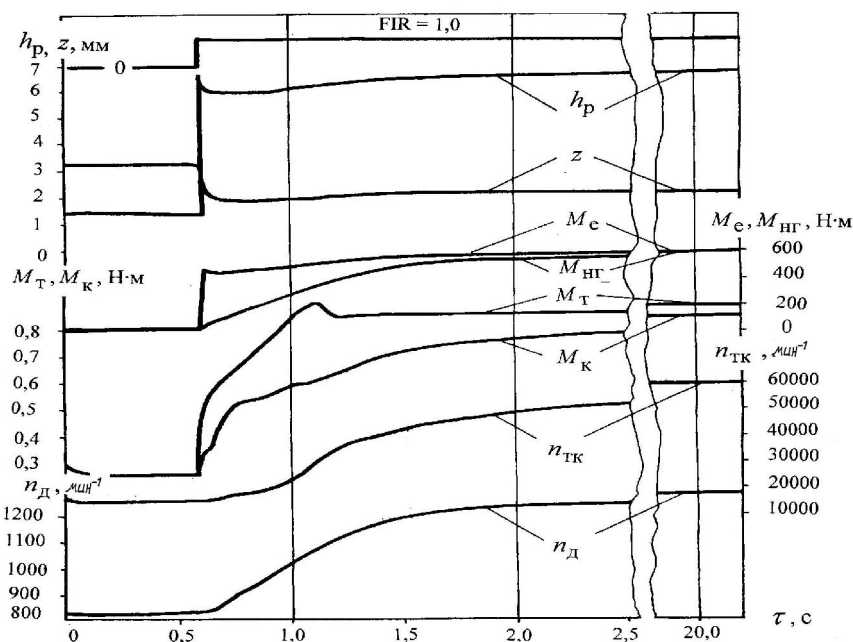


Рис. 2. Переходные процессы для определения расчетных точек на скоростной характеристике дизеля

На рис. 3 сплошной линией показаны расчетные зависимости давления наддува после охладителя воздуха $p_{к2}$ и дымности N отработавших газов (ОГ) от частоты вращения коленчатого вала n_d дизеля. Зависимости получены по результатам переходного процесса для определения точки (при 1270 мин⁻¹) на внешней скоростной характеристике дизеля 4ЧН12/14. Для сравнения на рис. 3 пунктирной линией построен фрагмент расчетной внешней скоростной характеристики $p_{к2}$ и N в диапазоне 800...1270 мин⁻¹.

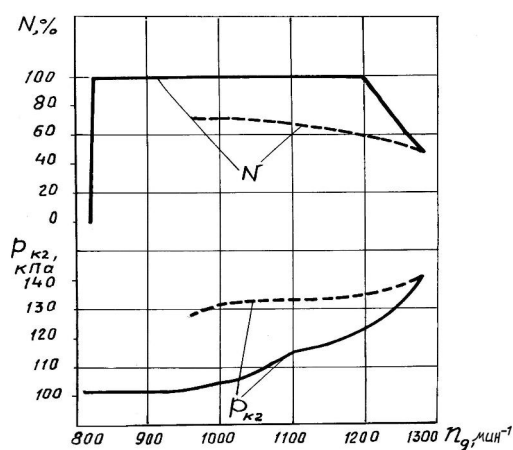


Рис. 3. Расчетные скоростные характеристики дизеля 4ЧН12/14:
 — по данным переходного процесса;
 - - - по внешней скоростной характеристике

Сравнительный анализ кривых $p_{к2}$ показал, что разработанная математическая модель дает возможность учитывать инерционность газовых связей между дизелем и турбокомпрессором. Медленное увеличение $p_{к2}$ во время переходного процесса в скоростном диапазоне 800...1270 мин⁻¹ приводит к повышению дымности ОГ.

По полученным на динамической модели точкам построили внешнюю (по 10...14 точкам) и частичные (по 7...20 точкам) скоростные характеристики. Расчетные частичные характеристики необходимы для проверки правильности настройки регулятора ТНВД и подтверждения правильности составления программы расчета во всем скоростном диапазоне работы дизеля с ГТН.

На первом этапе проверки адекватности модели достаточно сопоставить расчетную внешнюю скоростную характеристику с экспериментальной заводской, что и было сделано методом наложения соответствующих кривых.

Экспериментальную внешнюю характеристику дизеля 4ЧН12/14 определяли также в лаборатории испытаний двигателей кафедры "Двигатели и теплотехника" НТУ. По этим данным была выполнена дополнительная проверка адекватности математической модели по критериям Фишера. Для проверки были выбраны девять параметров работы дизеля: эффективный крутящий момент; часовой и

удельный эффективные расходы топлива; давление и температура воздуха после компрессора; давление и температура ОГ перед турбиной; частота вращения ротора турбокомпрессора; дымность ОГ. При проверке адекватности использовали табличные данные критерия Фишера для 5 % уровня значимости. Достоверность результатов исследований составляет 95 % [3].

Аналогичную проверку на адекватность прошла модель электронного регулятора для дизеля 4ЧН12/14 [4].

Второй этап проверки адекватности

Этот этап связан с подтверждением адекватности модели при исследованиях переходных процессов для конкретных эксплуатационных режимов. Охватить проверкой все режимы и весь скоростной диапазон автомобильного дизеля очень сложно. Выбрали диапазон $1000 \dots 1300 \text{ мин}^{-1}$ и режим разгона дизеля под нагрузкой, что на полностью груженом автомобиле соответствует разгону дизеля после переключения передач.

Для сравнения расчетных и экспериментальных параметров разгона дизеля с ГТН проведены

моторные испытания разгона дизеля 4ЧН12/14 от $1060 \pm 5 \text{ мин}^{-1}$ до $1300 \pm 5 \text{ мин}^{-1}$ на тормозном стенде Ks-56-4 с соответствующим изменением нагрузки от $40 \pm 5 \text{ Н}$ до $585 \pm 5 \text{ Н}$.

Параметры разгона дизеля – частоту вращения коленчатого вала, положение рычага управления регулятором (или электронной педали), давление на входе и после компрессора, дымность ОГ, записывали в цифровой файл компьютера с помощью разработанного программно-измерительного комплекса с частотой 20 Гц [4]. Кроме этого, записывали синхронизированный с началом разгона цифровой сигнал начала и конца расхода 50 г топлива. Для обеспечения идентичности условий задания переходного процесса перемещение рычага управления регулятором осуществляли электродвигателем, задавая постоянную величину тока.

Аналогичные условия разгона дизеля 4ЧН12/14 смоделировали на динамической математической модели. Результаты моделирования и проверки адекватности динамической модели показаны на рис.4.

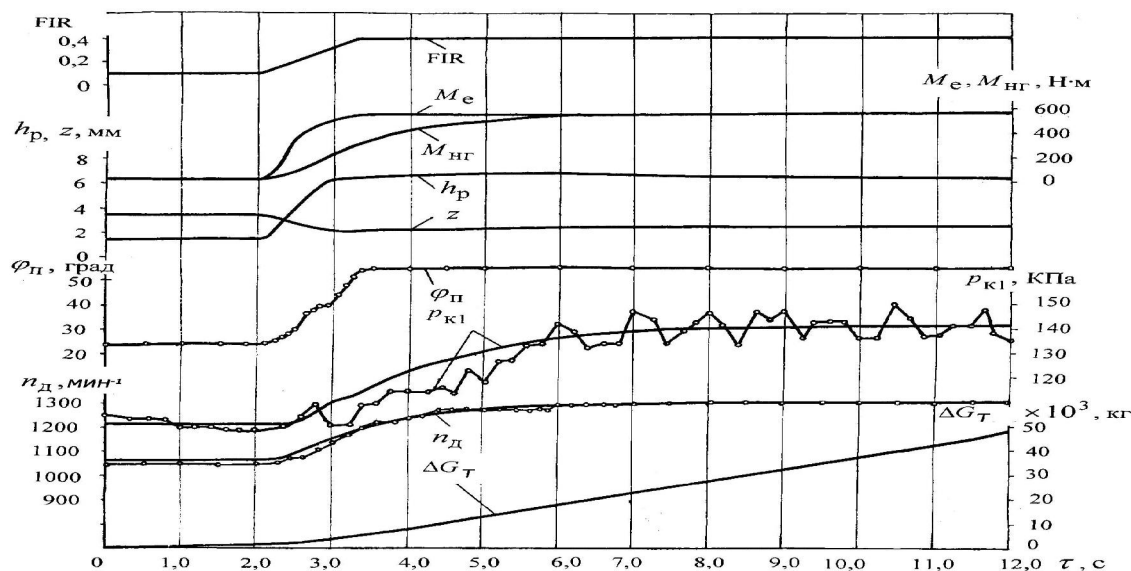


Рис. 4. Результаты проверки адекватности математической модели дизеля 4ЧН12/14

На рис.4. сплошными линиями показаны расчетные результаты, линиями с экспериментальными точками – результаты эксперимента (на основании цифровой записи переходного процесса). На рис.4 обозначено: FIR – относительное перемещение рычага управления регулятором; M_e , $M_{нг}$ – эффективный крутящий момент дизеля и момент внешней нагрузки; h_p и z – координаты перемещения рейки ТНВД и муфты регулятора; $\varphi_{п}$ – угол

перемещения рычага управления регулятора; $p_{к1}$ – давление наддува после компрессора; n_d – частота вращения коленчатого вала дизеля; ΔG_T – массовый расход топлива во время разгона.

Получено хорошее совпадение экспериментальных и расчетных кривых n_d и $p_{к1}$. Для этих кривых на участке переходного процесса за время 2...8 с рассчитаны (выборка через 0,2 с) среднеквадратичные отклонения и коэффициенты вариации.

ции. Среднеквадратичные отклонения для экспериментальных и расчетных кривых n_d и p_{k1} составили $S_g = 12,8 \text{ мин}^{-1}$ и $S_g = 9372 \text{ Па}$, соответственно. Коэффициенты вариации не превышают 10 %, для кривых частоты вращения коленчатого вала n_d и давления наддува после компрессора p_{k1} равняются $W_g = 1,04 \%$ и $W_g = 7,41 \%$, соответственно.

За 12 с переходного процесса дизель виртуально израсходовал 47,5 г дизельного топлива, что на 5 % меньше, чем при моторных испытаниях.

Заключение

Приведенные экспериментальные данные подтверждают адекватность динамической модели САРЧ дизеля 4ЧН12/14. Подтверждена возможность использования модели для последующих расчетных исследований переходных процессов.

На этапах проектирования САРЧ дизеля и других автоматических систем регулирования достаточно первого этапа проверки адекватности математической модели. При усовершенствовании систем автоматического регулирования и расчетных исследованиях переходных процессов для конкретных эксплуатационных режимов силовой установки на основе дизеля возникает потребность

в проведении второго этапа проверки адекватности математической модели.

Список литературы

1. Долганов К.С. Автоматичне регулювання двигунів внутрішнього згорання: навч. посібник / К.С. Долганов, А.А. Лисовал – К.: НТУ, 2003. – 138 с. 2. Крутов В.И. Расчет переходных процессов системы автоматического регулирования дизеля с турбинным наддувом с учетом нелинейных характеристик / В.И. Крутов, П.К. Кузьмич. – Изд. вузов: Машиностроение, 1969. – №10. – С. 102–108. 3. Лисовал А.А. Адекватність динамічної математичної моделі автобусного дизеля СМД-23.07 / А.А. Лисовал, М.І. Гуменчук, А.В. Білай // Вісник Кременчуцького держ. політех. у-ту. – Кременчук: КДПУ. – 2006. – Вип. 2/2006 (37). – Част. 1. – С. 62–63. 4. Лисовал А.А. Подготовка математической модели электронного регулятора к расчетным исследованиям / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С. 98–103.

Bibliography (transliterated):

1. Dolganov K.E. Avtomatichne reguluvannya dviguniv vnutrishn'ogo zgorjannya: navch. posibnik / K.E. Dolganov, A.A. Lisoval – K.: NTU, 2003. – 138 s. 2. Krutov V.I. Raschet perehodnyh processov sistemy avtomaticheskogo regulirovanija dizelja s turbinnym nadduvom s uchetom nelinejnyh harakteristik / V.I. Krutov, P.K. Kuz'mik. – Izd. vuzov: Mashinostroenie, 1969. – №10. – S. 102–108. 3. Lisoval A.A. Adekvatnist' dinamichnoj matematichnoj modeli avtobusnogo dizelja SMD-23.07 / A.A. Lisoval, M.I. Gumenchuk, A.V. Bilaj // Visnik Kremenčuc'kogo derzh. politeh. utu. – Kremenčug: KDPU. – 2006. – Vup. 2/2006 (37). – Chast. 1. – S. 62–63. 4. Lisoval A.A. Podgotovka matematicheskoj modeli elektronnoho reguljatora k raschjotnym issledovanijam / A.A. Lisoval // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2008. – №1. – S. 98–103.

УДК 621.436.038

**А.В. Грицюк, д-р техн. наук, А.Н. Врублевский, канд. техн. наук,
Г.А. Щербаков, инж., А.А. Овчинников, инж.**

ОТРАБОТКА ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ АВТОМОБИЛЬНОГО МАЛОЛИТРАЖНОГО ДИЗЕЛЯ СО СВЯЗАННОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ

Введение

Работа транспортного, в особенности автомобильного, дизеля в эксплуатации характеризуется большим количеством переходных и частичных режимов. Начиная с пуска дизеля, любое изменение, длительное или кратковременное, режима его дальнейшей работы определяется возможностями системы автоматического регулирования двигателя и его топливоподающей аппаратуры (ТПА). Стремительное развитие систем электронного регулирования позволяет устанавливать оптимальное сочетание параметров подачи топлива и воздухообеспечения цилиндров двигателя на любом эксплуатационном режиме его работы. При этом счи-

тается, что только микропроцессорные системы управления способны реализовывать согласованное (связанное) изменение цикловой подачи топлива и угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ) одновременно по двум и более параметрам. Например, частоте вращения коленчатого вала (КВ) дизеля и давлению наддувочного воздуха.

Анализ публикаций

Наиболее эффективно регулирование работы дизеля осуществляется при помощи топливной аппаратуры с электронным управлением [1, 2]. Вместе с тем, разработан целый ряд конструкций и гидравлических схем топливных систем непосредственного действия, применение которых обеспе-

чивает ступенчатую или двухстадийную подачу топлива с давлением 80 МПа и выше [2, 3].

В КП "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" применительно к быстроходному дизелю серии 4ДТНА с непосредственным впрыскиванием топлива разработана новая разделенная ТПА, которая включает рядный топливный насос высокого давления (ТНВД) с диаметром плунжера 8 мм и максимальной скоростью плунжера 2,36 м/с и бездренажную форсунку для двухстадийного впрыскивания. ТНВД оснащен нагнетательными клапанами двойного действия, а привод плунжеров выполнен с дезаксиалом. В работах [3, 4] приведены результаты расчетного и экспериментального исследования данной ТПА и ее отдельных компонентов. На следующем, после безмоторных испытаний, этапе опытная ТА была испытана на одноцилиндровом дизеле [3].

Перед механическими и гидромеханическими регуляторами отечественных дизелей до недавнего времени задача связанного регулирования даже не ставилась, т.к. отсутствовали не только конструктивные, но и схемные решения, имеющие перспективу быть доведенными до промышленных образцов. Вместе с тем ужесточение требований к топливно-экономическим и экологическим показателям побудило исследователей активизировать работы, направленные на целевое формирование и дальнейшую реализацию рациональной внешней скоростной характеристики (ВСХ) дизеля конкретного назначения, а не довольствоваться приспособлением к фактической характеристике регулятора [5, 6].

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является исследование возможностей связанного регулирования топливоподачи в системе непосредственного действия, способной обеспечить эволюционный переход от механического к электронному (микропроцессорному) управлению. Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать методику и провести безмоторные испытания опытной топливоподающей аппаратуры;
- получить эмпирические зависимости изменения параметров топливоподачи от режима работы дизеля;
- уточнить регулировочные параметры топливоподающей аппаратуры, что позволит осуществить переход к моторным испытаниям.

Объект исследования

Решение поставленных задач продемонстрируем на примере ТПА отечественных высокооборотных малолитражных дизелей (ВМД) автомобильной и тракторной модификаций с газотурбинным наддувом (ГТН) серии ДТА разработки КП ХКБД. Сформированные для этих дизелей ВСХ представлены в [4], а комплексная схема объединенных в один узел ТНВД и регулятора показана на рис. 1. При этом зависимости $g_e = f(n_{KB})$, $G_T = f(n_{KB})$ сформированы на основании вероятных значений показателей современного технического уровня, а в качестве базовой конструкции принят ТНВД безнаддувного серийного тракторного дизеля 2ДТАВ, состоящий из непосредственно топливного насоса и расположенных в нем элементов гидромеханического регулятора.

На основании анализа результатов экспериментальных исследований одноцилиндрового дизельного отсека 1ДТА определено, что рационально формировать характеристику управления УОВТ ($\Theta_{ВПР}$) для создаваемой серии ВМД по двум параметрам, а именно частоте вращения КВ (n_{KB}) и давлению наддувочного воздуха (P_3).

Объектом исследования являются процессы, сопровождающие топливоподачу в топливной аппаратуре непосредственного действия для высокооборотного дизеля (рис. 1).

ТНВД оснащен гидромеханическим регулятором, который в отличие от известных аналогов оснащен комплексом корректоров:

- гидромеханическим и пневматическим корректорами цикловой подачи;
- гидромеханическим и пневматическим корректорами УОПТ.

Рядный ТНВД соединен трубопроводом с форсункой закрытого типа, оснащенной дифференциальным поршнем.

Оригинальный элемент ТНВД - рейка 3 (рис. 1), которая одновременно является чувствительным элементом регулятора частоты вращения, элементом механизма изменения угла начала подачи и исполнительным органом ТНВД. Частота вращения КВ определяется по давлению топлива, величина которого задается грузом-золотником 8, имеющим непосредственный механический привод от кулачкового вала ТНВД 2, и изменяется пропорционально квадрату частоты вращения коленчатого вала.

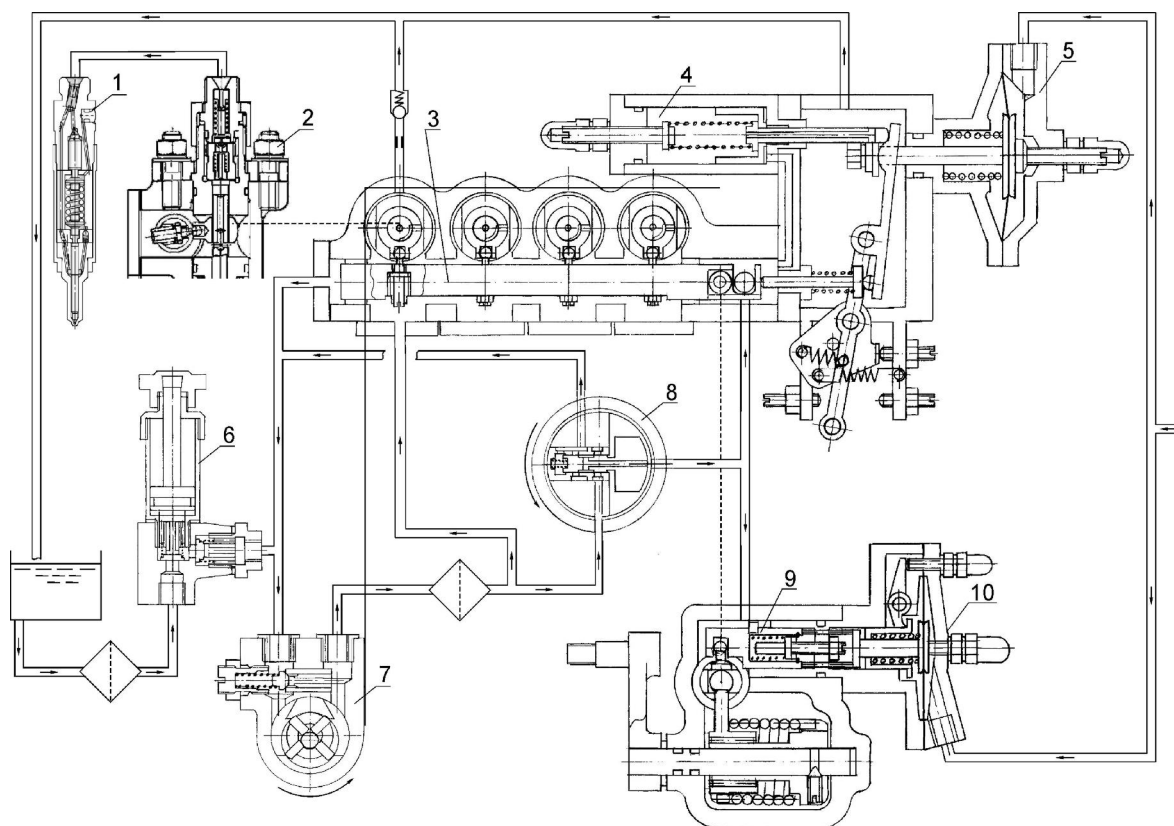


Рис. 1. Комплексная схема ТНВД и регулятора:

- 1 - форсунка; 2 - секция ТНВД; 3 - рейка; 4 - топливный корректор цикловой подачи топлива;
5 - пневматический корректор цикловой подачи топлива; 6 - ручной топливоподкачивающий насос (ТПН);
7 - механический ТПН; 8 - груз-золотник; 9 - топливный корректор УОВТ;
10 - пневматический корректор УОВТ

Гидромеханический регулятор обеспечивает устойчивую работу ВМД во всем диапазоне частот вращения КВ и нагрузок, а также приемлемое качество переходных процессов.

Для расширения функциональных возможностей ТПА и обеспечения возможности формирования перспективных ВСХ автомобильной и тракторной модификаций ВМД с ГТН доработана система регулирования в части управления цикловой подачей топлива по внешней скоростной характеристике пневматическим 5 и топливным 4 корректорами. Внедрение такого регулятора в ТПА дизеля 4ДТНА позволяет реализовать внешнюю скоростную характеристику автомобильного высокооборотного малолитражного дизеля, имеющего номинальную мощность $N_e = 55 \text{ кВт}$ при $n_{\text{КВ}} = 4000 \text{ мин}^{-1}$ [4].

Методика проведения испытания

В ходе безмоторных испытаний эффективность топливоподачи и возможность организации процесса управления цикловой подачей и УОПТ определялись по характеристикам впрыскивания. Для этого регистрировались давление топлива у

форсунки p_f и штуцера ТНВД p_n , измерялась цикловая подача. Дополнительно безмоторный стенд (рис. 2) был оснащён пневматической системой, обеспечивающей необходимый уровень давления воздуха на входе в пневматические корректоры.

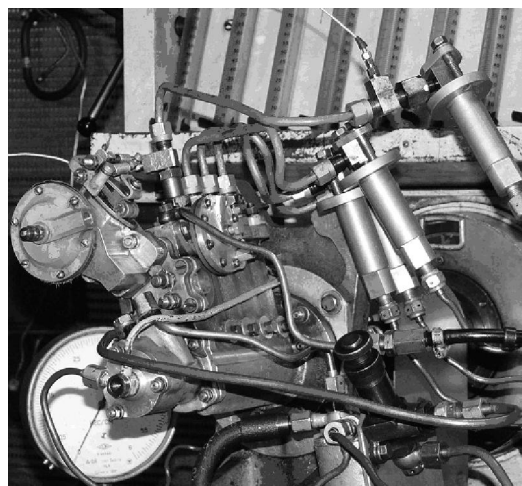


Рис. 2. ТПА дизеля 4ДТНА1 на безмоторном стенде

Измерение давлений p_{ϕ} и p_n во время проведения моторных испытаний осуществлялось при помощи пьезодатчиков AVL, установленных в специальные адаптеры. Также в ходе испытаний регистрировалось геометрическое начало подачи топлива, что позволило определить действительный УОПТ. Преобразованные сигналы с датчиков поступали в

компьютер, где происходила их обработка и анализ.

В процессе подготовки испытаний использован традиционный подход, применяемый при планировании эксперимента. Значения варьируемых параметров – частоты вращения $n_{\text{КВ}}$ и давления наддува P_s приведены в табл. 1.

Таблица 1. Результаты безмоторных испытаний ТПА дизеля 4ДТНА1

Точка	$n_{\text{КВ}},$ мин^{-1}	$P_s, \text{ МПа}$	$q_{\text{ц}}, \text{ мм}^3$					$p_{\text{ф}},$ МПа	$\Theta_{\text{ВПр}},$ град. п.к.в. до ВМТ
			форсунки				$q_{\text{ц}}^{\text{ср}}$		
			1	2	3	4			
1	3600	0,19	63	61	59	63	61,5	64,5	18
2	3600	0,13	46	51,5	45	47,5	47,5	65,1	25
3	2400	0,19	53,5	63,5	57	55,5	57,3	66,6	18
4	2400	0,13	51	54	48,5	51,5	51,2	49	19
5	3000	0,16	57	64	55,5	59,5	59	52	17
6	4200	0,16	51	48	51	51	50,2	68,8	23
7	1800	0,16	58	61	54	41	53,5	51	16
8	3000	0,22	60	65	56	60	60,2	59,5	16
9	3000	0,1	38	49	46	46,5	44,8	52	24
10	4200	0,22	56,5	56	54	57,5	56	72,6	17
11	4200	0,1	44,5	43	41,5	44	43,2	60	25
12	1800	0,22	47	63	54	44	52	57,7	13
13	1800	0,1	43	56	44	34	44,2	53,7	18

Результаты безмоторных испытаний

Безмоторные испытания проведены в лаборатории топливной аппаратуры КП ХКБД.

Полученные в результате безмоторных испытаний зависимости $\Theta_{\text{ВПр}} = f(n_{\text{КВ}}, P_s)$ и $q_{\text{ц}} = f(n_{\text{КВ}}, P_s)$, а также зарегистрированный уровень давления топлива у форсунки показывают эффективность предложенного способа связанного регулирования.

Определение давления впрыскивания

На всех исследуемых режимах давление возле форсунки превышает 50 МПа (рис. 3). Это более, чем в 2 раза превышает p_{ϕ} в штатной ТПА. Расхождение в уровне p_{ϕ} между форсунками и отдельными циклами не превышает 4%, что свидетельствует о достигнутом высоком уровне стабильности топливоподачи. Такие результаты являются следствием применения форсунки с дифференциальным поршнем. Механизм повышения давления при использовании данной форсунки описан в работе [3].

Определение возможности изменения параметров ТП

Реализация требуемой характеристики изменения УОВТ по $n_{\text{КВ}}$ и P_s осуществлена доработкой системы регулирования парой пневматического 10

(рис. 1) и топливного 9 корректоров, но уже для управления УОВТ.

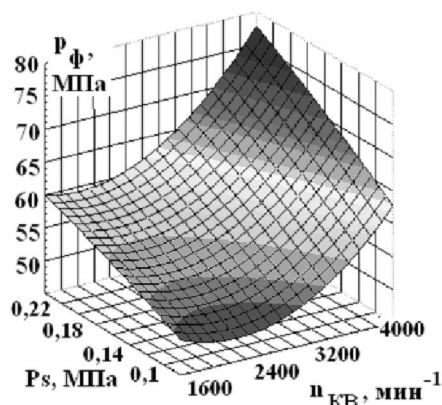


Рис. 3. Зависимость максимального давления топлива у форсунки p_{ϕ} от частоты вращения коленчатого вала $n_{\text{КВ}}$ и давления наддува P_s

Приведенная графическая (рис. 4) и полиномиальная зависимости $\Theta_{\text{ВПр}} = f(n_{\text{КВ}}, P_s)$ показывают возможности обеспечения управления УОВТ на всех эксплуатационных режимах работы дизеля. При этом диапазон изменения $\Theta_{\text{ВПр}}$ составляет 13 – 25 град. п.к.в.

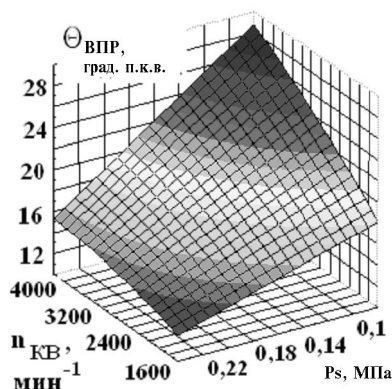


Рис. 4. Зависимость действительного угла начала подачи топлива $\Theta_{впр}$ от частоты вращения коленчатого вала $n_{кв}$ и давления наддува P_s

$$\Theta_{впр} = 9,7729 + 0,0075 \cdot n_{кв} + 4,1291 \cdot P_s - 3,2377 \cdot 10^{-7} \cdot n_{кв}^2 - 6,0437 \cdot P_s^2 - 0,0186 \cdot n_{кв} \cdot P_s$$

Полученная зависимость $q_{ц} = f(n_{кв}, P_s)$ (рис. 5) удовлетворяет условиям работы ВМД.

Таким образом, в работе показана возможность связанного управления цикловой подачей топлива и УОВТ по всем характеристикам всережимного регулятора в традиционной разделенной ТПА непосредственного действия. Реализованный в металле для автомобильного дизеля 4ДТНА1 мощностью 66 кВт при $n_{кв} = 4200 \text{ мин}^{-1}$ единый узел ТНВД и регулятора (рис. 1), полностью взаимозаменяем с базовым вариантом ТПА, но позволяет выполнить требования достаточно близкие к возможностям электронной системы регулирования.

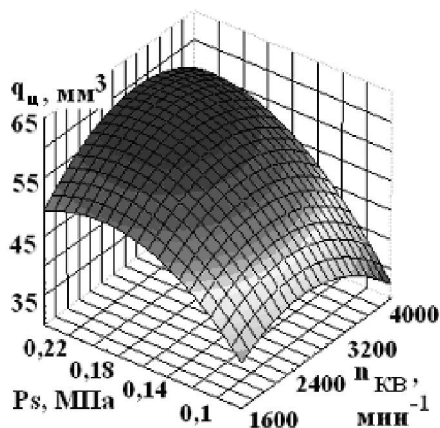


Рис. 5. Зависимость цикловой подачи при фиксированном положении рейки ТНВД от частоты вращения коленчатого вала $n_{кв}$ и давления наддува P_s

$$q_{ц} = -7,7728 + 0,0177 \cdot n_{кв} + 378,8662 \cdot P_s - 3,776 \cdot 10^{-6} \cdot n_{кв}^2 - 1090,0444 \cdot P_s^2 + 0,027 \cdot n_{кв} \cdot P_s$$

Выводы

1. При совершенствовании отечественного малолитражного автомобильного дизеля целесооб-

разно применить связанное регулирование топливopодачи, позволяющее путем применения двух пневматических и двух топливных корректоров одновременно управлять цикловой подачей и УОВТ на всех режимах работы ВМД без радикальной переработки конструкции ТПА.

2. Безмоторные испытания опытной ТПА для высокооборотного дизеля серии ДТА показали возможность гибкого изменения цикловой подачи и УОВТ (от 13 до 25 град. п.к.в.) в зависимости от режима работы ВМД.

3. Определено, что максимальное давление перед форсункой в период впрыскивания в системе, укомплектованной форсунками с дифференциальным поршнем, достигает уровня 72,5 МПа. Это в 1,6 раза больше аналогичного давления в штатной ТПА дизеля серии ДТА.

4. В ходе безмоторных испытаний получены величины регулировочных параметров ТПА, позволяющие осуществить переход к следующему этапу исследования – проведению моторных испытаний ТПА в составе ВМД серии ДТА.

Список литературы:

1. Пинский Ф.И. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания / Ф.И. Пинский, Р.И. Давтян, Б.Я. Черняк – М.: Легион-Автodata, 2001. – 136 с.
2. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион – Автodata. 2004. – 344 с.
3. Грицюк А.В. Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. научн.-техн. журнал. – 2009. – №2. – С. 32 – 35.
4. Грицюк А.В. Основы создания отечественного малолитражного дизеля / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2007. – №2. – С. 3 – 9.
5. Лисовал А.А. Выбор параметров регулирования газовой турбины автомобильного дизеля / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2009. – №2. – С. 65 – 69.
6. Гоц А.Н. Моделирование внешних скоростных характеристик дизелей / А.Н. Гоц, В.В. Эфрос // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы X Междунар. науч.-практ. конф., 27-29 июня 2005 г. – Владимир: ВлГУ, 2005. – С. 48 – 49.

Bibliography (transliterated):

1. Pinskiy F.I. Mikroprotsessornye sistemy upravleniya avtomobil'nymi dvigatelyami vnutrennego sgoraniya / F.I. Pinskiy, R.I. Davtyan, B.YA. Chernyak. - M.: Legion-avtodata, 2001. - 136 s.
2. Grechov L.V. Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizelei: uchebnik dlya vuzov / L.V. Grechov, N.A. Ivaschenko, V.A. Markov. - M.: Legion - avtodata. 2004. - 344 s.
3. Gritsyuk A.V. Novyye vozmozhnosti razdelenoi toplivnoi sistemy neposredstvennogo deistviya dlya uluchsheniya pokazatelei malolitrazhnogo dizelya / A.V. Gritsyuk // Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Vseukr. nauchn.-techn. zhurnal. - 2009. - №2. - s. 32 - 35.
4. Gritsyuk A.V. Osnovy

sozdaniya otechestvennogo malolitrazhnogo dizelya / A.V. Gritsyuk // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - Char'kov: NTU "CHPI", 2007. - №2. - s. 3 - 9. 5. Lisoval A.A. Vybor parametrov regulirovaniya gazovoi turbiny avtomobil'nogo dizelya / A.A. Lisoval // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - Char'kov: NTU "CHPI", 2009. - №2. - s.

65 - 69. 6. Gots A.N. Modelirovanie vneshnich skorostnykh charakteristik dizelei/ A.N. Gots, V.V. Efros // Fundamental'nye i prikladnye problemy sovershenstvovaniya porshnevnykh dvigatelei: Materialy X mezhdunar. nauch.-prakt. konf., 27-29 iyunya 2005 g. - Vladimir: VLGU, 2005. - s. 48 - 49.

УДК 629.03

А.В. Грицюк, д-р техн. наук, А.А. Мотора, инж., Е.В. Шаповалов, инж., А.С. Жуков, инж.

АВТОНОМНЫЙ ДВУХРЕЖИМНЫЙ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ ЭЛЕКТРОАГРЕГАТ ДЛЯ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В настоящее время очень остро ставится вопрос снижения общих затрат органического топлива при практическом увеличении количества энергии, вырабатываемой ДВС для удовлетворения человеческих потребностей. И если ранее вопросы, связанные с получением и потреблением энергии от сгорания в ДВС органического топлива, были проблемными лишь для экономик государств, зависящих от внешних поставщиков топлива, то сейчас они поднимаются даже на центральных мировых форумах по развитию силовых установок транспортных средств. Показательной в этом отношении является 6-я Международная конференция АВЛ "Силовые установки для коммерческих транспортных средств", на которой в докладе [1] был представлен прогноз по наметившемуся с 2013 года дефициту известных предложений по выработке органического топлива относительно возрастающей потребности в его использовании (рис. 1).

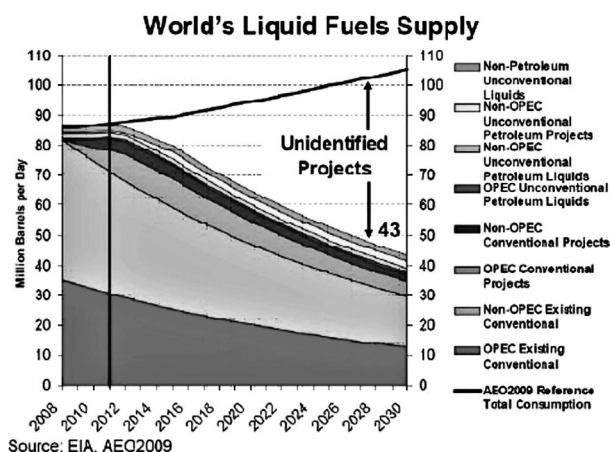


Рис. 1. Прогнозируемый дефицит предложений по добыче и реализации органического топлива относительно его потребности

Эффективными для снижения этого дефицита

являются мероприятия по улучшению топливно-экономических показателей ДВС, но при продолжающемся ужесточении нормативных требований к экологическим показателям двигателей всевозможного назначения ожидать требуемой экономии топлива в эксплуатации только за счёт дальнейшего совершенствования рабочего в грядущее десятилетие не приходится.

В связи с этим интересной является наметившаяся тенденция пересмотра сложившихся стереотипов и увеличения коэффициента полезности использования силовых установок различной номинальной мощности при выполнении конкретных работ. Прежде всего это относится к грузопассажирским перевозкам, строительно-дорожным работам, работам в аграрном комплексе и использованию электроэнергии, вырабатываемой генераторными установками с приводом от ДВС. В частности под последним имеется ввиду расширение использования вспомогательных силовых установок, разрабатываемых на базе экономичных высокооборотных малолитражных дизелей (ВМД).

Впервые экономическая целесообразность передачи части функций основного двигателя наземного транспортного средства вспомогательной силовой установкой (ВСУ) показана в работе [2], где описана разработанная КП ХКБД установка ЭА10УМ, рекомендуемое применение которой в составе танка "Оплот", должно привести к экономии дизельного топлива в количестве 15,2 кг за один час эксплуатации танка. Установка разработана на базе единственного в своём роде специального двухцилиндрового малолитражного дизеля 468А-1 с горизонтальным рядным расположением цилиндров, явившегося модернизированной версией дизеля 468, предложенного в 70-х годах 20-го столетия научно-исследовательским институтом двигателей (НИИД, г. Москва).

Как проектная организация, имеющая большой опыт в разработке энергоагрегатов серии ЭА мощностью 8 и 10 кВт на базе дизеля 468, КП ХКБД получило государственный заказ и создало новый усовершенствованный электроагрегат АД8-П28,5-2РП (рис. 2) с приводом генератора от дизеля 2ДТАЭ собственной разработки [3, 4].

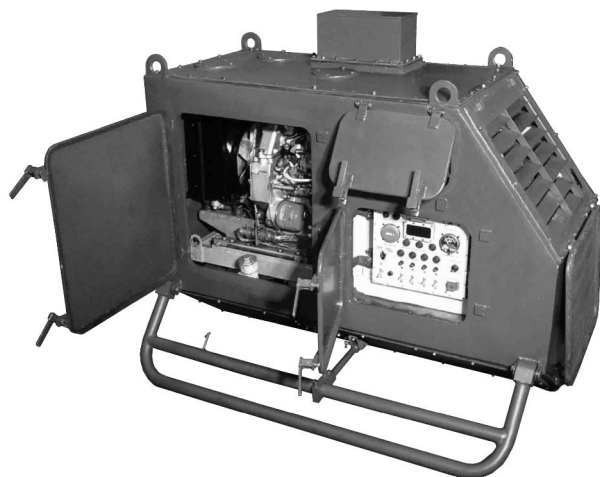


Рис. 2. Новый автономный электроагрегат АД8-П28,5-2РП (АД8)

В основу разработки электроагрегата АД8 положены следующие новые технические решения:

1. Применение в качестве привода генератора СГ-10-1С ВМД многоцелевого назначения мощностью 12,5 кВт.

2. Введение, как минимум, двух режимов длительной работы дизеля по частоте вращения коленчатого вала (КВ), выбираемых в зависимости от требуемой загрузки генератора и от режима работы (дежурный, учебный или боевой) с целью существенного уменьшения эксплуатационного расхода топлива.

3. Обеспечение полной автономности и возможности работы как на борту транспортного средства, так и в выносном варианте с установкой на грунтовую поверхность.

4. Возможность регулирования максимальной мощности генератора, исключающая перегрузку дизеля в любых условиях эксплуатации.

5. Полное гашение энергии крутильных колебаний, вызванных поступательно-движущимися и вращающимися массами деталей дизеля путём тройной вибрационной развязки.

6. Высокая ремонтпригодность, безотказность и ресурс работы электроагрегата.

Конструкторское исполнение электроагрегата АД8 представлено на рис. 3.

Как видно рисунка основными составными частями АД8 являются контейнер 1, силовой блок 2 и система управления 3 - 6.

Контейнер изготовлен в герметичном варианте, что обеспечивает движение и маневренность транспортного средства на плаву. В контейнере имеются люки (см. рис. 2), которые обеспечивают доступ к пульту управления и местам обслуживания дизеля.

Во время работы дизеля атмосферный воздух через люк "а" (рис. 3) в верхней части боковой стенки контейнера нагнетается вентилятором системы охлаждения дизеля в середину контейнера для охлаждения радиатора дизеля и электрооборудования. Выходит воздух через люк "б" в противоположной стенке контейнера. Через этот же люк осуществляется выброс отработавших газов. При неработающем электроагрегате все люки герметично закрываются с одновременной подачи электрического сигнала от датчика 12 на пульт управления.

Размещение электроагрегата в контейнере обеспечивает в стационарном режиме значительное уменьшение шума, которое на расстоянии 1 м от работающего на максимальной частоте вращения дизеля электроагрегата составляет не более 95 дБ(А), а при частичной загрузке генератора и пониженной частоте вращения КВ - не более 85 дБ(А).

Силовой блок электроагрегата состоит из:

- рамы;
- дизеля;
- привода стартер-генератора;
- стартер-генератора;
- топливной системы;
- системы охлаждения;
- выхлопной системы.

Силовой блок устанавливается в нижней части контейнера на амортизаторах, которые поглощают вибрации, возникающие при работе дизеля, и гасят их передачу на элементы контейнера (рис. 4а).

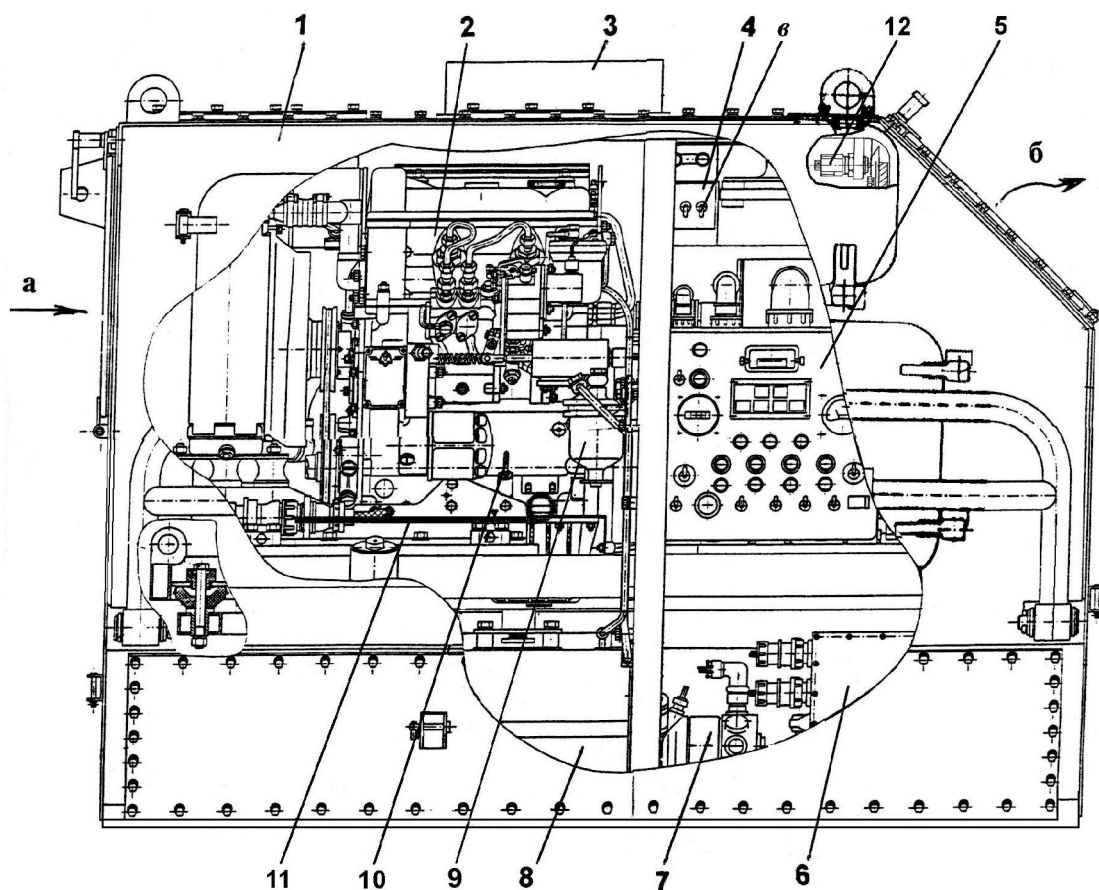
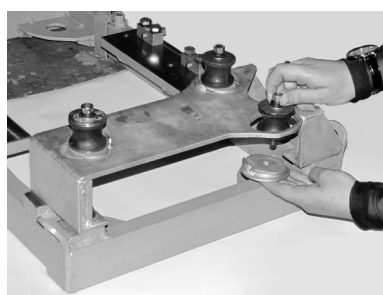


Рис. 3. Конструкция электроагрегата АД8-П28,5-2РП (вид спереди):

1 - контейнер; 2 - силовой блок; 3 - блок ввода-вывода БВВ; 4 - регулятор напряжения РН507; 5 - пульт управления ПУ; 6 - блок логики БЛ507; 7 - топливopодкачивающий насос БЦН; 8 - топливный бак; 9 - фильтр грубой очистки топлива; 10 - щуп уровня масла; 11 - щуп уровня топлива и ОЖ; 12 - датчик люка; а - вход воздуха в контейнер; б - выход воздуха и выхлопных газов из контейнера; в - предохранители 10А, 40А, 50А



а)



б)



в)

Рис. 4. Конструктивные решения по защите узлов электроагрегата АД8 и корпуса транспортного средства от распространения вибраций дизеля 2ДТАЭ:

а - амортизация рамы силового блока; б - амортизация радиатора системы охлаждения; в - амортизация электроагрегата

В процессе экспериментальной отработки конструктивных решений электроагрегата была решена и проблема вибронагруженности радиатора от динамических сил, возбуждаемых дизелем, пу-

тём подбора конструкции крепления радиатора, установленного на специальные амортизаторы на индивидуальном, отдельном от двигателя, кронштейне. Конструкция данного кронштейна позво-

ляет при необходимости произвести замену амортизаторов (рис. 4б) без особой сложности. Окончательное поглощение виброколебаний всего электроагрегата происходит на виброизоляционной подвеске к стенке транспортного средства путём применения четырёх специально спроектированных эластичных опор (рис. 4в).

Система управления осуществляет выполнение алгоритма управления и обеспечивает дистанционное, полуавтоматическое и ручное управление предпусковой подготовкой, пуском, включением нагрузки, оперативный контроль за работой, подзарядку АБ транспортного средства и останов дизеля как при штатной работе, так и при возникновении аварийных ситуаций. Дистанционное управление осуществляется с пульта дистанционного управления, который подключается к блоку ввода-вывода электроагрегата и устанавливается у механика-водителя в кабине или в любом другом месте.

Конструкция дизеля и система управления обеспечивают пуск при температурах окружающего воздуха:

- до 263 К (минус 10 °С) с использованием свечей накаливания и масла для зимнего периода эксплуатации дизеля;

- ниже 263 К (минус 10 °С) после проведения предварительного разогрева опор коленчатого вала и масла в картере в локальной области маслозаборника и использования свечей накаливания.

Технические характеристики АД8 приведены в табл. 1.

Таблица 1. Технические характеристики электроагрегата АД8

Наименование параметра	Числовое значение
Номинальная мощность, кВт	8
Расход топлива на режиме номинальной мощности, кг/час	3,4
Расход масла на угар, кг/час	0,017
Род тока	постоянный
Номинальное напряжение, В	28,5
Масса, кг	500
Габаритные размеры, мм	
- длина	1360
- ширина	620
- высота	1000
Гарантийный срок эксплуатации, мес.	18
Гарантийная наработка, час	1000
Средний ресурс до первого капитального ремонта, час	4000

Для обеспечения двух режимов работы на АД8 установлен электромагнит ЭЛС-200 с длительным временем работы, который выводит рычаг управления регулятора топливного насоса на режим малой частоты вращения КВ дизеля [5], что позволяет электроагрегату использовать этот режим при выполнении функциональных задач электрических систем транспортного средства при их частичной загрузке.

Благодаря возможности работы дизеля на различных режимах, электроагрегат АД8 полностью обеспечивает работу всех потребителей транспортного средства, что даёт возможность функционирования его в стационарном режиме вместо основного дизеля.

Предусмотрена работа электроагрегата в условиях высокогорья на высоте 1000, 2000 и 3000 метров, для чего переключатель высокогорья на пульте управления необходимо перевести в соответствующее положение, при этом мощность электроагрегата составляет 8; 7,2 и 6,4 кВт соответственно.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод, что АД8 является следующим шагом в разработке ВСУ и может использоваться как автономный электроагрегат для обеспечения электроэнергией комплексов, установленных на транспортных средствах специального и народнохозяйственного назначения, ремонтных, инженерных, строительно-дорожных машин и может устанавливаться как на грунте, так и на транспортном средстве.

Список литературы:

1. Hellman A. Energy Efficient Transportation - A view from the truck industry perspective / A. Hellman, M. Alakula // Pr. 6th AVL international commercial powertrain conference. Graz Austria: Helmut-List-Halle, May 25th-26th, 2011. - P. 11-18.
2. Алёхин С.А. Перспективная вспомогательная силовая установка наземного транспортного средства / С.А. Алёхин, Г.К. Попов, В.В. Салтовский // Двигатели внутреннего сгорания. - 2008. - №1. - С. 5-9.
3. Тодоров П.П. Вітчизняні малолітражні дизельні двигуни / П.П. Тодоров, О.В. Грицюк, І.Т. Сляднєв / Вісті Академії інженерних наук України. - Київ: НТУУ "КПІ", 2008. - №1 (35). - С. 13-16.
4. Современные дизельные двигатели разработки КП "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" / С.А. Алёхин, А.В. Грицюк, И.А. Краюшкин, Е.Н. Овчаров // Двигатели внутреннего сгорания. - №1. - С. 4-8.
5. Электроагрегат АД8-П28,5-2РП. Керівництво з експлуатації / Затв. О.В. Грицюк. - Харків: КП ХКБД, 2011. - 101 с.

Bibliography (transliterated):

1. Hellman A. Energy Efficient Transportation - A view from the truck industry perspective / A. Hellman, M. Alakula // Pr. 6th AVL

international commercial powertrain conference. Graz Austria: Helmut-List-Halle, May 25th-26th, 2011. - P. 11-18. 2. Alechin S.A. Perspektivnaya vspomogatel'naya silovaya ustanovka nazemnogo transportnogo sredstva / S.A. Alechin, G.K. Popov, V.V. Saltovskii // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - 2008. - №1. - s. 5-9. 3. Todorov P.P. Vitchiznyani malolitrzhni dizel'ni dviguni / P.P. Todorov, O.V. Gritsyuk, I.T. Slyadnev / Visti akademiy inzhenerich nauk ukayni. -

Kiiv: NTUU "KPI", 2008. - №1 (35). - s. 13-16. 4. Sovremennye dizel'nye dvigateli razrabotki KP "Char'kovskoe konstruktorskoe byuro po dvi-gatelestroeniyu" / S.A. Alechin, A.V. Gritsyuk, I.A. Krayushkin, E.N. Ovcharov // Dvigateli vnutrennego sgo-raniya. - 2006. - №1. - s. 4-8. 5. Elektroagregat AD8-P28,5-2RP. Kerivnitstvo z ekspluatatsiy / Zatv. O.V. Gritsyuk. - Charkiv: KP CHKBD, 2011. - 101 s.

УДК 621.43.016.4:621.45.01

В.В. Матвеев, асп., В.А. Пылев, д-р техн. наук, А.В. Матюха, магистр

РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЯ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ УЧЕТЕ ЛОКАЛЬНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ

Постоянный рост удельной мощности двигателей внутреннего сгорания сопровождается неуклонным ужесточением требований по обеспечению их надежности и ресурса. При этом оценки ресурсной прочности теплонапряженных деталей камеры сгорания (КС) в процессе их проектирования ранее выполнялись на основе применения концепции гарантированного обеспечения ресурса технического объекта [1]. Важно, что такой подход сокращает время проектирования, но приводит к завышению запасов прочности проектируемых деталей. В то же время при увеличении уровня форсирования двигателей обеспечение ресурсной прочности теплонапряженных деталей и, в частности поршней, на основе известных подходов и концепций становится проблематичным. Последнее обстоятельство вызывает необходимость учета расширенного комплекса факторов, определяющих ресурс деталей, и перехода к концепции работы материалов на границе их прочностных возможностей [2]. Реализация последней концепции является важным практическим заданием.

Экспериментально установлено, что тепловыделение в окружном направлении кромки КС поршня может составлять 8–48 °C [3-6]. Однако, на сегодняшний день для расчетов теплонапряженного состояния поршней применяют локальные в радиальном и симметричные в окружном направлении днища поршня граничные условия (ГУ) 3-го рода. В работе [7] выполнено численное исследование температурного состояния поршня с учетом неравномерности теплоотвода в гильзу в зоне верхнего поршневого кольца. Получено, что расчетная величина накопленных повреждений кромки камеры сгорания поршня d_{fs} , являющаяся критерием его ресурсной прочности, изменяется от 0,87 при сим-

метричных ГУ до 1,059 при учете окружной несимметричности теплоотвода. Видно, что влияние несимметричной модели ГУ, как более близкой к реальной, является существенным. Однако, в работе [7] окружная неравномерность теплоотвода к поршню стороны рабочего тела КС не учтена.

Последние исследования МГТУ им. Н.Э. Баумана [8] свидетельствуют, что погрешность известных моделей при расчетах локального теплообмена в КС может достигать 30%. Таким образом, единственным достоверным способом определения ГУ является эксперимент. До проведения эксперимента целесообразно установить влияние возможной окружной несимметричности температурного состояния на ресурсную прочность поршня. Исходя из сказанного, целью данной работы является выполнение оценки влияния модели ГУ на температурное состояние поршня и его ресурсную прочность. Для достижения указанной цели в работе поставлены следующие задачи:

1. Выбор окружных симметричных и несимметричных ГУ поршня с учетом локального радиального теплообмена в камере сгорания.
2. Прогнозирование ресурсной прочности кромки КС поршня.
3. Анализ влияния различных моделей ГУ на ресурсную прочность поршня.

В качестве объекта исследования выбран поршень автотракторного дизеля 4ЧН12/14 форсированного до $N_d=25$ кВт/л с галерейным масляным охлаждением. Для выполнения численного моделирования температурного состояния поршня были созданы его твердотельная и конечноэлементная модели. Симметричные ГУ теплообмена определены по методике [1,9] в зонах согласно рис. 1а и приведены в колонках 2 и 3 табл. 1. Окружные не-

симметричные ГУ приняты для зон, представленных на рис. 1б, на основе экспериментального исследования температурного состояния поршня тракторного дизеля 4ЧН12/14, проведенного на кафедре ДВС НТУ «ХПИ». Они приведены в колонках 2 и 4 табл. 1. Здесь окружной локальный теплообмен учтен для днища поршня в зонах, номера которых отмечены верхними индексами.

Температурное состояние поршня в эксперименте оценивалось с помощью 8-ми термопар. На данном этапе исследований идентификация выполнена при работе дизеля на режимах с уровнем литровой мощности 12,56 кВт/л и 1,1 кВт/л при неизменной частоте вращения коленчатого вала 1900 мин⁻¹. В результате идентификации получены аналитические зависимости граничных условий от уровня форсирования двигателя, которые были использованы для расчетов при $N_d = 25$ кВт/л.

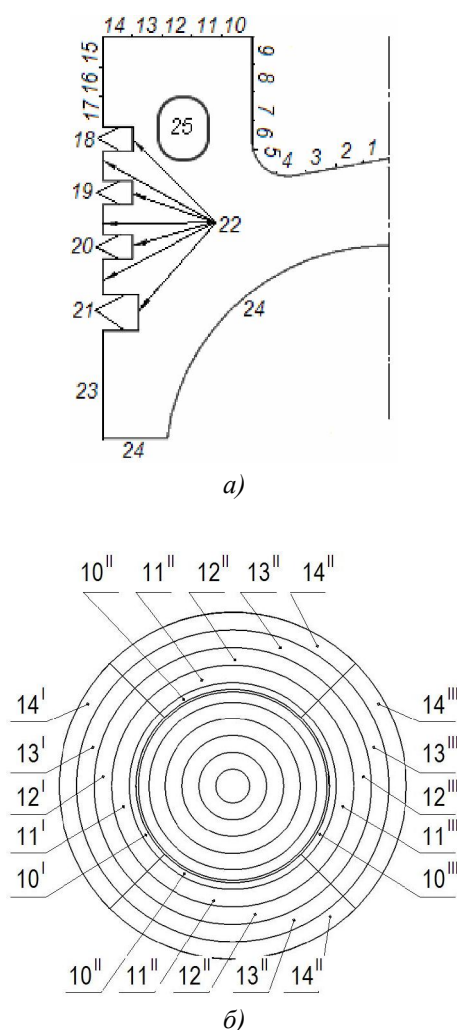


Рис. 1. Схемы задания ГУ теплообмена поршня

Таблица 1. Граничные условия 3-го рода температурной задачи поршня

№ зоны	$t, ^\circ\text{C}$	$\alpha_{\text{сим}}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{K}$	$\alpha_{\text{несим}}, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{K}$
1	2	3	4
1	850	395	395
2		470	470
3		530	530
4		580	580
5		615	615
6		635	635
7		645	645
8		640	640
9		625	625
10 ^I		595	900
10 ^{II}			500
10 ^{III}			650
11 ^I		550	875
11 ^{II}			480
11 ^{III}			630
12 ^I		495	850
12 ^{II}			465
12 ^{III}			610
13 ^I		425	830
13 ^{II}			445
13 ^{III}			590
14 ^I		340	715
14 ^{II}			370
14 ^{III}			500
15	426	235	235
16	330	235	235
17	235	235	235
18	215	16000	16000
19	220	280	280
20	205	12000	12000
21	190	6000	6000
22	180	3000	3000
23	165	500	500
24	110	500	500
25	115	4500	4500

Полученные по результатам численного моделирования температурные поля для двух моделей ГУ приведены на рис. 2.

Расчетные значения температур в зоне кромки КС составили: для симметричных ГУ температура постоянна и равна 269 °С, для несимметричных ГУ получено $t_{\text{max}} = 305$ °С, $t_{\text{min}} = 266,5$ °С. Таким образом, в случае учета несимметричности теплоподвода в зоне днища поршня разность температур в окружном направлении кромки КС составила 38,5 °С. Для уровня форсирования $N_d = 12,56$ кВт/л эта величина составляла 28 °С.

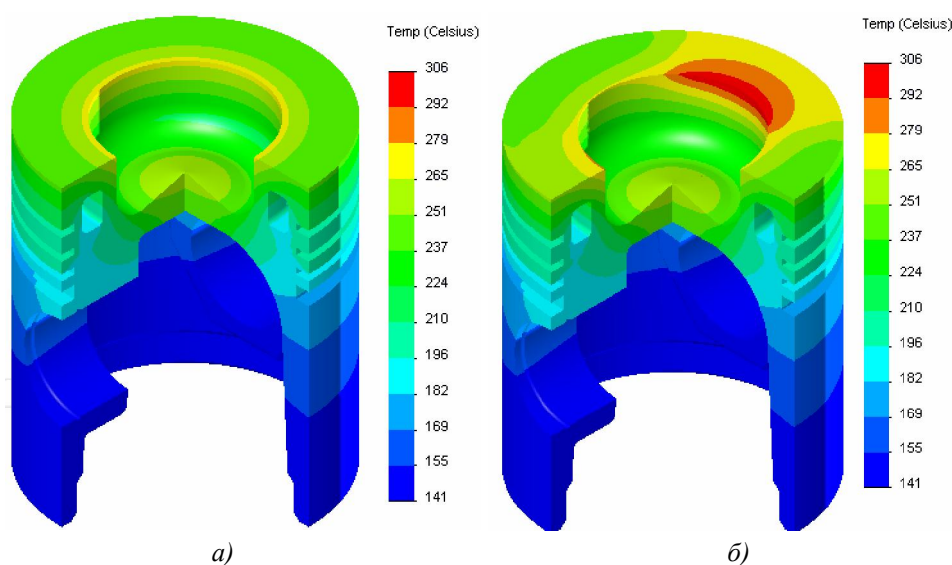


Рис. 2. Температурное состояние поршня:
а) при симметричных ГУ; б) при несимметричных ГУ

Для оценки влияния способа задания ГУ теплообмена поршня на его ресурсную прочность в работе выполнен расчет накопленных повреждений d_{fs} его кромки камеры сгорания с использованием методики [1] на основе уравнения:

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \cdot \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l (\dot{\epsilon}_{nl} \cdot \sigma_l \cdot \tau_l)$$

где j – количество переходных процессов выбранной модели эксплуатации двигателя; k – количество циклов нагружения j -го переходного процесса; i – количество расчетных интервалов k -го цикла нагружения; l – количество подинтервалов i -го расчетного интервала; N_{fk} – число циклов до разрушения материала в условиях нагружения k -го цикла; U^* – критическая величина удельной энергии рассеяния в условиях ползучести; $\dot{\epsilon}_{nl}$ – скорость ползучести материала на подинтервале l . Момент разрушения кромки КС τ^* и соответствующее ему количество циклов до разрушения N_{fk}^* определяется условием: $d_{fs} = 1$.

Расчеты выполнены на сопоставимой базе 10000 часов по моделям эксплуатации автомобильного, комбайнового и тракторного дизеля 4-й категории [10]. Максимальные значения накопленных повреждений $d_{fs}^{\max}$ в окружном направлении кромки приведены в таблице 2.

Получено, что максимальные величины накопленных повреждений кромки КС без учета локального окружного теплообмена и его при учете отличаются для автомобильного дизеля в 8 раз, для

комбайнового – в 6 раз, а для тракторного – в 16 раз. При этом для тракторного дизеля имеет место разрушение кромки камеры сгорания, поскольку расчетная величина $d_{fs}^{\max}$ больше 1. По этой причине для поршней тракторных дизелей учет локального теплообмена является особенно важным.

Таблица 2. Максимальные значения накопленных повреждений кромки КС поршня дизеля 4ЧН12/14 при его форсировании до 25 кВт/л

Модель эксплуатации	$d_{fs}^{\max}$	
	Симметричные ГУ	Несимметричные ГУ
Автомобильный дизель	0,031	0,259
Комбайновый дизель	0,023	0,136
Тракторный дизель 4-й категории	0,078	1,252

Выводы. Выполнена оценка ресурсной прочности кромки камеры сгорания поршня при различных моделях ГУ теплообмена. Показана необходимость учета радиального локального теплообмена в камере сгорания. Дальнейшее направление работ связано усовершенствованием модели несимметричных граничных условий теплообмена поршня путем совместного учета влияния литровой мощности двигателя и частоты вращения коленчатого вала.

Список литературы:

1. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцно-

сті: [монографія]. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с. 2. Турчин В.Т. Вплив технологічного призначення двигуна на ресурсну міцність поршня / В.Т. Турчин, В.О. Пильов, І.Г. Омельченко, М.В. Прокопенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С. 81–86. 3. Кавтарадзе Р.З. Расчетно-экспериментальное исследование локального теплообмена на огневом днище поршня дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель / Р. З. Кавтарадзе, А. И. Гайворонский, А.А. Зеленцов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". – 2009. – №2. С. 45–57. 4. Никишин В.Н. Исследование неравномерности температурного поля гильзы цилиндра и поршня автомобильного дизеля [Электронный ресурс] / В.Н. Никишин // Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, организация: Онлайн-научно-технический журнал. – 2006. – №7. – 5с. – Режим доступа к журн.: <http://kampi.ru/sets>. 5. Лощаков П.А. Результаты расчетно-экспериментальных исследований влияния оребрения охлаждаемой поверхности гильзы цилиндров на температурное состояние гильз и поршней дизелей ЯМЗ / П.А. Лощаков // Двигателестроение. – 2000. – № 1. – С. 57–58. 6. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / [Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев и др.]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 7. Матвеев В.В. Попередня оцінка температурного стану поршня з урахуванням нерівномірного тепловідведення в зоні верхнього кільця / В.В. Матвеев, В.О. Пильов, М.В. Прокопенко, І.Г. Позжидяев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. № 1. – С. 78–81. 8. Зеленцов А.А. Исследование локального теплообмена в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ: автореф. дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / А.А. Зеленцов. – Москва, 2011. – 16 с. 9. Процессы в перспективных дизелях / [А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др.]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во "Основа", 1992. – 352с. 10. Матвеев В.В. Разработка теоретических стационарных экономических моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней / В.В. Матвеев, В.А. Пылев // Сб. научных трудов Между-

нар. конф. «Двигатель-2010», посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2010. – С. 64–67.

Bibliography (transliterated):

1. Pil'ov V.O. Avtomatizovane proektuvannya porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti: Monografija. – Harkiv: Vidavnicij centr NTU «HPI», 2001. – 332 s. 2. Turchin V.T. Vpliv tehnologichnogo prznachennja dviguna na resursnu micnist' porshnja / V.T. Turchin, V.O. Pil'ov, I.G. Omel'chenko, M.V. Prokopenko // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – 2008. №1. – С. 81–86. 3. Kavtaradze R.Z. Raschetno-jeksperimental'noe issledovanie lokal'nogo teploobmena na ognеvom dniwe porshnja dizelja, konvertirovannogo v gazozhidkostnyj dvigatel' / R. Z. Kavtaradze, A. I. Gajvoronskij, A.A. Zelencov // Vestnik MGТУ im. N.Je. Baumana. Ser. "Mashinostroenie". – 2009. – №2. С. 45–57. 4. Nikishin V.N. Issledovanie neravnomernosti temperaturного polja gil'zy cilindra i porshnja avtomobil'nogo dizelja [Jelektronnyj resurs] / V.N. Nikishin // Social'no-jekonomicheskie i tehicheskie sistemy: issledovanie, proektirovanie, organizacija: Onlajnovyj nauchno-tehnicheskij zhurnal. – 2006. – №7. – 5s. – Rezhim dostupa k zhurn.: <http://kampi.ru/sets>. 5. Lowakov P.A. Rezul'taty raschetno-jeksperimental'nyh issledovanij vlijaniya orebrenija ohlazhdaemoj poverhnosti gil'zy cilindrov na temperaturное sostojanie gil'z i porshnej dizelej JaMZ / P.A. Lowakov // Dvigatelsestroenie. – 2000. - № 1. – С. 57–58. 6. Sovremennye dizeli: povyschenie toplivnoj jekonomichnosti i dlitel'noj prochnosti / [F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko, N.F. Razlejcev i dr.]; pod. red. A.F. Shehovcova. – K.: Tehnika, 1992. – 272 s. 7. Matveenko V.V. Poperednja ocinka temperaturного stanу porshnja z urahuvannjam nerivnomirnogo teplovıdvedennja v zoni verhn'ogo kil'cja / V.V. Matveenko, V.O. Pil'ov, M.V. Prokopenko, I.G. Pozhidaev // Dvigateli vnutrennego sgoranja. – 2010. № 1. – С. 78–81. 8. Zelencov A.A. Issledovanie lokal'nogo teploobmena v kamere sgoranja dizelja, konvertirovannogo na prirodnyj gaz: avto-ref. dis. na soisk. uch. step. kand. tehn. nauk: spec. 05.04.02 «Teplovyje dvigateli» / A.A. Zelencov. – Moskva, 2011. – 16 s. 9. Processy v perspektivnyh dizeljah / [A.F. Shehovcov, F.I. Abramchuk, V.I. Krutov i dr.]; pod. red. A.F. Shehovcova. – H.: Izd-vo "Osnova", 1992. – 352 s. 10. Matveenko V.V. Razrabotka teoreticheskikh stacionarnykh jekonomichnykh modelej jekspluatacii avtotraktornykh dizelej dlja sistemy prognozirovaniya resursnoj prochnosti porshnej / V.V. Matveenko, V.A. Pylev // Sb. nauchnykh trudov Mezhdunar. konf. «Dvigatel'-2010», posvjawennoj 180-letiju MGТУ im. N.Je. Baumana – M.: MGТУ im. N.Je. Baumana. – 2010. – С. 64–67.

УДК 621.436:681.51

А.А. Прохоренко, канд. техн. наук

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ДИНАМИКИ ДИЗЕЛЯ С АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ КАК ОБЪЕКТА РЕГУЛИРОВАНИЯ

Установка на дизеле аккумуляторной системы топливоподачи требует применения электронной системы управления (ЭСУ) этим объектом. Такая ЭСУ обязательно включает в себя регулятор частоты вращения коленчатого вала, тип которого зависит от назначения двигателя. Для подбора параметров, настройки и оптимизации электронного регулятора рационально иметь возможность численного моделирования динамических характеристик двигателя – переходных процессов, возникающих в

результате появления различных возмущающих воздействий.

В учебной и научной литературе достаточно широко представлены решения задач расчета переходных процессов двигателей с наддувом и без наддува по дифференциальному уравнению динамики двигателя [1, 2].

Однако, функциональная схема дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи имеет одно существенное отличие от рассматриваемых – эле-

мент в виде топливного аккумулятора, обладающий собственными динамическими свойствами.

До настоящего времени в открытых литературных источниках не опубликованы дифференциальные уравнения, описывающие динамические свойства дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи. Устранение этого информационного пробела и есть целью настоящей статьи. Для достижения цели решены следующие задачи:

1. Внесено изменения в известное дифференциальное уравнение динамики поршневой части дизеля.
2. Получено дифференциальное уравнение динамических процессов в гидравлическом аккумуляторе ТС.
3. На основе анализа полученных уравнений определены факторы, влияющие на состояние исследуемой динамической системы.

Поршневая часть двигателя

Как известно [1, 2], динамические свойства поршневой части двигателя описываются дифференциальным уравнением:

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

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

Очевидно, что для дизеля, оснащенного аккумуляторной системой топливоподачи с электромагнитными форсунками

$$M = f(\tau, \omega, p_m) \text{ и } M_c = f(\omega, N, p_m). \quad (2)$$

Здесь τ – продолжительность управляющего импульса, поступающего на электромагнит форсунки, p_m – давление топлива в аккумуляторе, N – настройка потребителя (мощность, снимаемая с коленчатого вала).

Отдельно следует остановиться на зависимостях $M = f(p_m)$ и $M_c = f(p_m)$. M зависит от величины цикловой подачи, которая в свою очередь зависит от величины p_m . С другой стороны, увеличение p_m требует повышения работы, затраченной на привод ТНВД, а значит приведет к увеличению M_c .

После линеаризации зависимостей (2) методом дифференциалов с учетом линейных членов ряда имеем:

$$\Delta M = \frac{\partial M}{\partial \tau} \Delta \tau + \frac{\partial M}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial M}{\partial p_m} \Delta p_m, \quad (3)$$

$$\Delta M_c = \frac{\partial M_c}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial M_c}{\partial N} \Delta N + \frac{\partial M_c}{\partial p_m} \Delta p_m. \quad (4)$$

Тогда, после подстановки (3) и (4) в уравнение (1) и его последующего преобразования, получаем:

$$J \frac{d\Delta\omega}{dt} = \frac{\partial M}{\partial \tau} \Delta \tau - \left(\frac{\partial M_c}{\partial \omega} - \frac{\partial M}{\partial \omega} \right) \Delta \omega + \left(\frac{\partial M}{\partial p_m} - \frac{\partial M_c}{\partial p_m} \right) \Delta p_m - \frac{\partial M_c}{\partial N} \Delta N \quad (5)$$

Для дальнейшего анализа введем безразмерные относительные координаты (с индексом 0 – значения выше перечисленных факторов в равновесном режиме):

$$\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega_0}; x = \frac{\Delta\tau}{\tau_0}; \rho = \frac{\Delta p_m}{p_{m0}}; \alpha = \frac{\Delta N}{N_0}. \quad (6)$$

Поставляем их в уравнение (5) и делим уравнение почленно на $\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0$:

$$\begin{aligned} \frac{J\omega_0}{\frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0} \frac{d\varphi}{dt} = & \frac{\partial M}{\partial \tau} x \tau_0 - \left(\frac{\partial(M_c - M)}{\partial \omega} \right) \varphi \omega_0 + \\ & + \left(\frac{\partial(M - M_c)}{\partial p_m} \right) \rho p_{m0} - \frac{\partial M_c}{\partial N} \alpha N_0 \end{aligned} \quad (7)$$

В полученном выражении введем следующие обозначения постоянных коэффициентов:

$$J\omega_0 / \frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0 = T_d \text{ – постоянная времени собственно двигателя,}$$

$\left(\frac{\partial(M_c - M)}{\partial \omega} \right) \omega_0 / \frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0 = k_d$ – коэффициент самовыравнивания,

$\left(\frac{\partial(M - M_c)}{\partial p_m} \right) p_{m0} / \frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0 = \theta_p$ – коэффициент усиления по давлению топлива в аккумуляторе,

$\frac{\partial M_c}{\partial N} N_0 / \frac{\partial M}{\partial \tau} \tau_0 = \theta_n$ – коэффициент усиления по нагрузке.

Тогда уравнение (7) принимает вид:

$$T_d \frac{d\varphi}{dt} = x - k_d \varphi + \theta_p \rho - \theta_n \alpha. \quad (8)$$

Аккумулятор топлива

Очевидно, что на динамические свойства дизеля большое влияние оказывает его ТС, а именно самое инерционное звено последней – гидравлический аккумулятор (в случае ТС аккумуляторного типа). До настоящего времени, по литературным данным, при анализе переходных процессов ДВС процессы, происходящие в топливном аккумуляторе ТА, не описывались. Поэтому, ниже представлен подробный вывод дифференциального уравнения динамических свойств гидравлического аккумулятора ТС дизеля.

Процесс массообмена, происходящий в аккумуляторе, описывается уравнением:

$$\frac{dq}{dt} = Q_n - Q_{ym}, \quad (9)$$

где q – объем топлива в аккумуляторе, Q_n , Q_{ym} – соответственно, объемный расход топлива, поступившего в аккумулятор и вытекшего из него.

Изменение объема топлива в аккумуляторе пропорционально изменению его давления:

$$\frac{dq}{dt} = \alpha_{сж} V \frac{dp_m}{dt} = Q_n - Q_{ym}. \quad (10)$$

Здесь $\alpha_{сж}$ – коэффициент сжимаемости, V – геометрический объем аккумулятора.

Используя подстановки:

$$p_m = p_{m0} + \Delta p_m; Q_n = Q_{n0} + \Delta Q_n; Q_{ym} = Q_{ym0} + \Delta Q_{ym}, \quad (11)$$

из уравнения (10) получаем:

$$\alpha_{сж} V \frac{d\Delta p_m}{dt} = \Delta Q_n - \Delta Q_{ym}, \quad (12)$$

так как $\frac{dp_{m0}}{dt} = 0$, а $Q_{n0} = Q_{ym0}$.

Очевидны следующие зависимости: $Q_n = f(\omega, p_m)$, $Q_{ym} = f(\tau, p_m, F, \omega)$. Поясним их подробнее.

1. Поступление топлива в аккумулятор Q_n обеспечивается объемной подачей ТНВД, которая (в случае нерегулируемого ТНВД) зависит только от частоты вращения вала насоса (а значит – коленчатого вала дизеля) и противодействия (давления топлива в аккумуляторе p_m).

2. Истечение топлива из аккумулятора имеет место через электромагнитные форсунки и регулирующий клапан, управляемый по сигналу широтно-импульсной модуляции (ШИМ). Тогда $Q_{ym} = Q_{ym\phi} + Q_{ym\kappa\lambda}$. Расход через форсунку зависит от продолжительности τ управляющего сигнала на ее электромагнит, давления p_m , под действием которого происходит истечение топлива, и частоты

подачи управляющего сигнала на электромагнит форсунки, которая пропорциональна частоте (скорости) вращения коленчатого вала двигателя ω . Расход топлива через клапан зависит от давления p_m , под действием которого происходит процесс истечения и относительной продолжительности F сигнала ШИМ на электромагнитный клапан аккумулятора.

После линеаризации этих зависимостей, имеем:

$$\Delta Q_n = \frac{\partial Q_n}{\partial \omega} \Delta \omega - \frac{\partial M}{\partial p_m} \Delta p_m, \quad (13)$$

$$\Delta Q_{ym} = \frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \Delta \tau + \frac{\partial Q_{ym}}{\partial p_m} \Delta p_m + \frac{\partial Q_{ym}}{\partial F} \Delta F + \frac{\partial Q_{ym}}{\partial \omega} \Delta \omega \quad (14)$$

Тогда, после подстановки уравнений (13) и (14) в (12) и приведения подобных слагаемых, получаем:

$$\alpha_{сж} V \frac{d\Delta p_m}{dt} = \frac{\partial(Q_n - Q_{ym})}{\partial \omega} \Delta \omega - \frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \Delta \tau - \frac{\partial(Q_n + Q_{ym})}{\partial p_m} \Delta p_m - \frac{\partial Q_{ym}}{\partial F} \Delta F \quad (15)$$

Введем относительную безразмерную координату:

$$f = \frac{\Delta p_m}{p_{m0}}. \quad (16)$$

Подстановка безразмерных относительных координат (6) и (16) и деление почленно на $\frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \tau_0$ приводит уравнение (15) к виду:

$$\frac{\alpha_{сж} V p_{m0}}{\frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \tau_0} \frac{df}{dt} = \frac{\partial(Q_n - Q_{ym})}{\partial \omega} \frac{\omega_0}{\frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \tau_0} \varphi - \frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \frac{\tau_0}{\frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \tau_0} x - \frac{\partial(Q_n + Q_{ym})}{\partial p_m} \frac{p_{m0}}{\frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \tau_0} \rho - \frac{\partial Q_{ym}}{\partial F} \frac{F_0}{\frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \tau_0} f \quad (16)$$

В полученном выражении введем обозначения постоянных коэффициентов:

$$\alpha_{сж} V p_{m0} \frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \tau_0 = T_{AK} - \text{постоянная времени}$$

аккумулятора,

$$\frac{\partial(Q_n - Q_{ym})}{\partial \omega} \frac{\omega_0}{\frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \tau_0} = k_\varphi - \text{коэффициент}$$

усиления по угловой скорости коленчатого вала,

$$\frac{\partial(Q_n + Q_{ym})}{\partial p_m} p_{m0} \left/ \frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \tau_0 = k_p \right. - \text{коэффициент}$$

самовывравнивания аккумулятора,

$$\frac{\partial Q_{ym}}{\partial F} F_0 \left/ \frac{\partial Q_{ym}}{\partial \tau} \tau_0 = \theta_f \right. - \text{коэффициент усиления по сигналу ШИМ.}$$

Окончательно, уравнение динамики процессов в аккумуляторе примет вид:

$$T_{AK} \frac{d\rho}{dt} = k_\phi \phi - x - k_p \rho - \theta_f f. \quad (17)$$

Совместная работа двигателя и топливного аккумулятора

Совокупность уравнений (8) и (17) даст систему уравнений, описывающую динамические свойства дизеля без наддува с аккумуляторной ТС:

$$\begin{cases} T_D \frac{d\phi}{dt} = x - k_D \phi + \theta_p \rho - \theta_n \alpha \\ T_{AK} \frac{d\rho}{dt} = k_\phi \phi - x - k_p \rho - \theta_f f \end{cases}. \quad (18)$$

При переходе к операторной форме записи уравнения системы примут вид:

$$\begin{cases} (T_D p + k_D) \phi = x + \theta_p \rho - \theta_n \alpha \\ (T_{AK} p + k_p) \rho = k_\phi \phi - x - \theta_f f \end{cases}. \quad (19)$$

Разделив почленно уравнения системы на собственные операторы двигателя $(T_D p + k_D)$ и аккумулятора $(T_{AK} p + k_p)$, можно преобразовать правые части уравнений в суммы передаточных функций:

$$\begin{cases} \phi = \frac{x}{(T_D p + k_D)} + \frac{\theta_p \rho}{(T_D p + k_D)} - \frac{\theta_n \alpha}{(T_D p + k_D)} \\ \rho = \frac{k_\phi \phi}{(T_{AK} p + k_p)} - \frac{x}{(T_{AK} p + k_p)} - \frac{\theta_f f}{(T_{AK} p + k_p)} \end{cases}, \quad (20)$$

или

$$\begin{cases} \phi = Y_\phi^x + Y_\phi^\rho - Y_\phi^\alpha \\ \rho = Y_\rho^x - Y_\rho^x - Y_\rho^f \end{cases}, \quad (21)$$

где $Y_\phi^x, Y_\phi^\rho, Y_\phi^\alpha, Y_\rho^x, Y_\rho^f$ – передаточные функции, соответственно, двигателя (по управляющему импульсу на форсунку, по давлению, по нагрузке) и аккумулятора (по частоте вращения коленчатого вала, по управляющему импульсу на форсунку, по сигналу ШИМ на электромагнит аккумулятора).

Полученное уравнение проиллюстрировано на рис. 1 в виде развернутой функциональной схемы дизеля без наддува с аккумуляторной ТС.

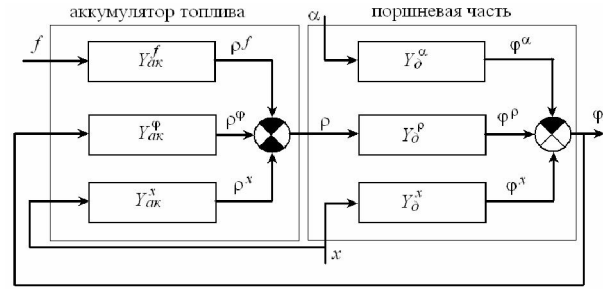


Рис. 1. Развернутая функциональная схема дизеля

Для получения единого уравнения выразим из второго уравнения системы (19) переменную ρ :

$$\rho = \frac{k_\phi \phi - x - \theta_f f}{(T_{AK} p + k_p)}, \quad (22)$$

и подставим это выражение в первое уравнение системы (19).

После преобразований получаем уравнение второго порядка в операторной форме:

$$\begin{aligned} [T_{AK} T_D p^2 + (k_p T_D + k_D T_{AK}) p + (k_p k_D + \theta_p k_\phi)] \phi = \\ = [T_{AK} p + (k_p - \theta_p)] x - (T_{AK} p + k_p) \theta_n \alpha + \theta_p \theta_f f. \end{aligned} \quad (23)$$

Произведем замены для констант:

$$\begin{aligned} A_0 = k_p k_D + \theta_p k_\phi, A_1 = k_p T_D + k_D T_{AK}, A_2 = T_{AK} T_D, \\ B_0 = k_p - \theta_p, B_1 = T_{AK}, C_0 = T_{AK} \theta_n, C_1 = k_p \theta_n, D_0 = \theta_p \theta_f. \end{aligned} \quad (24)$$

Для исследовательского экспериментального дизеля 1Ч8,8/8,2 (1ДТА), разработки ХКБД (г. Харьков) с аккумуляторной системой топливоподачи и электронным управлением [3] величина коэффициентов, полученная при идентификации математической модели методом исследования пространства параметров [4], составила:

$$\begin{aligned} A_0 = 0,4, A_1 = 70,4 \text{ с}, A_2 = 3,7 \text{ с}^2, B_0 = 18,7, \\ B_1 = 1 \text{ с}, C_0 = 28,5, C_1 = 1,5 \text{ с}, D_0 = -3. \end{aligned}$$

С учетом замен, уравнение (24) примет вид:

$$[A_2 p^2 + A_1 p + A_0] \phi = [B_1 p + B_0] x - (C_1 p + C_0) \alpha - D_0 f, \quad (25)$$

или в классической форме:

$$A_2 \frac{d^2 \phi}{dt^2} + A_1 \frac{d\phi}{dt} + A_0 \phi = B_1 \frac{dx}{dt} + B_0 x - C_1 \frac{d\alpha}{dt} - C_0 \alpha - D_0 f. \quad (26)$$

Уравнение (26) является линейным дифференциальным уравнением дизеля без наддува с аккумуляторной топливной системой и, как видно, имеет 2-ой порядок.

Тогда, собственные колебания исследуемого объекта – экспериментального дизеля 1ДТА – описываются уравнением:

$$3,7\ddot{\phi} + 70,4\dot{\phi} + 0,4 = 0$$

и являются аperiодическими затухающими, поскольку данное характеристическое уравнение

имеет вещественные отрицательные корни ($-19,0213$ и $-0,0057$).

Уравнение (25) можно преобразовать к виду, который является суммой передаточных функций соответственно по управляющему импульсу на форсунку, по нагрузке и по сигналу ШИМ на электромагнит аккумулятора:

$$\varphi = \frac{B_1 p + B_0}{A_2 p^2 + A_1 p + A_0} x - \frac{C_1 p + C_0}{A_2 p^2 + A_1 p + A_0} \alpha - \frac{D_0}{A_2 p^2 + A_1 p + A_0} f = Y_{\alpha\varphi}^x + Y_{\alpha\varphi}^\alpha + Y_{\alpha\varphi}^f. \quad (27)$$

Таким образом, исключаются внутренняя координата p и можно перейти к свернутой функциональной схеме, изображенной на рис. 2.

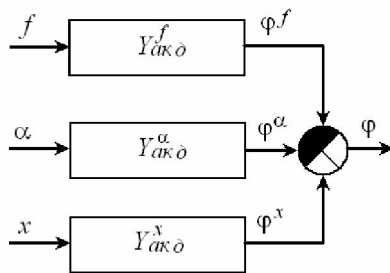


Рис.2. Свернутая функциональная схема дизеля без наддува

Как следует из результатов проведенного анализа, на состояние исследуемой системы (дизель без наддува с аккумуляторной ТС) оказывают влияние три фактора: продолжительность управляющего импульса на электромагнит форсунки (характеризуется значением величины относительной переменной x), мощность, снимаемая с коленчатого вала (α) и относительная продолжительность сигнала ШИМ на электромагнитный клапан аккумулятора (f). Само же состояние системы может быть охарактеризовано двумя параметрами: частотой вращения коленчатого вала двигателя (φ) и давлением топлива в аккумуляторе (p). Следует заметить, что первый параметр – частота вращения коленчатого вала двигателя – непосредственно определяет режим работы двигателя, а второй – давление топлива в аккумуляторе – опосредованно, через влияние на рабочий процесс двигателя и, следовательно, его индикаторные показатели.

Выводы:

1. Полученная система дифференциальных уравнений, описывающая динамические свойства дизеля без наддува с аккумуляторной ТС, позволяет сформировать и реализовать математическую модель исследуемого объекта. При этом решение системы возможно как численным, так и аналитическим методом.

2. Полученное линейное неоднородное дифференциальное уравнение 2-го порядка позволило упростить математическую модель путем исключения внутренних переменных и определить факторы, оказывающие влияние на состояние исследуемой системы.

3. Дополнение математической модели двигателя уравнением регулятора позволит создать модель замкнутой САР и с ее помощью расчетными методами определить рациональные параметры электронного регулятора с учетом анализа устойчивости системы и качества переходных процессов.

Список литературы:

1. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания. / В.И. Крутов – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
2. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344с.
3. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк и др. // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. научн.-техн. журнал. – 2007. – №1. – С. 44 – 52.
4. Соболев И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. Второе расширенное издание / И.М. Соболев, Р.Б. Статников – М.: Дрофа, 2006. – 175 с.

Bibliography (transliterated):

1. Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie dvigatelej vnutrennego sgoraniya. / V. I. Krutov - M.: Mashinostroenie, 1989. - 416 s.
2. Grehov L. V. Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizelej. / L. V. Grehov, N. A. Ivaschenko, V. A. Markov - M.: Legion-Avtodata, 2004. - 344s.
3. Vrublevskij A. N. Osobennosti matematicheskogo modelirovaniya gidromekhanicheskikh processov EGF / A. N. Vrublevskij, A. L. Grigor'ev, A. V. Gricyuk i dr. // Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Vseukr. nauchn.-tehn. zhurnal. - 2007. - №1. - S. 44 - 52.
4. Sobol' I. M. Vybora optimal'nykh parametrov v zadachah so mnogimi kriteriyami. Vtoroe rasshirennoe izdanie / I. M. Sobol', R. B. Statnikov - M.: Drofa, 2006. - 175 s.

А. П. Строков, д-р техн. наук, А. Н. Кондратенко, асп.

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ МОДУЛЯ ФИЛЬТРА ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ. ЧАСТЬ 2

Введение

Одной из важных задач, стоящих перед создателями дизелей, является снижение твердых частиц (ТЧ) в отработавших газах (ОГ). Эффективным методом решения этой задачи является очистка ОГ различными устройствами. Основными недостатками конструкций таких устройств являются их дороговизна, нетехнологичность и значительное гидравлическое сопротивление.

Анализ литературных источников

Авторами были предложены новая конструкция и способ функционирования фильтра твердых частиц (ФТЧ) на основе фильтрующего элемента (ФЭ) поверхностно-адсорбционного типа [1].

Описание ближайших аналогов, конструкции, способа функционирования и выбор геометрических параметров ФТЧ приведены в работе [2].

С целью оценки гидравлического сопротивления модуля ФТЧ новой конструкции были проведены расчеты для нескольких вариантов параметров соединительных отверстий модуля при одинаковом их количестве для каждого места сопряжения ячеек ФЭ и различными диаметрами. Особенности построения исходной геометрии, начальной и расчетной сеток, допущений, принятых для расчета, задания начальных и граничных условий, математической модели процесса движения ОГ в полостях модуля и метода расчета описаны в источниках [2] и [3].

Целью данного исследования является определение геометрических параметров модуля ФТЧ и оценка влияния некоторых из них на его гидравлическое сопротивление.

Выбор геометрических параметров конструктивных элементов модуля ФЭ

Исходя из технологической возможности (изготовление сварной конструкции из изогнутых стальных полос), учитывая толщину стенок прототипа ФТЧ (1 мм, а в местах точечной сварки 2 мм), а также технологические особенности процесса нанесения пористого покрытия на стенки, размеры проходного сечения полости в ячейке принимаем следующие: высота полости ячейки $b=10$ мм, ширина полости ячейки $h=5$ мм, длина сопряжения $l=30$ мм.

Геометрические параметры модуля ФЭ.

Площадь сечения на входе в модуль, и равная ей площадь сечения на выходе из модуля, мм²:

$$S_{ВХ}=h \cdot b=5 \cdot 10=50.$$

Площадь соединительной пластины, приходящаяся на одно место сопряжения полостей разноименных ячеек модуля, мм²:

$$S_{пл}=b \cdot l=10 \cdot 30=300.$$

Площадь выходного отверстия выпускного коллектора быстроходного дизеля 2Ч10,5/12 равна $S_D=875$ мм² [4].

Тогда ФЭ для дизеля 2Ч10,5/12 должен состоять из такого числа модулей:

$$i_m=S_D/S_{ВХ}=875/50=17,5 \approx 18.$$

Однако, ввиду наличия эффекта дросселирования в соединительных отверстиях модулей ФЭ, а также неизбежного засорения ФТЧ в процессе работы, целесообразно принять количество модулей равное $i_m=50$.

В процессе исследования выполнен ряд расчетов с целью оценки гидравлического сопротивления модуля ФТЧ новой конструкции. Как можно увидеть из результатов расчета, приведенных в [2], модуль ФЭ с геометрическими параметрами соединительных отверстий, представленными в [2, рис. 1] (по 6 отверстий на одно место сопряжения полостей разноименных ячеек) обладает значительным гидравлическим сопротивлением. Значение гидравлического сопротивления достигает приемлемых величин лишь при диаметре соединительного отверстия 3,5 мм при неизменном их количестве. Однако такое значение диаметра не позволит ФТЧ работать эффективно.

Оптимальным значением диаметра соединительного отверстия с точки зрения технологичности конструкции модуля ФЭ является 1,0 мм. Это обусловлено тем, что отверстия диаметром менее 1,0 мм получить сверлением, штамповкой или лазерной резкой в таком количестве (1500 отверстий на весь ФТЧ) затруднительно с приемлемым уровнем качества и низкой себестоимостью. Также такие отверстия больше подвержены засорению. При фиксированном количестве отверстий на одно место сопряжения полостей разноименных ячеек, как видно из результатов расчета, диаметр соединительных

тельного отверстия целесообразно выбирать не менее 3,5 мм, что отрицательно скажется на характере течения ОГ в полостях модуля ФЭ, и тем самым, снизит его эффективность.

Соответственно, из вышеперечисленных возможных значений диаметра следует принять наименьший, то есть 1,0 мм. При этом целесообразным представляется увеличение количества соединительных отверстий до 25...50-ти на одно место сопряжения ячеек модуля ФЭ.

Площадь проходного сечения одного соединительного отверстия, мм²:

$$S_0 = \pi \cdot d_0^2 / 4 = 3,1416 \cdot 1^2 / 4 = 0,785,$$

где d_0 – диаметр соединительного отверстия, мм.
 $d_0=1$ мм.

Количество соединительных отверстий, обеспечивающее равенство проходного сечения сочленения полостей разноименных ячеек модуля и площади сечения на входе в модуль:

$$n_0 = S_{BX} / S_0 = 50 / 0,758 = 63,69 \approx 64.$$

Соединительные отверстия, приходящиеся на площадь сопряжения, целесообразно распределить по этой площади равномерно – их оси перпендикулярны поверхности сопряжения, сами отверстия расположены в несколько рядов вдоль длинны сопряжения, симметрично центральной оси модуля, по несколько отверстий в ряду. Расстояния между рядами отверстий j_p , расстояния между осями отверстий в ряду j_i , а также им равные расстояниям от осей до стенок, отделяющих полости одной ячейки, принимаем равными между собой.

Площадь поверхности полостей модуля, пригодных для нанесения пористого адсорбирующего

покрытия, мм²:

$$S_M = 2 \cdot (S_1 + 2 \cdot S_2) - 5 \cdot S_{0\Sigma} = 2 \cdot (950 + 2 \cdot 1900) - 5 \cdot n_j \cdot S_0 = 9500 - 5 \cdot n_j \cdot S_0,$$

где n_i – количество соединительных отверстий на одно место сопряжения полостей разноименных ячеек модуля ФЭ; S_1 – площадь поверхности полостей модуля с входным и выходным отверстием, мм².

$$S_1 = 2 \cdot (l \cdot b) + 2 \cdot (h \cdot l) = 2 \cdot (30 \cdot 10) + 2 \cdot (5 \cdot 30) = 950;$$

S_2 – площадь поверхности полостей модуля, не имеющих сообщения с буферными объемами, мм²:

$$S_2 = 2 \cdot (2 \cdot l \cdot b) + 2 \cdot (2 \cdot l \cdot h) + 2 \cdot h \cdot b = 2 \cdot (2 \cdot 30 \cdot 10) + 2 \cdot (2 \cdot 30 \cdot 5) + 2 \cdot 5 \cdot 10 = 1900$$

$S_{0\Sigma}$ – суммарная площадь проходных отверстий, приходящаяся на одно место сопряжения полостей разноименных ячеек модуля ФЭ, мм²:

$$S_{0\Sigma} = n_i \cdot S_0$$

Диаметр соединительных отверстий при условии, что суммарная площадь проходного сечения сопряжения полостей разноименных ячеек модуля ФЭ приходится на 6 отверстий:

$$d_{06}=(4 \cdot S_{0\Sigma}/\pi)^{1/2}/6.$$

Эскиз модуля ФЭ с различными вариантами количества и расположения соединительных отверстий приведен на рис. 1.

Для сравнительной оценки гидравлического сопротивления модуля ФЭ за базовый принимаем, рассчитанный ранее вариант конструкции модуля ФЭ с 6 отверстиями диаметром 1,0 мм на одно место сопряжения полостей разноименных ячеек, расположенных в 2 ряда по 3 отверстия в ряду, рассчитанный в первой части данного исследования – варианта.

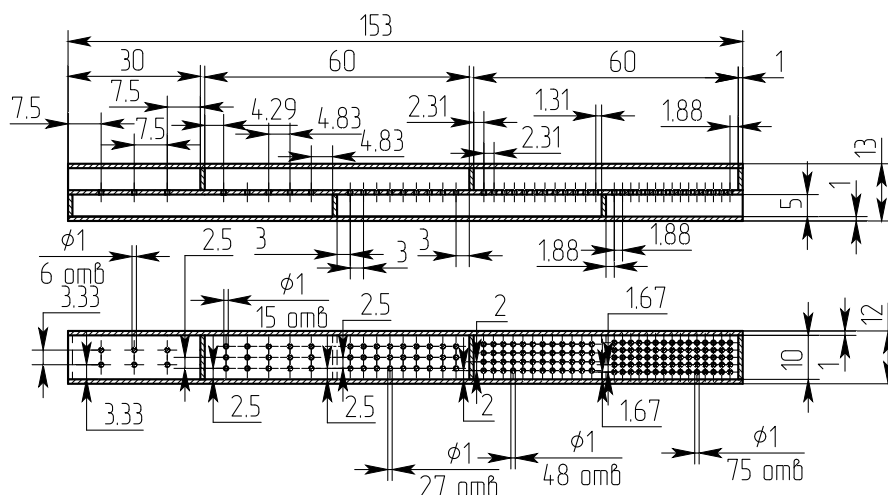


Рис. 1. Эскиз модуля ФЭ

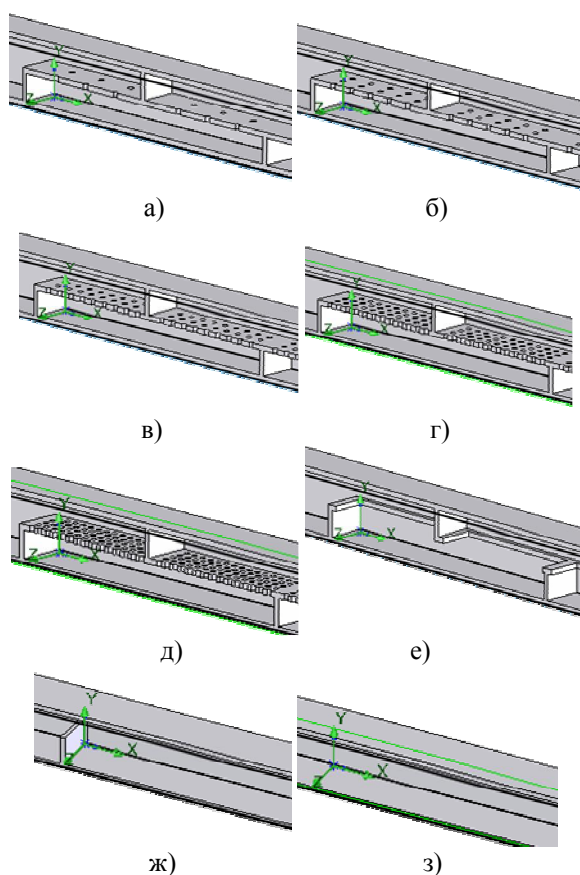


Рис. 2. Модуль $\Phi Э$ с различным количеством соединительных отверстий:

а) 6 отверстий, расположенных в 2 ряда по 3 отверстия; б) 15 отверстий, расположенных в 3 ряда по 5 отверстий; в) 27 отверстий, расположенных в 3 ряда по 9 отверстий; г) 48 отверстий, расположенных в 4 ряда по 12 отверстий; д) 75 отверстий, расположенных в 5 рядов по 15 отверстий; е) с прямоугольным вырезом в соединительной пластине, площадью 75% от площади соединительной пластины; ж) с отсутствием соединительной пластины и перегородок между полостями ячеек $\Phi Э$; з) труба прямоугольного сечения с размерами модуля $\Phi Э$

Таблица 1. Результаты расчета

№ вар.	n_i	d_0	S_0	$S_{0\Sigma}$	$S_0/S_{0\Sigma}$	$S_{0\Sigma}/S_{пл}$	d_{06}	P_{max}	P_{min}	ΔP
-	шт	мм	мм ²	мм ²	-	-	мм	Па	Па	Па
а	6	1,0	0,785	4,71	0,094	0,026	1,0	233570	91092	142478
б	15	1,0	0,785	11,78	0,236	0,039	1,58	132147	98550	33597
в	27	1,0	0,785	21,20	0,424	0,071	2,12	109714	100243	9471
г	48	1,0	0,785	37,68	0,754	0,126	2,83	104862	100531	4331
д	75	1,0	0,785	58,88	1,178	0,196	3,53	103646	100752	2894
е	Прямоугольный вырез в соединительной пластине	-	-	224	4,480	0,750	16,88	103300	101041	2259
ж	Модуль без соединительной пластины и перегородок между полостями	-	-	-	-	-	-	101878	101122	756
з	Труба прямоугольного сечения	-	-	-	-	-	-	101358	101325	33

Новые варианты конструкции модуля $\Phi Э$ имеют следующие параметры соединительных отверстий:

- вариант б – с 15 отверстиями диаметром 1,0 мм на одно место сопряжения полостей различных ячеек, расположенных в 3 ряда по 5 отверстий в ряду;

- вариант в – с 27 отверстиями диаметром 1,0 мм на одно место сопряжения полостей различных ячеек, расположенных в 3 ряда по 9 отверстий в ряду;

- вариант г – с 48 отверстиями диаметром 1,0 мм на одно место сопряжения полостей различных ячеек, расположенных в 4 ряда по 12 отверстий в ряду;

- вариант д – с 75 отверстиями диаметром 1,0 мм на одно место сопряжения полостей различных ячеек, расположенных в 5 рядов по 15 отверстий в ряду.

Также проведен расчет для таких вариантов конструкции модуля $\Phi Э$:

- вариант е – с вырезом в соединительной пластине прямоугольной формы с площадью 75% от площади соединительной пластины;

- вариант ж – с отсутствием соединительной пластины и перегородок между полостями ячеек $\Phi Э$;

- вариант з – труба прямоугольного сечения с размерами модуля $\Phi Э$.

Исходная геометрия для всех вариантов конструкции модуля $\Phi Э$ приведена на рисунке 2.

Результаты расчета

Результаты расчета гидравлического сопротивления модуля $\Phi Э$ с различными вариантами количества и расположения соединительных отверстий приведены в табл. 1.

По данным табл. 1 построен график зависимости гидравлического сопротивления модуля ФЭ от суммарной площади сечения проходных отверстий (на рис. 3).

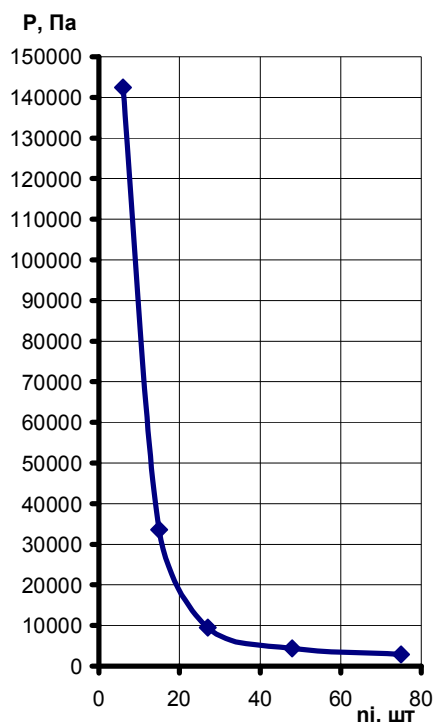
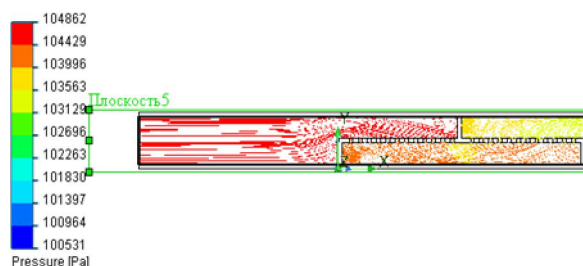


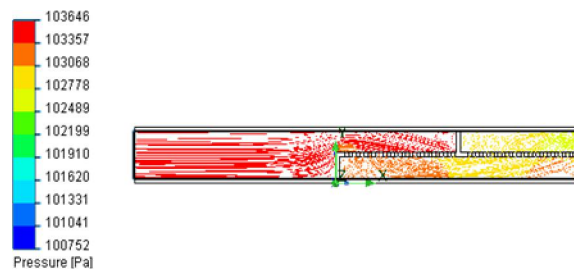
Рис. 3. Зависимость гидравлического сопротивления модуля ФЭ от диаметра соединительных отверстий

Из рисунка 3 видно, что график зависимости асимптотически приближается к некоторому значению гидравлического сопротивления – 2,26 кПа – таким гидравлическим сопротивлением обладает модуль ФЭ с прямоугольным вырезом в соединительной пластине, площадью 75% от площади соединительной пластины.

Характер течения потока ОГ в полостях ФЭ для наилучших вариантов конструкции показан на рисунке 4.



а)



б)

Рис. 4. Траектории движения потока ОГ в модуле ФЭ с различным количеством соединительных отверстий на одно место сопряжения

а) 48 отверстий, расположенных в 4 ряда по 12 отверстий, б) 75 отверстий, расположенных в 5 рядов по 15 отверстий

Выводы

Из результатов расчета видно, что гидравлическое сопротивление модуля ФЭ достигает приемлемых величин при количестве соединительных отверстий 45 и более. Однако объективным пределом снижения гидравлического сопротивления является значение 2,3 кПа.

Дальнейшее снижение гидравлического сопротивления модуля ФЭ возможно лишь экстенсивным путем, то есть за счет увеличения количества модулей в ФЭ.

Целесообразным является проведение уточненного расчета гидравлического сопротивления модуля ФЭ с принятым диаметром соединительных отверстий. При этом для улучшения достоверности моделирования газодинамических процессов в модуле ФЭ, необходимо отказаться от некоторых принятых ранее допущений, а именно:

- 1) сгустить базовую расчетную сетку, также в пристеночных слоях применить безразмерную Y-координату;
- 2) в качестве текучей среды принять ОГ дизеля с соответствующими теплофизическими свойствами;
- 3) учитывать шероховатость стенок и явления теплообмена в модуле;
- 4) в качестве граничных условий задавать экспериментально полученные значения давления и температуры ОГ на входе и выходе из модуля.

При этом возникают трудности технологического характера в нанесении покрытия на соединительную пластину модуля ФЭ. Поскольку при таком увеличении количества отверстий резко уменьшается площадь соединительной пластины, пригодная для нанесения покрытия, то во избежа-

ние засорения отверстий от налипания на их кромки ТЧ и их возможном коксовании при регенерации ФТЧ, целесообразным представляется отказ от нанесения покрытия на соединительную пластину.

Ввиду некоторой неопределенности в задании граничных условий для решения задачи, целесообразно провести моторный эксперимент на стенде с быстроходным дизелем 2Ч10,5/12 с целью измерения значений этих параметров для выбранных режимов работы дизеля.

Характер течения ОГ в буферных объемах позволяет сократить их при уточненном расчете гидравлического сопротивления модуля ФЭ.

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. Визначення основних конструктивних параметрів та попередня оцінка гідравлічного опору модуля фільтра твердих частинок дизеля / Інформаційні технології: нау-

ка, техніка, освіта, здоров'я. Тези доповідей XIX Міжнародної науково-практичної конференції, Ч. I (1-3 червня 2011 р., м. Харків) – Харків, НТУ «ХПІ» - с. 202; 3. Алямовский А. А. Компьютерное моделирование в инженерной практике. / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н. Б. Пономарев – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.: ил. 4. Двигатель Д21А1. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. ВТФ Владимирец СССР. Внешторгиздат Изд № 3288А. ВТИ.

Bibliography (transliterated):

1. Stokov A. P. Sovremennye metody ochistki otrabotavshih gazov dizelej ot tverdyh chastic / A.P. Stokov, A.N. Kondratenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. - 2010. - №2. - S. 99-104; 2. Kondratenko O. M. Vznachennja osnovnih konstruktivnih parametriv ta poperednja ocinka gidravlichnogo oporu modulja fil'tra tverdih chastinok dizelja / Informacijni tehnologii: nauka, tehnika, osvita, zdorov'ja. Tezi dopovidej XIX Mizhnarodnoi nauko-vo-praktichnoi konferencii, Ch. I (1-3 chervnja 2011 r., m. Harkiv) – Harkiv, NTU «HPI» - s. 202; 3. Aljamovskij A. A. Komp'juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike. / A.A. Aljamovskij, A.A. Sobachkin, E.V. Odincov, A.I. Haritonovich, N.B. Ponomarev– SPb.: BHV-Peterburg, 2005. – 800 s.: il. 4. Dvigatel' D21A1. Tehniceskoe opisanie i instrukcija po jekspluataciji. VTF Vladimirec SSSR. Vneshtorgizdat Izd № 3288A. VTI.

УДК 621.43.052

Ю.Л. Мошенцев, канд. техн. наук, А.А. Гогоренко, инж., Д.С. Минчев, канд. техн. наук

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ

Введение

Современные системы охлаждения (СО) двигателей магистральных тепловозов охлаждают воду, масло и наддувочный воздух при использовании различных схем [4]. Применяемые системы обеспечивают требуемые параметры охлаждающей воды и масла, в то время как охлаждение наддувочного воздуха осуществляется недостаточно эффективно. Наиболее глубокое охлаждение наддувочного воздуха (в рамках рекуперативных СО) может быть достигнуто с использованием воздухо-воздушных охладителей. При этом контур охлаждения наддувочного воздуха выполняется отдельно от схемы системы охлаждения. Воздухо-воздушные охладители имеют большие габариты, плохо komponуются на двигателе и практически не обеспечивают регулирование температуры воздуха за охладителем на дробных нагрузках и при низких температурах окружающего воздуха. Водно-воздушные охладители намного компактнее и принципиально удобнее для регулирования температуры воздуха за охладителем. Такие охладители могут быть реализованы в так называемых

полнопоточных и малорасходных системах охлаждения [4]. В полнопоточных СО расходы воды через все теплообменники и через двигатель одинаковы. В малорасходных системах расходы воды через теплообменники оптимизируются и, как правило, на порядок меньше расходов воды через двигатель [2, 5]. Эффективность охлаждения наддувочного воздуха в системе охлаждения принято характеризовать коэффициентом эффективности системы охлаждения наддувочного воздуха η_o

$$\eta_o = \frac{T_k - T_s}{T_k - T_o},$$

где T_k , T_s – температуры воздуха до и после охладителя наддувочного воздуха (ОНВ); T_o – температура окружающего воздуха.

Для выпускаемых в СНГ тепловозов используются полнопоточные системы охлаждения [3], в которых значение η_o не превышает 0,72...0,75. Возможность повышения этого предела, даже теоретическая, для полнопоточных систем отсутствует. Применение малорасходных систем рекуперативного охлаждения с обычными теплоносителями

(вода, воздух) позволяет поднять значение η_o до 0,94...0,96, что соответствует температуре воздуха за ОНВ примерно 46...48 °С при температуре окружающей среды 40 °С. Достижение температуры 46...48 °С за ОНВ на номинальном режиме работы двигателя позволяет при указанных условиях окружающей среды снизить удельный расход топлива примерно на 4...5 г/(кВт·ч) и одновременно довести токсичность выхлопа до существующих стандартов.

Анализ публикаций

На рис. 1 приведена схема полнопоточной системы охлаждения тепловоза ТЭП70 [1].

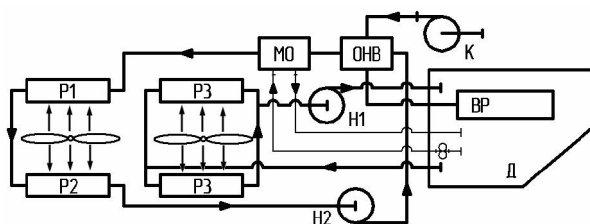


Рис. 1. Схема системы охлаждения 3РК2П1

Система двухнасосная, в которой контур охлаждения наддувочного воздуха и масла отделен от контура охлаждения воды двигателя. Для регулирования температуры воздуха контуры сообщаются специальным каналом с регулируемым клапаном (на рис. 1 не показаны). Поддержание большого расхода воды через ОНВ и маслоохладитель (МО), равного расходу воды через двигатель, противоречит принципу возможной оптимизации теплотехнических параметров замкнутого контура с последовательно соединенными теплоисточниками (ОНВ и МО) и теплорассеивателями (радиаторный блок P1-P2) [2, 5]. В соответствии с таким принципом оптимальный расход воды, обеспечивающий максимальное снижение температуры воздуха за ОНВ, должен быть снижен примерно на порядок. Важно иметь в виду, что при таком снижении расхода воды конструкция теплообменников должна быть изменена для поддержания достаточной скорости воды в каналах поверхностей теплообмена. Это выражается в увеличении числа ходов теплообменников по воде в малорасходной системе по сравнению с полнопоточным вариантом. Кроме того, в малорасходных теплообменниках скорость воды в каналах принято снижать по сравнению с полнопоточными до 0,5...0,8 м/с, чтобы обеспечить приемлемые гидравлические сопротивления таких теплообменников [6, 7]. Такое снижение ско-

рости не влияет на достижение названного оптимума.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является представление результатов исследования по разработке рациональной системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания для современных магистральных тепловозов, которая при работе двигателя на номинальном режиме и температуре окружающей среды 40 °С способна обеспечить температуру наддувочного воздуха за ОНВ не более, чем 50 °С. Для достижения поставленной цели был разработан и проанализирован ряд перспективных схем систем охлаждения, разработаны методики расчета и оптимизации параметров систем и входящих в них теплообменников, а также метод выбора наилучшей схемы системы охлаждения среди рассматриваемых.

Результаты исследования

Приведенная на рис. 1 схема может быть сравнительно просто преобразована в малорасходную либо только за счет снижения расхода воды в «холодном» контуре при одновременном повышении числа ходов теплообменников по воде (схема 3РК2П1(м)), либо путем ее некоторого усложнения, при котором через ОНВ и МО могут быть обеспечены отдельно оптимизируемые расходы воды (рис. 2). В последнем случае возможно повысить η_o системы примерно до 0,96.

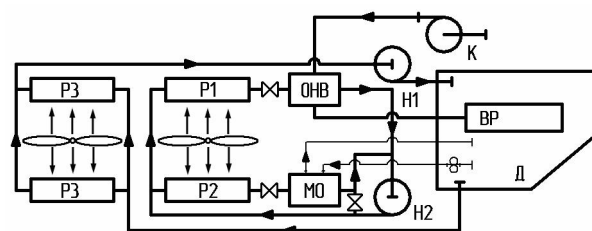


Рис. 2. Схема системы охлаждения 3РК2М

Использование отдельных контуров и двух насосов излишне усложняет как систему, так и задачу регулирования температуры воздуха за ОНВ. Малорасходная система может быть создана и с одним насосом. В этом случае контур охлаждения наддувочного воздуха интегрируется в общую схему (рис.3).

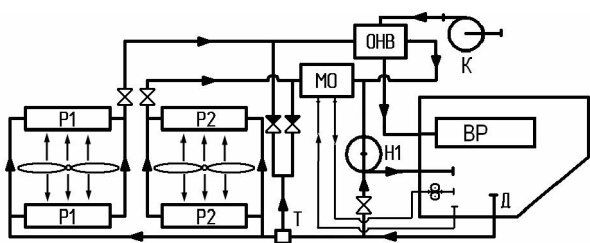


Рис. 3. Схема системы охлаждения 2PK1M

При работе системы 2PK1M вода на выходе из двигателя делится на два потока: большая часть воды без всякого охлаждения возвращается через перепуск на всасывание насоса, а меньшая часть поступает на радиаторные блоки P1 и P2, после которых направляется на вход в охладитель наддувочного воздуха и охладитель масла. В связи с малым расходом воды через P1 и P2 обеспечивается высокая эффективность этих блоков по охлаждению воды, и вода за P1 охлаждается почти до температуры окружающего воздуха. Вода за P2 охлаждается до несколько более высоких температур, чем за P1. Сравнительно низкая температура воды перед МО позволяет проектировать его с относительно низким КПД и, соответственно, приемлемыми размерами, при которых обеспечивается заданный теплоотвод от масла. Вода за ОНВ и МО смешивается на входе в насос с водой из перепуска, в результате чего получается поток с необходимой для нормальной работы двигателя температурой. Радиаторные блоки в системе работают в условиях сравнительно высоких температурных напоров, что способствует повышению компактности системы и снижает ее металлоемкость. На дробных нагрузках и при низких температурах окружающей среды снижение температуры воды за двигателем приводит к срабатыванию терморегулятора (Т), который отсоединяет радиаторные блоки и направляет воду после двигателя на ОНВ и МО, подогревая воздух и масло.

Интенсификация охлаждения наддувочного воздуха в такой схеме обеспечивается так же, как и в схеме с выделенным контуром охлаждения наддувочного воздуха. А именно: в каждой цепочке схемы, состоящей из последовательно соединенных водяным каналом теплоотсеивателя и теплоисточника (радиатор P1 и ОНВ, радиатор P2 и МО), может быть обеспечен оптимальный расход воды, при котором обеспечивается минимальная температура воздуха за ОНВ и необходимый теплоотвод в воду и масло. В приведенной схеме радиаторы рассеивают не только тепло от наддувочного воздуха и масла, но и тепло,

выделяемое двигателем, что не мешает ни оптимизации системы, ни возможности ее регулирования.

Приведенная схема системы охлаждения является наилучшей для тепловозного двигателя типа 16ЧН 26/26 мощностью 2950 кВт. В то же время при форсировании этого двигателя до 3500 кВт эта схема имеет несколько худшие параметры, чем приведенная на рис. 4.

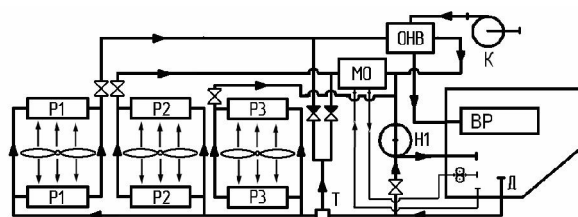


Рис. 4. Схема системы охлаждения 3PK1M5

Существует ряд подобных схем, потенциально способных получить преимущество в случае изменения параметров двигателя. Чтобы сравнить возможные схемы с целью выбора наиболее удачных, необходим специальный метод сопоставления, который позволил бы провести сравнение схем в условиях равных подходов и достигнутых пределов оптимизации каждой из схем. Для этого предлагается использовать так называемые характеристики систем, графики которых представлены на рис. 5.

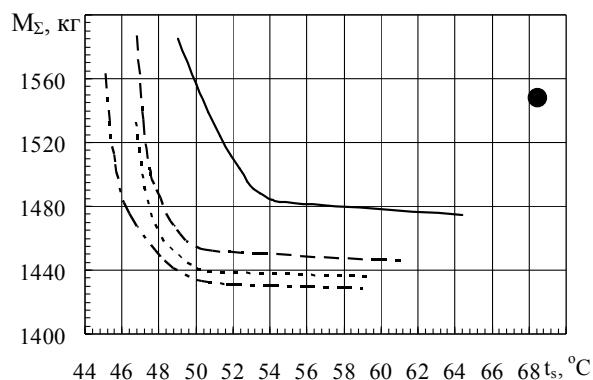


Рис. 5. Характеристики систем

— · — · — 2PK1M; - - - 3PK1M5; 3PK2M;
— 3PK2П1(м); ● 3PK2П1

Характеристики представляют собой зависимости общей массы сердцевин всех теплообменников системы M_{Σ} от температур воздуха за ОНВ t_s , либо зависимости массы сердцевин теплообменников, габариты которых могут быть изменены (например, в случае показанных на рис. 5 характеристик изменению подвергались только габариты маслоохладите-

лей, габариты прочих теплообменников и массы их сердцевин были фиксированы). Все системы, за исключением полнопоточной ЗРК2П1, имеют свои характеристики в виде кривых. Параметры же штатной полнопоточной системы ЗРК2П1 в рассматриваемых координатах могут быть представлены только точкой. Путем анализа характеристик систем возможно оценить как качественные, так и количественные параметры сравниваемых объектов. Из рис. 5 очевидно, что наилучшими параметрами обладает система 2РК1М, так как эта система обеспечивает минимально возможное значение t_s при минимальной суммарной массе сердцевин теплообменников.

При построении характеристик необходимо получить все точки этих кривых в условиях достижения минимально возможных температур воздуха за ОНВ и одновременном обеспечении заданных температур воды и масла за двигателем. Соответственно должны обеспечиваться заданные мощности тепловых потоков в воду и масло. Такие расчеты выполняются на базе использования компьютерных программ, реализующих расчеты систем при одновременном расчете всех теплообменников этих систем. Кроме того, при расчетах учитываются изменения мощности тепловых потоков от двигателя в воду и масло в зависимости от изменений температур воды,

масла и наддувочного воздуха. В программах также выполняются гидравлические расчеты всех теплообменников и решается задача определения действительных расходов воды по ветвям системы с учетом характеристики насоса.

Предельно возможное улучшение параметров систем проводится с учетом возможности изменения комплектации радиаторных блоков, в которых может изменяться число радиаторных стоек при фиксированном общем количестве стоек. Кроме того, проводятся расчеты характеристик систем при разном суммарном количестве радиаторных стоек (рис. 6). В последнем случае возможно найти рациональное число всех стоек в системе. Расчеты, связанные с изменением общего числа стоек, выполнялись совместно с расчетом газодинамического сопротивления шахт и радиаторных блоков при использовании экспериментальных характеристик вентиляторов. Это позволило оценивать связанные с указанными действиями изменения расходов воздуха вентиляторами. Результаты таких расчетов показаны на рис. 6, из которого следует, что для температуры воздуха за ОНВ $t_s = 47^\circ\text{C}$ минимальная суммарная масса сердцевин теплообменников системы обеспечивается при 42 радиаторных стойках.

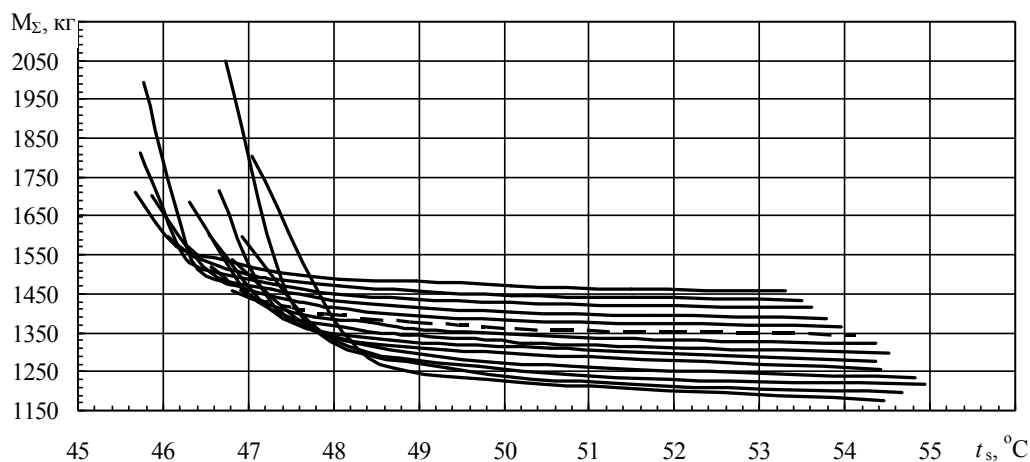


Рис. 6. Характеристики системы 2РК1М при общем числе радиаторных стоек от 34 до 47 шт.

При разработке новых систем охлаждения для тепловозных двигателей неизбежен учет разного рода ограничений, связанных с массами и габаритами теплообменных аппаратов. В частности, для серийных двигателей типа ЧН 26/26 жестко фиксируются габариты охладителя наддувочного воздуха, что ограничивает возможности оптимизации параметров системы. Аналогично ограничены габариты радиаторных стоек и охладителей масла. В этих ус-

ловиях повышение эффективности теплообменников возможно путем применения более совершенных поверхностей теплообмена и выбора рационального числа ходов теплообменников по воде. При указанных ограничениях возможности достижения минимально возможной суммарной массы сердцевин теплообменников системы и минимальной температуры наддувочного воздуха за ОНВ ограничиваются. Тем не менее, как показывают расчеты, и в таких рамках

оказывается возможным обеспечить практически ту же массу сердцевин теплообменников, что и в полнопоточных системах при том, что температура воздуха за ОНВ при работе двигателя на номинальной мощности снижается не менее, чем до 50 °С при температуре окружающего воздуха 40 °С. Следует также отметить, что из-за понижения температур наддувочного воздуха при примерно постоянных мощностях тепловых потоков в воду и масло (на самом деле, со снижением t_s эти мощности уменьшаются) общая мощность теплового потока, отводимого новой системой охлаждения, существенно возрастает.

Выводы и перспективы последующих работ

Таким образом, применяемые полнопоточные системы охлаждения целесообразно заменить малорасходными, способными повысить значения η_o до 0,94...0,96. Такие системы могут компоноваться в машинном отделении тепловоза не хуже полнопоточных, имеют практически те же массы и габариты и могут обеспечить достаточно простое регулирование температуры наддувочного воздуха на drobных режимах и при низких температурах окружающего воздуха. Рассмотренная на рис. 3 система в настоящее время находится в стадии изготовления, за которой последуют испытания, предназначенные для оценки достоверности результатов расчетов системы. В ходе этих испытаний, помимо всего прочего, должен быть определен оптимальный закон регулирования температуры воздуха за охладителем, необходимый для разработки или подбора соответствующего регулятора. Кроме того, при эксплуатации системы в условиях низких температур окружающего воздуха возможно использование тепла

отходящих газов, для чего в системе могут использоваться дополнительные теплообменники, что потребует специальных исследований и разработок.

Список литературы:

1. Пассажирский тепловоз ТЭП70 [В.Г. Быков, Б.Н. Морозкин и др.] – М.: Транспорт, 1976. – 232 с. 2. Кейс В.М. Компактные теплообменники / В.Кейс, А. Лондон; пер. с англ. под ред. Ю.В. Петровского. – М.: «Энергия», 1967. – 224 с.: ил. 3. Куликов Ю.А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов / Ю.А. Куликов. – М.: Машиностроение, 1988. – 280 с. 4. Мошенцев Ю.Л. Возможные тенденции развития систем охлаждения современных магистральных тепловозов / Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко // Международный информационно-технический журнал Локомотив-информ. – Харьков. – 2011 – №7. – С.4 – 7. 5. Eastwood J.C. Liquid-Coupled Indirect-Transfer Exchanger Application to the Diesel Engine / J.C. Eastwood // Transactions of the ASME. Пер. с англ. – Т.101, №4. – 1979. – С. 25-33. 6. Nutt. Cooling System Requirements for Advanced Diesel Engines / Nutt, R.F. Poehlman // SAE Technical Paper Series. – №820984. – 1982. – 8pp. 7. Sekar R.R. Trends in Diesel Engine Charge Air Cooling / R.R. Sekar // SAE Technical Paper Series. – №820503. – 1982. – 12 pp.

Bibliography (transliterated):

1. Passazhirskij teplovoz TJeP70 [V.G. Bykov, B.N. Moroshkin i dr.] – М.: Transport, 1976. – 232 s. 2. Kejs V.M. Kompaktnye teploobmenniki / V.Kejs, A. London; per. s angl. pod red. Ju.V. Petrovskogo. – М.: «Jenergija», 1967. – 224 s.: il. 3. Kulikov Ju.A. Sistemy ohlazhdenija silovyh ustanovok teplovozov / Ju.A. Kulikov. – М.: Mashi-nostroenie, 1988. – 280 s. 4. Moshencev Ju.L. Vozmozhnye tendencii raz-vitija sistem ohlazhdenija sovremennyh magistral'nyh teplovozov / Ju.L. Moshencev, A.A. Gogorenko // Mezhdunarodnyj informacionno-tehnicheskij zhurnal Lokomotiv-inform. – Har'kov. – 2011 – №7. – S.4 – 7. 5. Eastwood J.C. Liquid-Coupled Indirect-Transfer Exchanger Application to the Diesel Engine / J.C. Eastwood // Transactions of the ASME. Per. s angl. – T.101, №4. – 1979. – S. 25-33. 6. Nutt. Cooling System Requirements for Ad-vanced Diesel Engines / Nutt, R.F. Poehlman // SAE Technical Paper Series. – №820984. – 1982. – 8pp. 7. Sekar R.R. Trends in Diesel Engine Charge Air Cooling / R.R. Sekar // SAE Technical Paper Series. – №820503. – 1982. – 12 pp.

УДК 621.824.32 : 621.822.001.24

К.Ю. Тарсіс, канд. техн. наук, Ю.Л. Тарсіс, канд. техн. наук

КВАЗІСТАТИЧНА ТА ДИНАМІЧНА МІЦНІСТЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА

Вступ

Історично склалося так, що для оцінки міцності колінчастих валів двигунів внутрішнього згоряння використовувалися два незалежних підходи – квазістатичний та динамічний. Перший підхід враховував тільки сили інерції неврахованих мас, незважаючи на коливання, що виникають при роботі двигуна. Однак у рамках квазістатичного

підходу послідовно підвищувалась адекватність математичних моделей колінчастого вала, що дозволило врахувати найбільш істотні фактори, які впливають на параметри його міцності. До цих факторів відносяться статична невизначеність, пружна піддатливість та неспіввісність опор і, нарешті, зазори у гідродинамічних корінних підшипниках ковзання.

Другий підхід, що спочатку переслідував мету позбавлення резонансних режимів при крутильних коливаннях, а також підбір демпферів і антивібраторів для гасіння небезпечних коливань, зрештою привів до необхідності розгляду зв'язаних подовжно-згинально-крутильних коливань на базі більш адекватних динамічних моделей.

У даній роботі на першому етапі досліджується у квазістатичній постановці міцність колінчастого вала 8-ми циліндрового V- подібного дизеля 8ЧН16.5/17, що встановлюється на промисловий трактор. На другому етапі порівнюються результати квазістатичних розрахунків вала на жорстких та

пружних опорах, які отримані за допомогою двох математичних моделей – квазістатичної та динамічної. Це, по-перше, дає змогу довести адекватність динамічної моделі, а по-друге, дати оцінку впливу коливань на міцність вала. На третьому етапі безпосередньо оцінюється вплив вимушених коливань на міцність колінчастого вала та досліджуються причини значних розбіжностей результатів розрахунків в окремих елементах колінчастого вала.

Методика досліджень

Дослідження проводились за допомогою пакету прикладних програм, структурна схема якого наведена на рис. 1.

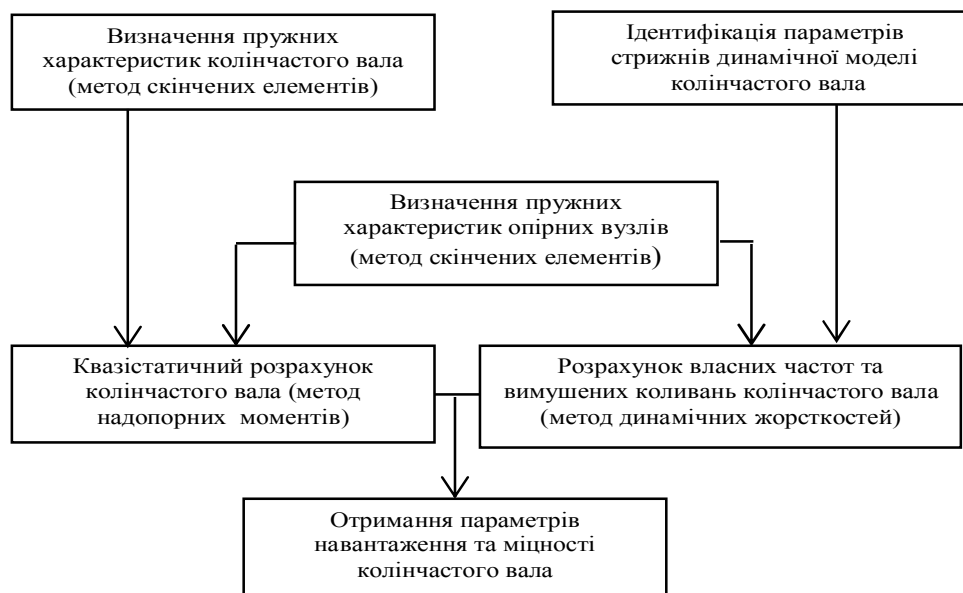


Рис. 1. Структурна схема пакету програм

При побудові квазістатичної моделі [1] колінчастий вал моделюється просторовою статично невизначеною рамною конструкцією на пружних опорах. Пружні характеристики вала визначаються методом скінчених елементів (МСЕ) у тривимірній постановці, а податливість опорних вузлів – тим же методом у двовимірній постановці на основі розгляду поперечних стійок блоку двигуна. Розрахунок здійснюється методом надопорних моментів у матричній формі. При цьому враховуються сили тиску газів та сили інерції невірноважених елементів вала та кривошипно-шатунного механізму. У рамках квазістатичного підходу можливо розглянути різні розрахункові схеми від розрізної до нерозрізної, в якій опори вала можуть бути жорсткі, пружні, співвісні і не співвісні, та, нарешті, можуть моделюватись у вигляді гідродинамічних підшипників

ковзання. В останньому випадку здійснюється сумісний розрахунок вала та корінних підшипників.

Динамічна модель дозволяє провести розрахунки власних частот та вимушених зв'язаних коливань колінчастого вала на ізотропно-пружних опорах на основі методу динамічних жорсткостей [2]. При цьому підході колінчастий вал моделюється просторовою стрижневою системою з урахуванням дискретних тіл у вузлах моделі. Кожен зі стрижнів має розподілені інерційні параметри і дискретні параметри жорсткості та має на кінцях вузли із 6-ма ступенями вільності у кожному. Параметри жорсткості не можуть бути визначені на основі креслень. Тому ці параметри визначаються шляхом спеціального алгоритму їх ідентифікації. Цей алгоритм базується на результатах, які отри-

мані при визначенні пружних характеристик вала методом скінчених елементів [3]. Таким чином, динамічна модель вала стає більш адекватною реальній та, крім цього, з'являється можливість порівняння результатів квазістатичного і динамічного підходів.

У рамках обох підходів результати розрахунків включають повну картину розподілу внутрішніх зусиль у елементах моделі та запаси міцності на втомлюваність в небезпечних перерізах, які враховують нормальні та дотичні напруження. Вихідні дані мають однаковий вигляд незалежно від використаного методу, що дозволяє порівнювати результати розрахунків. Адекватність динамічної моделі може бути доведена шляхом проведення відповідного квазістатичного розрахунку та порівняння результатів, які отримані на основі використання обох моделей. Для проведення квазістатичного розрахунку у рамках динамічної моделі матриці динамічної жорсткості перетворюються у матриці статичної жорсткості шляхом граничного переходу при частоті, що дорівнює нулю. Таким чином, при утриманні достатньої кількості членів розкладання діючого навантаження у ряди Фур'є, можна порівнювати відповідні вихідні дані.

Результати досліджень.

На першому етапі у рамках квазістатичної моделі виконані наступні розрахунки: автономний розрахунок вала на жорстких опорах (розрахунок 1); автономний розрахунок вала на пружних опорах з податливістю опор, неоднаковою в двох напрямках (розрахунок 2); сумісний розрахунок вала та гідродинамічних корінних підшипників ковзання (розрахунок 3); розрахунок з використанням розрізної схеми (розрахунок 4). Результати у вигляді запасів міцності на втомлюваність у небезпечних перерізах – галтелях переходу шатунних шийок у щоки у площині колін, наведені на рис. 2 (для зручності значення запасів з'єднані рисками).

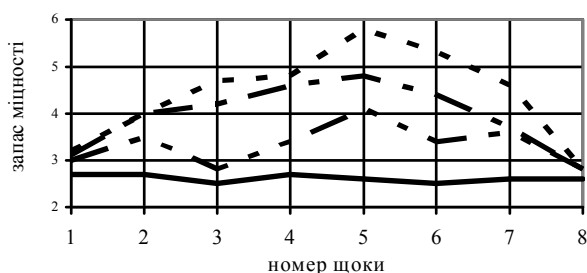


Рис. 2. Запаси міцності для розрахунків 1-го етапу;

розрахунки: 1 - - - - -, 2 - - - -,
3 - - - - -, 4 - ———

Коефіцієнти запасів міцності при використанні обох розрахункових схем обчислювались за формулами:

$$n = K_r \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}; n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} K_{d\sigma} K_{v\sigma}}{K_\sigma K_{\phi\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1} K_{d\tau} K_{v\tau}}{K_\tau K_{\phi\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m};$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2};$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2};$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\text{згин},y}^{\max}}{W_y}; \tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр}}^{\max}}{W_\rho};$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\text{згин},y}^{\min}}{W_y}; \tau_{\min} = \frac{M_{\text{кр}}^{\min}}{W_\rho};$$

де n, n_σ, n_τ – коефіцієнти запасів міцності: n – загальний, n_σ – по нормальним напруженням, n_τ – по дотичним напруженням; $M_{\text{згин},y}^{\max}, M_{\text{згин},y}^{\min}, M_{\text{кр}}^{\max}, M_{\text{кр}}^{\min}$ – найбільші та найменші значення згинальних та крутячих моментів в небезпечних перерізах за цикл роботи двигуна; W_y, W_ρ – осевий та полярний моменти інерції перерізу; $\sigma_{\max}, \sigma_{\min}, \tau_{\max}, \tau_{\min}$ – найбільші та найменші значення номінальних нормальних та дотичних напружень у небезпечних перерізах колінчастого вала за цикл роботи двигуна; $\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$ – амплітудні та середні значення нормальних та дотичних напружень.

Інші коефіцієнти, відповідно з вимогами до розрахунків на втомлюваність, враховують конструктивні особливості небезпечної зони.

Порівняння результатів 1-го та 2-го розрахунків свідчить про вплив врахування пружності опор, а 1-го та 3-го – про вплив пружності опор та зазорів у корінних підшипниках ковзання на розподілення внутрішніх зусиль по довжині вала. Що стосується результатів 4-го розрахунку, то в цьому випадку вал має найнижчі значення запасів міцності. Цей факт, на перший погляд, дає змогу при проектуванні забезпечити необхідну міцність вала з досить значним запасом. Однак, в останньому випадку розрахункова схема ніяк не враховує статичну невизначеність конструкції та, у принципі, не дає змоги урахувати вплив на міцність вала конструкційних та експлуатаційних факторів, який у окремих випадках може бути достатньо суттєвим. Крім

того, розрізна схема не дозволяє визначити розподіл внутрішніх та зовнішніх (що діють на підшипники) зусиль по довжині вала.

Другий етап досліджень присвячено перевірці адекватності динамічної моделі колінчастого вала та обґрунтуванню основних параметрів динамічної моделі, на базі яких проведені розрахунки вільних та вимушених коливань. З цією метою виконані наступні квазістатичні розрахунки. На основі квазістатичної моделі виконано додатково автономний розрахунок на пружних опорах з податливістю опор однаковою (усередненою) в обох напрямках (розрахунок 5), що дозволяє коректно порівняти результати, які отримані за допомогою обох моделей (зазначимо, що у рамках динамічної моделі опори ізотропно-пружні). На основі динамічної моделі виконано два квазістатичних розрахунки на жорстких (розрахунок 6) та на ізотропно-пружних (розрахунок 7) опорах. Усі діючі сили (включаючи постійні) розкладаються у ряди Фур'є за формулою:

$$f_i(\alpha) = A_{i0} + a_{i1} \sin\left(\frac{2\pi}{T}\alpha\right) + b_{i1} \cos\left(\frac{2\pi}{T}\alpha\right) + \dots + a_{ik} \sin\left(\frac{2\pi k}{T}\alpha\right) + b_{ik} \cos\left(\frac{2\pi k}{T}\alpha\right) + \dots + a_{in} \sin\left(\frac{2\pi n}{T}\alpha\right) + b_{in} \cos\left(\frac{2\pi n}{T}\alpha\right)$$

де i – номер відповідного стовпця у матриці сил; A_{i0}, a_{ik}, b_{ik} – коефіцієнти ряду Фур'є ($k = 1, \dots, n$); n – кількість членів ряду, прийнятих для розрахунків. Розрахунки проведені для номінальної швидкості обертання вала 193,63 рад/с (1850 обертів на хвилину). Значення кругової частоти для кожного члена ряду обчислювалася за формулою:

$$\frac{2\pi k}{T} = 96,82 \cdot k. \text{ Оскільки у квазістатичному розра-}$$

хунку діючі сили задавалися для 49 положень колінчастого вала з рівномірним шагом по куту повороту, значення α приймалися відповідними номеру стовпця у матриці сил. На цьому етапі у рядах Фур'є утримувалось 24 члена, враховуючи нульовий. Аналіз розподілення внутрішніх силових факторів в обох моделях показав їх достатній збіг по всій довжині вала. Порівняння результатів співвідносних розрахунків по запасам міцності наведено на рис. 3. Отримані результати свідчать про достатньо високу ступінь адекватності обох моделей та можливість порівняння у подальшому квазістатичних та динамічних розрахунків.

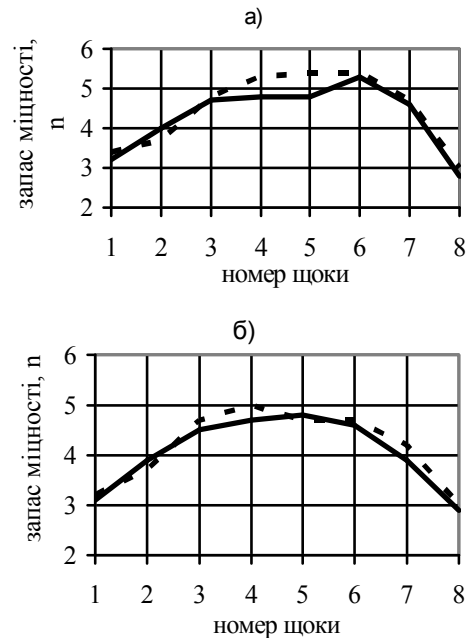


Рис. 3. Запаси міцності для розрахунків 2-го етапу;
розрахунки: а – — 1, - - - 6,
б – — 5, - - - 7

На третьому етапі виконані розрахунки на основі динамічної моделі.

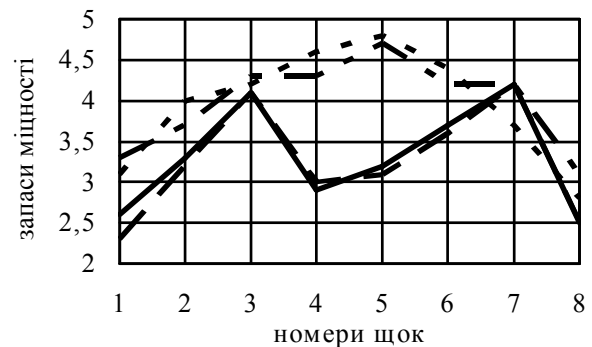


Рис. 4. Запаси міцності для розрахунків 3-го етапу;
розрахунки: - - - квазістатика, — — 10 гармонік, — — 12 гармонік, — — 14 гармонік

Спочатку здійснено розрахунок власних частот у робочому діапазоні, який виявив наявність найменшої власної частоти, що складає 2045.27 рад/с. Цей результат приблизно відповідає 10.5 гармоніці збудження (21-му члену ряду), яка дорівнює частоті 2033.22 рад/с. Таким чином, виявилось, що на заданому інтервалі частот збудження має місце майже резонансний режим. Розрахунки зв'язаних вимушених коливань були проведені для

10, 12 і 14 прийнятих гармонік збудження. На рис.4 наведені запаси міцності для цих випадків і квазістатичного розрахунку.

Таблиця. Запаси міцності у небезпечних перерізах

переріз	1	2	3	4	5	6	7	8
n	2,6	3,3	4,1	2,9	3,2	3,7	4,2	2,5
n_{σ}	2,6	3,6	4,8	3,2	3,5	4,2	4,4	2,6
n_{τ}	15,1		7,8		7,4		13,1	

Отримані результати свідчать про те, що при утриманні 10-ти гармонік збудження запаси міцності при квазістатичному та динамічному розрахунках майже не відрізняються. При утриманні 12-ти та 14 гармонік збудження результати між ними також мало відрізняються. Однак останні суттєво відрізняються від попередніх, особливо для перерізів 4-ї, 5-ї та 6-ї щок. Оскільки запаси міцності складаються з запасів по нормальним (від згину) та дотичним (від кручення) напруженням, можна проаналізувати вклад цих напружень у загальні запаси міцності. Такі дані наведені у таблиці, з якої видно, що основний вклад у значне зниження загальних запасів міцності дають нормальні напруження від згину.

На рис. 5 показані згинальні моменти у небезпечному перерізі 4-ї щок за цикл роботи двигуна, а на рис. 6 – амплітуди згинальних моментів у перерізі 4-ї щок від складових гармонік збудження (окремо за законами косинуса та синуса) з урахуванням 12 гармонік.

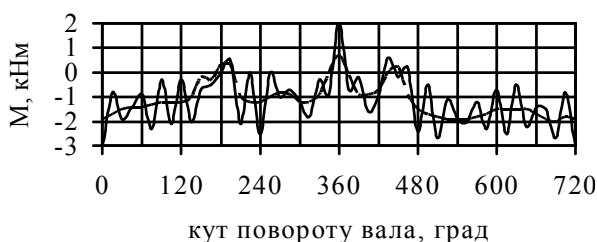


Рис. 5. Згинальні моменти в перерізі 4-ї щок;

- - - квазістатика, — динаміка

Порівняння наведених результатів з даними квазістатичного розрахунку показали, що розходження пов'язані саме з наявністю резонансу. Так, при утриманні 10 гармонік збудження, тобто без резонуючої гармоніки, результати квазістатичного та динамічного розрахунків відрізняються незначно, а при утриманні 12 і 14 гармонік – суттєво. Цей факт ілюструється наявністю значного відхилення динамічної амплітуди згинального моменту від

статичної саме для 21-го члену ряду (див. рис. 6 а). Слід зауважити, що дійсні значення амплітуд коливань повинні бути нижче наведених, тому що при дослідженнях не враховувалось демпфірування, яке впливає на їх амплітуди, особливо у зоні резонансу.

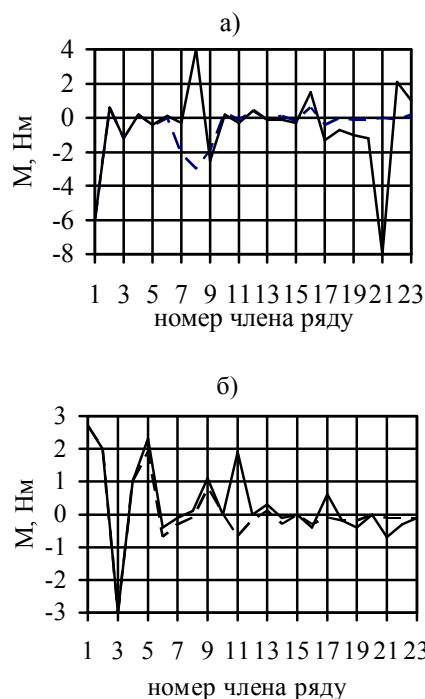


Рис. 6. Амплітуди згинальних моментів в перерізі 4-ї щок;

а) за законом косинуса, б) за законом синуса;

- - - квазістатика, — динаміка

Висновки

1. Квазістатичний підхід у разі відсутності резонансних режимів дає цілком прийнятні результати, а його застосування протягом багатьох років достатньо обґрунтовано. У рамках квазістатичного підходу можна проводити дослідження впливу на міцність колінчастого вала таких суттєвих факторів як статична невизначеність, пружність і неспіввідношеність опор, у тому числі зазори в гідродинамічних підшипниках ковзання.

2. Динамічний підхід дозволяє виявити небезпечні коливання та встановити їх причину на основі адекватної математичної моделі, яка достатньо співвідносна квазістатичній.

3. Спільне використання обох розглянутих підходів дозволяє, практично з єдиних позицій, здійснювати комплексну оцінку міцності колінчастих валів на основі досить адекватних математичних моделей, які можуть порівнюватися, а, отже, істотно підвищити як можливості, так і вірогідність розрахункових досліджень.

Список літератури:

1. Захаров С.М. Совместный расчет многоопорного коленчатого вала и подшипников скольжения/ С.М. Захаров, Ю.Л. Тарсис, Е.А. Шорох // Вестник машиностроения: – 1985, – №1. – С. 5-7. 2. Тарсис Ю.Л. Расчет вынужденных связанных колебаний коленчатого вала ДВС / Ю.Л. Тарсис // Динамика и прочность машин. – Харьков, 1997. – Вып. 55. – С. 126-134. 3. Тарсис Ю.Л. Идентификация параметров дискретной модели коленчатого вала при динамических расчетах / Ю.Л. Тарсис, Е.Ю. Тарсис // Материалы 11-й Международной научно-технической конференции “Физические и компьютерные технологии”. – Харьков, 2005. – С. 279-284.

ния: – 1985, – №1. – С. 5-7. 2. Тарсис Ю.Л. Расчет вынужденных связанных колебаний коленчатого вала ДВС / Ю.Л. Тарсис // Динамика и прочность машин. – Харьков, 1997. – Вып. 55. – С. 126-134. 3. Тарсис Ю.Л. Идентификация параметров дискретной модели коленчатого вала при динамических расчетах / Ю.Л. Тарсис, Е.Ю. Тарсис // Материалы 11-й Международной научно-технической конференции “Физические и компьютерные технологии”. – Харьков, 2005. – С. 279-284.

Bibliography (transliterated):

1. Zaharov S.M. Sovmestnyj raschet mnogoopornogo kolenчатого вала и подшипников skol'zhenija/ S.M. Zaharov, Ju.L. Tarsis, E.A. Shoroh // Vestnik mashinostroenija: – 1985, – №1. – S. 5-7. 2. Tarsis Ju.L. Ras-chet vynuzhdennyh svjazannyh kolebanij kolenчатого вала DVS / Ju.L. Tarsis // Dinamika i prochnost' ma-shin. – Har'kov, 1997. – Vyp. 55. – S. 126-134. 3. Tarsis Ju.L. Identifikacija parametrov diskretnoj mo-deli kolenчатого вала pri dinamicheskikh raschetah / Ju.L. Taksis, E.Ju. Tarsis // Materiali 11-j Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii “Fizicheskie i kompjuternye tehnologii”. – Har'kov, 2005. – S. 279-284.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

В.И. Алёхин, инж., А.В. Белогуб, канд. техн. наук, О.В. Акимов, д-р техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАЗМЕРОВ ЛИТЕЙНЫХ ДЕФЕКТОВ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРШНЯ

Исследование влияния размеров литейных дефектов, возникающих при изготовлении поршней, является важной частью при оценке детали на усталостную прочность. При производстве литых деталей поршней для двигателей с принудительным воспламенением, в технических требованиях существующей конструкторской документации, не допускаются дефекты усадочного характера. Однако, в литературных источниках в полной мере не описано влияние литейных дефектов на прочностные характеристики поршня. В предыдущих публикациях, посвященных исследованию влияния литейных дефектов на усталостную прочность поршней с принудительным воспламенением, для оценки влияния размеров дефектов на НДС поршня при термомеханическом нагружении, был проведен численный эксперимент с использованием результатов моделирования в ANSYS [1]. Обработка величин напряжений, возникающих в местах дислокации литейных дефектов, выполнена с помощью метода наименьших квадратов. Значения расчетных напряжений, полученных в результате моделирования термомеханического нагружения порш-

ня, для каждого шага эксперимента представлены на рис. 1.

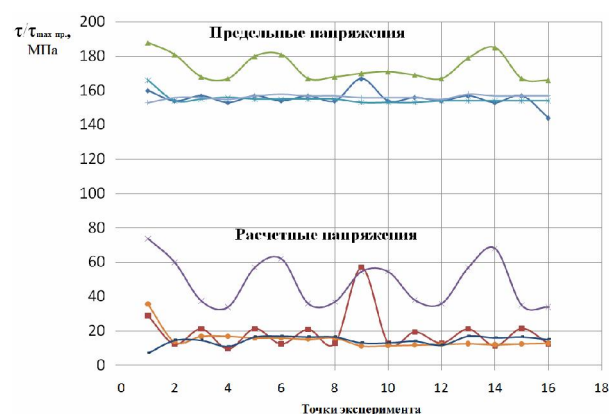


Рис. 1. Значения расчетных напряжений и предельных напряжений для каждого шага эксперимента

Для нахождения зависимости значений полей напряжений от «натуральных» размеров дефектов использовался метод гребневого анализа математических моделей. Определение «натуральных» размеров дефектов осуществлялось в зависимости от «номинальных» размеров в исследуемых преде-

лах от $\varnothing 0,3 \div 1,3$ мм, согласно плану эксперимента. Метод гребневого анализа математических моделей (ридж-анализ) [2, 3] заключается в нахождении экстремальных «натуральных» размеров дефектов и соответствующих им значений напряжений. В координатах факторного пространства ($X_1 \dots X_4$) был построен цилиндр с радиусом r и поверхность отклика, линия пересечения поверхности отклика и поверхности цилиндра с заданным радиусом разворачивается на плоскость и на ней определяются точки максимума и минимума функций отклика моделей ($Y_1 \dots Y_4$) (Рис. 2).

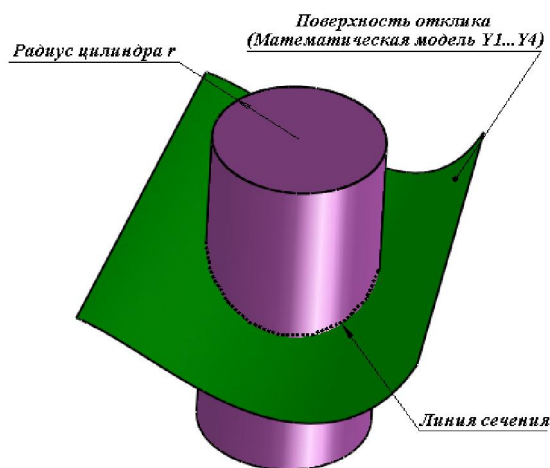


Рис. 2. Графическое описание метода гребневого анализа математических моделей

В результате повторений действий с пошаговым изменением радиуса цилиндра, для каждого его значения определены экстремальные точки субмаксимума и субминимума, соединяя соответствующие точки, получают линии субмаксимумов и субминимумов [4]. Учитывая, что при каждом значении радиуса возможно существование нескольких субоптимальных точек, для различных значений радиусов получаются кривые, связанные точками слияния или разъединения, которые называются линиями «гребней».

На основании полученных результатов построены зависимости параметра оптимизации от радиуса цилиндра, при этом экстремальное значение параметра оптимизации находится на линиях «гребней».

Аналитически оптимальные значения номинальных размеров дефектов и величин напряжений описываются уравнениями:

$$X^*(\lambda) = (\lambda I - A)^{-1} a, \quad (1)$$

$$r(\lambda) = \sqrt{x^{*'} x^*}, \quad (2)$$

$$y^*(\lambda) = a_0 + 2a' x^* + x^{*'} A x^*, \quad (3)$$

где λ – множитель Лагранжа, изменяемый в диапазоне $[-\infty; +\infty]$; $x^*(\lambda)$ – матрица оптимальных значений размеров дефектов; $r(\lambda)$ – радиус; $y^*(\lambda)$ – значение исследуемого параметра значения напряжений при оптимальных значениях дефектов; a – матрица линейных коэффициентов; A – матрица нелинейных коэффициентов.

Два последних уравнения описывают аналитически гребневые линии.

После преобразований получены расчетные зависимости:

– для определения субоптимальных значений размеров дефектов

$$x_i^* = \frac{a_i}{2\lambda}; \quad (4)$$

– для определения радиуса

$$r = \sqrt{r^2}, r^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{a_i}{2\lambda} \right)^2; \quad (5)$$

– для определения оптимального значения напряжений

$$y^* = a_0 + \sum_{i=1}^n \frac{a_i^2}{2\lambda} \quad (6)$$

Расчет субоптимальных значений размеров дефектов в зависимости от множителя Лагранжа и их радиуса

Пример экспериментальной математической модели матрицы коэффициентов и субоптимальные значения в зависимости от множителя Лагранжа приведены в табл. 1.

На основе полученных расчетных значений построены серии зависимостей для каждой экспериментальной математической модели: радиус – множитель Лагранжа; значение напряжения – множитель Лагранжа; значение напряжения – радиус.

На рисунке 3 представлен пример зависимостей для математической модели y_1 .

Таблица 1. Матрицы коэффициентов и субоптимальные значения размеров дефектов

Экспериментальная математическая модель		
$y_1=12,6+4,49X_1+1,57X_2+1,41X_3-0,71X_4$		
Значения коэффициентов модели		Субоптимальные значения размеров дефектов
a_0	Матрица линейных коэффициентов a	$x_i^* = \frac{a_i}{2\lambda}$
12,6	4,49	$x_i^* = \frac{4,49}{2\lambda}$
	1,57	$x_i^* = \frac{1,57}{2\lambda}$
	1,41	$x_i^* = \frac{1,41}{2\lambda}$
	-0,71	$x_i^* = -\frac{0,71}{2\lambda}$

В табл. 2 приведены результаты расчетов радиуса и значений напряжений в местах дислокации дефектов на этих радиусах в зависимости от множителя Лагранжа для каждой экспериментальной математической модели.

Для математических моделей y_2, y_3, y_4 были построены подобные графики зависимостей. Из графиков следует, что для каждой математической модели величина напряжений в рассмотренном диапазоне уменьшается с увеличением радиуса. В зависимости от радиуса r определялись субоптимальные значения размеров дефектов с использованием формулы:

$$r = \sqrt{r^2} = \sqrt{\sum x_i^2}, \quad (7)$$

где x_i – граничные номинальные значения размеров дефектов.

Таблица 2. Значения напряжений в местах дислокации дефектов в зависимости от множителя Лагранжа и радиуса

Экспериментальная математическая модель			Экспериментальная математическая модель		
$y_1=12,6+4,49X_1+1,57X_2+1,41X_3-0,71X_4$			$y_2=44,7-0,74X_1+11,4X_2-0,59X_3-2,14X_4$		
Множитель Лагранжа	Радиус	Напряжение (y^*), МПа	Множитель Лагранжа	Радиус	Напряжение (y^*), МПа
2,5	0,98	17,62	6	0,94	55,99
5	0,49	15,11	10	0,56	51,47
10	0,25	13,86	16	0,35	48,93
15	0,16	13,44	18	0,31	48,46
30	0,08	13,02	24	0,23	47,52
-2,5	0,98	7,58	-6	0,94	33,41
-5	0,49	10,09	-10	0,56	37,93
-10	0,25	11,34	-16	0,35	40,47
-15	0,16	11,76	-18	0,31	40,94
-30	0,08	12,18	-24	0,23	41,88
$y_3=10,7+1,16X_1+0,89X_2+1,19X_3+2,52X_4$			$y_4=13,1-0,02X_1-0,15X_2-1,75X_3-0,14X_4$		
1,2	1,31	14,80	0,55	1,60	15,93
1,5	1,05	13,98	1	0,88	14,65
2	0,79	13,15	2	0,44	13,88
2,5	0,63	12,65	3	0,29	13,62
3	0,53	12,32	5	0,18	13,41
-1,2	1,31	6,53	-0,55	1,60	10,27
-1,5	1,05	7,35	-1	0,88	11,55
-2	0,79	8,18	-2	0,44	12,32
-2,5	0,63	8,68	-3	0,29	12,58
-3	0,52	9,01	-5	0,18	12,79

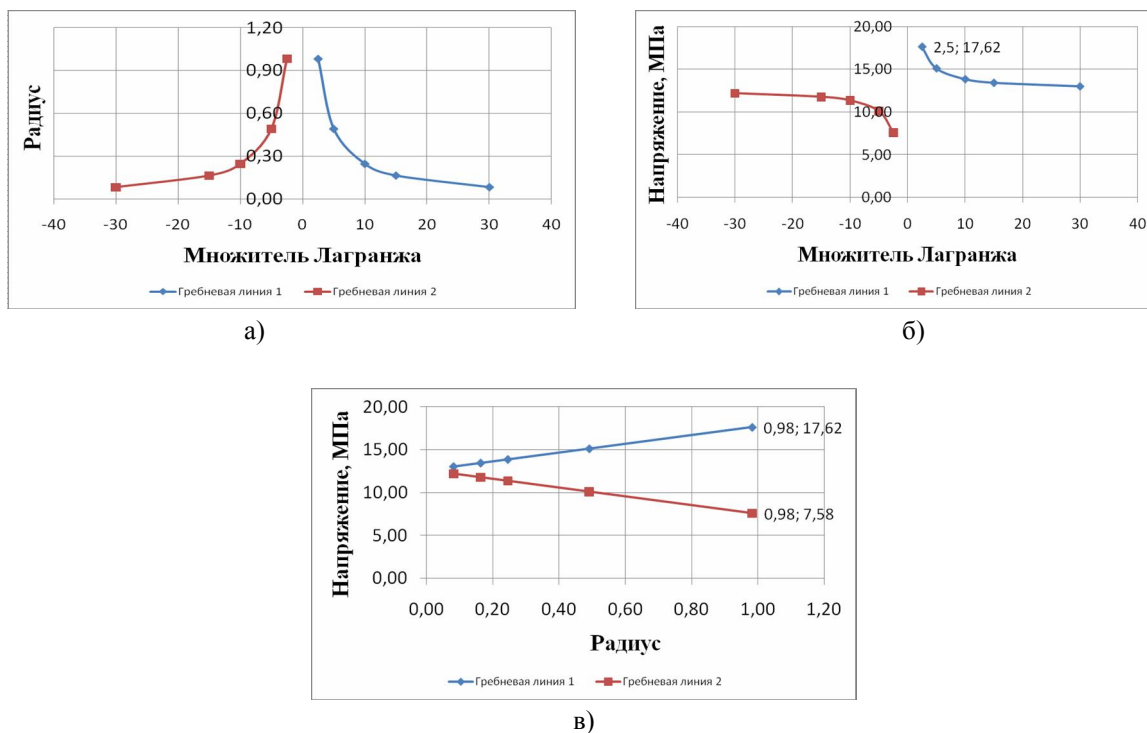


Рис. 3. Расчетные зависимости для экспериментальной математической модели y_1 :

а) зависимость «радиус – множитель Лагранжа»; б) зависимость «значения напряжения – множитель Лагранжа»; в) зависимость «значение напряжения – радиус».

Таблица 3. Значения максимальных и минимальных субоптимальных размеров дефектов в зависимости от множителя Лагранжа

Математическая модель			Математическая модель		
$y_1=12,6+4,49X_1+1,57X_2+1,41X_3-0,71X_4$			$y_2=44,7-0,74X_1+11,4X_2-0,59X_3-2,14X_4$		
X*опт.	Мах значение	Min значение	X*опт.	Мах значение	Min значение
X*1	0,90	-0,90	X*1	-0,062	0,062
X*2	0,31	-0,31	X*2	0,95	-0,95
X*3	0,28	-0,28	X*3	-0,049	0,049
X*4	-0,14	0,14	X*4	-0,178	0,178
$y_3=10,7+1,16X_1+0,89X_2+1,19X_3+2,52X_4$			$y_4=13,1-0,02X_1-0,15X_2-1,75X_3-0,14X_4$		
X*опт.	Мах значение	Min значение	X*опт.	Мах значение	Min значение
X*1	0,48	-0,48	X*1	-0,02	0,02
X*2	0,38	-0,38	X*2	-0,14	0,14
X*3	0,50	-0,50	X*3	-1,59	1,59
X*4	1,05	-1,05	X*4	-0,14	0,14

Определение зависимости натуральных размеров дефектов от их экспериментальных субоптимальных размеров

Для расчета значений натуральных размеров дефектов в пределах $\varnothing 0,3 \div 1,3$ мм, в соответствии с субоптимальными значениями размеров дефектов “-1” ÷ “+1” использовалось выражение:

$$X_{ном}^* = \frac{X_n^{nam} - \bar{X}_n}{J} \Rightarrow X_n^{nam} = X_{ном}^* \times J + \bar{X}_n, \quad (8)$$

где J – шаг ($J = X_{max} - \bar{X}$); $\bar{X}_n$ – среднее значение X .

Расчетные значения натуральных размеров дефектов для каждой математической модели представлены в табл. 4.

Таблица 4. Значения натуральных максимальных и минимальных значений размеров дефектов

Математическая модель			Математическая модель		
$y_1=12,6+4,49X_1+1,57X_2+1,41X_3-0,71X_4$			$y_2=44,7-0,74X_1+11,4X_2-0,59X_3-2,14X_4$		
Хнат.	Мах знач., мм	Min знач., мм	Хнат.	Мах знач., мм	Min знач., мм
X1	1,25	0,35	X1	0,77	0,83
X2	0,96	0,64	X2	1,28	0,33
X3	0,94	0,66	X3	0,78	0,82
X4	0,73	0,87	X4	0,71	0,89
$y_3=10,7+1,16X_1+0,89X_2+1,19X_3+2,52X_4$			$y_4=13,1-0,02X_1-0,15X_2-1,75X_3-0,14X_4$		
Хнат.	Мах знач., мм	Min знач., мм	Хнат.	Мах знач., мм	Min знач., мм
X1	1,04	0,56	X1	0,79	0,81
X2	0,99	0,61	X2	0,73	0,87
X3	1,05	0,55	X3	0,005	1,60
X4	1,33	0,28	X4	0,73	0,87

Каждому из найденных натуральных значений дефектов, относящихся к определенной модели, соответствуют максимальные и минимальные значения напряжений (y). Согласно таблицам 2 и 4, а также графикам зависимостей (Рис. 3), наибольшее напряжение в месте дислокации дефекта (56 МПа) соответствует натуральному размеру $\varnothing 1,28$ мм, а минимальное напряжение (6,5 МПа) соответствует размеру дефекта 0,28 мм.

С помощью метода гребневого анализа для исследуемых экспериментальных математических моделей были найдены натуральные размеры дефектов при возникающих напряжениях в пределах значений эксперимента.

Использование на практике метода гребневого анализа математических моделей позволит без трудоемких расчетов определить зависимость размеров дефектов от возникающих напряжений в экспериментальных пределах.

Список литературы:

1. Алёхин В.И. Методология расчета детали поршня на прочность в местах дислокации дефектов усадочного характера / В.И. Алёхин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов // Научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания». Харьков: НТУ «ХПИ» – 2010. – №2. – С. 62 – 65.
2. Hoerl A.E. Application of ridge analysis to regression problems // Chemical Engineering Progress. 1962. no 58. Pp. 54-59.
3. Hoerl A. E., Kennard R. W. Ridge regression: Biased estimation for nonorthogonal problems // Technometrics. 1970. Vol. 3, no. 12. Pp. 55-67.
4. Дёмин Д.А. Оптимизация технологических режимов / Д.А. Дёмин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2006. – №2(20).2006. – С. 32-35.

Bibliography (transliterated):

1. Alyokhin V.I. Metodologiya rascheta detali porshnya na prochnost v mestakh dislokatsii defektov usadochnogo kharaktera / V.I. Alekhin, A.V. Belogub, O.V. Akimov // Nauchno tekhnicheskij zhurnal «Dvigateli vnutrennego sgoraniya». Kharkov: NTU «KhPI» – 2010. – №2. – S. 62 – 65.
2. Hoerl A.E. Application of ridge analysis to regression problems // Chemical Engineering Progress. 1962. no 58. Pp. 54-59.
3. Hoerl A. E., Kennard R. W. Ridge regression: Biased estimation for nonorthogonal problems // Technometrics. 1970. Vol. 3, no. 12. Pp. 55-67.
4. Dyomin D.A. Optimizatsiya tekhnologicheskikh rezhimov / D.A. Demin // Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovikh tekhnologiy. – 2006. - №2(20).2006. – S. 32-35.

УДК 621.436

С. И. Тырловой, канд. техн. наук

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Постановка проблемы. Показатели переходных процессов дизелей в значительной степени зависят от динамических свойств системы автоматического регулирования (САР), а для автомобильных двигателей переходные процессы составляют значительную часть эксплуатационных режимов. Поэтому путевые расходы топлива являются зави-

симыми от САР. В настоящее время комплексное электронное регулирование работы получило широкое распространение [1,2] для автомобильных, тракторных, а так же тепловозных и судовых дизелей. На рис. 1 показана схема исполнительной части электронного регулятора частоты вращения,

встроенной в распределительный ТНВД фирмы Bosch высокооборотного автомобильного дизеля.

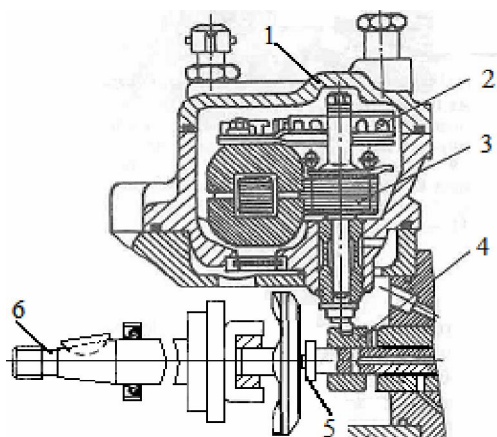


Рис. 1. Схема исполнительного механизма электронного регулятора частоты вращения

1 – верхняя крышка насоса; 2 – датчик положения дозатора; 3 – исполнительное устройство перемещения дозатора; 4 – дозатор (отсечной золотник)

Для оценки эксплуатационного расхода топлива автомобильного парка предприятия кроме статистических данных по загрузке автомобилей, сопротивлений движению, маршрутов и технических характеристик установок необходимо уметь определить расход топлива в переходных процессах. При отсутствии статистических данных в первом приближении применяют изменения режимов работы двигателя по, так называемому, «городскому циклу» [3].

Анализ последних исследований и публикаций. Устройство электронных систем регулирования и их функционирование достаточно хорошо описано во многих работах, например [1,2,4,5]. Математическое описание отдельных элементов электронных систем дано в [5-8] и других. В работе [3] показаны требования при определении эксплуатационного расхода топлива, где значительную часть режимов представляют переходные процессы разгона автотранспортных средств. Однако методики определения показателей двигателей (экономических, экологических и динамических) с учетом типа САР, вида топлива и износа ТНВД в доступной литературе отсутствуют. Настоящая статья в известной степени может устранить названный пробел.

Цель исследования – получить инструмент для определения в первом приближении экономических, экологических и динамических показателей высокооборотного дизеля (типа TDI) на основе

разработки имитационной модели одной из главных составляющих системы комплексного микропроцессорного управления ДВС – электронного регулятора частоты вращения.

Материалы и результаты исследований

Модель составлена применительно к схеме электронного регулятора, показанной на рис. 1. Заданное значение частоты вращения при отсутствии заградительных ограничений задается «электронной педалью». Координата дозатора, устанавливаемая электродвигателем или соленоидом, должна изменяться по закону, исключающему возможности неустойчивой работы САР. При этом желательно минимизировать колебательные составляющие переходного процесса и, в идеале, обеспечить апериодический закон изменения выходной координаты (частоты вращения ДВС).

Регулирование с использованием одного канала, чувствительного к производной сигнала (принцип «по возмущению» или принцип Понселе), не имеет самостоятельного значения, т.к. сигнал управления в установившемся режиме будет равен нулю. Поэтому обязательно наличие параллельного канала, реализующего принцип «по отклонению» или принцип Ползунова. В таком варианте регулятора повышается быстродействие системы и снижаются ошибки в динамике. Введение второго импульса по нагрузке повышает качество процесса регулирования: уменьшает время регулирования и заброс числа оборотов при смене нагрузки. Степень неравномерности регуляторной характеристики в этом случае может быть близкой к нулю.

Скорость перемещения дозатора (U_h) при одноканальном регулировании в имитационной модели определяется с пренебрежением постоянной времени как: $U_h = K_1 \cdot (n - n_0) / n_0$, где K_1 – максимальная скорость ($K_1 = 0,4 \dots 1$ м/с) перемещения дозатора, зависящая от типа сервоусилителя; n_0 – заданное «электронной педалью» значение частоты вращения; n – текущее значение частоты вращения ДВС.

При двухимпульсном регулировании:

$$U_h = K_1 \cdot (n - n_0) / n_0 + K_2 \cdot \frac{d\omega}{dt},$$

где K_2 – коэффициент усиления по 2-му каналу ($\dot{E}_2 = 0,001$ м·с, его величина не критична и позволяет вариацию на порядок).

На рис. 2 показаны сравнительные переходные процессы ДВС с одноканальным регулирова-

нием (а) и 2-х канальным (б). Как видно из рисунка введение второго канала регулирования сразу устраняет колебательную составляющую переходного процесса и сокращает время регулирования.

Операционными данными для функционирования модели являлись экспериментальные и расчетные результаты [9]:

$$B_{\text{ц}} = B_{\text{ц}}(n, h_{\text{от}}) \text{ и } \alpha_{\text{мин}} = \alpha_{\text{мин}}(n),$$

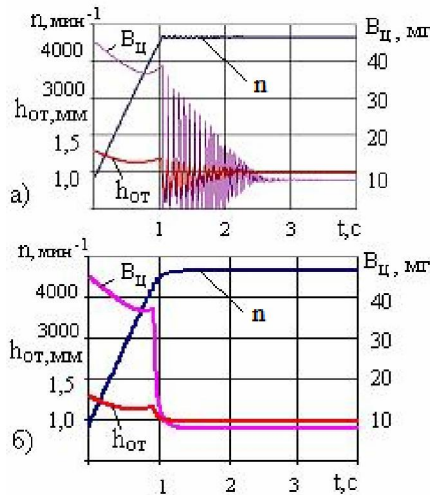


Рис.2. Сравнительные переходные процессы ДВС с одноканальной (а) и 2-х канальной (б) САР

где $B_{\text{ц}}$ – цикловая подача топлива, $h_{\text{от}}$ – координата дозатора топлива (см. рис.1), $\alpha_{\text{мин}}$ – значение коэффициента избытка воздуха на пределе дымления.

На основе этих данных можно построить зависимость $h_{\text{от}} = h_{\text{от}}(n, B_{\text{ц}})$ (рис.3), полученную для заданного вида топлива.

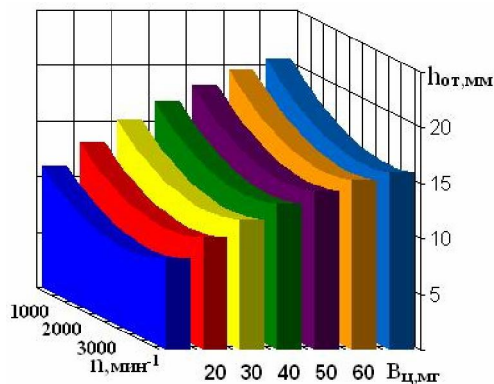


Рис.3. Зависимость перемещения дозатора от частоты вращения двигателя и цикловой подачи дизельного топлива

Для обеспечения бездымной работы дизеля координата дозатора $h_{\text{от}}$ не должна превышать предельного значения $h_{\text{мах}}$, аппроксимирующие выра-

жения для которого имеют вид (для дизеля 4С491/95 без турбонаддува):

$$h_{\text{мах}} = (a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot y + a_4 \cdot y^2 + a_5 \cdot x \cdot y + a_0) \cdot 10^{-4},$$

где

$$a_0 = 9,082, a_1 = -0,608, a_2 = 0,023, a_3 = 0,256,$$

$$a_4 = -0,00116, a_5 = -0,00172, x = n/200, y = B_{\text{мах}} 10^6.$$

Вычисление предельной, для данного режима и топлива, цикловой подачи $B_{\text{мах}}$ производится следующим образом.

$$B_{\text{мах}} = Gt_{\text{мах}} / (Z_c \cdot n \cdot 30),$$

где $Gt_{\text{мах}}$ – максимально допустимый по пределу дымления на данном режиме часовой расход топлива; Z_c – число цилиндров.

Величина $Gt_{\text{мах}}$ вычисляется как

$$Gt_{\text{мах}} = G_B / \alpha_{\text{мин}} / L_0.$$

Здесь G_B – расход воздуха; $\alpha_{\text{мин}}$ – Gb – расход воздуха применительно к дизелю 4D56 (4С491/95):

$$Gb = -0,000005746477 \cdot n^2 + 0,09481819 \cdot n - 6,709383.$$

Сравнительные расчетные переходные процессы дизеля 4D56 Mitsubishi Pajero 2.5 (4С491/95) с центробежным и электронным регуляторами показаны на рис. 4.

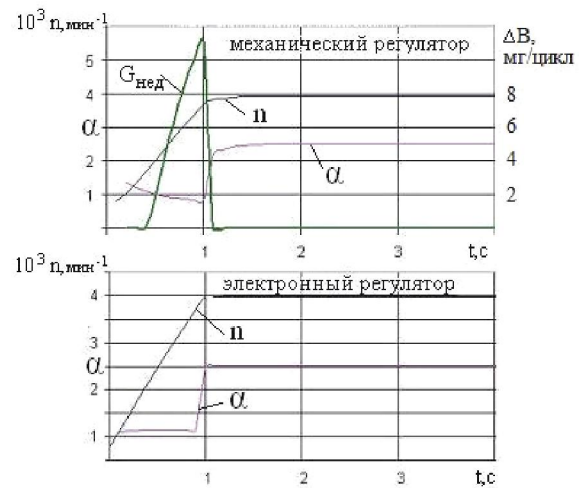


Рис. 4. Сравнительные переходные процессы разгона под нагрузкой дизеля с механическим (а) и электронным (б) регуляторами

При электронном регулировании переходной процесс условно бездымный, поскольку здесь $G_{\text{нед}}$ (недожег топлива) отсутствует.

Для верификации математической модели выполнен расчет разгона автомобиля Mitsubishi Pajero с дизелем 4D56 (4С491/95) на 2-й передаче до скорости 38км/час (рис. 5) с использованием ди-

зельного топлива при среднем износе (50%) топливной аппаратуры в 2-х вариантах: с механическим регулятором при штатных настройках и с электронным регулятором.

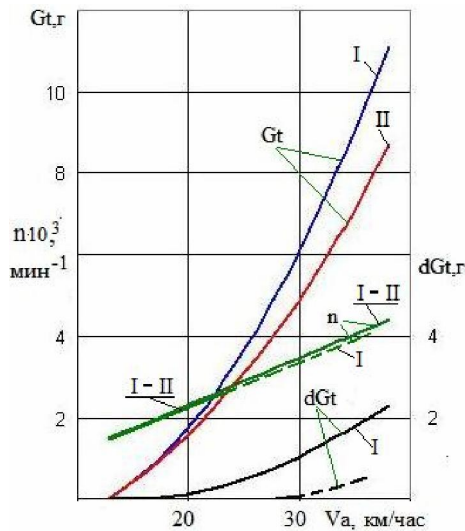


Рис.5. Моделирование разгона автомобиля Mitsubishi Pajero с дизелем 4С91/95 на 2-й передаче (положение акселератора -100%)

I – механический регулятор (МР); *II* – электронный регулятор; - - - МР при снижении V_{max} на 20%. G_t – расход топлива при разгоне; dG_t – недожег топлива из-за переобогащения смеси при штатной настройке ТНВД; *I-II* – совпадение кривых *I* и *II*.

Полученное время разгона достаточно точно совпадает с данными технической характеристики данного автомобиля. Из рисунка 5 видно, что при штатной настройке механического регулятора динамические показатели двигателя с различными типами регуляторов одинаковы, расход топлива в переходном процессе для ДВС с электронным регулятором меньше на 26% и отсутствует недожег топлива dG_t . При уменьшении максимальной цикловой подачи на 20% (пунктир) недожег топлива и, соответственно, дымление существенно уменьшаются, но несколько ухудшаются динамические показатели двигателя в начале разгона. Это объясняется сложностью обеспечения должной связи между подачей воздуха и топлива в двигателе с МР, а так же отсутствием непосредственного измерения расхода воздуха.

Выводы. Математическая модель позволяет моделировать любые эксплуатационные режимы двигателя, оснащенного механическим или электронным регулятором. Учет конструкции автомобиля, данных по загрузке транспортного средства и профиля дороги позволит прогнозировать эксплуа-

тационные расходы топлива и оценивать выбросы сажи автомобилей зарубежного производства с учетом технического состояния топливной аппаратуры, применяемого топлива и системы автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала.

Список литературы:

1. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ [Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф.]; за ред. А. П. Марченка та А. Ф. Шеховцова. — Х.: Прапор, 2004. — 344 с.
2. Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme. Dieselmotor-Management /Bosch. Hrsg.: Robert Bosch GmbH, Unternehmensbereich Kraftfahrzeug-Ausrüstung, Abteilung Technische Information (KH/VDT). Chef-Red.: Horst Bauer, Autoren: K.-O. Riesenberg...]. - 2., aktualisierte und erw. Aufl.-Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998.- 304s.
3. ГОСТ 20306-90 Автомобильные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. - Взамен ГОСТ 20306-85. М. : Изд-во стандартов, 1992. — 41 с.
4. Грехов Л. В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина. Учебно-методическое пособие / Л. В. Грехов - М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2001. - 176 с.
5. Крутов В. И. Автоматическое регулирование и управление ДВС / В. И. Крутов - М. : Машиностроение, 1989. - 416 с.
6. Зенкин С. Ю. Розробка методу прискореного діагностування автомобільних дизелів з акумуляторними системами паливopодачі. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук : 05.22.20 / С. Ю. Зенкин. — Х. : ХНАДУ, 2009. — 20 с.
7. Врублевський О. М. Наукові основи вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертового дизеля. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук : 05.05.03 / О. М. Врублевський. - Х. : ХНАДУ, 2010. — 36 с.
8. Мешков Д. В. Розробка системи паливopодачі з електронним керуванням автотракторного дизеля з лінійним п'єзоелектричним перетворювачем. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Д. В. Мешков. - Х. : ХНАДУ, 2010. — 20 с.
9. Тырловой С.И. К определению цикловой подачи топлива ТНВД при неустановившихся режимах высокооборотного автомобильного дизеля / С. И. Тырловой // Двигатели внутреннего сгорания. — 2010. — № 1. — С.57-61.

Bibliography (transliterated):

1. Dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja: Serija pidruchnikov u 6 tomah. T. 3. Komp'juterni sistemi keruvannja DVZ [Mar-chenko A. P., Rjazancev M. K., Shehovcov A. F.]; za red. A. P. Marchenka ta A. F. Shehovcova. — H.: Prapor, 2004. — 344 s.
2. Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme. Dieselmotor-Management /Bosch. Hrsg.: Robert Bosch GmbH, Unternehmensbereich Kraftfahrzeug-Ausrüstung, Abteilung Technische Information (KH/VDT). Chef-Red.: Horst Bauer, Autoren: K.-O. Riesenberg...]. - 2., aktualisierte und erw. Aufl.-Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998.- 304s.
3. GOST 20306-90 Avtotransportnye sredstva. Toplivnaja jekonomichnost'. Metody ispytaniy. - Vzamen GOST 20306-85. M. : Izd-vo standartov, 1992. — 41 s.
4. Grehov L. V. Toplivnaja apparatura s jelektronnym upravleniem dizelej i dvigatelej s neposredstvennym vpryskom benzina. Uchebno-metodicheskoe posobie / L. V. Grehov - M.: Izd-vo "Legion-Avtodata", 2001. - 176 s.
5. Krutov V. I. Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie DVS / V. I. Krutov - M. : Mashinostroenie, 1989. - 416 s.
6. Zenkin S. Ju. Rozrobka metodu priskorenogo diagnostuvannja avtomobil'nih dizeliv z akumuljatornimi sistemami palivopodachi. Avtoref. diss. ... kand. tehn. nauk : 05.22.20 / S. Ju. Zenkin. — H. : HNADU, 2009. — 20 s.
7. Vrublevs'kij O. M. Naukovi osnovi voboru parametrov akumuljatornoj palivnoj aparatury z elektronnim keruvannjam dla visokoobertovogo dizеля. Avtoref. diss. ... dokt. tehn. nauk : 05.05.03 / O. M. Vrublevs'kij. - H. : HNADU, 2010. — 36 s.

O. M. Naukovi osnovi viboru parametriv akumuljatornoї palivnoї aparaturi z elektronnim keruvannjam dlja visokoobertovogo dizelja. Avtoref. diss. ... dokt. tehn. nauk : 05.05.03 / O. M. Vrublevskij. - H. : HNADU, 2010. – 36 s. 8. Meshkov D. V. Rozrobka sistemi palivopodachi z elektronnim keruvannjam avtotraktor-nogo dizelja z linijnim p'ezoelektrichnim peretvorjuva-chem. Avtoref. diss. ... kand.

tehn. nauk : 05.05.03 / D. V. Meshkov. - H. : HNADU, 2010. – 20 s. 9. Tyrlovoj S.I. K opredeleniju ciklovoj podachi topliva TNVD pri neustanovivshijsja rezhimah vysokooborotnogo avtomobil'nogo dizelja / S. I. Tyrlovoj // Dvigateli vnutren-nego sgoranija. – 2010. – № 1. – S.57-61.

УДК621.436: 539.3: 621.74

С. Б. Таран, инж., О. В. Акимов, д-р техн. наук, А. П. Марченко, д-р техн. наук

АНАЛИЗ СВОЙСТВ И СТРУКТУРЫ ЧУГУНА ДЛЯ ПОРШНЕЙ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДВС

Современное двигателестроение нуждается в существенном повышении мощности, топливной экономичности и обеспечении высоких экологических показателей ДВС. Форсирование дизельных двигателей достигается турбонаддувом при использовании поршней с выполненной в них камерой сгорания. В таком случае, в связи со значительным ростом механических и термических напряжений, поршень становится одной из наиболее нагруженных деталей двигателя. Параллельно возрастают и трудности выполнения высоких, предъявляемых к ним требований. Все более жесткими становятся ограниченные возможности традиционных поршневых материалов. Высокое форсирование современных дизельных ДВС приводит к образованию повреждений поверхности и тела поршня. При этом распространенными являются такие дефекты [1]:

- а) образование сетки микротрещин или сквозной трещины в днище и бобышках;
- б) оплавление огневой поверхности днища;
- в) износ и выкрашивание канавки под верхнее компрессионное кольцо;
- г) задиры рабочей поверхности;

Среди названных дефектов наиболее опасными являются трещины термоциклической усталости. Поэтому при обосновании материала поршня необходимо учитывать сложные условия его работы, а также многочисленные факторы, которые влияют на процесс образования трещин.

К сожалению, многочисленные данные, приведенные в справочниках и стандартах на поршневые сплавы [2], не дают единой характеристики, по которой можно было бы, хотя бы в некотором приближении, оценить их сопротивление термической усталости в условиях термоциклического нагружения. По нашему мнению такой объединяющей характеристикой может быть термическая вы-

носливость, то есть свойство, характеризующее способность материала противостоять термической усталости, и определяемое путем долгосрочных испытаний при термоциклической нагрузке. Для проведения таких испытаний требуется подготовка специальных образцов и довольно тщательная обработка экспериментальных данных

С целью ускорения принятия решения о пригодности поршневого материала для работы в условиях высоких термоциклических нагрузок и учитывая, что термическая выносливость зависит от комплекса его механических и теплофизических свойств, нами принималось решение разработать специальный критерий оценки термической выносливости, используя для этого результаты механических испытаний и теплофизические свойства материала [3]. Это позволяет существенно упростить и ускорить получение требуемых результатов.

Смысл такого предложения заключается в получении и анализе диаграмм, записанных в координатах «нагрузка-деформация» при испытании обычных образцов на разрыв. В такой диаграмме испытаний площадь соответствует полной работе деформации, т.е. упругой и пластической составляющих, соотношение между которыми с повышением температуры испытаний изменяется в сторону уменьшения упругой деформации и роста пластической деформации (рис.1.) В условиях рабочих температур более пластичные материалы показывают меньшую термическую выносливость, так как при термоциклировании это приводит к накоплению остаточных пластических деформаций и росту термических напряжений. Поэтому для снижения влияния ползучести и получения более корректных результатов при сравнительных исследованиях считаем необходимым ограничивать удельную работу деформации упруго-пластической областью,

не превышающий определенную величину деформации. Это связано с тем, что активное сопротив-

ление возникающим напряжениям чугуна оказывает примерно до 1 - 2 % деформации.

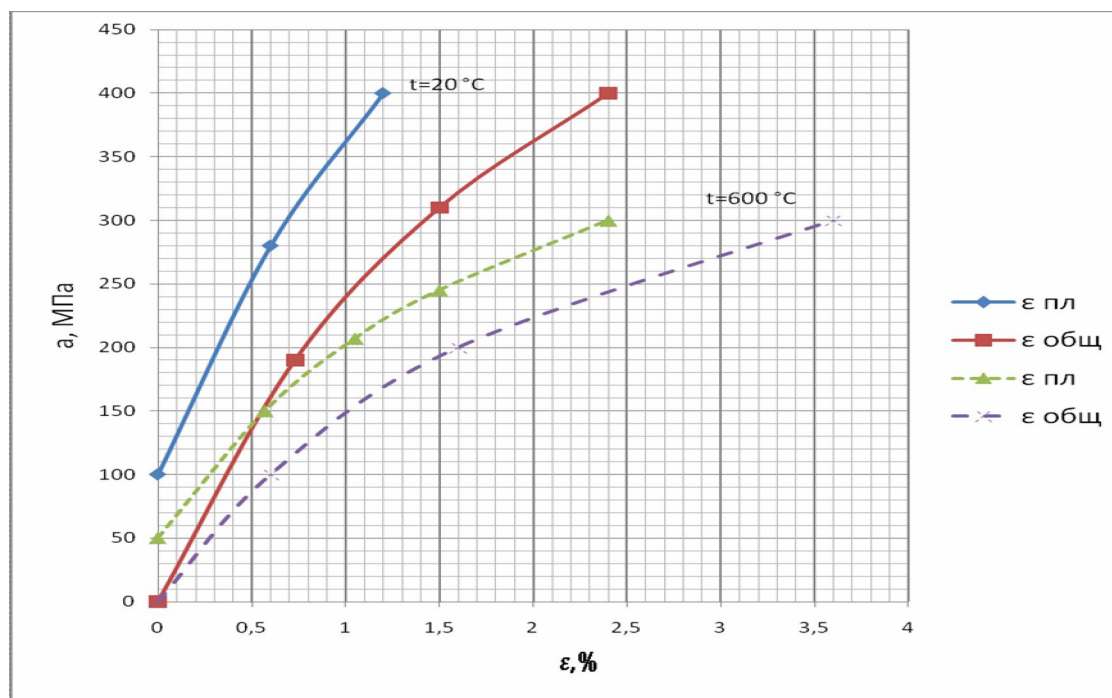


Рис. 1. Соотношение упругой и пластической деформации при растяжении алюминиевого ЧВГ в условиях разных температур ($\epsilon_{общ} = \epsilon_{пл} + \epsilon_{упр}$)

В процессе механических испытаний разных материалов поршней на разрыв и термическую выносливость был найден критерий оценки термической выносливости через совокупность механических и теплофизических свойств:

$$K_{т.в.} = A^t \cdot \lambda / \alpha \cdot K_p,$$

где A^t - удельная работа деформации при рабочей температуре; λ - теплопроводность; α - коэффициент линейного расширения; K_p - коэффициент размерной стабильности (роста) материала;

В этом критерии работа упруго-пластической деформации, являющаяся энергетической характеристикой материала, определяет его сопротивляемость возникающим напряжениям, а теплофизические свойства - величину последних. Целесообразность ввода в критерий упруго-пластической деформации доказана экспериментально с помощью математической корреляции путем испытаний сплавов на термическую выносливость, определения их механических свойств (σ , ϵ , σ^{600} , ϵ^{600} , A^{600}) и расчетов на ЭВМ.

Установлено, что работа деформации является доминирующей среди остальных механических свойств. При этом с повышением температуры испытаний роль общей работы деформации уменьшается, а определяющей становится та ее часть, ко-

торая выполнена в упруго-пластической области, т.е. когда коэффициент деформационного упрочнения $\Theta = d\sigma / d\epsilon$ стремится к нулю.

Обращает на себя внимание то, что основой предлагаемого критерия является удельная работа деформации материала при рабочей температуре. Поэтому для повышения его термической выносливости следует идти по пути увеличения именно удельной работы деформации. Использование этого критерия в пределах конструкторско-технологического проектирования позволяет ускорить процесс выбора оптимального состава материала поршня и технологии его производства.

Исходя из высокой нагруженности современных форсированных ДВС альтернативным материалом для поршней вместо алюминиевых сплавов становится чугун, и не простой серый, а высокопрочный. Именно поэтому за последние 10 лет в двигателестроении резко возрос интерес к применению высокопрочных чугунов, особенно наметилась тенденция к использованию чугуна с вермикулярным графитом (ЧВГ) для литых блоков цилиндров, выхлопных коллекторов, поршней, коленчатых валов и ряда других деталей двигателей [4].

Следует отметить, что к настоящему време-

ни в промышленности применяется более 300 марок чугунов. Все они отличаются химическим составом, свойствами, структурой и технологией получения, но обладают одним общим «родственным» признаком – они построены на базе системы Fe – C – Si. В начале 70-х годов прошлого столетия показано, что чугуны могут быть построены по принципиально новой системе Fe-C-Al, подобной классической системе Fe-C-Si [4], и назвали их алюминиевыми чугунами. Эти чугуны также как и традиционные или стандартные могут иметь компактную (вермикулярную) форму графита с ферритной, феррито – перлитной или перлитной матрицей. Алюминиевый чугун с вермикулярным графитом (алюминиевый ЧВГ) – новый конструкционный материал, обладающий рядом специфических свойств, которые выдвигают его в число перспективных материалов для машиностроения, в связи с тем, что он обладает:

- хорошими литейными свойствам ;
- высокой теплопроводностью, близкой к серому чугуну;
- высокой прочностью и пластичностью, близкими к ЧШГ
- хорошей обрабатываемостью.

Вермикулярный графит в этих чугунах дает возможность получить высокие механические свойства ($\sigma_b \geq 500$ МПа), следовательно, алюминиевый ЧВГ относится к группе высокопрочных чугунов и его можно с успехом применять для производства ответственных деталей высокофорсированных дизельных ДВС, таких как поршни, головки цилиндров и др.

В НТУ «ХПИ» кафедрами двигателей внутреннего сгорания и литейного производства были разработаны оригинальные конструкции монолитных чугунных и составных поршней с чугунной головкой и алюминиевым тронком, соединяемые единым поршневым пальцем [4]. Поршни подвергались физическому моделированию на специальной установке кафедры ДВС для определения напряженного состояния конструктивных элементов и дальнейшего их совершенствования, а также подвергались кратковременным испытаниям на реальных двигателях. Названные поршни были изготовлены из ЧВГ стандартной системы Fe – C – Si. Лабораторные и натурные испытания показали большую перспективность применения ЧВГ для поршней высокофорсированных дизельных двигателей.

К настоящему времени в рамках конструкторско-технологической подготовки производства чугунных поршней на кафедре литейного производства проведено ряд исследований алюминиевого ЧВГ как наиболее перспективного материала для поршней высокофорсированных дизельных ДВС. При этом много внимания уделяется обеспечению стабильности получения необходимых свойств алюминиевого ЧВГ.

Поскольку свойства чугуна в большой мере зависят от образовавшейся структуры, прежде всего от формы графитных включений, их дисперсности и занимаемой площади, то для количественной оценки их влияния на свойства был использован коэффициент степени компактности, предложенный Тужиньски Ю. и Тараном Б. П. [6]. Коэффициент (Q_r) учитывает периметр, количество и площадь графитных включений на 1 мм² поверхности шлифа и имеет вид:

$$Q_r = L_r^2 / 2 N_r F_r$$

где L_r – периметр графитных включений на 1 мм² поверхности шлифа; N_r – количество графитных включений на 1 мм² поверхности шлифа; F_r – площадь графитных включений на 1 мм² поверхности шлифа.

В качестве инструмента использовали автоматический анализатор микроструктуры Quantimet-720 и ЭВМ Odra 1032 (по программе KWA-1).

Следует отметить, что этот коэффициент очень чувствительный к изменению технологических параметров получения ЧВГ. При одинаковой технологии получения отливок, подобной их толщине стенки и с использованием определенного модификатора Q_r зависит, прежде всего, от количества вводимого модификатора и времени выдержки металла после ввода последнего.

С увеличением количества вводимой лигатуры степень компактности графита увеличивается. При 1,2 % лигатуры ФС30РЗМ30 $Q_r = 0,28$. В этом случае в структуре чугуна образуется преимущественно шаровидный графит (около 75 %). Для алюминиевого ЧВГ коэффициент формы должен находиться в пределах $Q_r = 0,4-0,5$. Следовательно для стабильного получения вермикулярного графита определенной дисперсности количество лигатуры должно быть 0,8-0,9%. При этом необходимо ограничивать выдержку металла до заливки, т.к. после 15-17 минут эффект модифицирования практически исчезает и чугун кристаллизуется с пластинчатой формой графита.

Оценивая структуру чугуна по ГОСТ 344-87 [7] форма и распределение графита в стандартном ЧВГ и в алюминии ЧВГ практически одинаковые, т.е. там и там форма графита соответствует эталону ВГф2, а его распределение эталону ВГр1, но по количеству включений на единицу площади они существенно отличаются. Поэтому количество включений графита в стандартном ЧВГ соответствует эталону ВГ70, а в алюминиевом ЧВГ этот показатель значительно превышает максимальный стандартный эталон ВГ100. Поэтому его использование становится недостаточным, т.к. количество графитных включений на единицу площади в алюминии ЧВГ в 2 и более раза больше, чем в стандартном ЧВГ, и степень их компактности также более высокая (0,32 против 0,44 соответственно).

Заключение

При анализе пригодности поршневого материала для работы в условиях сложного термического нагружения нет необходимости проведения длительных испытаний на термическую выносливость или учитывать весь комплекс его механических и теплофизических свойств. Достаточно оценить термическую выносливость, с помощью критерия термической выносливости ($K_{т.в.}$), основной составляющей которого, является работа деформации материала в упруго-пластической области при рабочей температуре детали. Обеспечение корректных результатов возможно при условии стабильности получения заданной структуры в поршнях. Выполнение этого условия возможно при постоянном контроле степени компактности графитных включений ($Q_{г}$) в структуре отливок поршней, что требует поддержания режима литья поршней в заданных технологических параметрах. Последнее рассмотрено на примере алюминиевого ЧВГ.

Список литературы:

1. Балакин В.И. Форсированные дизели / Балакин В.И., Иванченко Н.Н., Круглова М.Г. - М.: Машиностроение, 1978. - 360 с.
2. Чекай Э. Экономнолегированные алюминево-кремниевые сплавы - как материал для поршней. Дис. ... канд. техн. наук. 05.02.01 / Чекай Э.- Х., 1985. - 210 с.
3. Отливки из чугуна с различной формой графита. ГОСТ 3443-87.
3. Таран С.Б. Оценка термической выносливости материалов поршней ДВС / С.Б. Таран, О.В. Акимов, А.П. Марченко // Двигатели внутреннего сгорания.-2010. -№ 1.- С 70-72.
4. Александров Н.Н. Применение высокопрочного чугуна с вермикулярным графитом для деталей дизельных двигателей / Александров Н.Н., Б. С. Мильман, Л.В. Ильичева // Литейное производство. - 1979. - № 7. - с. 9-10.
5. Ворожейнов А. И. Разработка конструкции и исследование напряженного состояния поршней дизеля для энергонасыщенного трактора: -дис. канд. техн. наук. 05.05.03 / А. И. Ворожейнов. Харьков, 1983. - 205 с.
6. Тужиньски Ю. Чугун с вермикулярным графитом для тонкостенных деталей, работающих в условиях теплосмен: дис. канд. техн. наук. 05.02.01./ Ю. Тужиньски. Харьков, 1989. - 222с.
7. Отливки из чугуна с различной формой графита. ГОСТ 3443-87

Bibliography (transliterated):

1. Balakin V.I. Forsirovannye dizeli / Balakin V.I., Ivanchenko N.N., Kruglova M.G. - M.: Mashinostroenie, 1978. - 360 s.
2. Chekaj Je. Jekonomnolegированные aljuminievo- kremnievye splavy - kak material dlja porshnej. Dis. ... kand. tehn. nauk. 05.02.01 /Chekaj Je.- H., 1985. - 210 s.
3. Otlivki iz chuguna s razlichnoj formoj grafita. GOST 3443-87.
3. Taran S.B. Ocenka termicheskoj vynoslivosti materialov porshnej DVS / S.B. Taran, O.V. Akimov, A.P. Marchenko // Dvigateli vnutrennego sgoraniya.-2010. - № 1.- S 70-72.
4. Aleksandrov N.N. Primenenie vysokoprochnogo chuguna s vermikuljarnym grafitom dlja detalej dizel'nyh dvigatelej / Aleksandrov N.N., B. S. Mil'man, L.V. Il'icheva // Litejnoe proizvodstvo. - 1979. - № 7. - s. 9-10.
5. Vorozhejnov A. I. Razrabotka konstrukcii i issledovanie naprjazhennogo sostojanija porshnej dizelja dlja jenergonasyennogo traktora: -dis. kand. tehn. nauk. 05.05.03 / A. I. Vorozhejnov. Har'kov, 1983. - 205 s.
6. Tuzhin'ski Ju. Chugun s vermikuljarnym grafitom dlja tonkostennyh detalej, rabotajuwih v uslovijah teplosmen: dis. kand. tehn. nauk. 05.02.01./Ju. Tuzhin'ski. Har'kov, 1989. - 222s.
7. Otlivki iz chuguna s razlichnoj formoj grafita. GOST 3443-87.

УДК 621.541

**Ф.І. Абрамчук, д-р техн. наук, О.І. Воронков, канд. техн. наук,
А.І. Харченко, канд. техн. наук, С.С. Жилін, канд. техн. наук,
І.М. Нікітченко, інж., В.С. Червяк, інж.**

СТЕНД ДЛЯ ВИПРОБУВАННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМОДВИГУНІВ

Вступ

Проблема використання стисненого повітря в якості робочого тіла в автомобільних силових установках набуває все більшої актуальності. Про це

свідчать інтенсивні науково-дослідні роботи, що проводяться у провідних країнах світу.

Удосконалюється двигун, що працює на стисненому повітрі, створений французьким фахівцем у

галузі ДВЗ Гі Негре. З'явилися свідчення про створення пневмоавтомобіля в Австралії винахідником Ді Пьетро. Відома британська фірма Lotus більше десяти років проводила роботу над універсальним двигуном, який може працювати в режимі двигуна внутрішнього згоряння і перетворюватися в компресор для рекуперації енергії гальмування. Заволзький моторний завод на базі двигуна ЗМЗ-4062-10 створює пневмодвигуни тощо.

Необхідно відмітити, що ці роботи розраховані на перспективу. Поки експериментальні зразки цих транспортних засобів мають незадовільні техніко-економічні показники якості і не можуть конкурувати із сучасними класичними транспортними засобами або з гібридами типу «ДВЗ–електромотор». Але за екологічними показниками вони задовольняють самим жорстким вимогам.

Аналіз публікацій

Для покращення показників пневмодвигунів силових агрегатів транспортних засобів різного призначення необхідно проводити не тільки теоретичні розробки, але й експериментальні випробування дослідних зразків. Ознайомлення з публікаціями, пов'язаними з випробуваннями пневмодвигунів, свідчать про практичну відсутність відомостей про будову експериментальних стендів і результатів випробувань. Дані про потужність та економічність пневмодвигунів і запас ходу транспортних засобів часто мають суто рекламний характер [1]. Відомості про випробування шахтних пневмодвигунів значною мірою застаріли, не відповідають сучасним вимогам та можливостям і не можуть бути використані для специфічних умов роботи пневмодвигуна у складі гібридної силової установки [2, 3]. Для всебічного дослідження пневмодвигунів за різних параметрів стисненого повітря з визначенням індикаторних і ефективних показників потрібні спеціальні науково-дослідні стенди з сучасними вимірювальними комплексами.

Мета та постановка задачі

Метою статті є розробка стенда і методики комплексного експериментального дослідження пневмодвигунів гібридних силових установок автомобілів і транспортних засобів спеціального призначення. Це дозволить отримувати дані, необхідні для вдосконалення техніко-економічних показників експериментальних зразків двигунів і розробки математичних моделей розрахунку процесів робо-

чого циклу двигунів, що працюють на стисненому повітрі.

Розробка стенда для експериментального дослідження пневмодвигуна

В лабораторії кафедри двигунів внутрішнього згоряння в 2009 р. створено стенд для експериментальних випробувань і досліджень пневмодвигунів як елемента гібридної силової установки автомобіля. Схема цього стенда зображена на рис. 1, а загальний вигляд – на рис. 2.

Стенд створювався з дотриманням вимог, що забезпечують виконання на належному науковому рівні таких робіт:

а) проведення випробувань пневмодвигунів на різних швидкісних і навантажувальних режимах в експлуатаційних діапазонах;

б) визначення ефективних параметрів роботи пневмодвигунів і зовнішніх умов їх випробувань:

– ефективної потужності, N_e , кВт;

– ефективного крутного моменту, M_e , Н·м;

– частоти обертання вихідного вала, n , хв⁻¹;

– витрати енергоносія – стиснутого повітря, G , кг/год;

– тиску і температури стиснутого повітря на вході в двигун, $p_{вх}$, МПа і $t_{вх}$, °С;

– тиску і температури повітря на виході із двигуна, $p_{вих}$, МПа і $t_{вих}$, °С;

в) індицирування циліндра з метою визначення індикаторних параметрів робочого процесу пневмодвигуна;

г) реєстрація змінного тиску в повітряних каналах на вході і на виході повітря із двигуна.

Розглянемо технічну характеристику агрегатів стенда.

Об'єктом випробувань і досліджень є створений на кафедрі ДВЗ ХНАДУ чотирициліндровий V-подібний нереверсивний поршневий пневмодвигун (1, рис. 1) із золотниковим повітророзподільником і комбінованою системою змащення (підшипники ковзання колінчастого вала змащуються під тиском, а деталі циліндро-поршневої групи змащуються розбризкуванням). Діаметр циліндра $D=76$ мм, хід поршня $S=66$ мм. Розробка конструкції пневмодвигуна і його складання виконано на кафедрі ДВЗ у 2007 році.

Пневмодвигун створено шляхом конвертування бензинового двигуна внутрішнього згоряння повітряного охолодження МеМЗ-968.

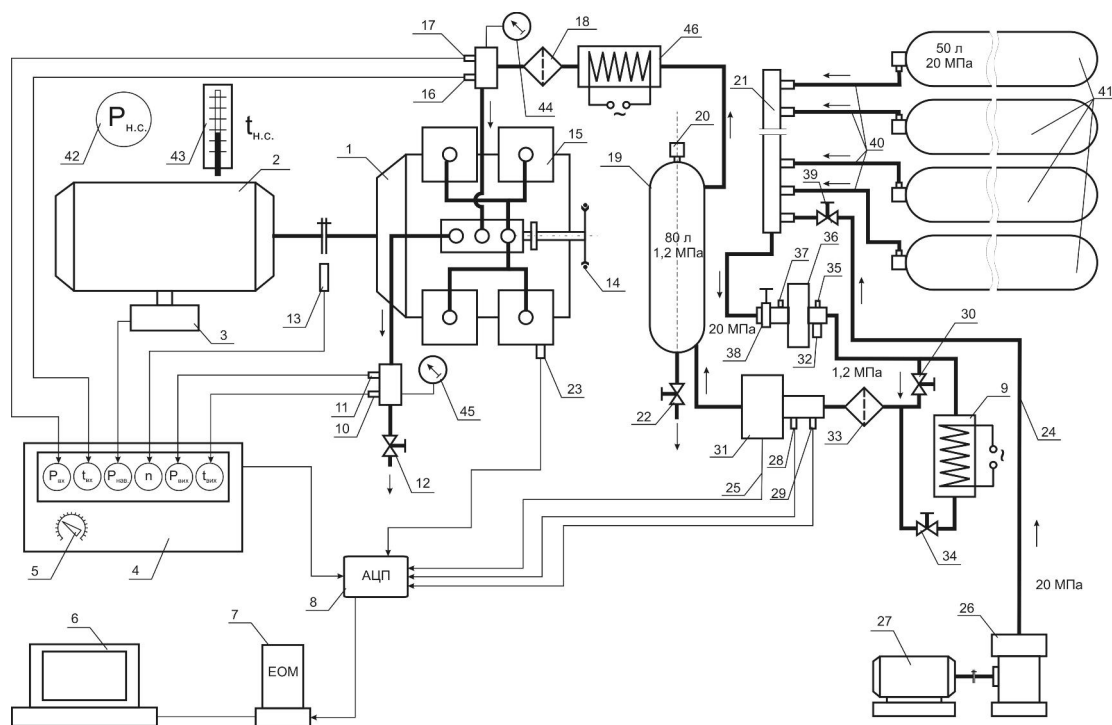


Рис. 1. Схема стенда для експериментального дослідження пневмодвигунів:

1 – пневмодвигун; 2 – електрична балансна машина; 3 – ваговий термінал; 4 – пульт керування; 5 – ручка керування корисного навантаження пневмодвигуна; 6 – дисплей; 7 – електронно-обчислювальна машина; 8 – аналогово-цифровий перетворювач (АЦП); 9 – електричний нагрівач стиснутого повітря; 10 – датчик температури; 11 – датчик тиску; 12 – регулювальний кран; 13 – індуктивний датчик частоти обертів; 14 – ланцюгова передача приводу золотника; 15 – кришка циліндра; 16 – датчик температури; 17 – датчик тиску; 18 – фільтр; 19 – повітряний ресивер низького тиску; 20 – запобіжний клапан; 21 – рампа повітряна високого тиску; 22 – дренажний вентиль; 23 – датчик індицирування циліндра; 24 – сталева труба високого тиску; 25 – інформаційний канал витрат стиснутого повітря; 26 – чотириступеневий поршневий компресор; 27 – електродвигун привода компресора; 28 – датчик тиску; 29 – датчик температури; 30 – кран регулювання тиску і температури повітря перед пневмодвигуном; 31 – витратомір; 32 – запобіжний клапан; 33 – фільтр; 34 – кран регулювання тиску і температури повітря перед пневмодвигуном; 35 – пружинний манометр; 36 – газовий редуктор рамповий РКЗ-500-2; 37 – пружинний манометр; 38, 39 – запірні крани; 40 – сталеві труби високого тиску; 41 – балон для повітря високого тиску; 42 – барометр М67; 43 – ртутний термометр; 44, 45 – пружинні манометри; 46 – електричний нагрівач стиснутого повітря

Базові деталі: блок-картер, оребрені циліндри, деталі циліндро-поршневої групи, шатуни, вкладиші корінних і шатунних підшипників і ряд інших деталей взято від базового ДВЗ. V-подібна компоновка циліндрів забезпечила компактність і порівняно невеликі габарити пневмодвигуна. Використання алюмінієвого сплаву при виготовленні тунельного картера дала можливість одержати помірну масу всієї конструкції. Наявність чотирьох циліндрів дозволяє одержати достатньо рівномірний сумарний крутний момент і можливість пуску двигуна при будь-якому початковому положенні колінчастого вала. Наявність оребрення циліндрів інтенсифікує підведення теплоти із навколишнього середовища до робочого тіла, що розширюється, як відомо, з пониженням температури. Ця обставина

позитивно впливає на ККД робочого циклу і перешкоджає в деякій мірі обмерзанню випускних каналів.

Взамін серійного колінчастого вала з хрестоподібним розташуванням кривошипів було виготовлено новий колінчастий вал із двома кривошипами, розміщеними під кутом 180° («плоский вал»). При цьому до кожного кривошипа приєднуються два шатуни від лівого і правого циліндрів.

Золотниковий повітророзподіл має два канали: один – напірний та один – випускний, що сполучається з атмосферою і складається із нерухомої циліндричної золотникової коробки та розташованого всередині неї золотника, що обертається синхронно з колінчастим валом.



Рис. 2. Загальний вигляд стенда для дослідження пневмодвигунів

Золотникова коробка, розташована в розвалі блока циліндрів на якомога ближчій відстані від головок циліндрів, з якими вона з'єднується каналами (трубками). Фази повітророзподілу і переріз з'єднувальних каналів оптимізовані шляхом розрахункового дослідження, в якому критерієм оптимізації було обрано мінімальну питому витрату стис-

нутого повітря. Фази повітророзподілення: відкриття впускних вікон – 3° до ВМТ; закриття впускних вікон – 55° після ВМТ; відкриття випускних вікон – 40° до НМТ; закриття випускних вікон – 80° до ВМТ. Привід золотника здійснюється ланцюговою передачею від колінчастого вала (рис. 3).



а)



б)

Рис. 3. Пневмодвигун у зборі з золотниковим повітророзподільником:

а – вигляд спереду; б – вигляд збоку

До установлення пневмодвигуна на лабораторний стенд він пройшов випробування на експериментальному автомобілі ЗАЗ-110550 з гібридною

силовою установкою за схемою «двигун внутрішнього згоряння – пневмодвигун».

Для задоволення необхідного зовнішнього навантаження (корисного крутного моменту) на pne-

вмодвигун на стенді використовується електрична балансира машина постійного струму МПБ 32,7/28 (2, рис. 1), що має таку технічну характеристику: потужність $N_e = 25,1$ кВт; частота обертання $n = 4000$ хв⁻¹; сила струму $I = 109$ А; напруга $U = 230$ В; опір – $R = 2,11$ Ом; регулювання електричного навантаження – зміненням незалежного збудження. На стендовому пульті керування 4 навантаження пневмодвигуна регулюється ручкою керування 5.

Ефективний крутний момент M_e , Н·м, що розвиває на валу пневмодвигун, визначається як добуток відомої величини плеча балансира машини $l=0,5$ м, на величину сили навантаження P_n , кг,

$$M_e = l \cdot P_n \cdot 9,81, \text{ Н·м}, \quad (1)$$

де 9,81 – коефіцієнт перерахунку сили P_n в кг на силу в Н.

Ефективна потужність корисного пневмодвигуна N_e , як відомо, однозначно визначається величинами сили навантаження P_n і частотою обертання колінчастого вала n

$$N_e = A \cdot P_n \cdot n, \text{ кВт}. \quad (2)$$

Для визначення сили навантаження P_n на стенді використовується ваговий термінал КОДА2 (поз. 3), що конкретно призначається для вимірювання аналогового сигналу тензодатчиків чутливого елементу з виводом результатів вимірювань на дисплей 6. Термінал забезпечує безпосереднє підключення до тензорезисторних мостових датчиків без додаткового сполучення. Опір навантаження терміналу не менший ніж 30 Ом. Термінал має індикатор, клавіатуру керування, інтерфейс для зв'язку з комп'ютером, а також різні типи протоколів передачі інформації. Калібровка терміналу виконується без зовнішніх регулювальних елементів зі збереженням кодів налаштування в запам'ятовуючому пристрої.

Стендова система живлення пневмодвигуна енергоносієм – стиснутим повітрям від балонів, як це видно зі схеми на рис. 1, складається із блока балонів високого тиску (до 20 МПа) 41, сталевих трубок високого тиску 40, рампи з трубопроводом 21, запірною крана 38, газового рампового кисневого редуктора РКЗ-500-2,36, де тиск повітря знижується до 1,2 МПа, крана 34 для тонкого регулювання тиску p_{ex} і температури t_{ex} , повітряного фільтра 33, витратоміра G160 GMS DY-80, 31, повітряного ресиверу низького тиску 19, що служить для згладжування пульсацій тиску перед витратоміром,

електричного нагрівача 46, повітряного фільтра 18 і з'єднуючих трубопроводів.

Система подачі повітря від балонів є основною – вона забезпечує роботу пневмодвигуна на розрахунковому режимі: при тиску на вході $p_{ex} = 1$ МПа і частоті обертання колінчастого вала $n = 1364$ хв⁻¹ (за гранично допустимої середньої швидкості поршня $C_{n \max} = 3,00$ м/с). При всіх позитивних якостях подачі стиснутого повітря від балонів така система має той важливий недолік, що робота пневмодвигуна в цьому випадку буде значно обмежена часом.

Для заправки балонів 41 стиснутим повітрям до 20 МПа на стенді використовується компресорна установка з чотиріступеневим поршневым компресором 26. З цієї установки повітря через кран 39 нагнітається безпосередньо в рампу 21, що з'єднана з балонами.

Для вимірювання частоти обертання колінчастого вала на стенді використовуються лічильник імпульсів СИ8 та індуктивний датчик імпульсів 13. Для індичування циліндра використовується датчик Honeywell MLH 300PSB 01A-46 23 з виводом інформаційних сигналів через аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) 8 і ЕОМ 7 на дисплей 6. Датчик для індичування установлений в кришці першого лівого циліндра пневмодвигуна. Для осцилографування тиску в повітряних каналах на вході 17 і на виході 11 із пневмодвигуна використовуються такого ж типу датчики, як і для індичування циліндра з виводом сигналів на дисплей і електронний індикатор на пульті керування. В ряді точок повітряного тракту виконуються вимірювання тиску за допомогою механічних пружинних манометрів: на вході 44 і на виході 45 із пневмодвигуна, на вході 37 і виході 35 із газового редуктора.

Температура стиснутого повітря на вході 16 і на виході 10 із пневмодвигуна вимірюється термомпарами ХК (хромель-копель) і результати виводяться на вимірювач-регулятор мікропроцесорний одноканальний ТРМ-1-н.у.р. ТУ 4211-016-46526536-2005 зі світлодіодним цифровим індикатором на пульті керування, а також на ЕОМ. Вимірювання тиску 28 і температури 29 стиснутого повітря перед витратоміром та інформаційний сигнал величини витрати повітря через витратомір виводяться через АЦП в ЕОМ і на дисплей.

Результати випробувань пневмодвигуна із золотниковим повітророзподілом

Після налагодження і перевірки роботи окремих елементів стенда, було проведено випробування пневмодвигуна. На першому етапі випробувань було проведено індицирування надпоршневої порожнини поршневого пневмодвигуна з передачею

інформації на дисплей персонального комп'ютера (рис. 1). Було зафіксовано розгорнуту діаграму в координатах: тиск повітря в циліндрі двигуна p_v , МПа – ось ординат і кут повороту колінчастого вала в градусах φ і час протікання процесу τ в мс – ось абсцис. Приклад знятої розгорнутої діаграми $p = f(\varphi)$ наведено на рис. 4.

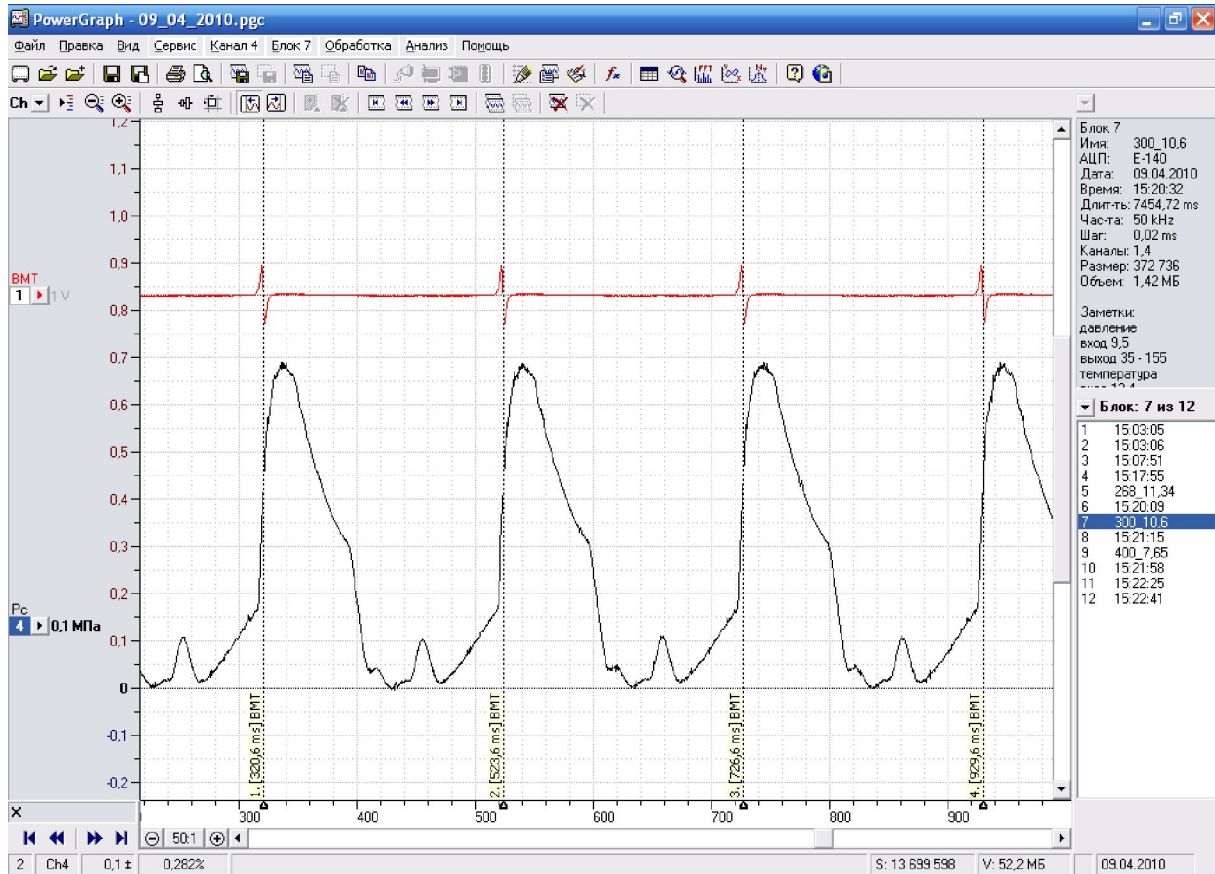


Рис. 4. Експериментальна індикаторна діаграма на режимах випробувань

Крім того, на діаграмі фіксувалися відмітка кута повороту і відмітка верхньої мертвої точки (ВМТ). Після цього за допомогою спеціальної програми розгорнута індикаторна діаграма перебудувалася у згорнуту діаграму в координатах « $p-V$ », де p – тиск у надпоршневій порожнині пневмодвигуна, V – об'єм надпоршневої порожнини. Приклад згорнутої індикаторної діаграми наведений на рис. 5. Як видно з діаграми, робочий цикл поршневого двигуна складається з чотирьох процесів:

- наповнення надпоршневої порожнини стисненням повітря;
- розширення повітря;
- вільний выпуск (виштовхування) повітря;
- попередній стиск повітря.

Необхідно відзначити, що наприкінці приму-

сового випуску спостерігається хвилюподібне підвищення тиску, що викликається впливом випуску повітря із сусіднього циліндра, фази випуску яких мають перекриття.

За допомогою згорнутої індикаторної діаграми (рис. 5) було визначено середні значення показників політроп розширення

$$n_c = \frac{\lg \frac{p_1}{p_2}}{\lg \frac{V_2}{V_1}}. \quad (3)$$

Для процесу стиску експериментально визначений середній показник політроп дорівнює $n_c=1,67$.

Ці значення політропи стиску збігається з даними середніх значень політроп стиску для порш-

невих компресорів, наведеними в роботі [4] $n_c=1,4...2,0$.

Для процесу розширення експериментально визначений середній показник політропи дорівнює $n_p=1,425$, який перевищує значення показника адіабати для повітря за температури 0°C $\kappa=1,4$, що свідчать про відведення теплоти в процесі розши-

рення повітря в циліндрі пневмодвигуна.

На другому етапі було проведено серію випробувань пневмодвигуна за постійного тиску повітря після редуктора $p_p=9,5$ бар і живлення стисненим повітрям від балонів 41 (рис. 1). Режим і результати випробувань наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Режими і результати випробувань пневмодвигуна

Оберти, хв^{-1}	Тиск, бар		Температура, $^\circ\text{C}$		Потужність, кВт	Витрата стисненого повітря, кг/год	Витрата стисненого повітря, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$
	на виході з редуктора	на вході у двигун	на вході у двигун	на виході з двигуна			
268	9,5	6,08	16,1	-16,4	1,56059	179,54	115,047
300	9,5	6,08	13,4	-22,4	1,61753	192,97	119,3009
400	9,5	5,44	11,4	-26,4	1,57131	208,47	132,6726
346	9,5	8,64	12,6	-28,9	2,68283	206,4	76,93522

Для кожного випробування визначався тиск повітря і температура на вході у двигун, температура на виході з двигуна, навантаження на електричному гальмі і витрата стисненого повітря пневмодвигуна. Крім того, на кожному режимі знімалася індикаторна діаграма.

Експериментальна індикаторна діаграма на режимах випробувань $n=300 \text{ хв}^{-1}$ наведена на рис. 4.

Попередній аналіз результатів випробування пневмодвигуна на стенді свідчить, що у двигуні має місце інтенсивне розширення стисненого повітря. Це підтверджується значними від'ємними значеннями температур повітря на виході з двигуна. Так, на режимі $n=300 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=2,68 \text{ кВт}$ ця температура складає $-28,9^\circ\text{C}$. Цей факт необхідно враховувати при удосконаленні поршневого пневмодвигуна.

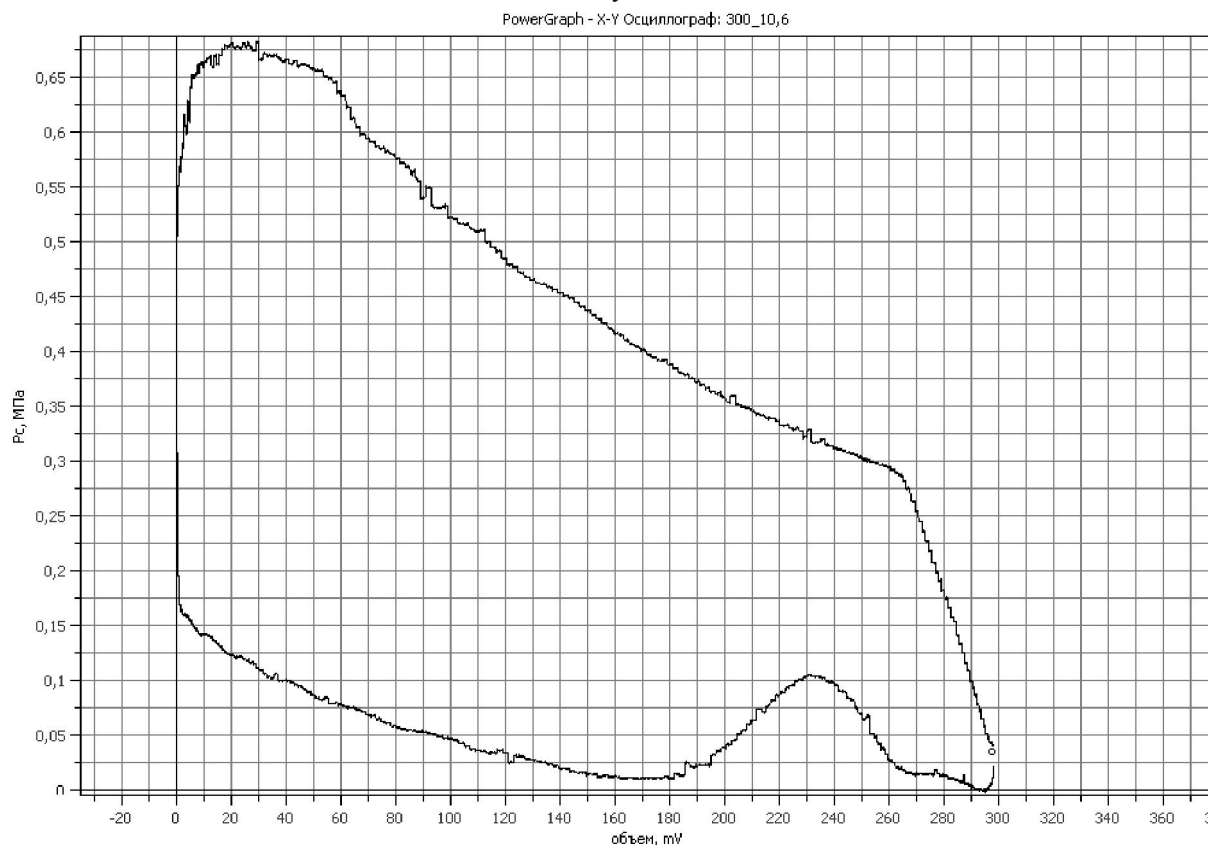


Рис. 5. Згорнута діаграма двигуна ($n=300 \text{ хв}^{-1}$; $N_e=1,617 \text{ кВт}$)

З підвищенням потужності пневмодвигуна питома витрата стисненого повітря значно зменшується і приблизно дорівнює питомій витраті повітря кращих зразків шахтних пневмодвигунів [5].

Для режиму роботи пневмодвигуна: $n=346 \text{ хв}^{-1}$, $N_e=1,617 \text{ кВт}$ (табл. 1) було проведено обробку індикаторної діаграми на предмет визначення індикаторних показників. Визначений середній індикаторний тиск дорівнює $p_i=0,38 \text{ МПа}$.

Індикаторна робота циклу, кДж

$$L_i = p_i \cdot V_h = 380 \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} = 0,114,$$

де V_h – робочий об'єм циліндра, $V_h = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Індикаторна потужність двигуна, кВт

$$N_i = \frac{p_i \cdot n \cdot z \cdot V_h}{30 \tau} = \frac{0,38 \cdot 300 \cdot 4 \cdot 0,3}{30 \cdot 2} = 2,28,$$

де z – число циліндрів, $z = 4$; τ – тактність двигуна, $\tau = 2$.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{1,617}{2,28} = 0,709.$$

Циклова витрата повітря, кг/цикл

$$g_e = \frac{G_T}{60 \cdot n \cdot z} = \frac{192,97}{60 \cdot 300 \cdot 4} = 2,68 \cdot 10^{-3},$$

де G_T – годинна витрата повітря.

Питома індикаторна робота, кДж/кг

$$l_i = \frac{L_i}{g_e} = \frac{0,114}{2,68 \cdot 10^{-3}} = 42,54.$$

Питома індикаторна робота, кДж/кг

$$l_{ad} = \frac{k}{k-1} R_n \cdot T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287 \cdot 286,4 \cdot \left[1 - \left(\frac{6,08}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \right] = 121,32$$

де R_n – газова стала повітря; T_1 – температура повітря на вході у двигун; p_1, p_2 – відповідно тиск повітря на вході в двигун і на виході з нього.

$$\eta_i = \frac{l_i}{l_{ad}} = \frac{42,54}{121,32} = 0,351$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,351 \cdot 0,709 = 0,249$$

Висновки

1. На кафедрі ДВЗ ХНАДУ створено стенд для дослідження пневмодвигунів потужністю до 20 кВт, який дозволяє отримувати достовірні експериментальні дані індикаторних і ефективних показників циклу з метою подальшого вдосконалення двигунів, працюючих на стисненому повітрі, а також отримувати необхідні дані для розрахунку перспективних пневмодвигунів.

2. Стенд оснащений автоматизованою системою дослідження, яка дозволяє реєструвати та обробляти дані експериментального випробування.

3. Визначені ефективні та індикаторні показники дозволяють вибрати шляхи їх вдосконалення.

Список літератури:

1. Австралийский и французский воздух успешно заменяют бензин [Электронный ресурс]. – 16 сентября 2004. – Режим доступа: <http://www.membrana.ru>. 2. Зиневич В.Д. Поршневые и шестеренные пневмодвигатели горно-шахтного оборудования / В.Д. Зиневич, Л.А. Гешлин. – М.: Недра. 1982. – 199 с. 3. Дегтярев В.И. Шахтные пневмомоторы / В.И. Дегтярев, В.И. Мялковский, К.С. Борисенко. – М.: Недра, 1979. – 190 с. 4. Френкель М.И. Поршневые компрессоры / М.И. Френкель. – М.: Машиностроение, 1979. – 743 с. 5. Марутов В.А. Пневмопривод в отечественных и зарубежных горнорудных машинах / В.А. Марутов, Л.И. Пирогов, И.Г. Черников. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ. – 1970. – Вып. 2-70-30. – 26 с.

Bibliography (transliterated):

1. Avstralijskij i francuzskij vozduh uspešno zamenja-jut benzin [Elelektronnyj resurs]. – 16 sentjabrja 2004. – Rezhim dostupa: <http://www.membrana.ru>. 2. Zinevich V.D. Porshnevye i shesterennye pnevmodvigateli gorno-shahtnogo oborudovanija / V.D. Zinevich, L.A. Geshlin. – M.: Nedra. 1982. – 199 s. 3. Degtjarev V.I. Shahtnye pnevmomotory / V.I. Degtjarev, V.I. Mjalkovskij, K.S. Borisenko. – M.: Nedra, 1979. – 190 s. 4. Frenkel' M.I. Porshnevye kompressory / M.I. Frenkel'. – M.: Mashinoostroenie, 1979. – 743 s. 5. Marutov V.A. Pnevmoпривод v otechestvennyh i zarubezhnyh gornorudnyh mashinah / V.A. Marutov, L.I. Pirogov, I.G. Chernilov. – M.: NIINFORMTJaZhMASH. – 1970. – Vyp. 2-70-30. – 26 s.

**И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, А.А. Теплицкий, инж.,
В.В. Солодовников, канд. техн. наук, С.Ю. Белик, инж.**

ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ В АВТОТРАКТОРНОМ ДИЗЕЛЕ. ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ. (ЧАСТЬ I)

Введение. Водотопливные эмульсии представляют собой систему, включающую в себя воду, которая является дисперсной фазой с диаметром капель 0,1...10 мкм, и топливо, являющейся дисперсной средой. Такие эмульсии носят название «эмульсии обратного типа» (вода в топливе), исключают контакт металлических поверхностей топливной аппаратуры и стенок трубопроводов с водой. Водотопливные эмульсии получают в гомогенизаторах и диспергаторах. Важным показателем качества эмульсий является стабильность. Стабильность эмульсий обеспечивается добавкой в нее поверхностно-активных веществ (ПАВ) – эмульгаторов. Применение водотопливных эмульсий не требует конструктивных переработок дизеля и позволяет заметно улучшить экологические характеристики двигателей внутреннего сгорания [1 – 5].

В научно-инвестиционной компании «Корал Инвест Технологии» на основе углеводородных соединений разработан эмульгатор, позволяющий при незначительном его добавке (2...4 % по массе) обеспечивать стабильность эмульсии в течение длительного времени. Водотопливные эмульсии с данным эмульгатором получили название – топливо экологическое дизельное (ТЭД).

В статье приведены результаты экспериментальных исследований по оценке влияния ТЭД на показатели токсичности и дымности отработавших газов автотракторного дизеля.

Цель исследований определить концентрацию в отработавших газах оксидов азота, оксида углерода, газообразных углеводородов и дымность отработавших газов при работе автотракторного дизеля на ТЭД с различными концентрациями воды (до 31,2 % по массе) и уровнем диспергации.

Объектом исследований был выбран дизель 4ЧН 12/14 (СМД-19Т) с непосредственным впрыскиванием топлива, газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха.

Методика исследований. Исследования дизеля с различными вариантами ТЭД проведены на стенде научно-исследовательской лаборатории кафедры ДВС НТУ «ХПИ» по нагрузочным характеристикам при частотах вращения коленчатого вала $n = 1000, 1500, 2000 \text{ мин}^{-1}$. Максимальные значения мощности на каждой из n соответствовали мощности по внешней характеристике дизеля. Промежуточные значения – мощностям, соответствующим 0,75, 0,50, 0,25 и 0,10 максимальной мощности. Установочный угол опережения впрыскивания топлива при исследованиях не изменялся. Исследования проведены при температуре окружающей среды +10...+15 °С.

Дизель исследовался: на стандартном дизельном топливе (ДТ), ТЭД с содержанием воды 12,3 % по массе (ТЭД-12,3-0), ТЭД с содержанием воды 19,4 % по массе (ТЭД-19,4-0), ТЭД с содержанием воды 23,2 % по массе (ТЭД-23,2-0), ТЭД с содержанием воды 23,2 % по массе (ТЭД-23,2-1), ТЭД с содержанием воды 23,2 % по массе (ТЭД-23,2-2), ТЭД с содержанием воды 31,2 % по массе (ТЭД-31,2-0). Индексы 0, 1, 2 в обозначениях ТЭД указывают на уровень диспергации: 0 – грубая диспергация (средний диаметр капель воды в ТЭД 8...9 мкм), 1 – улучшенная диспергация (средний диаметр капель воды в ТЭД 5...6 мкм), 2 – тонкая диспергация (средний диаметр капель воды в ТЭД 2...3 мкм). Основные характеристики топлив приведены в таблице 1.

Таблица 1. Основные характеристики исследованных ТЭД

Условное обозначение ТЭД	$\rho^{20}, \text{ г/см}^3$	$\nu^{20}, \text{ сСт}$	Массовое содержание ДТ, %	Массовое содержание ПАВ, %	Массовое содержание H_2O , %
ТЭД-12,3-0	0,8457	5,97	85,4	2,3	12,3
ТЭД-19,4-0	0,854	6,57	77,3	3,3	19,4
ТЭД-23,2-0	0,862	6,7	73,4	3,4	23,2
ТЭД-23,2-1	0,862	7,25	73,4	3,4	23,2
ТЭД-23,2-2	0,862	7,99	73,4	3,4	23,2
ТЭД-31,2-0	0,8746	10,42	64,7	4,1	31,2

Результаты исследований. Зависимости концентрации токсичных веществ в отработавших газах и дымности отработавших газов от содержания воды в ТЭД на режимах максимальной мощности при частотах вращения коленчатого вала $n = 2000, 1500$ и 1000 мин^{-1} приведены на графиках (рис.1...4). Приведенные данные свидетельствуют о том, что применение ТЭД в качестве топлива позволяет существенно улучшить экологические показатели дизеля.

Замедление реакций образования NO_x , связанного с нагревом, испарением воды и перегревом пара в цилиндре дизеля, приводит к снижению концентрации NO_x в отработавших газах. На всех исследованных частотах вращения коленчатого вала концентрация оксидов азота в отработавших газах с увеличением количества воды в ТЭД уменьшилась. На режимах максимальной мощности концентрация NO_x уменьшилась в 1,2...1,7 раза при применении ТЭД-19,4-0 и в 1,6...3,2 раз при применении ТЭД-31,2-0 в сравнении с работой дизеля на ДТ. Со снижением частоты вращения коленчатого вала концентрация оксидов азота снижается более заметно.

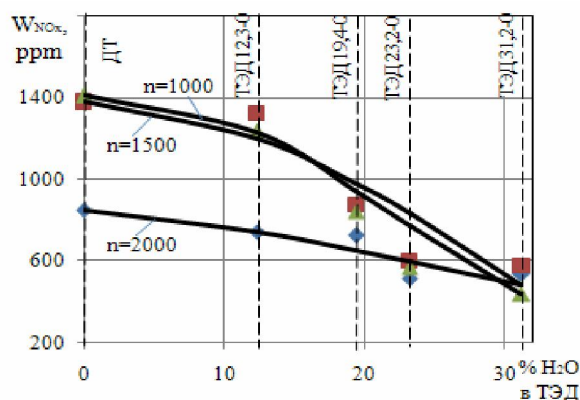


Рис. 1. Зависимости концентрации оксидов азота в отработавших газах от содержания воды в ТЭД

Также позитивное влияние оказывает ТЭД на концентрацию в отработавших газах оксида углерода. На режимах максимальной мощности уменьшение концентрации оксида углерода составляет 1,3...1,4 раза при использовании ТЭД-19,4-0 и 1,6...2,3 раза при использовании ТЭД-31,2-0 в сравнении с работой дизеля на ДТ. Влияние ТЭД на концентрацию газообразных углеводородов в отработавших газах дизеля неоднозначно и незначительно. Изменение концентрации газообразных углеводородов на каждом из исследован-

ных режимов для всех ТЭД не превышает 50–60 млн^{-1} .

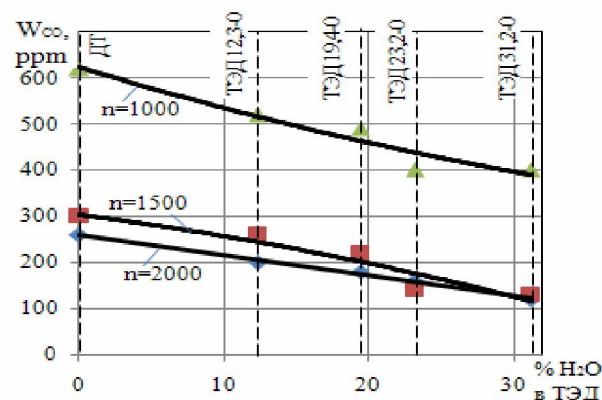


Рис. 2. Зависимости концентрации оксида углерода в отработавших газах от содержания воды в ТЭД

Вместе с тем можно отметить тенденцию к росту концентрации газообразных углеводородов при увеличении концентрации воды в ТЭД при номинальной частоте вращения и к уменьшению ее при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей максимальному крутящему моменту.

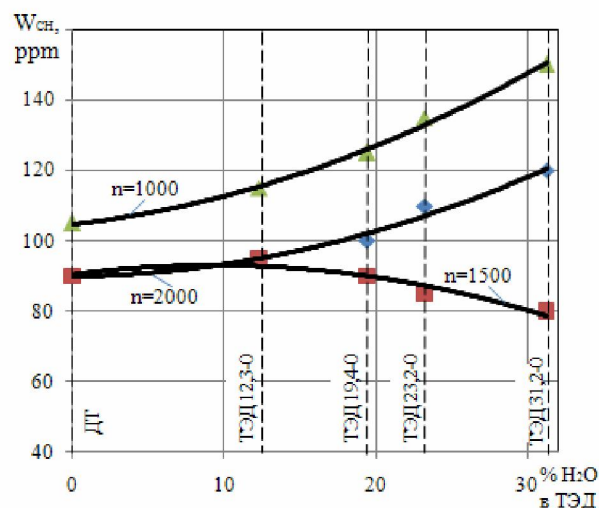


Рис. 3. Зависимости концентрации газообразных углеводородов в отработавших газах от содержания воды в ТЭД

Бесспорным преимуществом использования ТЭД в дизеле является ее влияние на дымность отработавших газов. На режимах максимальной нагрузки уменьшения дымности отработавших газов составляет 1,3...1,4 раз при использовании ТЭД-19,4-0 и 1,3...2,7 раз при использовании ТЭД-31,2-0. Со снижением частоты вращения коленчатого вала уменьшения дымности отработанных газов растет.

На экологические показатели дизеля оказывает влияние не только содержание воды в ТЭД, но и уровень ее диспергации.

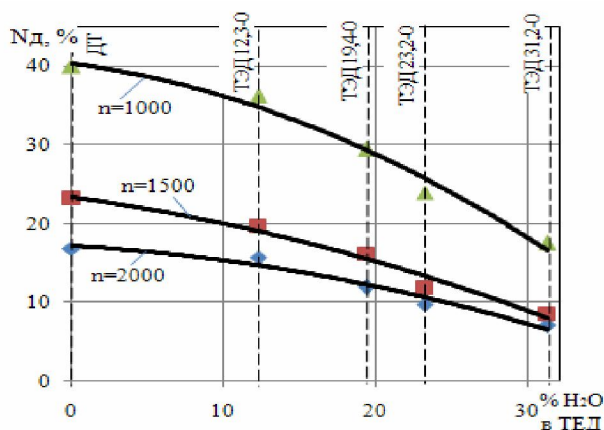


Рис. 4. Зависимости дымности отработавших газов от содержания воды в ТЭД

Для определения влияния уровня диспергации на концентрацию токсичных веществ в отработавших газах и дымность отработавших газов проведены исследования дизеля при работе на ТЭД-23,2. Результаты проведенных исследований на режимах максимальной мощности при частотах вращения коленчатого вала $n = 2000, 1500$ и 1000 мин⁻¹ с тремя уровнями диспергации (грубая, улучшенная и тонкая) приведены на рис. 5.

Анализируя полученные данные можно отметить, что уровень диспергации 0 и 1 практически не оказывает влияние на экологические показатели дизеля. При обеспечении тонкой диспергации (средний диаметр капель воды в ТЭД 1...2 мкм) на режимах максимальной мощности в отработавших газах возрастает концентрация оксидов азота на 60...160 ppm, снижается концентрация оксида углерода на 20...30 ppm и дымность отработавших газов – на 2 % по шкале дымомера.

Выводы

1. Применение ТЭД в качестве топлива без изменения конструкции и регулировок автотракторных дизелей обеспечивает эффективное снижение уровня загрязнения окружающей среды токсичными компонентами отработавших газов. На режимах максимальной мощности:

- концентрация в отработавших газах оксидов азота снижается в 1,3...3,5 раза, концентрация оксида углерода снижается в 1,3...2 раза;
- дымность отработавших газов снижается в 1,6...2,5 раза.

2. Более тонкая диспергация ТЭД снижает концентрацию в отработавших газах оксида угле-

рода и дымность отработавших газов, но увеличивает концентрацию оксидов азота.

3. Влияние ТЭД и уровня его диспергации на концентрацию в отработавших газах газообразных углеводородов незначительно и неоднозначно

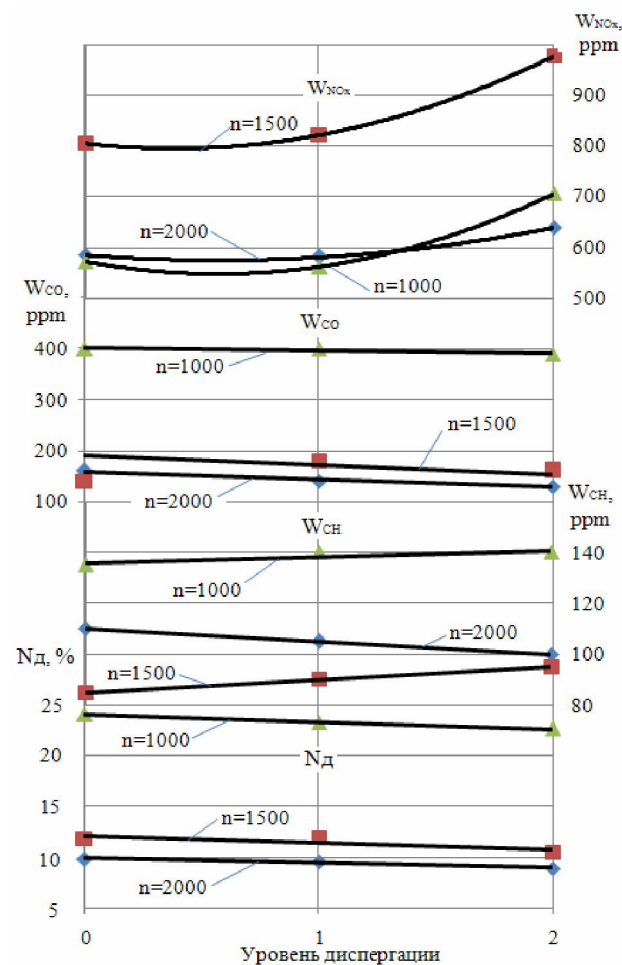


Рис. 5. Зависимости концентрации вредных веществ и дымности отработавших газов от уровня диспергации ТЭД

Список литературы:

1. Гладков О.А. Создание малотоксичных дизелей речных судов / О.А. Гладков, Е.Ю. Лерман – Л.: Судостроение, 1990. – 112 с.
2. Сомов В.А. О применении водотопливных эмульсий в дизелях / В.А. Сомов, Двигателестроение. – 1988. – № 3. – С. 35–37.
3. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. / И.В. Парсаданов – Х.: Издат. центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
4. Ceccarelli Ulderico. Metti l'emulsistem nel tuo motor // Tecnol. Serv. Pubbl. – 1987. – 7. – № 5. – P 52 – 54, 58 – 59.
5. Zhang T. Experimental study on water particles in the combustion of marine four-stroke diesel engine operated with emulsified fuels. / T. Zhang, H. Okada, T. Tsukamoto, K. Ohe – Paper № 193. – CIMAC 2007. – Vienna.

Bibliography (transliterated):

1. Gladkov O.A. Sozdanie malotoksichnyh dizelej rechnyh sudov / O.A. Gladkov, E.Ju. Lerman – L.: Sudostroenie, 1990. – 112 s. 2. Somov V.A. O primenении vodotoplivnyh jemul'sij v dizeljah / V.A. Somov, Dvigatelsestroenie.–1988.– № 3.– S. 35–37. 3. Parsadanov I.V. Povyshenie kachestva i konkurentosposobnosti dizelej na osnove kompleksnogo toplivno-jekologicheskogo kriterija. / I.V. Parsadanov

– Harkov: izdat. centr NTU "HPI", 2003.– 244 s. 4. Ceccarelli Ulderico. Metti l'emulsistem nel tuo motor // Tecnol. Serv. Pubbl.– 1987.– 7.– № 5.– P 52–54, 58–59. 5. Zhang T. Experimental study on water particles in the combustion of marine four-stroke diesel engine operated with emulsified fuels. / T. Zhang, H. Okada, T. Tsukamoto, K. Ohe – Paper № 193. – CIMAC 2007. – Vienna.

УДК 621.433:621.436.068

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, А.А. Теплицкий, инж., И.Н. Карягин, инж., В.В. Солодовников, канд. техн. наук, С.А. Кравченко, канд. техн. наук, П.Г. Ходак, инж.

ПРИМЕНЕНИЕ ВОДОТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ В АВТОТРАКТОРНОМ ДИЗЕЛЕ. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ. (ЧАСТЬ II)

Введение. В первой части статьи приведены результаты экспериментальных исследований по оценке влияния водотопливных эмульсий, изготовленных научно-инвестиционной компанией «Корал Инвест Технологии» на основе стандартного дизельного топлива производства Кременчугского НПЗ (ДСТУ 4840-2007) с добавками эмульгатора, на показатели токсичности и дымности отработавших газов автотракторного дизеля. Изготовитель дал название этому топливу – ТЭД (топливо экологическое дизельное). Основным преимуществом ТЭД перед другими водотопливными эмульсиями является высокая стабильность при хранении. Например, проба ТЭД12,3-0, полученного на основе дизельного топлива с добавкой 2,3 % по массе эмульгатора, сохранила свою стабильность на протяжении проведения исследований в научно-исследовательской лаборатории кафедры ДВС НТУ «ХПИ» в течение более 2000 часов.

Во второй части статьи приведены данные о влиянии ТЭД на энергетические и экономические показатели дизеля.

Цель исследований оценить расхода топлива и мощность автотракторного дизеля при работе на ТЭД с различными концентрациями воды и уровнем дисперсности.

Объект и методика исследований. Исследования проведены на дизеле 4ЧН 12/14 (СМД-19Т). Методика исследований приведена в первой части статьи, там же даны сведения об основных характеристиках топлив.

Результаты исследований. Влияние ТЭД на экономические показатели дизеля.

Зависимости часовых расходов ДТ и ТЭД от содержания воды в ТЭД на режимах максимальной мощности дизеля по внешней характеристике при

частотах вращения коленчатого вала $n = 2000, 1500$ и 1000 мин^{-1} приведены на графиках (рис.1 и 2).

Приведенные данные свидетельствуют о том, что с увеличением состава воды часовой расход ТЭД возрастает. Для обеспечения номинальной мощности ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$) при работе на ТЭД19,4-0 необходимо увеличить часовой расход эмульсии на 4,8 кг/ч в сравнении с ДТ. При работе на ТЭД31,2-0 – на 9,6 кг/ч. Для обеспечения максимального крутящего момента ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) при работе на ТЭД19,4-0 необходимо увеличить часовой расход эмульсии на 3,6 кг/ч в сравнении с ДТ. При работе на ТЭД31,2-0 – на 7,5 кг/ч.

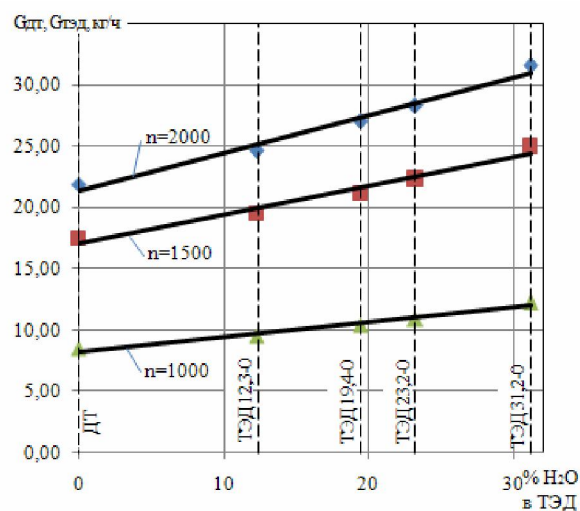


Рис. 1 Зависимости часовых расходов ДТ и ТЭД от содержания воды в ТЭД

Одновременно, как это видно из рис. 2, расход ДТ в ТЭД при увеличении содержания воды уменьшается. Наиболее эффективно с точки зрения экономии ДТ использование ТЭД с содержанием воды 15...25 %. При работе дизеля на ТЭД19,4-0 на режиме номинальной мощности расход ДТ умень-

шился на 2,12 кг/ч, на режиме максимального крутящего момента – на 1,4 кг/ч.

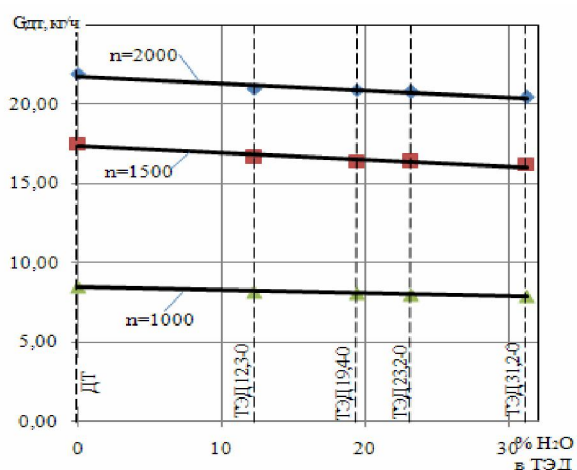


Рис. 2. Зависимости часового расхода ДТ от содержания воды в ТЭД

Положительное влияние воды на сгорание ДТ подтверждается зависимостями эффективного КПД при максимальной мощности от содержания воды в ТЭД (рис.3).

В определенной мере на топливную экономичность дизеля влияет уровень диспергации водотопливной эмульсии. Для оценки влияния диспергации на расход топлива проведены исследования дизеля при работе на ТЭД23,2 с тремя уровнями диспергации. Влияние уровня диспергации на расход топлива при работе дизеля на максимальной мощности показано на рис. 4.

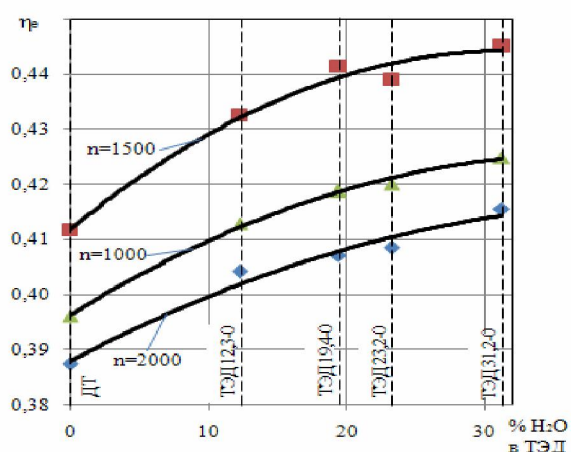


Рис. 3. Зависимости эффективного КПД от содержания воды в ТЭД

Анализируя полученные данные можно отметить, что 1 и 2 диспергации (средний диаметр капель воды в ТЭД 4...8 мкм) практически не влияют на расход топлива. С диспергацией 3 (средний диаметр капель воды 2 мкм) на режиме номинальной мощности дизеля расход ТЭД снижается с

21,44 кг/ч до 20,62 кг/ч (на 3,8 %), на режиме максимального крутящего момента с 16,93 кг/ч до 16,42 кг/ч (на 4,3 %).

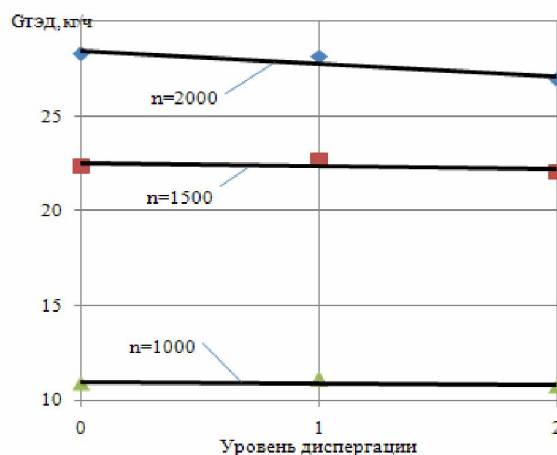


Рис. 4. Зависимости часового расхода ТЭД от уровня диспергации

Влияние ТЭД на мощность дизеля

Из данных нагрузочных характеристик дизеля, при равных значениях объемных цикловых подачах топлива, близких к максимальной мощности получены зависимости влияния содержания воды в ТЭД на мощность дизеля (Рис. 5).

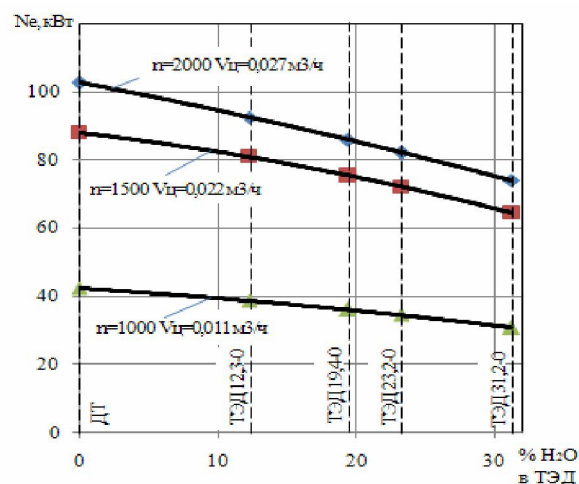


Рис. 5. Изменение мощности дизеля от содержания воды в ТЭД

Из приведенных данных можно установить, что с учетом равных объемных расходов топлива номинальная мощность дизеля при работе на ТЭД19,4-0 уменьшилась на 16,9 %, а при работе на ТЭД31,2-0 – на 28,5 %. Мощность дизеля на скоростном режиме максимального крутящего момента при работе на ТЭД19,4-0 уменьшилась на 15,2 %, а при работе на ТЭД31,2-0 – на 27,5 %. При частоте вращения дизеля $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ при работе на

ТЭД19,4-0 мощность уменьшилась на 16,3 %, а при работе на ТЭД31,2-0 – на 28,4 %.

Если учитывать расход только ДТ (без учета воды и эмульгатора), то можно отметить увеличение мощности дизеля на 5...7 %.

Выводы

1. Расход ДТ в ТЭД уменьшается по мере роста содержания воды в ТЭД, что обеспечивает увеличение эффективного КПД дизеля при его работе на ТЭД. При одинаковых расходах ДТ мощность дизеля при работе на ТЭД возрастает на 5...7 %.

2. Наиболее значительное снижение расхода ДТ в ТЭД отмечается при 15-25% содержании воды.

3. Для обеспечения заданной мощности при работе дизеля на ТЭД в сравнении с ДТ необходимо увеличивать расход топлива.

4. Дополнительная диспергация позволяет уменьшить расход ДТ в ТЭД.

С учетом экологической эффективности и снижения расхода потребляемого ДТ целесообразно проведение испытаний ТЭД в условиях эксплуатации на городском автомобильном транспорте

УДК 629.4.018

А.П. Поливянчук, канд. техн. наук

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО И КОМПЕНСАЦИОННОГО СПОСОБОВ ИЗМЕРЕНИЯ МАССОВОГО РАСХОДА ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ В МИКРОТУННЕЛЕ

Введение

Для измерения одного из основных нормируемых экологических показателей дизелей – массового выброса твердых частиц (ТЧ) с отработавшими газами (ОГ) используется микротуннель (МКТ). Это сложное, дорогое оборудование, состоящее из отдельных функциональных узлов [1]. Одним из наиболее дорогостоящих узлов современных МКТ является измеритель массового расхода ОГ, поступающих в МКТ – параметра $G_{ог}^T$. Особенность данного узла состоит в том, что величина $G_{ог}^T$ измеряется косвенным путем (прямое измерение не может быть выполнено по причине высоких температур, загрязненности и химической агрессивности потока ОГ). Сегодня в измерителях $G_{ог}^T$ наиболее часто используется дифференциальный способ определения данной величины, особенностью которого является применение дорогих высокоточных измерителей газового потока [2]. В ходе выполнения научной темы ДН-64-08 сотрудниками кафедры экологии СНУ им. В. Даля предложен альтернативный – компенсационный способ измерения $G_{ог}^T$, который предусматривает использование менее точного и более дешевого измерительного оборудования. В данной работе оценена эффективность предложенного способа по критерию точности применяемого оборудования.

Постановка задачи

Целью исследований являлось сравнение дифференциального и компенсационного способов измерения $G_{ог}^T$ по критерию точности используемого измерительного оборудования, определяющей его стоимость. Для достижения данной цели решены следующие задачи: 1) изучение условий измерения массового расхода $G_{ог}^T$ в МКТ; 2) анализ дифференциального и компенсационного способов измерения $G_{ог}^T$; 3) разработка методики определения допустимых погрешностей расходомеров в измерителях $G_{ог}^T$; 4) сравнение обоих способов измерения $G_{ог}^T$ по критерию точности применяемого оборудования и анализ полученных результатов.

Изучение условий измерения массового расхода $G_{ог}^T$ в МКТ

Контроль величины $G_{ог}^T$ в МКТ является одним из элементов процесса определения экологического параметра – массового выброса ТЧ с ОГ дизеля - PT_m (рис. 1):

$$PT_m = \left[\left(\frac{P_f}{(G_{пр} \cdot \tau_{sam})_a} \right)_b \cdot q \right] \cdot G_{ог}, \quad (1)$$

где P_f – масса ТЧ, собранная на фильтрах, мг; $G_{пр}$ – массовый расход ОГ, разбавленных воздухом в МКТ, г/ч; τ_{sam} – продолжительность прохождения пробы разбавленных ОГ через патрон с фильтрами, ч; q – коэффициент разбавления ОГ; $G_{ог}$ – массовый расход ОГ в выхлопной трубе дизеля, кг/ч.

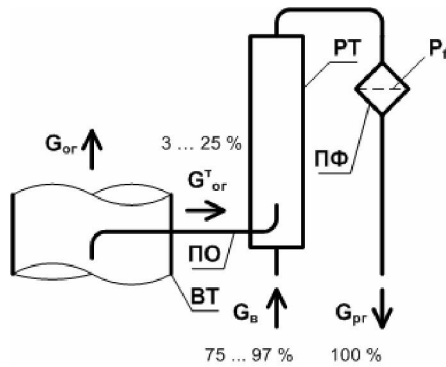


Рис. 1. Принципиальная схема МКТ:

ВТ – выхлопная труба дизеля; ПО – пробоотборник ОГ; РТ – разбавляющий туннель; ПФ – патрон с фильтрами для отбора ТЧ

В данной формуле величины, заключенные в круглых скобках – это: а) масса пробы разбавленных ОГ, прошедшая через фильтры, г; б) массовая концентрация ТЧ в разбавленных ОГ, мг/г; в) массовая концентрация ТЧ в неразбавленных ОГ, мг/г.

Коэффициент разбавления q определяется как отношение массовых расходов $G_{пр}$ и $G_{ог}^т$, причем последняя величина определяется косвенным путем по причинам, указанным выше:

$$q = \frac{G_{пр}}{G_{ог}^т} \quad (2)$$

При использовании дифференциального способа величина q определяется по формуле:

$$q = \frac{G_{пр}}{G_{пр} - G_{\epsilon}} \quad (3)$$

где G_{ϵ} – массовый расход разбавляющего воздуха.

При использовании компенсационного способа используется следующая формула для вычисления q :

$$q = \frac{G_{\kappa} + G_{\epsilon}}{G_{\kappa}} \quad (4)$$

где $G_{\kappa} = G_{ог}^т$ – массовый расход воздуха, компенсирующего количество ОГ, поступающих в МКТ; назначение данной величины указано ниже.

Основным требованием, предъявляемым к измерителям $G_{ог}^т$, является обеспечение требуемой точности определения коэффициента q – погрешность измерения данной величины не должна превышать допустимого значения – $\delta q_{доп}$.

Анализ дифференциального и компенсационного способов измерения $G_{ог}^т$

Принципиальные схемы рассматриваемых способов измерения $G_{ог}^т$ приведены на рис. 2.

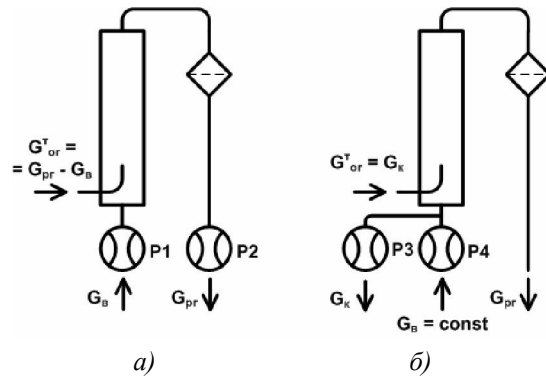


Рис. 2. Принципиальные схемы способов измерения $G_{ог}^т$:

а) дифференциального; б) компенсационного

В дифференциальном способе величина $G_{ог}^т$ определяется, как разность двух массовых расходов: разбавленных ОГ ($G_{пр}$) и воздуха (G_{ϵ}), которые измеряются расходомерами P1 и P2. При этом малая величина $G_{ог}^т$ (3...25% от суммарного потока $G_{пр}$) вычисляется, как разность 2-х больших величин – $G_{пр}$ (100%) и G_{ϵ} (75...97%), для измерения которых необходимы расходомеры повышенной точности.

В компенсационном способе величина $G_{ог}^т$ равна массовому расходу компенсационного воздуха G_{κ} (измеряется расходомером P3) при условии постоянства массового расхода воздуха G_{ϵ} (измеряется расходомером P4), которое обеспечивается соответствующими регулирующими устройствами. При реализации данного способа не требуется высокоточных дорогостоящих расходомеров.

Методика определения допустимых погрешностей расходомеров в измерителях $G_{ог}^т$

Данная методика позволяет оценить допустимые погрешности расходомеров, применяемых в дифференциальном и компенсационном способах измерения $G_{ог}^т$, при которых обеспечивается требуемая точность определения коэффициента q . При этом используется допущение о том, что в каждом способе применяются расходомеры одного класса точности, т.е.:

$$\delta P_{\Delta} = \delta P_1 = \delta P_2; \quad \delta P_{\kappa} = \delta P_3 = \delta P_4,$$

где δP_{Δ} – погрешность расходомера дифференциального способа, δP_1 , δP_2 , δP_3 , δP_4 – погрешности расходомеров P1 – P4; δP_{κ} – погрешность расходомера компенсационного способа.

В основе методики лежит формула определения относительной погрешности измерения величины, определяемой косвенным путем [3]:

$$\delta y = \frac{\Delta y}{y} = \frac{\sqrt{((\partial y / \partial x_1) \cdot \Delta x_1)^2 + \dots + ((\partial y / \partial x_n) \cdot \Delta x_n)^2}}{y} \quad (5)$$

где y – величина, зависящая от величин $x_1, x_2, \dots, x_n$ и определяемая косвенным путем с помощью известного выражения - $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$; δy и Δy – относительная и абсолютная погрешности измерения величины y ; $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$ – абсолютные погрешности измерения величин $x_1, x_2, \dots, x_n$.

Применяя формулу (5) к выражениям (2) и (3) получим систему уравнений, в результате решения которой определяется погрешность δP_d :

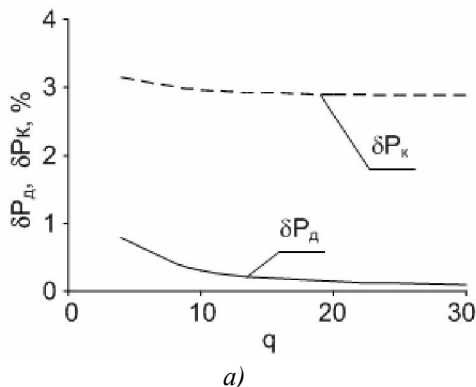
$$\delta q^2 = (\delta G_{pr})^2 + (\delta G_{ог}^T)^2$$

$$(\delta G_{ог}^T)^2 = (\delta G_{pr} \cdot q)^2 + (\delta G_{ог} (q-1))^2.$$

Решая данную систему с учетом сделанного допущения - $\delta P_d = \delta G_{pr} = \delta G_{ог}$, получим:

$$\delta P_d = \frac{\delta q}{\sqrt{1 + q^2 + (q-1)^2}}. \quad (6)$$

Применяя формулу (5) к выражениям (2) и (4) получим систему уравнений, в результате решения которой определяется погрешность δP_k :



$$\delta q^2 = (\delta G_{pr})^2 + (\delta G_{ог}^T)^2 = (\delta G_{pr})^2 + (\delta G_{ог})^2$$

$$(\delta G_{pr})^2 = \left(\delta G_{ог} \cdot \frac{q-1}{q} \right)^2 + \left(\delta G_{ог} \frac{1}{q} \right)^2.$$

Решая данную систему с учетом сделанного допущения - $\delta P_k = \delta G_{ог} = \delta G_{ог}$, получим:

$$\delta P_k = \frac{\delta q}{\sqrt{1 + \left(\frac{q-1}{q} \right)^2 + \left(\frac{1}{q} \right)^2}}. \quad (7)$$

Формулы (6) и (7) позволяют оценить точность расходомеров, применяемых при использовании рассматриваемых способов измерения величины $G_{ог}^T$.

Результаты сравнения дифференциального и компенсационного способов измерения $G_{ог}^T$

С помощью выражений (6) и (7) определены допустимые погрешности расходомеров P1-P2 и P3-P4. При вычислениях учитывались реальные значения коэффициента разбавления ОГ в МКТ - $q = 4 \dots 30$, а также требования нормативных документов к точности измерения данной величины - $\delta q_{доп} = 4\%$ [1]. Результаты вычислений показывают (рис. 3).

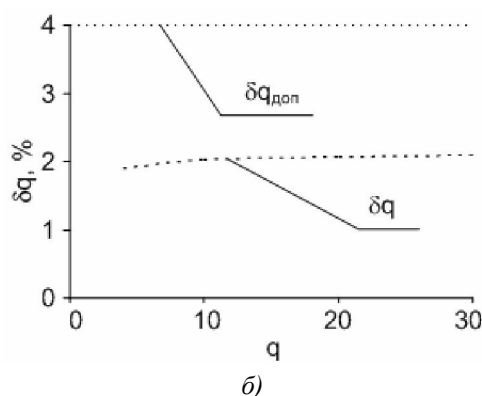


Рис. 3. Результаты исследований: а) допустимых погрешностей δP_d и δP_k ; б) точности определения коэффициента q , обеспечиваемой компенсационным способом при $\delta P_k = 1,5\%$

а) требуемая точность измерения коэффициента q обеспечивается расходомерами, допустимые погрешности которых составляют: при реализации дифференциального способа – не менее 0,1% (минимальное значение δP_d при $q = 30$); при реализации компенсационного способа – не менее 2,9% (минимальное значение δP_k при $q = 30$), т.е. в 29 больше (рис. 3,а);

б) использование в качестве расходомеров компенсационного способа стандартных сужающих устройств (нормальных сопел) с погрешно-

стями $\delta P_k = 1,5\%$ [4] позволяет измерять коэффициент q с неточностями в 2 раза меньшими допустимой величины $\delta q_{доп}$ (рис. 3,б).

Вывод

Использование в измерителе массового расхода ОГ в МКТ предлагаемого компенсационного способа вместо распространенного дифференциального позволяет в 29 раз снизить требования к точности расходомеров данного узла (допустимые погрешности расходомеров возрастают с 0,1% до 2,9%) и уменьшить стоимость оборудования. При-

менение при реализации компенсационного способа стандартных сужающих устройств с погрешностями измерений массового расхода, равными 1,5%, позволяет определять коэффициент разбавления ОГ – q с точностью в 2 раза превышающей допустимую.

Список литературы:

1. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test – bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 1996. – 94 p. 2. Smart Sampler PC SPC 472. Operating Manual. Diesel particulate dilution and sampling equipment. AVL, Austria, 1993. – 69 p. 3. Izmerenija v promyshlennosti. Sprav. izd. v 3-h kn. Kn. 1. Teoreticheskie osnovy. Per. s

нем./ Pod red. Profosa P. - 2-e izd., pererab. i dop. – М.: Metallurgija, 1990. 492 s. 4. Kremlevskij P.P. Rashodomery i schetchiki ko-lichestva: Spravochnik – 4-e izd. pererab. i dop. – Л.: Mashinostroenie, Leningr. Otdelenie, 1989. – 701 s.

Bibliography (transliterated):

1. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test – bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 1996. – 94 p. 2. Smart Sampler PC SPC 472. Operating Manual. Diesel particulate dilution and sampling equipment. AVL, Austria, 1993. – 69 p. 3. Измерения в промышленности. Справ. изд. в 3-х кн. Кн. 1. Теоретические основы. Пер. с нем./ Под ред. Профоса П. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1990. 492 с. 4. Кремлевский П.П. Расходомеры и счетчики количества: Справочник – 4-е изд. перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. Отделение, 1989. – 701 с.

*А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.В. Шпаковский, д-р техн. наук,
В.В. Стариков, канд. физ.-мат. наук*

ПОЛУЧЕНИЕ КОРУНДОЭЛЕКТРЕТА ПРИ ГАЛЬВАНОПЛАЗМЕННОЙ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

Постановка проблемы

Всё более широкое применение в промышленности находит электретный эффект. Электростатическое поле электретов позволило использовать их в качестве элементов в электретных микрофонах и телефонах, виброметрах, датчиках давления, газовых фильтрах, электретных воздушных фильтрах, противокоррозионных конструкциях, узлах трения, электродвигателях, генераторах, системах герметизации, дозиметрах, устройствах электрической памяти, медицинских аппликаторах, антитромбогенных имплантатах. Применение электретов в ДВС может улучшить эффективность их работы [1]. Однако детали цилиндропоршневой группы в ДВС не изготавливаются из твёрдых диэлектриков и получение электретов известными способами на чугунных, стальных деталях и деталях из алюминиевых сплавов весьма проблематично. Поэтому исследование электретных характеристик корундовой керамики, образованной на деталях из алюминиевых сплавов гальваноплазменной обработкой, позволит оценить возможность влияния корундоэлектрета на процесс сгорания топлива и технико-экономические показатели работы двигателя.

Анализ публикаций

Существует несколько способов изготовления электретов. Стабильные термоэлектреты получают, нагревая диэлектрик, а затем охлаждая в сильном электрическом поле [2]; фотоэлектреты получают освещая диэлектрики в сильном электрическом поле, радиоэлектреты – облучая их радиоактивным излучением, электроэлектреты – поляризацией в сильном электрическом поле без нагревания или в магнитном поле – магнетоэлектретов [3,4]; при застывании органических растворов в электрическом поле получают криоэлектретов, механической деформацией полимеров – механоэлектретов, действием поля коронного разряда – короноэлектретов [5,6,7]. Общим при этом является то, что диэлектрик в результате указанных воздействий, поляризуется и заряжается. По типу электрически неравновесного состояния диэлектрика различают электретов с избыточным внедренным зарядом, с ди-

польной поляризацией, с объемно-зарядовой поляризацией и комбинированные. Для изготовления электретов используют неорганические кристаллические, полимерные и другие диэлектрики. Существуют биполярные электретов и, так называемые, моноэлектретов, представляющие собой пластины с зарядом одного знака с обеих сторон. Для таких диэлектрических пластин при комнатной температуре $\sigma_{эфф} = 5 \cdot 10^{-4}$ Кл/м², а стабильность зарядов этих электретов во времени достигает десятков лет. За счет предварительной электризации или остаточной поляризации электрет создает в окружающем пространстве электростатическое поле. При ориентации в поле квазидиполей или при скоплении носителей заряда вблизи электродов остаточная поляризация может быть получена и в кристаллическом веществе. Носители заряда в диэлектрик могут переходить из электродов или из межэлектродного промежутка.

Стабильные электретов получены и из монокристаллических неорганических диэлектриков, стекол и ситаллов и др. Все электретов имеют стабильный поверхностный заряд $\sim 10^{-8}$ Кл/см².

Важнейшей характеристикой электретов, определяемой экспериментально, является эффективная поверхностная плотность зарядов ($\sigma_{эф}$, Кл/м²), равная разности между гомо- и гетерозарядами, а также время релаксации зарядов τ_p (время уменьшения заряда в e раз). Временем жизни электрета $\tau_{ж}$ называют промежуток времени, в течение которого материал сохраняет электретные характеристики. У различных полимеров $\tau_{ж}$ составляет от 3 до 10 лет.

Цель исследований

Целью исследований является изучение электретных свойств корундоэлектретов, образованных при гальваноплазменной обработке деталей из алюминиевых сплавов.

Обоснование научных и практических результатов

Для получения электрета на деталях из алюминиевых сплавов перечисленные способы не применимы и нами применён способ гальваноплазменной обработки [8]. Деталь из алюминиевого сплава

служила анодом - одним из электродов гальвано-плазменной обработки. Второй электрод – катод. Он выполнен из нержавеющей стали и располагался на расстоянии 20 -30 мм от детали. В промежутке между катодом и анодом подавался электролит с температурой 30 - 40° С. При напряжении между анодом и катодом 800-1000 В на поверхности детали формируется корундовый слой, который электризуется в микродуговых разрядах со стороны

свободной поверхности детали и получает избыточные заряды одного знака (моноэлектрет). В зоне микродугового разряда в каналах пробоя при плотности тока более 30 А/дм² достигается температура 1600 – 2000К (рис. 1) [9]. При окончании разряда температура в зоне разряда снижается до 30-40°С. В металлическом слое индуцируется и сохраняется заряд противоположного знака.

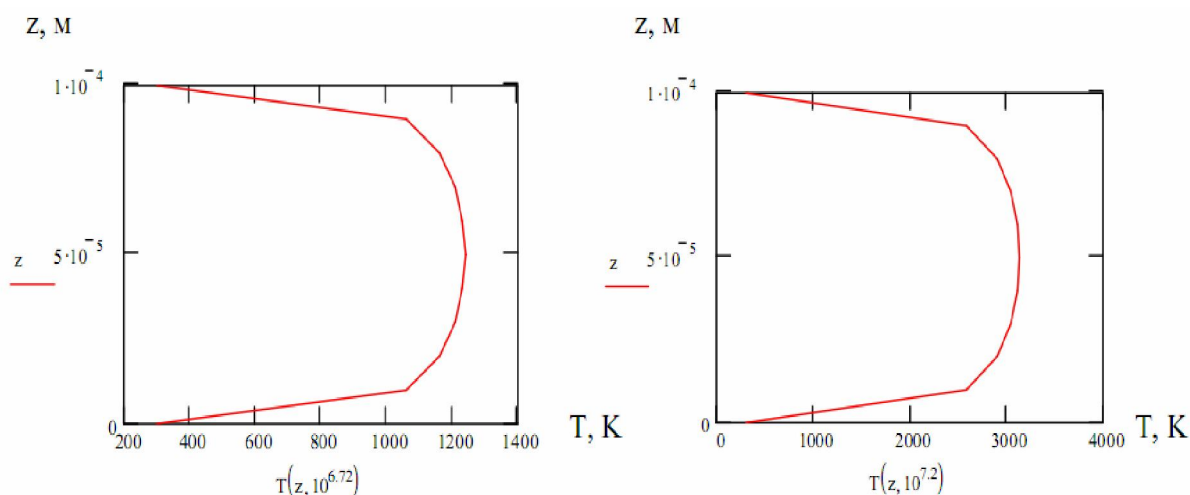


Рис.1. Распределение температуры в канале пробоя по оси Z при разных значениях плотности тока

Так формируется корундовый слой с электретными свойствами. Изменяя режимы обработки, можно получать электреты с заданным значением поверхностной плотности заряда или поверхностного потенциала.

Для практического использования электретов важное значение имеет величина электретной разности потенциалов или поверхностного потенциала и, вызываемое зарядами, электрическое поле.

Экспериментальное измерение плотности поверхностного заряда

Существует множество методов измерения плотности поверхностного заряда, такие как: усложненный вариант метода электростатической индукции, индуцирование переменного тока в поле электрета, метод деполяризации и др. В нашей работе мы использовали метод электростатической индукции. В каждом конкретном случае установки для измерения заряда могут несколько видоизменяться. Замер поверхностного заряда основывается на том, что в проводнике, при приближении к какому-нибудь заряженному телу, наводятся заряды различного знака. На ближайшей к заряженному телу поверхности проводника возникает заряд,

противоположный по своему знаку заряду тела, а на другой стороне – одинакового знака.

Схематическое изображение установки для измерения поверхностного заряда электретов показано на рис. 2.

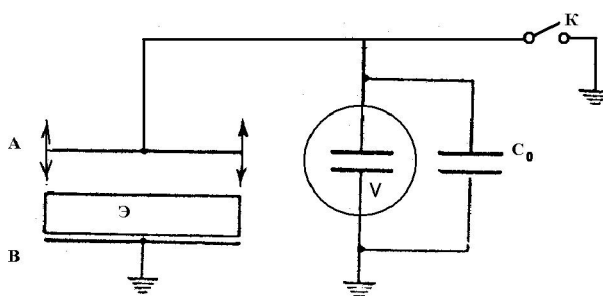


Рис.2. Схема измерения заряда электрета методом электростатической индукции:

Э – электрет, А - подвижный электрод, В – неподвижный электрод, V – статистический вольтметр, изображенный в виде конденсатора, C₀ – конденсатор, шунтирующий вольтметр, К – ключ, служащий для замыкания системы на землю

Процесс измерения протекает так. Ключ К замыкается на землю, верхний электрод опускается

до полного контакта с заполяризованным диэлектриком. Затем ключ размыкается, т.е. система отсоединяется от земли, и верхний электрод поднимается до тех пор, пока не исчезнет влияние электрического поля электрета на электрод В. Это расстояние составляет приблизительно $5 \div 10$ см. При этом стрелка электрометра отклоняется, что говорит о том, что конденсатор Е зарядился. Если обозначить отклонение электрометра, который в данном случае измеряет напряжение на обкладках конденсатора, через U , емкость конденсатора через C , то заряд, который он приобрел, будет равен:

$$q = CU. \quad (1)$$

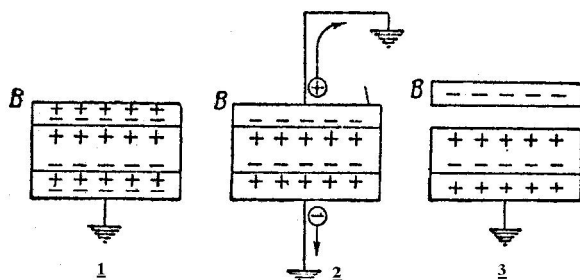


Рис.3. Индуцирование заряда на подвижном электроде в поле электрета

B – подвижный верхний электрод; 1 – электрод B лежит на электрете; 2 – электрод B соединен с землей, а следовательно, с другим электродом (дно ванночки); 3 – электрод B отсоединен от земли, а затем приподнят на высоту

Заряд на конденсатор приходит с верхнего электрода B , который, в свою очередь, получает его путем индукции от электрета.

Рассмотрим более подробно, как происходит заряд верхнего электрода B . На рис.3 мы видим три положения электрода B . В первом положении электрод лежит на электрете, ключ K разомкнут, так что электрод не соединен с землей (или с корпусом ванночки). Для простоты здесь изображено только дно ванночки, которое служит другим электродом. В этом случае на обоих металлических электродах, которые прилегают к электрету, индуцируются заряды разных знаков. На ближайшей к поверхности электрета стороне каждого электрода индуцируется заряд, обратный по знаку заряду на поверхности электрета, а на другой, дальней стороне – заряд противоположного знака. Во втором положении ключ K замкнут на землю, т.е. электрод B соединен с землей, а следовательно, с другим электродом (дно ванночки). В этом случае заряды на дальних сторонах электродов компенсируют друг друга, так как их положение на электродах неус-

тойчиво. Так, например, отрицательный заряд электрода B притягивается к положительному заряду, расположенному на поверхности электрета, а положительный заряд, наоборот, стремится оттолкнуться от него, т.е. уйти как можно дальше. В первом положении ему уйти некуда, но во втором положении он имеет возможность нейтрализоваться, т.е. соединиться с отрицательным зарядом, который также стремится уйти с нижнего электрода. Аналогичным образом положительный заряд нижнего электрода притягивается к отрицательной поверхности электрета. В третьем положении электрод B отсоединен от земли, а затем приподнят на высоту, чтобы не сказывалось взаимодействие между положительным зарядом верхней поверхности электрета и отрицательным зарядом электрода. При этом заряд электрода становится «свободным». Если электрод B присоединен к одной из обкладок конденсатора, другая обкладка которого соединена с землей, то его «свободный» заряд перейдет на конденсатор. В самом деле, сам электрод имеет некоторую небольшую емкость относительно земли. Две емкости – емкость конденсатора и емкость электрода B – соединены друг с другом параллельно, так как у обеих одна из обкладок соединена с землей. Поэтому из формулы (1) следует, что заряд конденсатора будет во столько раз больше заряда на электроде, во сколько раз емкость конденсатора больше емкости электрода B (при параллельном соединении конденсаторов их разность потенциалов одинакова). Так как емкость конденсатора значительно больше емкости электрода B , то практически весь заряд с электрода перейдет на конденсатор.

Плотность поверхностного заряда электретов вычисляется путем деления величины заряда q на площадь электрода S :

$$\sigma = \frac{q}{S}. \quad (2)$$

Используя формулы (1) и (2), определяется плотность поверхностного заряда.

Для получения корундоэлектрета использовалась пластина из алюминиевого сплава площадью 500 см^2 . В процессе гальваноплазменной обработки на одной стороне пластины образовывался керамический слой с электретными свойствами. Емкость эталонного конденсатора, обеспечивающего минимальные токи утечки, составила $C = 18 \text{ мкФ}$. Измерив напряжение на конденсаторе и произведя расчеты, мы установили, что плотность поверхностно-

го заряда σ равна $-3,9 \cdot 10^{-8} \text{ Кл/см}^2$. Так как величина электретоного эффекта определяется величиной поверхностного заряда, образованного электронами и электростатическим полем этого заряда, то подсчитаем количество электронов, расположенных на поверхности корундоэлектрета n_e :

$n_e = \sigma/e = -3,9 \cdot 10^{-8} / 1,6021892 \cdot 10^{-19} \approx 2,434 \cdot 10^{11} \text{ 1/см}^2$
(заряд электрона $e = 1,6021892 \cdot 10^{-19} \text{ Кл}$).

Выводы

1. С помощью гальваноплазменной обработки деталей из алюминиевых сплавов можно получить электрет с отрицательным поверхностным зарядом.

2. Плотность поверхностного заряда корундоэлектрета на детали из алюминиевого сплава составила $-3,9 \cdot 10^{-8} \text{ Кл/см}^2$.

Список литературы:

1. Шпаковский В.В. Электреты в двигателях внутреннего сгорания / В.В. Шпаковский, О.Ю. Линьков, В.В. Осеичук // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – №9 (56). – С.125-128. 2. Губкин А. Н. Электреты / Губкин А. Н.- М.: Наука, 1978.-192 с. 3. Сесслер Г. Электреты / Сесслер Г. — М.: Мир. 1983. — 487 с. 4. Луцийкин Г. А. Полимерные электреты / Луцийкин Г. А. — М.: Химия. 1984. — 184 с. 5. Пинчук Л. С. Электретные материалы в машиностроении / Пинчук Л. С., Гольдаде В. А. — Гомель: Инфотрибо, 1998. — 288 с. 6. Гороховатский Ю. А. Электретный эффект и его применение / Ю. А. Гороховатский // *Соросовский образовательный журнал*. - 1997. - № 8. — С. 92-98. 7.

Галиханов М. Ф. Коронозлектреты на основе полиэтиленовых композиционных материалов / М. Ф. Галиханов // *Энциклопедический справочник*. 2008. — № 5. — С.20-29. 8. Шпаковский В.В. Повышение ресурса цилиндропоршневой группы тепловозного дизеля образованием корундового слоя на поверхности поршней / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов и др. // *Локомотив информ.* — 2007. — №1. — С. 28-30. 9. Голенкова А.А. Влияние токовых режимов на свойства покрытий при микродуговом оксидировании алюминиевых сплавов / А.А. Голенкова, А.Е.Мухеев // *Всероссийская научная конференция «Решетневские чтения»*. — 2001. — С.40-52.

Bibliography (transliterated):

1. Shpakovskij V.V. Jeletrety v dvigateljah vnutrennego sgoranija / V.V. Shpakovskij, O.Ju. Lin'kov, V.V.Osejchuk // *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. — 2008. — №9 (56). — S.125-128. 2. Gubkin A. N. Jeletrety / Gubkin A. N.- M.: Nauka, 1978.-192 s. 3. Sessler G. Jeletrety / Sessler G. — M.: Mir. 1983. — 487 s. 4. Luwejkij G. A. Polimernye jeletrety / Luwejkij G. A. — M.: Himija. 1984. — 184 s. 5. Pinchuk L. S. Jeletretnye materialy v mashinostroenii / Pinchuk L. S., Gol'dade V. A. — Gomel': Infotribo, 1998. — 288 s. 6. Gorohovatskij Ju. A. Jeletretnyj jeffekt i ego primenenie / Ju. A. Gorohovatskij // *Sorosovskij obrazovatel'nyj zhurnal*. - 1997. - № 8. — S. 92-98. 7. Galihanov M. F. Koronojeletrety na osnove polijetilenovyh kompozicionnyh materialov / M. F. Galihanov // *Jenciklopedicheskij spravocchnik*. 2008. — № 5. — S.20-29. 8. Shpakovskij V.V. Povyshenie resursa cilindro-porshnevoj grupy teplovoznogo dizelja obrazovaniem korundovogo sloja na poverhnosti porshnej / V.V. Shpakovskij, A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov i dr. // *Lokomotiv inform.* — 2007. — №1. — S. 28-30. 9. Golenkova A.A. Vlijanie tokovyh rezhimov na svojstva pokrytij pri mikrodugovom oksidirovanii aljuminievych splavov / A.A. Golenkova, A.E.Miheev // *Vserossijskaja nauchnaja konferencija «Reshetnevskie chtenija»*. — 2001. — S.40-52.

УДК 621.002:681.324

К. Н. Осипов, асп., Е. Л. Первухина, д-р техн. наук, Ю. Л. Рапацкий, канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОРШНЕВЫХ ДВС В ХОДЕ ПРИЕМОСДАТОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИЗМЕРЕНИЙ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Введение

Повышение эффективности приемосдаточных и контрольных испытаний ДВС остается важной проблемой современного двигателестроения [1, 2]. Это связано, с одной стороны, с ростом затрат на испытания, вызванных усложнением конструкции ДВС, а с другой стороны, ужесточением требований к их качеству, прежде всего, надежности и экологической безопасности. Обеспечение конкурентоспособности изделий возможно путем сокращения затрат без снижения точности и достоверности результатов испытаний. Это может быть достигнуто за счет использования новых методов автоматизации испытаний на основе вероятностно-

статистических подходов к моделированию испытываемых объектов.

К сожалению, в научно-технической литературе последних лет отсутствуют работы, указывающие на решение указанной проблемы для поршневых двигателей с впрыскиванием бензина, оснащенных электронной системой управления и комплектом датчиков, в том числе массового расхода воздуха, детонации, температуры охлаждающей жидкости, лямбда-зондом и др.

К настоящему времени известен ряд методов технической диагностики (например, [3]), в том числе ДВС. Однако они уже не соответствуют уровню развития современных ДВС и не могут

быть использованы в ходе приемосдаточных испытаний из-за различия в постановках решаемых задач.

Целью работы является моделирование поршневых ДВС с искровым зажиганием и впрыскиванием бензина в ходе приемосдаточных испытаний по результатам измерения их диагностических параметров.

Основная часть

Класс рассматриваемых ДВС ограничен двигателями с принудительным искровым зажиганием рабочей смеси и впрыскиванием бензина без дополнительного нагнетания воздуха в цилиндры. Упрощенная структурная схема двигателей исследуемого класса изображена на рисунке 1.

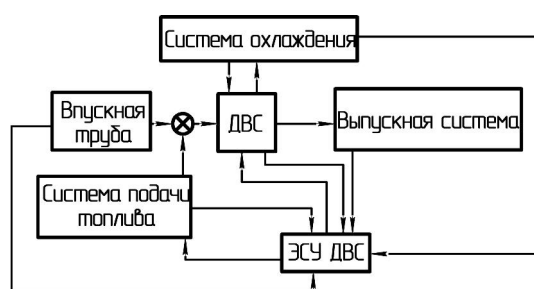


Рис. 1. Структурная схема ДВС рассматриваемого класса

Техническое состояние ДВС в ходе приемосдаточных испытаний после сборки на двигателестроительных и ремонтных заводах оценивают по результатам измерения их диагностических параметров через равноотстоящие промежутки времени. Под диагностическими параметрами понимают параметры функционирования двигателей. Для двигателей рассматриваемого класса к ним относятся: крутящий момент, средняя эффективная мощность, часовой и удельный расход топлива, давление масла в основной магистрали и т.д.

Схема испытаний двигателя, как управляемого объекта, (рис.2) связывает его параметры на входе $U[t]$ с выходными диагностическими (измеренными) параметрами $Y[t]$, представляя двигатель в виде функционального преобразователя.

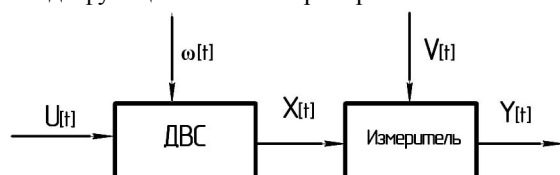


Рис. 2. Схема испытаний ДВС

Здесь $X[t]$ – вектор действительных (ненаблюдаемых) значений диагностических параметров, $W[t]$ и $I[t]$ – внешние возмущения.

Входными параметрами, или параметрами управления ДВС, являются подача топлива и настройки потребителя, т.е. изменение угла поворота дроссельной заслонки, регулирующей подачу воздуха. Угол поворота дроссельной заслонки связан с частотой вращения коленчатого вала прямо пропорциональной зависимостью, поэтому, как правило, в диагностике управляющей координатой считают частоту вращения коленчатого вала [3]. Кроме того, систему впуска для указанного класса ДВС подбирают из условия подачи воздуха в цилиндры на номинальном режиме работы в количестве, достаточном для полного сгорания топлива. Следовательно, влиянием давления воздуха в системе впуска на режимах работы, ниже номинального, на значения мощностных диагностических параметров можно пренебречь.

С учетом сказанного, в ходе моделирования связи между различными параметрами ДВС с достаточной степенью точности можно описать с помощью уравнений, порядок которых зависит от инерционности вращающихся деталей, запаздывания выделения теплоты в цилиндрах и теплообмена между стенками цилиндров и охлаждающей жидкостью, а степень этих уравнений не превышает вторую или третью.

Так, например, в общем случае развиваемый двигателем крутящий момент M_k зависит от расхода топлива G_t и воздуха G_B , количества оборотов коленчатого вала n , нагрузки M_c , внутренних механических потерь p_M , внешних возмущений ε и мощности N_e :

$$M_k = f(G_t, G_B, n, p_M, M_c, N_e). \quad (1)$$

В свою очередь, мощность N_e зависит от частоты вращения коленчатого вала, расхода топлива, механических потерь и геометрических параметров ДВС (величины хода поршня S , длины шатуна L , диаметра поршня D и т.д.):

$$N_e = f_2(n, G_t, p_M, S, D, L) \quad (2)$$

В частности, для рассматриваемого класса двигателей, исходя из необходимых условий испытаний (определение диагностических параметров ДВС при: 1) постоянной частоте вращения коленчатого вала и переменной нагрузке; 2) постоянной нагрузке и переменной частоте вращения коленчатого вала), зависимости между параметрами ДВС в окрестностях рабочей точки могут быть аппроксими-

мированы линейными моделями [4]. Для рассматриваемых ДВС количество таких рабочих точек равно трем, что соответствует 1500, 2500, и 3500 мин⁻¹. При этом окрестности рабочих точек характеризуются 10 % отклонением значений частоты вращения коленчатого вала от рассматриваемых значений.

Возможность использования линейных моделей, например, для двигателя ВАЗ-2108, может быть проиллюстрирована графиком изменения значений диагностических параметров в зависимости от нагрузки при постоянной частоте вращения коленчатого вала (рис. 3). для ДВС МеМЗ-3071 – скоростной характеристикой в указанном диапазоне (1000 – 3500 мин⁻¹), изображенной на рис.4.

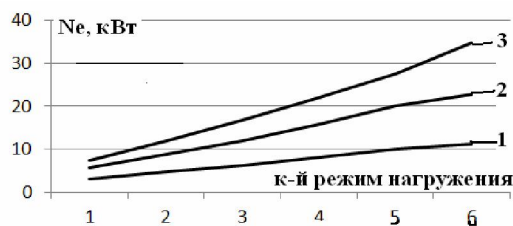


Рис. 3. Изменение мощности ДВС ВАЗ-2108 при постоянной частоте вращения и переменной нагрузке
1 – 1500 мин⁻¹; 2 – 2500 мин⁻¹; 3 – 3500 мин⁻¹

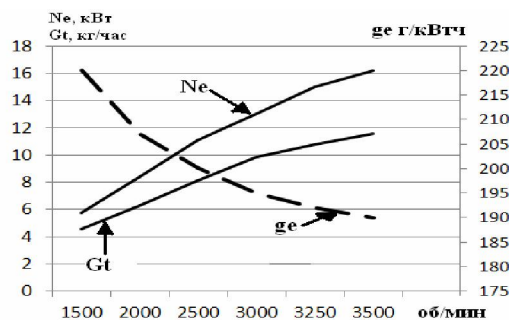


Рис. 4. Скоростная характеристика двигателя МеМЗ-3071

Рассмотрим процедуру построения линеаризованной модели ДВС на примере инжекторного двигателя модели «МеМЗ-3071». В ходе приемосдаточных испытаний при работе двигателя на различных режимах обобщенные зависимости (1) и (2) между параметрами испытуемых ДВС можно описать с помощью дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \frac{dn}{dt} = \frac{1}{J} \Delta M_k - \frac{1}{J} \Delta M_c \\ N_e = \frac{J \cdot \pi \cdot n}{1000 \cdot 30} \cdot \frac{dn}{dt} \\ \frac{dn}{dt} = k(n) \Delta G_t \\ \vdots \end{cases} \quad (3)$$

где J – момент инерции движущихся деталей; $k(n)$ – нелинейный коэффициент.

Система уравнений (3) отражает динамические характеристики испытуемых двигателей, которые могут быть геометрически интерпретированы как многомерные поверхности. Каждая точка такой поверхности определяется совокупностью конкретных значений параметров, определяющих заданный режим работы двигателя [4,5]. Линейную модель ДВС можно получить как модель, описывающую касательную плоскость к соответствующей поверхности обобщенной динамической характеристики. Так, для рассматриваемого примера нелинейные зависимости $N_e = f(n(t), G_t(t))$ и $M_k = f(n(t), G_t(t))$ могут быть представлены поверхностями в трехмерном пространстве координат $\{N_e, n, G_t\}$ и $\{M_k, n, G_t\}$, соответственно (рис.5,6).

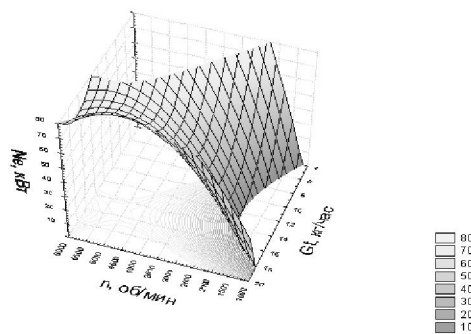


Рис. 5. Динамическая характеристика ДВС «МеМЗ-3071»: $N_e = f(n(t), G_t(t))$

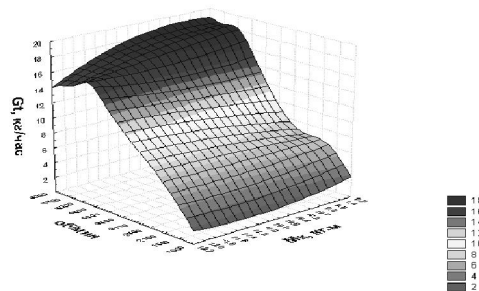


Рис. 6. Динамическая характеристика ДВС «МеМЗ-3071»: $M_k = f(n(t), G_t(t))$

Построение линеаризованной модели в окрестностях k -й рабочей точки, при условии, что эта

точка является «обыкновенной» (частные производные исследуемой функции в этой точке непрерывны и сумма их квадратов не равна нулю), заключается в определении коэффициентов касательной плоскости к соответствующей поверхности.

В соответствии с [6,7], упрощенную линейную модель рассматриваемого двигателя в окрестностях рабочих точек можно описать следующими уравнениями:

$$\Delta N_e = \begin{cases} 0,02 \cdot \Delta n + 0,003 \cdot \Delta Gt \text{ при } n = 1500 \text{ мин}^{-1} \\ 0,02 \cdot \Delta n + 0,003 \cdot \Delta Gt \text{ при } n = 2500 \text{ мин}^{-1} \\ 0,02 \cdot \Delta n - 0,01 \cdot \Delta Gt \text{ при } n = 3500 \text{ мин}^{-1} \end{cases} \quad (4)$$

$$\Delta Mk = \begin{cases} 0,015 \cdot \Delta n + 0,003 \cdot \Delta Gt \text{ при } n = 1500 \text{ мин}^{-1} \\ 0,0004 \cdot \Delta n + 0,004 \cdot \Delta Gt \text{ при } n = 2500 \text{ мин}^{-1} \\ 0,006 \cdot \Delta n + 0,009 \cdot \Delta Gt \text{ при } n = 3500 \text{ мин}^{-1} \end{cases} \quad (5)$$

Адекватность полученных моделей представлена в виде графика на рис. 5 и в виде таблицы 1. Ошибка моделирования не превышает 3%, что свидетельствует об адекватности полученных моделей.

Таблица 1. Анализ полученных результатов

	Режим работы, мин ⁻¹		
	1500	2500	3000
Измеренное значение ΔN_e , кВт	9,3	29,8	45,2
Расчетное значение ΔN_e , кВт	9,1	30,2	45,0
Ошибка моделирования $\varepsilon = \frac{\Delta N_e - \Delta N_{e \text{ рас}}}{\Delta N_e} 100\%$	2,2	1,3	0,4

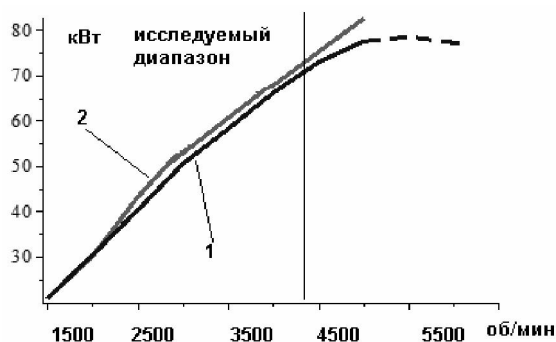


Рис. 5. Скоростная характеристика ДВС: 1 — измеренное значение N_e , 2 — расчетное значение N_e

Заключение

Моделирование инжекторных поршневых ДВС в ходе приемосдаточных испытаний по результатам измерения их диагностических парамет-

ров в реальном времени возможно на основе линейных моделей. Основными преимуществами использования таких моделей ДВС являются: простота интерпретации случайных последовательностей; достаточная адекватность дискретных во времени алгоритмов вычислительным процессам разностных схем; экономия времени вычислений; возможность получения модели на основе обыкновенных дифференциальных уравнений для непрерывных процессов.

В перспективе указанные линейные модели могут быть использованы для автоматизации процесса оценки технического состояния ДВС в ходе приемосдаточных испытаний.

Список литературы:

1. Пронякин В.И. Проблемы диагностики циклических машин и механизмов / В.И. Пронякин // Измерительная техника. — 2008. — №10. — С 9 — 13.
2. Осипов К. Н. Совершенствование методики приемосдаточных испытаний двигателей внутреннего сгорания после сборки на основе зависимостей между диагностическими параметрами / К. Н. Осипов, Е. Л. Первухина, Ю. Л. Рапачкий // Проблемы машиностроения и надежности машин — 2011, №2 — С. 93—99.
3. Климов Е.Н. Идентификация и диагностика судовых технических систем. / Е.Н. Климов, С. А. Попов, В.В. Сахаров — Л.: Судостроение, 1978. — 176 с.
4. Августинович В.Г. Идентификация систем управления авиационных газотурбинных двигателей / В. Г. Августинович и [др.] — М.: Машиностроение, 1984 — 200 с.
5. Гуляев В.А. Вычислительная диагностика. — К.: Наукова думка, 1992.-232 с.
6. Pierwuchina E. Analiza informacji w trakcie badan produkcyjnych wyrobow maszynowych // Technologia i automatyzacja montazu, 2005. — №3. — С.23-25.
7. Боев Б. В. Идентификация и диагностика в информационно-управляющих системах авиакосмической энергетики / Б.В. Боев, В.В. Бугровский, М.П. Вершинин и др. - М.: Наука, 1988. - 168 с.

Bibliography (transliterated):

1. Pronjakin V.I. Problemy diagnostiki ciklicheskih mashin i mehanizmov / V.I. Pronjakin // Izmeritel'naja tehnika. — 2008. — №10. — С 9 — 13.
2. Osipov K. N. Sovershenstvovanie metodiki priemosdatochnyh ispytaniy dvigatelej vnutrennego sgoraniya posle sborki na osnove zavisimostej mezhdu diagnosticheskimi parametrami / K. N. Osipov, E. L. Pervuhina, Ju. L. Rapackij // Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin — 2011, №2 — С. 93—99.
3. Klimov E.N. Identifikacija i diagnostika sudovyh tehniceskikh sistem. / E.N. Klimov, S. A. Popov, V.V. Saharov — L.: Sudostroenie, 1978. — 176 s.
4. Avgustinovich V.G. Identifikacija sistem upravlenija aviacionnyh gazoturbinnnyh dvigatelej / V. G. Avgustinovich i [dr.] — М.: Mashinostroenie, 1984 — 200 s.
5. Guljaev V.A. Vychislitel'naja diagnostika. — К.: Naukova dumka, 1992.-232 s.
6. Pierwuchina E. Analiza informacji w trakcie badan produkcyjnych wyrobow maszynowych // Technologia i automatyzacja montazu, 2005. — №3. — С.23-25.
7. Boev B. V. Identifikacija i diagnostika v informacionno-upravljajuwih sistemah aviakosmicheskoj jenergetiki / B.V. Boev, V.V. Bugrovskij, M.P. Vershinin i dr. - М.: Nauka, 1988. - 168 s.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ И МОНИТОРИНГА ГЛАВНЫХ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Введение. Всевозрастающие требования надежности, экономичной и эффективной эксплуатации требуют внедрения рациональных средств мониторинга и управления энергетическими установками для достижения высоких стандартов их надежности и безопасности в судовом пропульсивном комплексе. В этом плане значительная роль отводится созданию качественно новых систем технической эксплуатации на базе развития систем контроля параметров, диагностики и прогнозирования их состояния, а также систем управления по техническому состоянию.

Судовые системы мониторинга предназначены для определения рабочих параметров систем оповещения и защиты при возникновении неисправностей во время эксплуатации [1,2]. Анализ рабочих параметров позволяет производить оценку работы оборудования и вовремя предотвращать неисправности.

В начале 90-х гг. широкое распространение на морском флоте получают мониторинговые системы, выпускаемые компаниями TERASAKI ELECTRIC CO.LTD, KONSBERG, JRCS, HYUNDAI, SAMSUNG, HONEYWELL, SULZER. Они производят мониторинг рабочих параметров различных судовых энергетических установок, включая и главный двигатель. В этих системах используются компьютеры промышленного исполнения. Основными измерительными приборами являются датчики давления, термпары и термосопротивления.

Сравнительный анализ наиболее значимых современных систем управления и мониторинга ГД, позволяет определить возможные направления развития этих систем.

Формулирование проблемы. Компанией TERASAKI была разработана мониторинговая система «Watch free system WE22» (рис.1), которая выполняет следующие функции: контроль и оповещение, защита оборудования, вывод информации на экран и на бумагу, управление вспомогательными механизмами (контроль ошибок в работе обо-

рудования, взаимосвязи оборудования, управление клапанами), обмен информацией между станциями мониторинговых систем, а также предусмотрены счетчики часов работы судовых механизмов, по которым определяется необходимость текущего ремонта. Система интегрирована в общесудовую систему управления и мониторинга. Удобный интерфейс позволяет легко и быстро находить и отслеживать необходимые параметры судовых систем.

Компанией KONSBERG была разработана мониторинговая система DATA CHIEF C20 (рис.2).

Система может иметь конфигурацию от 16 до 20 000 каналов. В Data Chief C20 подключение и обработка сигналов распределена между несколькими блоками обработки DPU (Distributed Processing Unit), которые обмениваются информацией по резервной шине CAN (Controller Area Network). Аварийные сигналы и события формируются в DPU и доступны как для локальной, так и для удаленной операторских станций. Изменение установок (пределов, выдержек времени, пуск/остановка, открытие/закрытие клапанов) и параметров возможно через локальную или удаленную операторскую станцию. Удаленные операторские станции обмениваются информацией по одиночной или дублированной локальной сети LAN (Local Area Network), подключенной к сети CAN через одно или несколько сопряженных устройств.

Блоки распределенной обработки (DPU), удаленные операторские станции (ROS) и концентраторы (HUBs) включены в систему диагностики реального времени, которая отслеживает работу каждого модуля и связь между модулями. Система диагностики сообщает оператору обо всех неисправностях. Если Data Chief подключена к Fleet Master Information Management System, диагностика может выполняться дистанционно с берега. Это позволяет выполнять дистанционное и непосредственное наблюдение за эксплуатацией и ремонтом системы без дорогостоящих вызовов сервисных инженеров.

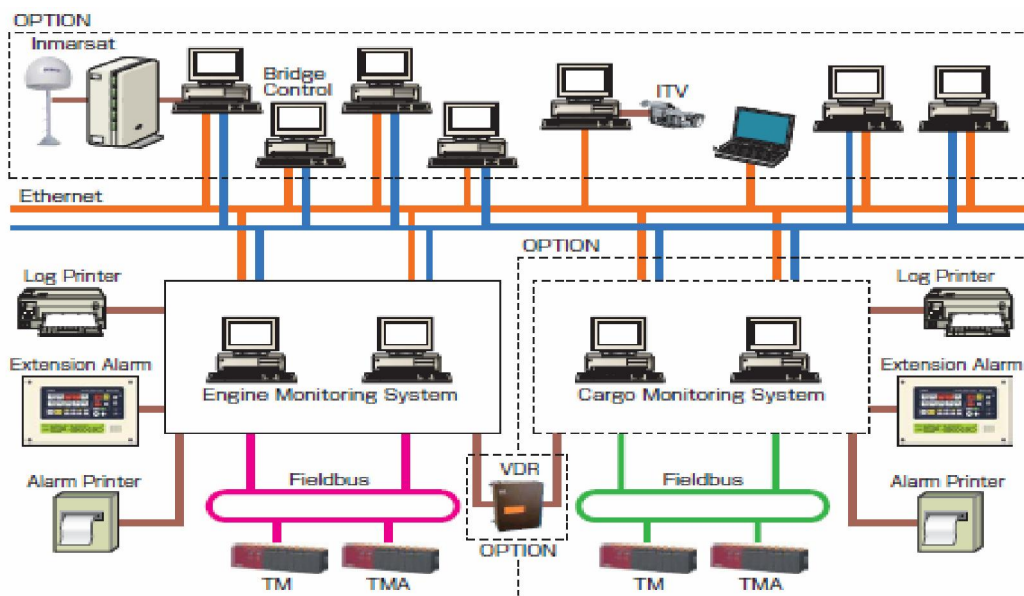


Рис. 1. Структурная схема мониторинговой системы WE22

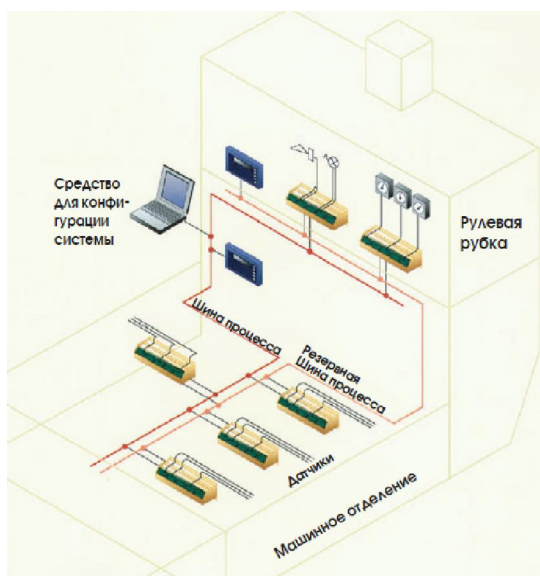


Рис. 2. Структурная схема DATA CHIEF C20

Система включает в себя следующие элементы: LCD станции, блоки удаленной сигнализации, сетевой HUB, Field Station Control Unit, принтеры. Система отличается простотой, но в то же время очень многофункциональна.

В последнее время получает широкое распространение двигатель типа RT – flex, разработанный компанией Wartsila [3,4].

Система управления двигателями RT – flex состоит из внутренней системы управления WECS – 9520 и внешней дистанционно-автоматической системы управления ГД (телеграф, электронный регулятор, система защиты ГД, система аварийно-предупредительной сигнализации) (рис. 3).

Интерфейсом пользователя для управления и контроля ГД типа RT – flex служит программа flexView, которая устанавливается на персональный компьютер (ПК). ПК, в свою очередь, через CAN/USB адаптер подключается к системе WECS (wartsila engine control system), тем самым оператор имеет непосредственную связь с системой управления ГД, что позволяет контролировать, прогнозировать, тестировать и изменять параметры, влияющие на работу ГД (рис. 4).

Решение проблемы. Исходя из анализа современных систем управления и мониторинга главного двигателя видно, что они обладают рядом общих недостатков:

- не определены основные параметры, влияющие на техническое состояние ГД;
- отсутствуют прогнозирующие тренды технического состояния ГД;
- не определены интервалы считывания параметров, отображающих техническое состояние;
- отсутствует возможность автоматически выбирать оптимальный режим работы ГД в зависимости от его состояния для увеличения энергетического ресурса.

На наш взгляд, наиболее подходящей для модернизации и усовершенствования является система Sulzer RT-flex. Она предназначена для управления электронным двигателем. Все параметры двигателя считываются мониторинговой системой непосредственно во время рабочего процесса двигателя. Система является очень гибкой в плане модернизации, включая создание системы управления

возникновения;

- сокращение расхода топлива путем своевременного обнаружения и устранения дефектов и нарушений в настройке топливной аппаратуры.

- проведение модернизации с использованием результатов трендового анализа для создания систем управления СЭУ по техническому состоянию

Список литературы:

1. Варбанец Р. А. Системы компьютерной диагностики судовых дизелей / Р. А. Варбанец // Судостроительство. – 2004. – № 6. – С. 24-27. 2. Суворов П.С. Управление режимами главных судовых дизелей / Суворов П.С. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238с. 3. Wartsila 2-stroke engines Manual "Operator flexView" – Switzerland: Wartsila, 2008, – P. 152. 4. Wartsila RT-flex82C Operating manual "Marine" – Switzerland: Wartsila, 2009, revision 2.3.1 – P. 42. 5. Миська А.Р. Информационный подход к мониторингу техни-

ческого состояния судовых дизель-генераторных установок / А.Р. Миська, А.О. Дранкова, Н.И. Муха // Авиационно-космическая техника и технология: Научно-технический журнал. – Харьков: ХАИ. – 2010. – № 8(75). – С.136 – 139.

Bibliography (transliterated):

1. Varbanec R. A. Sistemy komp'yuternoj diagnostiki sudovyh dizelej / R. A. Varbanec // Sudohodstvo. – 2004. – № 6. – S. 24-27. 2. Suvorov P.S. Upravlenie rezhimami glavnyh sudovyh dizelej / P.S. Suvorov. – Odessa: LATSTAR, 2000. – 238s. 3. Wartsila 2-stroke engines Manual "Operator flexView" – Switzerland: Wartsila, 2008, – P. 152. 4. Wartsila RT-flex82C Operating manual "Ma-rine" – Switzerland: Wartsila, 2009, revision 2.3.1 – P. 42. 5. Mis'ka A.R. Informacionnyj podhod k monitoringu tehnichecko-go sostojanija sudovyh dizej'-generatornyh ustano-vok / A.R. Mis'ka, A.O. Drankova, N.I. Muha // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija: Nauchno-tehnicheskij zhurnal. – Har'kov: HAI. – 2010. – № 8(75). – S.136 – 139.

УДК 681.518.54

А.Г. Гацуц, асп.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Введение

На морских судах до 80% аварий происходит от неверных действий судовых операторов или непонимания ими процессов, происходящих в судовой энергетической установке (СЭУ), особенно в экстремальных условиях. До 20% аварий происходит вследствие внезапных отказов судовых технических средств [1].

Для совершенствования технической эксплуатации СЭУ на сегодняшний день были внедрены мониторинговая система, информационно-менеджментная система и человеко-машинные интерфейсы [2]. Однако применение мониторинговой системы не всегда эффективно. Современные мониторинговые системы позволяют делать до 10^8 измерений параметров СЭУ за секунду. Усреднение результатов мониторинга лишает его главной технической характеристики. Результаты мониторинга трудно обрабатывать в судовых условиях без использования экспертных систем. Экспертные системы позволяют наиболее эффективно использовать результаты мониторинга для решения эксплуатационных вопросов. Они имеют свойство решать эксплуатационные вопросы подобно судовым операторам. На морских судах при эксплуатации СЭУ, наряду с информационным контуром, существует контур знаний [2]. Очевидно, от конту-

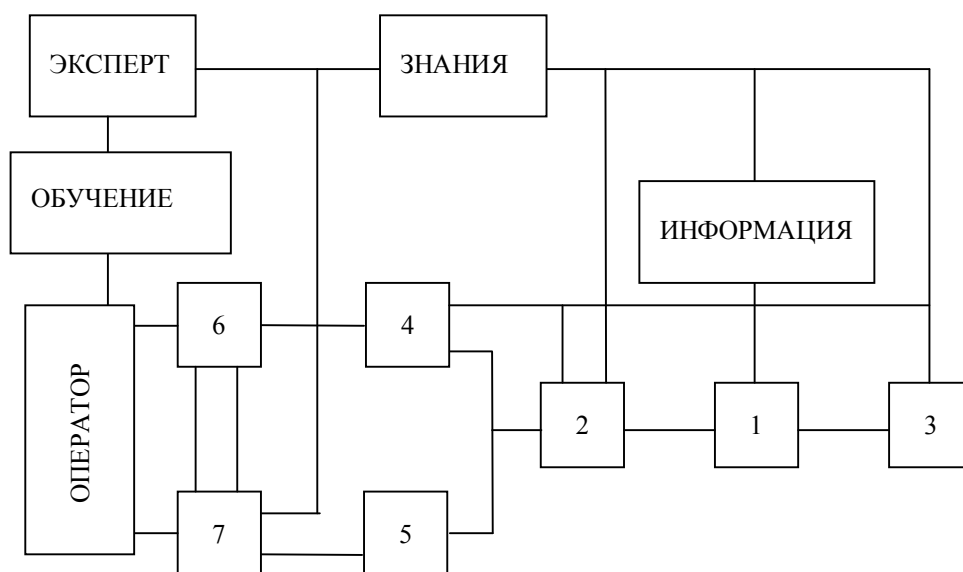
ра знаний во многом зависит уровень эксплуатации СЭУ, что вносит особенности в их техническую эксплуатацию.

Постановка проблемы и цель исследования

В настоящее время СЭУ с экспертными системами характеризуются небольшим объемом базы знаний и невысокой эффективностью логического блока. Отсутствуют структурные знания по обратимым процессам при их рассмотрении на выходе мониторинговой системы. Экспертные системы служат, в первую очередь, для быстрой и лучшей идентификации процессов, происходящих в СЭУ. Совершенствование эксплуатации СЭУ с экспертными системами путем дополнения контура знаний приводит к повышению искусственной компетентности экспертной системы при решении эксплуатационных вопросов. Необходимо отметить, что работы по наполнению контура знаний глубинными знаниями значительно менее успешны, чем технические возможности современных компьютеров [3].

Концепция СЭУ с экспертными системами состоит в слиянии судовых технических средств (СТС), защищенных от ошибок оператора, с искусственной компетентностью их технической эксплуатации. Экспертные системы являются нераздельной частью СТС. Это образует искусственную

интерфейс; 6,7 - экспертные системы. В [2] Доказано, что использование экспертных систем является закономерным этапом в совершенствовании эксплуатации СТС. Мониторинговая система позволяет получать информацию о процессах для малых промежутков времени. При этом оператор перегружен информацией, но из-за малых промежутков времени, этой информации недостаточно для принятия решений. Характер информации не всегда понятен оператору из-за стохастического поведения параметров. При отсутствии экспертных систем знания приобретались экспертами, которые обучали судовых операторов. С появлением экспертных систем возникает контур знаний, который играет важную роль для совершенствования эксплуатации СТС.



1 - процесс преобразования энергии в СТС (опреснители, электрические машины и др.); 2 - управляющая система параметрами СТС; 3 - мониторинговая система параметров СТС; 4 - информационно-менеджментная система; 5 - человеко-машинный интерфейс; 6,7 - экспертные системы

новому понятию и возможностью его наделения экспертной системой [6]. При этом осуществлен переход от понятий тепловых и электрических полей к структурным представлениям о необратимых процессах.

В [7] доказано, что непрерывные и дискретные модели необходимо концептуализировать при помощи нового принципа, который в [7] назван интерактивностью. Этот принцип исключает идеализированные представления о времени "жизни" для рассматриваемых временных интервалов. От-

метим, что результаты математического моделирования можно использовать для обучения экспертной системы [8]. Используя эти результаты, она сможет получать новые понятия, классы необратимых тепловых или электрических процессов.

Решение проблемы

Так, для адекватного обучения экспертной системы управлению системой охлаждения ДВС, которая наиболее часто применяется в СЭУ, необходимо создать такую математическую модель теплонапряженности цилиндропоршневой группы (ЦПГ) судового ДВС, которая учитывала бы стохастическое свойство тепловых потоков.

В соответствии с [7] принимаем неклассическое определение теплового процесса, как временной способ взаимосвязи локальных явлений. При такой трактовке время уже не является математическим временем классической механики или термодинамики, а является главным понятием для процесса.

Определим локальные тепловые явления, которые описываются законами

$$\Delta D = q, \quad (1)$$

$$\Delta j = -dq/dt, \quad (2)$$

$$D = \tau \cdot j, \quad (3)$$

где Δ - символ математической дивергенции; D, j - векторы теплового смещения и искомого теплового потока; q - объемное количество теплоты; t - математическое время; $\partial q/\partial t$ - неинтерпретированная производная; τ - параметр, который обеспечивает взаимосвязь локальных явлений.

Уравнение (1) описывает локальные тепловые взаимодействия, уравнение (2) - локальное взаимодействие тепловых потоков. Уравнения (1) и (2) используются при описании тепловых процессов. Уравнение (3) записано по аналогии с электрическими процессами [7].

Тепловой процесс протекает при определенных граничных условиях. Для случая ЦПГ судового ДВС граничными условиями могут быть температура газов в цилиндре и температура охлаждающей среды. Принятие данных граничных условий обусловлено тем, что они соответствуют понятию термодинамической температуры, и их измерение не составляет труда.

В [9] отмечается, что для математического моделирования ЦПГ дизеля можно использовать схему из плоских слоёв, которые характеризуются тепловыми параметрами. Например, необходимо учитывать следующие слои:

- ядро заряда смеси в цилиндре;
- граничный слой заряда смеси;
- слой масла и нагара на втулке;
- слой тела втулки;
- слой накипи на втулке и охлаждающей среды.

Стоит отметить, что принимать более десяти слоёв для ЦПГ судового ДВС не рационально [9].

Для схемы двухслойной теплопроводящей среды (рис.2) запишем систему уравнений в соответствии с [10].

$$Q_{12} = \tau_2 \cdot j_2 - \tau_1 \cdot j_1, \quad (4)$$

$$\frac{dQ_{12}}{dt} = j_1 \cdot j_2, \quad (5)$$

$$\frac{d_1}{x_1} \cdot j_1 + \frac{d_2}{x_2} \cdot j_2 = T_0 - T_2, \quad (6)$$

где $j_1 = x_1(T_0 - T_1)d_1^{-1}$; $j_2 = x_2(T_1 - T_2)d_2^{-1}$; d/dt - неинтерпретированная производная.

Уравнение (6) записано по аналогии закона электрических напряжений. В [10] обоснована возможность рассмотрения системы уравнений (4) - (5) как системы уравнений для двухслойной электрической модели, рассмотренной в [7], что соответствует известному принципу единства математического описания тепловых и электрических процессов [11].

Преобразование системы уравнений (4) - (5) даёт

$$\frac{dQ_{12}}{dt} = -g_{11} \cdot Q_{12} + g_{12} \cdot (T_0 - T_2), \quad (7)$$

где $g_{11} = (d_1 x_1^{-1} + d_2 x_2^{-1})(\tau_2 d_1 x_1^{-1} + \tau_1 d_2 x_2^{-1})^{-1}$;
 $g_{12} = (\tau_2 + \tau_1)(\tau_2 d_1 x_1^{-1} + \tau_1 d_2 x_2^{-1})^{-1}$.

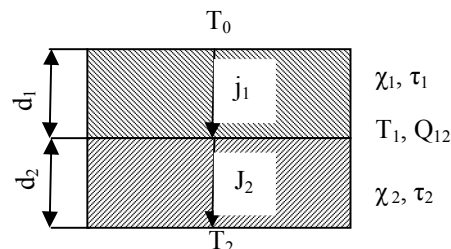


Рис. 2 Двухслойная теплопроводящая среда:
 T_0, T_2 - абсолютные температуры; j_1, j_2 - искомые тепловые потоки в слоях; T_1 - абсолютная температура между слоями; Q_{12} - поверхностное количество теплоты на границе слоёв; χ_1, χ_2 - теплопроводности слоёв; τ_1, τ_2 - параметры слоев; d_1, d_2 - толщины слоёв

На рис.2 абсолютные температуры T_0, T_2 приняты граничными условиями, j_1, j_2 - искомые тепло-

вые потоки в слоях, T_1 - абсолютная температура между слоями, Q_{12} - поверхностное количество теплоты на границе слоёв, χ_1, χ_2 - теплопроводности слоёв, τ_1, τ_2 - параметры слоев, которые зависят от энергии слоя и интенсивности её рассеяния, d_1, d_2 - толщины слоёв.

По аналогии составим систему уравнений для семислойной теплопроводящей среды (рис.3).

$$\begin{aligned} \frac{dQ_{12}}{dt} &= -\sum_{n=1}^6 g_{1n} \cdot Q_{nn+1} + g_{17} \cdot (T_0 - T_7), \\ \frac{dQ_{23}}{dt} &= -\sum_{n=1}^6 g_{2n} \cdot Q_{nn+1} + g_{27} \cdot (T_0 - T_7), \\ \frac{dQ_{67}}{dt} &= -\sum_{n=1}^6 g_{6n} \cdot Q_{nn+1} + g_{67} \cdot (T_0 - T_7), \end{aligned} \quad (8)$$

где $Q_{12}, \dots, Q_{67}$ - поверхностные количества теплоты между слоями; $g_{11}, \dots, g_{67}$ - коэффициенты, зависящие от параметров слоёв; T_0, T_7 - абсолютные температуры, являющиеся граничными условиями.

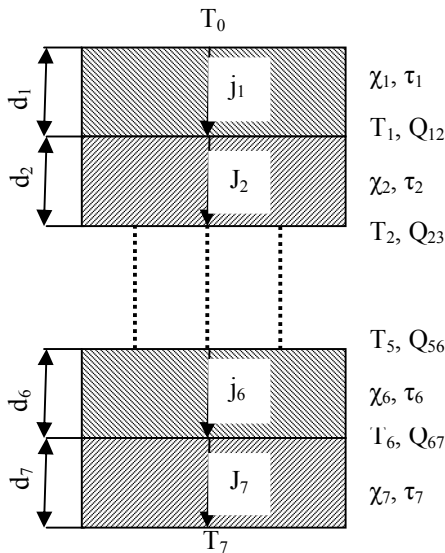


Рис.3 Семислойная теплопроводящая среда: T_0, T_7 - абсолютные температуры; $j_1 \dots j_7$ - искомые тепловые потоки в слоях; $T_1 \dots T_6$ - абсолютная температура между слоями; $Q_{12} \dots Q_{67}$ - поверхностное количество теплоты на границе слоёв; $\chi_1 \dots \chi_7$ - теплопроводности слоёв; $\tau_1 \dots \tau_7$ - параметры слоев; $d_1 \dots d_7$ - толщины слоёв

Для системы (8), в соответствии с [3, 7], формулы для расчёта коэффициентов будут иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} g_{11} &= [\tau_1^{-1} \cdot \sum_{n=2}^6 (d_n \cdot \tau_n^{-1} \cdot x_n^{-1}) + \tau_2^{-1} \cdot d_1 \cdot x_1^{-1} \cdot \tau_1^{-1}] \times \\ &\times [\sum_{n=1}^6 (d_n \cdot \tau_n^{-1} \cdot x_n^{-1})]^{-1}, \\ g_{67} &= (\tau_6^{-1} - \tau_7^{-1}) \cdot [\sum_{n=1}^6 (d_n \cdot \tau_n^{-1} \cdot x_n^{-1})]^{-1}. \end{aligned} \quad (9)$$

Значения искомых тепловых потоков рассчитываются в соответствии с формулами, приведенными в [1, 10].

Систему уравнений (8) невозможно сразу считать классической и интегрировать классическим путём для поиска неизвестных $Q_{12}, \dots, Q_{67}$ [1 10]. Коэффициенты данной системы уравнений содержат параметры слоёв $\tau_1, \dots, \tau_7$, которые в соответствии с классическими представлениями определяются как отношение энергии слоя к её рассеянию. В частном случае параметры $\tau_1, \dots, \tau_7$ равняются произведению теплоёмкости слоя на его температурное сопротивление. Именно флуктуации этих параметров обеспечивают временную связь локальных тепловых явлений, которые описываются уравнениями (1), (2). В системе уравнений (8) уже невозможно считать $Q_{12}, \dots, Q_{67}$ классическими поверхностными количествами теплоты, поэтому в соответствии с [3 7] можно их называть поверхностными интерактонами. Числовое интегрирование данной интерактивной системы уравнений можно выполнять на основе теории стохастического интеграла Римана-Стилтьеса. Параметры $\tau_1, \dots, \tau_7$ определим в виде:

$$\tau = \{\tau_\xi\} + \xi, \quad (10)$$

где $\{\tau_\xi\}$ - средние значения параметров $\tau_1, \dots, \tau_7$; ξ - составляющая, которая непрерывно изменяется.

Заключение

Применение новых принципов интерактивности для описания тепловых процессов дает возможность создавать адекватные математические модели процессов многослойной теплопередачи, которые, в свою очередь, можно использовать для обучения экспертных систем управления СЭУ, тем самым, повышая их искусственную компетентность.

Однако для определения числовых значений коэффициентов (9), которые используются в моделях, необходимы дополнительные самостоятельные исследования.

Список литературы:

1. Реферативный журнал. 05. Водный транспорт. Сводный том. №6. – М.: ВИНТИ, 1995. – 40с. 2. *Modeling and control of marine craft* /Ed. by M.M.A. Pourzanjam, G.N. Roberts. – Essex: EAS, 1991. – 417 p. 3. *Diagnostic and preventive maintenance strategies in manufacturing systems*/Ed. by V.R. Milacic, G.F. McWaters. – Amsterdam etc.: North-Holland, 1991. – 252с. 4. Уотермен Д. Руководство по экспертным системам / Д. Уотермен. – М.: Мир, 1989. – 388 с. 5. Радченко А.П. Мониторинг рабочих процессов в судовых энергетических установках. – дис. ... канд. техн. наук / А.П. Радченко. – Одесса. – 1996. – 298 с. 6. Элти Дж. Экспертные системы: Концепции и примеры / Дж. Элти, М. Кумбс. – М.: Финансы и статистика, 1987. – 191 с. 7. Радченко А.П. Интерактоны / А.П. Радченко. – К.:Лыбидь, 1991.-188с. 8. Мичи Д. Компьютер – творец / Д. Мичи, Р. Джонсон. – М.: Мир, 1987. – 255 с. 9. Горб С.И. Моделирование судовых дизельных установок и систем управления / С.И. Горб. – М.: Транспорт, 1993. – 134 с. 10. Радченко А.П. Стохастическая модель теплонапряженности судового дизель-генератора / А.П. Радченко, Букхалфа Бендахман, Рашид Буда // Судовые энергетические установки.: Науч.тех.сб. – Одесса, ОГМА. – 2000 – №5. – с.94-98. 11.

Фейман Р. Феймановские лекции по физике / Р. Фейман, Р. Лейтон, М. Сэндс. Вып.5. – М.:Мир, 1966.-295 с.

Bibliography (transliterated):

1. *Referativnyj zhurnal. 05. Vodnyj transport. Svodnyj tom. №6.* – М.: VINITI, 1995. – 40s. 2. *Modeling and control of marine craft* /Ed. by M.M.A. Pourzanjam, G.N. Roberts. – Essex: EAS, 1991. – 417 p. 3. *Diagnostic and preventive maintenance strategies in manufacturing systems*/Ed. by V.R. Milacic, G.F. McWaters. – Amsterdam etc.: North-Holland, 1991. – 252с. 4. *Uotermen D. Rukovodstvo po jekspertnym sistemam* / D. Uotermen. – М.: Mir, 1989. – 388 s. 5. *Radchenko A.P. Monitoring rabochih pro-cessov v sudovyh jenergeticheskikh ustanovkah.* – dis. ... kand. tehn. nauk / A.P. Radchenko. – Odessa. – 1996. – 298 s. 6. *Jelti Dzh. Jekspertnye sistemy: Konceptmm i pri-mery* / Dzh. Jelti, M. Kumbs. – М.: Finansy i statistika, 1987. – 191 s. 7. *Radchenko A.P. Interaptony* / A.P. Radchenko. – К.:Lybid', 1991.-188s. 8. *Michi D. Kom-p'juter – tvorec* / D. Michi, R. Dzhonson. – М.: Mir, 1987. – 255 s. 9. *Gorb S.I. Modelirovanie sudovyh di-zel'nyh ustanovok i sistem upravlenija* / S.I. Gorb. – М.: Transport, 1993. – 134 s. 10. *Radchenko A.P. Stohasticheskaja model' teplonaprjzhennosti sudovogo dizel'-generatora* / A.P. Radchenko, Bukhalfa Bendahman, Rashid Buda // *Sudovye jenergeticheskie ustanovki.*: Na-uch.teh.sb. – Odessa, OGMA. – 2000 – №5. – s.94-98. 11. *Fejman R. Fejmanovskie lekcii po fizike* / R. Fejman, R. Lejton, M. Sjends. Vyp.5. – М.:Mir, 1966.-295 s.

UDC 621.438

Timoshevsky B.G. Experimental research of parameters piston ICE with bioethanol conversion thermochemical system / B.G. Timoshevsky, M.R. Tkach, A.S. Mitrofanov, A.S. Poznansky, A.Y. Proskurin // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P.3-8.

A construction and an operating principle of the experimental plant for engine operation study with system of thermochemical bioethanol conversion is described. Dependences of conversion level of bioethanol on key parameters of steam conversion process and geometrical performances of the reactor are received. The comparative analysis of indicator diagram's is carried out at engine operation on a manufactured gas, a propane and gasoline. Table. 1. Il. 6. Bibliogr. 11 names.

UDC 621.436.038

Abramchuk F.I. Multicriterial optimization of regulation parameters which determine combustion process of gas engine / F.I. Abramchuk, A.N. Kabanov, A.P. Kuzmenko, M.S. Lipinskiy // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P.8-13.

Solution method for optimization problem for regulation parameters which determine combustion process of gas engine is proposed. Quality criteria for most complete description of engine parameters on a certain modes are proposed. Algorithm for choosing Pareto points for three-dimensional space has been specified. Field of optimal values of combustion process parameters and characteristic maps for light-duty gas engine 4CH7,5/7,35 with high-energy ignition system has been obtained. Table. 1. Il. 7. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.43.003

Eroshchenkov S.A. Determination coefficient of remaining gases in a two-stroke engine with the spark ignition / S.A. Eroshchenkov, V.A. Korogodsky, A.A. Khandrymailov, O.V. Vasilenko // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 13-19.

The experimentally-analytical method of researches defines values of residual gases coefficient (γ) in a two-stroke engine with spark ignition at use the carburetor power supply system and direct injection fuel. Researches were spent by simultaneous sampling of gases from the cylinder and final system the engine on a compression step, and by means of three-dimensional modeling of a current of gases in the cylinder, inlet and final systems. The adequate mathematical model allows defining γ in a two-stroke engine at external and internal mixing in a wide range of high-speed and loading operating modes. Il. 6. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.43.016

Trinyev O.W. Efficiency estimation of the local cooling of cylinder head of diesel KamAZ in an engineless experiment / O.W. Trinyev, W.T. Kovalenko, S.W. Oboznyi, O.M. Klimenko // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 19-24.

In the article the results of engineless experiment are analyzed with the design of the local air cooling (LAC) of individual cylinder head (CH) of diesel KamAZ at operating temperatures. Expedience of developments of the LAC systems on the forced diesels of motor-vehicle and tractor type is confirmed with the purpose of the thermal state improvement of CH and details of valvular knot. A substantially greater effect of the temperature decline of the cooled saddle of exhaust valve and valve is experimentally got due to more high heat-conducting CH material ability and improvement of saddle construction, as compared to before got in motor

and engineless experiments. Table. 1. Il. 4. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43.016.4

Marchenko A.P. Corundum layer influence on working surfaces of pistons on process of combustion in ICE / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovsky // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 24-28.

In this work the results of early probes of power increase of the diesel engines equipped with ceramic covering pistons are analysed, motor stand comparative tests with removal of display diagrams of a tractor diesel engine and rheostatic tests of diesel engines with serial and corundum layer pistons have been carried out. It is confirmed experimentally and it is a postulate that ICE efficiency increase when heat-insulating corundum layer pistons are used. The theoretical substantiation of ICE efficiency increase with corundum layer pistons is given. Table. 1. Il. 4. Bibliogr. 12 names.

УДК 621.436

Marchenko A.P. Simulation of a warming-up of a fuel film on a wall of the combustion chamber of a diesel, which has a partially-dynamic heat insulation of its piston / A.P. Marchenko, V.V. Pylyov // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 28-33.

In a paper a mathematical model of a warming-up and vaporisation of a fuel film on a wall of a combustion chamber of a piston of an internal combustion engine is offered. This model considers heat exchange. It is investigated effect of presence of a partially-dynamic heat insulation of the wall on its temperature and temperature of the fuel film on it. Table. 1. Il. 4. Bibliogr. 10 names.

UDC 621.436

Kulmanakov S.P. Influence of enhanceable pressure of injection on pre-flaming processes and indicator indexes of engine of 1ChN 13/14 with «Common Rail» fuel delivery systems / S.P. Kulmanakov, S.V. Yakovlev // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 34-36.

In given article materials of researches of working process of the diesel engine with volume-film mix formation with high pressure fuel systems «COMMON RAIL» are considered, the research method is resulted. As a result of tests it is revealed that increase of pressure fuel injection leads to improvement of power indicators of the engine on all range of change of pressure, in the fulfilled gases decrease the maintenance of firm particles and a carbon oxide. the value of injection pressure which leads to an increase in mechanical strength of piston group parts and an increase in concentration in the exhaust gases of nitrogen oxides was found. Il. 3. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.43:068.7

Vasyliov I. P. Influence of biofuel properties on injection characteristics in the chamber with constant pressure / I. P. Vasyliov, A. Heilig, M. Keiser, F. Dinkelacker // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P.37-41.

The possibility of creation biofuel with the set properties is considered. Influence of properties of fuel on injection characteristics in the chamber with constant pressure is defined. The settlement way defines changes of an external surface and stream volume. It is revealed, that at injection at biodiesel fuel, in comparison with diesel fuel, the external surface and stream volume increases. On size of average diameter Sauter the volume and an external surface of drops of biodiesel in comparison with diesel fuel are defined. Table. 3. Il. 8. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.43:662.6

Ivashenko A.V. Researches of biodiesel fuel's composition drops dispersion / A.V. Ivashenko, V.N. Goryachkin // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 41-46.

A method and results of experimental research in dispersion of biodiesel fuel is resulted, and also mixtures of biodiesel fuel with oil. Dependence of change in size of appearing drops is got on composition of fuel mixture. Table. 1. Il. 7. Bibliogr. 12 names.

UDC 621.436

Svistula A.E. Optimization of speed performance research of constant power engine / A.E. Svistula, G.D. Matievsky // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 46-49.

Experimental check of a definition technique of optimum crankshaft rotation frequency of a diesel engine at operation under characteristics of constant power is executed. The choice of updating directions of dependence of optimum crankshaft rotation frequency with engine power is introduced. Optimization performance singularities of a diesel engine for problem-solving of reduction of fuel rate and harmful emissions are shown. Engine power level dependence of relative optimum rotation frequency and potential reduction of the fuel effective rate is found. The analysis of exhaust toxicity reduction at operation under optimization performance is given. Il. 4. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.43

Zhukov V.A. Automation of heat balance tests of internal combustion engines / V.A. Zhukov, Y.N. Nikolenco // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 50-52.

In the article the automatic system for collection of information during tests of internal combustion engines is presented. This automatic system takes possibility to exclude subjective mistakes during tests of engines for the purpose of increasing its precision. The article describes function scheme of system for collection of information and principles of its working. The system may be used for measuring of parameters of cooling and oil systems during heat balance's investigations of engines for determination of heat balance's parts and for increasing engine's efficiency. System may be recommended for study and science work. Il. 3. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.438:66.045.1:536.27

Ganzha A.N. Improvement the efficiency of stationary gas-turbine installation based on modeling in the regenerator-air heating / A.N. Ganzha, N.A. Marchenko // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 53-57.

The mathematical models and algorithms for system analysis of gas turbine performance-air heater and local distribution in its thermal and hydraulic parameters are developed. For a stationary gas turbine a complex design of the tube regenerator was developed and analyzed. The maximum effective efficiency of the installation, which can be obtained using the chosen design of the regenerator, is determined. Il. 3. Bibliogr. 5 names.

UDC 629.113

Podznoev G.P. Thermodynamic model regenerative two-stroke engine using energy-based aluminum hydride / G.P. Podznoev, U.A. Abdulgazys // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 57-60.

In the article by mathematical calculations and simulation determined the optimal ranges of the parametric characteristics of the cycle, depending on the amount of

added water on hydrolysis regenerated heat to the environment and peroxide hydrogen in which the work is adequate conventional Diesel. The structure of the book supplied to the cycle of heat is shown, the best option and the ratio of the parameters marked principle advantages of a two-stroke engine are determined. The possibility and advantages of various sizes to internal combustion and preparation of the working of the body outside the cylinder piston engine was demonstrated. Table. 1. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43

Levterov A.M. Basics of methodology and research design vehicle ice, using alternate fuels / A.M. Levterov // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 61-64.

The analysis of energy consumption in the country and the world, conditions for the appearance of alternative fuels and replacement of traditional fossil fuels. Substantiates the competitiveness of ICE as the primary energy converter for a long period. The methodology of the study the main characteristics of reciprocating internal combustion engine vehicles running on different types of fuels, according to which examines different ways and means to adapt engine for new fuels, forecasting indicator parameters cycles and effective performance engines, performance exhaust gases and engine service life, i.e. those parameters that determine the quality of consumer vehicle and engine in particular. Table. 1. Il. 2. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.436

Lisoval A.A. Verification of mathematical model of the system of diesel's automatic control / A.A. Lisoval, A.V. Verbovskiy, S.V. Kostritsa // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 64-69.

The results and process of verification of adequacy of mathematical model of diesel 4ChN12/14 are presents in the article Adequacy of the developed dynamic model of diesel with turbocharger was checked up in two stages: first – by comparison of calculation and experimental speed curves, second – by comparison of calculation and experimental curves, got at the acceleration of diesel on a brake stand with loading. Il. 4. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.436.038

Grytsyuk A. Adjustment of fuel equipment of automobile low-capacity diesel engine with connected control system / A. Grytsyuk, A. Vrublevskiy, G. Sherbakov, A. Ovchinnikov // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 69-74.

Possibilities of the system, untraditional at present, of a hydropneumomechanical governing on a control of a cyclic fuel feed and fuel injection advance angle (FIAA) of the automobile diesel engine 4DTNA1 are considered. The basic possibility of flexible changing of cyclic fuel feed and FIAA are shown in conditions of the engineless stand depending on an operating mode of a high-speed low-capacity diesel engine. Table. 1. Il. 5. Bibliogr. 6 names.

UDC 629.03

Grytsyuk A. Autonomous two-mode auxiliary electrical unit for ground vehicles / A. Grytsyuk, A. Motora, E. Shapovalov, A. Zhukov // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 74-78.

In the article the original design of the autonomous electrical unit with output up to 8kW, developed in SE KEDB on the basis of a high-speed low-capacity diesel engine of DTA series is described. The electrical unit is mounted to a wall of a vehicle in the leakproof container with

vibration-isolating suspension. Operation of the electrical unit is possible both on a vehicle, and in a remote variant with installation on a ground surface. The diesel engine has two working ranges of rotational speed chosen depending on a generator load. Table. 1. Il. 4. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43.016.4:621.45.01

Matveenko V.V. The results of automotive diesel engine piston resource strength estimation taking into account local heat-exchange in the combustion chamber / V.V. Matveenko, V.A. Pylyov, A.V. Matjuha // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 78-81.

The paper analyzed the features of the piston heat-exchange boundary conditions influence on its resource strength. For diesel engine 4CHN12/14 piston temperature state calculations for local symmetric and asymmetric heat-exchange boundary conditions in combustion chamber was carried out. Resource strength forecasting of the piston using automobile, harvester and tractor engines models of exploitation was done. The necessity of taking into account local heat-exchange in combustion chamber was shown. Table. 2. Il. 2. Bibliogr. 10 names.

UDC 621.436:681.51

Prochorenko A. Common Rail Diesel's differential equation of dynamics as controlling object / A. Prochorenko // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 81-85.

The system of differential equation which describes dynamic properties of the not boosting common rail diesel engine is given. Mathematical model of the engine is complemented with adjuster equation. The model allows with calculated methods to determine the rational parameters of electronic adjuster with a glance of system stability and transients. Il. 2. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.43.068.4

Strokov A. Accounting estimation of the hydraulic resistance of particulate matter filter module of high-speed diesel engine. Part 2 / A. Strokov, A. Kondratenko // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 86-90.

The present paper describes requirements to constructive parameters of the diesel particulate matter filter. Estimate of the hydraulic resistance of the module are implemented for several variants to designs of the filter. Recommendations for elaborated calculation of the hydraulic resistance of the module of the diesel particulate matter filter are presented. Il. 4. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.43.052

Moshentsev U.L. Cooling system for modern trunk diesel locomotives / U.L. Moshentsev, A.A. Gogorenko, D.S. Minchev // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 90-94.

The existing and alternative schemes of engine cooling system for modern trunk diesel locomotives are considered. The method for comparison of various schemes of cooling system with the purpose to find the most compact and effective of them is offered. Slow flow systems are the most appropriate as it is shown. The optimal scheme of cooling system, that permits to increase supercharging air-cooling efficiency to 0,94...0,96 it is been selected. Il. 6. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.824.32 : 621.822.001.24

Tarsis K.Y. Quasistatic and dynamic strength of a crankshaft / K.Y. Tarsis, Y.L. Tarsis // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 94-99.

Quasistatic and dynamic strength of a crankshaft of a diesel engine of an industrial tractor is investigated on the basis of the problems-focused package of applied programs. Adequacy of mathematical models – quasistatics and dynamics is proved. Influence of the dangerous compelled fluctuations of a crankshaft on its strength is estimated. Table. 1. Il. 6. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.436: 539.3: 621.74

Alyokhin V.I. Research of influence sizes of casting defects on a stressed deformed state of the piston / V.I. Alyokhin, A.V. Belogub, O.V. Akimov // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 99-103.

In this publication, devoted to the problem of ensuring reliable operation and precision castings of pistons for engines with positive ignition is considered study of the effect sizes of casting defects on the magnitude of stress fields by the method ridge analysis of mathematical models. Table. 4. Il. 3. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.436

Tyrlovoy S.I. Imitating model of the electronic regulator frequencies of rotation of the automobile diesel engine / S.I. Tyrlovoy // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 103-107.

The imitating model of an frequency electronic regulator of rotation of high-speed diesel engine an automobile diesel engine with the distributive fuel pump of Bosch company is resulted. Is executed simulation transitive modes of a diesel engine with mechanic and electronic regulators. Deterioration influence plungers steams on dynamic and economic indicators of a diesel engine is analysed. Operational indicators of a diesel engine with mechanic and electronic regulators are compared. The obtained data allows to estimate fuel consumption, dispersal time, soot allocation in transients of automobile diesel engines with fuel pump, equipped with regulators of various type. Il. 4. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.436: 539.3: 621.74

Taran S. B. The estimation properties and structure of cast-iron for high-forced engines pistons / S. B. Taran // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 107-110.

In the article the possibility of speed-up estimation of thermal endurance of cast-iron is shown by means of the special criterion. The basic constituent of the criterion is pattern's work of deformation in a resiliently-plastic area. Providing of correct results is possible on condition of stability of receipt of the set coefficient of degree of compactness of the graphite including (Qr) in cast-iron, got by means of computer treatment of metallographic microsections. Il. 1. Bibliogr. 3 names. Il. 1. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.541

Abramchuk F. Experimental stand for studying air motor / F. Abramchuk, A. Voronkov, A. Kharchenko, S. Zhylin, I. Nikitchenko, V. Chervyak // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 110-117.

We consider the structure of the stand to study air motor created in the department of ICE KhNAHU. Its features and test results of four-cylinder V - shaped piston air motor are presented. Table. 1. Il. 5. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.433:621.436.068

Parsadanov I.V. Implementation of water-fuel emulsion in autotrector diesel. Ecological efficiency (Part 1) / I.V. Parsadanov, A.A. Teplizkoj, V.V. Solodovnikov, S.U.

Belik // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 118-121.

The estimation of the changing in autotractor diesel's ecological indexes during the work on water-fuel emulsion is given. Findings of investigation has shown that implementation of water-fuel emulsion on basis of diesel fuel with emulsifier which provides long-term storage allows to reduce emission in diesel engine under the same power without changing in diesel's construction and adjustment. Table. 1. Il. 5. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.433:621.436.068

Parsadanov I.V. Implementation of water-fuel emulsion in autotractor diesel. Energetical and economical indexes (Part 2) / I.V. Parsadanov, A.A. Teplizkoj, I.N. Kariagin, V.V. Solodovnikov, S.A. Kravchenko, P.G. Hodak // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 121-123.

The estimation of the changing in autotractor diesel's energetical and ecological indexes during the work on water-fuel emulsion is given. Implementation of water-fuel emulsion on basis of diesel fuel with emulsifier which provides long-term storage allows to reduce fuel consumption in diesel under the same power. Il. 5.

УДК 629.4.018

Polivyanchuk A.P. Comparative analysis of differential and compensation method for measuring mass flow exhaust gas engine in microtunnel / A.P. Polivyanchuk // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 123-126.

The efficiency of compensatory measuring method mass flow exhaust gases of diesel in microtunnel by comparing it with the differential method by the criterion of the accuracy of measuring equipment is investigated. Il. 3. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.43.016.4

Marchenko A.P. Reception corundumelektret at galvanoplasma to processing details from aluminium alloys / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovsky, V.V. Staricov // Internal combustion engines. – 2011. – № 2. – P. 127-130.

The mode of reception elektret on details from aluminium alloys by a mode galvanoplasma processings, and also results of experimental measurement of firmness of a superficial charge are considered. It is established, that the firmness of a superficial charge corundumelektret on details from an aluminium alloy has made $-3,9 \cdot 10^{-8}$ KJ/sm². Thus the quantity{amount} elektrons, forming a superficial charge and determining size elektret effect has made $\approx 24,34 \cdot 10^{10}$ 1/sm².

Il. 3. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.002:681.324

Osipov K. N. ICE modeling on the base of diagnostic parameter measurements during acceptance testing / K. N. Osipov, E. L. Pervukhina, and Yu. L. Rapatskiy // Internal combustion engines. – 2011. – №2. – P. 130-133.

The paper proposes approach to modeling internal combustion engines during acceptance testing by means of a linear model. The experimental information is formed on the base of diagnostic parameter measurements. The main idea of approach is to model tested engines in workings points' vicinity. Il. 5. Bibliogr. 7 names.

UDC 681.518

Voloshin V. Modern main engine remote control systems comparative analysis / V. Voloshin, A. Miska // Internal combustion engines. – 2011. – №2. – P. 134-137.

The comparative analysis of main engine remote control systems (TERASAKI, KONSBERG, JRS, RT-flex) is given. limitation of the modern main engine remote control systems is mentioned. Directions of development and tasks of main engine remote control systems are defined. Basic limitations and tacks of the operating systems of monitoring and diagnostics of the ship power installations are marked, and also control system of main engine (ME). Basic directions of development of control system and monitoring are formulated ME. A conclusion is done about possibility of application the trend analysis methods of statistical data in the technical diagnostics systems of the ship power installations and expedience of drawing on the results of trend analysis for creation of main engine control system on the technical state. Il. 4. Bibliogr. 5 names.

UDC 681.518.54

Gatsuts A.G. Improvement of technical maintenance of ship's power plant / Gatsuts A.G. // Internal combustion engines. – 2011. – №2. – P. 137-141.

Improvement of technical maintenance of marine power plant is examined in this article. Expert control systems of marine power plant are examined as most effective at our days. Knowledge outline is determined as their imperfection. Marine power plant maintenance standard is depending on knowledge outline integrity. Mathematical model of heat intensification of marine internal combustion engine liner which meets stochastic properties of heat flows is created with the view of replenishment of this outline. Il. 3. Bibliogr. 11 names.

УДК 621.438

Тимошевский Б.Г. Экспериментальное исследование параметров поршневого ДВС с системой термохимической конверсии биоэтанола / Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.С. Митрофанов, А.С. Познанский, А.Ю. Проскурин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 2. – С. 3-8.

Описано конструкцию и принцип действия испытательной установки для исследования работы двигателя с системой термохимической конверсии биоэтанола. Получены зависимости степени конверсии биоэтанола от основных параметров процесса паровой конверсии и геометрических характеристик реактора. Проведен сравнительный анализ индикаторных диаграмм при работе двигателя на синтез-газе, пропане и бензине. Табл. 1. Ил. 6. Библиогр. 11 назв.

УДК 621.436.038

Абрамчук Ф.И. Многокритериальная оптимизация регулировочных параметров, определяющих процесс сгорания газового двигателя / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко, М.С. Липинский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 1. – С. 8-13.

Предложена методика решения задачи оптимизации регулировочных параметров, определяющих процесс сгорания газового двигателя. Предложены критерии качества для максимально полного описания параметров работы двигателя на конкретном режиме. Уточнен алгоритм выбора паретовских точек для трехмерного пространства. Получено поле оптимальных значений параметров процесса сгорания и характеристические карты малолитражного газового двигателя 4Ч7,5/7,35 с высокоэнергетической системой зажигания. Табл. 1. Ил. 7. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.43.003

Ерошников С.А. Определение коэффициента остаточных газов в двухтактном двигателе с искровым зажиганием / С.А. Ерошников, В.А. Корогодский, А.А. Хандримайлов, О.В. Василенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 13-19.

Экспериментально-аналитическим методом исследований определены значения коэффициента остаточных газов (γ) в двухтактном двигателе с искровым зажиганием при использовании карбюраторной системы питания и непосредственного впрыскивания топлива. Исследования проводились путем одновременного отбора проб газов из цилиндра и выпускной системы двигателя на такте сжатия, и с помощью трехмерного моделирования течения газов в цилиндре, впускной и выпускной системах. Адекватная математическая модель позволяет определить γ в двухтактном двигателе при внешнем и внутреннем смесеобразовании в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы. Ил. 6. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.43.016

Тринев А.В. Оценка эффективности локального охлаждения головки цилиндров дизеля КамАЗ в безмоторном эксперименте / А.В. Тринев, В.Т. Коваленко, С.В. Обозный, А.Н. Клименко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 19-24.

В статье анализируются результаты безмоторно-

го эксперимента с моделированием локального воздушного охлаждения (ЛВО) индивидуальной головки цилиндра (ГЦ) дизеля КамАЗ при эксплуатационных температурах. Подтверждена целесообразность разработок систем ЛВО на форсированных дизелях автотракторного типа с целью улучшения теплового состояния ГЦ и деталей клапанного узла. Экспериментально получен существенно больший эффект по снижению температуры охлаждаемого седла выпускного клапана и самого клапана, достигнутый за счет более высокой теплопроводящей способности материала ГЦ и усовершенствования конструкции седла, по сравнению с ранее полученным в моторных и безмоторных экспериментах. Табл. 1. Ил. 4. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43.016.4

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.

В работе проанализированы результаты ранних исследований повышения мощности дизелей, оснащенных поршнями с керамическим покрытием, проведены сравнительные испытания на моторном стенде со снятием индикаторных диаграмм тракторного дизеля и реостатные испытания тепловозных дизелей с серийными и с поршнями с корундовым слоем. Подтверждено экспериментально и является постулатом утверждение о повышении эффективности ДВС при работе с поршнями с теплоизолирующим корундовым слоем. Дано теоретическое обоснование повышения эффективности ДВС с поршнями с корундовым слоем. Табл. 1. Ил. 4. Библиогр. 12 назв.

УДК 621.436

Марченко А.П. Моделирование прогрева топливной пленки на стенке камеры сгорания дизеля с частично-динамической теплоизоляцией поршня / А.П. Марченко, В.В. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 28-33.

В работе предложена математическая модель прогрева и испарения топливной пленки на стенке камеры сгорания поршня двигателя внутреннего сгорания, которая учитывает теплообмен. Исследовано влияние наличия частично-динамической теплоизоляции стенки на её температуру и температуру топливной пленки на ней. Табл. 1. Ил. 4. Библиогр. 10 назв.

УДК 621.436

Кулманаков С.П. Влияние повышенного давления впрыска на предпламенные процессы и индикаторные показатели двигателя 1ЧН 13/14 с топливopoдающей аппаратурой «Common Rail» / С.П. Кулманаков, С.В. Яковлев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 34-36.

В данной статье рассматриваются материалы исследований рабочего процесса дизельного двигателя с объемно-плёночным смесеобразованием с топливopoдающей аппаратурой повышенного давления «Common Rail», приведен метод исследования. В результате испытаний выявлено, что повышение давления впрыска топлива приводит к улучшению энергетических показателей двигателя на всём диапазоне

изменения давления, в отработавших газах снижается содержание твердых частиц и окиси углерода. Найдено значение давления впрыска, превышение которого ведёт к возрастанию механической напряженности деталей цилиндропоршневой группы и к возрастанию концентрации в отработавших газах окислов азота. Ил. 3. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43:068.7

Васильев И. П. Влияние свойств биотоплив на характеристики впрыскивания в камеру с постоянным давлением / И. П. Васильев, А. Хайлиг, М. Кайзер, Ф. Динкелякер // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 37-41.

Рассмотрена возможность создания смесевых биотоплив с заданными свойствами. Определено влияние свойств топлив на характеристики впрыскивания в камеру с постоянным давлением. Расчетным способом определены изменения наружной поверхности и объема струй. Выявлено, что при впрыскивании у биодизельного топлива, по сравнению с дизельным топливом, увеличивается наружная поверхность и объем струи. По величине среднего диаметра Заутера определены объем и наружная поверхность капель биодизельного топлива. Табл. 3. Ил. 8. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.43:662.6

Ивашенко А.В. Дисперсный состав капель биодизельного топлива на выходе из форсунки / Ивашенко А.В., Горячкин В.Н. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 41-46.

В работе приведены методика и результаты экспериментального исследования дисперсности распыла биодизельного топлива, а также смесей биодизельного топлива с нефтяным. Получена зависимость изменения размера образующихся капель от состава топливной смеси. Табл. 1. Ил. 7. Библиогр. 12.

УДК 621.436

Свищула А.Е. Исследование оптимизационной скоростной характеристики двигателя постоянной мощности / А.Е. Свищула, Г.Д. Матиевский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 46-49.

Выполнена экспериментальная проверка методики определения оптимальной частоты вращения коленчатого вала дизеля при работе по характеристикам постоянной мощности. Предлагается корректировка зависимости оптимальной частоты вращения коленчатого вала от мощности двигателя. Показаны особенности работы дизеля по оптимизационной характеристике для решения задач снижения расхода топлива и токсичности отработавших газов. Получена зависимость относительной оптимальной частоты вращения и возможного снижения удельного расхода топлива от уровня мощности двигателя. Дан анализ снижения токсичности отработавших газов при работе дизеля по оптимизационной характеристике. Ил. 4. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43

Жуков В. А. Автоматизация теплосбалансных испытаний двигателей внутреннего сгорания /

В. А. Жуков, Е. Н. Николенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 50-52.

В статье представлена система автоматизированного сбора информации в процессе испытаний двигателей внутреннего сгорания, позволяющая исключить субъективные ошибки при проведении измерений. Представлена функциональная схема системы сбора информации, описаны принципы ее работы. Система может быть использована для измерения параметров систем смазки и охлаждения при исследовании составляющих теплового баланса двигателей внутреннего сгорания, с целью повышения их эффективности. Система может использоваться в учебных и научных работах. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.438:66.045.1:536.27

Ганжа А.Н. Повышение эффективности стационарной газотурбинной установки с учетом моделирования процессов в регенераторе-воздухоподогревателе / А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 2. – С. 53-57.

Разработаны математические модели и алгоритмы системного анализа газотурбинной установки с учетом эффективности работы воздухоподогревателя и распределения в нем локальных теплогидравлических параметров. Для стационарной газотурбинной установки разработаны и проанализированы варианты конструкции трубчатого регенератора. Определен максимальный эффективный КПД установки, который можно получить с использованием регенератора выбранной конструкции. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК. 629.113

Подзноев Г.П. Термодинамическая модель регенеративного двухтактного двигателя с использованием энергоносителя на основе гидрида алюминия / Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгазис // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 57-60.

В статье путем математического моделирования определены наиболее оптимальные диапазоны изменения параметрических характеристик двухтактного цикла в зависимости от количества добавочной воды на гидролиз, регенерируемой теплоты для условий выполнения работы, адекватной традиционному Дизелю. Показана структура вводимой в цикл теплоты, определен наиболее оптимальный вариант соотношения параметров и отмечены принципиальные преимущества предлагаемого двухтактного двигателя. Обоснована возможность и достоинства варианта внешнего сгорания топливной смеси и подготовки рабочего тела вне цилиндра поршневого двигателя. Табл. 1. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43

Левтеров А.М. Основы методологии исследования и проектирования транспортных ДВС, работающих на альтернативных топливах / А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 61-64.

Проводится анализ энергопотребления, условий применения альтернативных топлив и замены ими традиционного органического топлива. Предлагается

методология исследования основных характеристик транспортных поршневых ДВС, работающих на разного вида топливах, в соответствии с которой рассматриваются различные способы и средства адаптации двигателей к новым топливам, прогнозирование индикаторных показателей рабочих циклов и эффективных показателей двигателей, показателей токсичности отработавших газов и моторесурса двигателей. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.436

Лисовал А.А. Проверка адекватности математической модели системы автоматического регулирования дизеля / А.А. Лисовал, А.В. Вербовский, С.В. Кострица // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 64-69.

В статье описан процесс и результаты проверки адекватности математической модели САРЧ дизеля 4ЧН12/14. Адекватность разработанной динамической модели дизеля с газотурбинным наддувом проверяли в два этапа: первый – сравнением экспериментальных кривых внешней и частичных скоростных характеристик дизеля с расчетными кривыми, полученных с помощью динамической математической модели; второй – сравнением расчетных и экспериментальных кривых, полученных при разгоне дизеля на тормозном стенде с нагрузкой. Ил. 4. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.436.038

Грицюк А.В. Отработка топливной аппаратуры автомобильного малолитражного дизеля со связанной системой управления / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 69-74.

Рассматриваются возможности нетрадиционной на данный момент системы гидродневомеханического регулирования по управлению цикловой подачи и углом опережения впрыскивания топлива (УОВТ) автомобильного дизеля 4ДТНА1. Показана в условиях безмоторного стенда принципиальная возможность гибкого изменения цикловой подачи и УОВТ в зависимости от режима работы высокооборотного малолитражного дизеля. Табл. 1. Ил. 5. Библиогр. 6 назв.

УДК 629.03

Грицюк А.В. Автономный двухрежимный вспомогательный электроагрегат для наземных транспортных средств / А.В. Грицюк, А.А. Мотора, Е.В. Шаповалов, А.С. Жуков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 74-78.

В статье описана оригинальная конструкция автономного электроагрегата мощностью до 8 кВт, разработанного в КП ХКБД на базе высокооборотного малолитражного дизеля серии ДТА. Электроагрегат смонтирован в герметичном контейнере с виброизоляционной подвеской к стенке транспортного средства. Эксплуатация электроагрегата возможна как на транспортном средстве, так и в выносном варианте с установкой на грунтовую поверхность. Дизель имеет два рабочих диапазона частот вращения, выбираемых в зависимости от загрузки генератора. Табл. 1. Ил. 4. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43.016.4:621.45.01

Матвеев В.В. Результаты оценки ресурсной прочности поршня автотракторного дизеля при учете локального теплообмена в камере сгорания / В.В. Матвеев, В.А. Пылев, А.В. Матюха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 77-81.

В статье выполнен анализ влияния особенностей задания граничных условий теплообмена поршня на его ресурсную прочность. Проведены расчеты температурного состояния поршня для дизеля 4ЧН12/14 при локальных симметричных и несимметричных граничных условиях теплообмена в камере сгорания. Выполнено прогнозирование ресурсной прочности поршня с использованием моделей эксплуатации автомобильного, комбайнового и тракторного двигателей. Показана необходимость учета локального несимметричного теплообмена в камере сгорания. Табл. 2. Ил. 2. Библиогр. 10 назв.

УДК 621.49

Прохоренко А.А. Дифференциальное уравнение динамики дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи как объекта управления // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 81-85.

Получена система дифференциальных уравнений, описывающая динамические свойства дизеля без наддува с аккумуляторной топливной системой и позволяющая сформировать и реализовать математическую модель исследуемого объекта. Математическая модель двигателя дополнена уравнением регулятора. Модель позволяет расчетными методами определить рациональные параметры электронного регулятора с учетом анализа устойчивости системы и качества переходных процессов. Ил. 2. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43.068.4

Строков А. П. Расчетная оценка гидравлического сопротивления модуля фильтра твердых частиц быстрогодизельного двигателя. Часть 2 / А. П. Строков, А. Н. Кондратенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 86-90.

В работе сформулированы требования к конструктивным параметрам фильтра твердых частиц дизеля. Проведена оценка гидравлического сопротивления модуля для нескольких вариантов конструкции фильтра. Сформулированы рекомендации для уточненного расчета гидравлического сопротивления модуля фильтра твердых частиц дизеля. Ил. 4. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43.052

Мошенцев Ю.Л. Система охлаждения для современных магистральных тепловозов Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко, Д.С. Минчев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 90-94.

Рассмотрены существующие и альтернативные схемы систем охлаждения для двигателей современных магистральных тепловозов. Предложен метод сопоставления различных схем систем охлаждения с целью выбора наиболее компактной и эффективной. Предлагается применение малорасходных систем как наиболее совершенных. На основе предлагаемого метода выбрана рациональная схема системы охлаж-

дения, позволяющая повысить КПД системы охлаждения наддувочного воздуха до 0,94...0,96. Ил. 6. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.824.32 : 621.822.001.24

Тарсис Е.Ю. Квасистатическая и динамическая прочность коленчатого вала/ **Е.Ю. Тарсис, Ю.Л. Тарсис** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 94-99.

Квасистатическая и динамическая прочность коленчатого вала дизеля промышленного трактора исследована на основе проблемно-ориентированного пакета прикладных программ. Обоснована адекватность обеих математических моделей – квазистатической и динамической. Дана оценка влияния вынужденных колебаний коленчатого вала на его прочность. Табл. 1. Ил. 6. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

Алёхин В.И. Исследование влияния размеров литейных дефектов на напряженно-деформированное состояние поршня / **В.И. Алёхин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 99-103.

В данной публикации, посвященной проблеме обеспечения надежной работы и технического совершенства литых деталей поршней для двигателей с принудительным воспламенением, рассматривается исследование влияния размеров литейных дефектов на величину полей напряжений с использованием метода гребневого анализа математических моделей. Табл. 4. Ил. 3. Библиогр. 4 назв..

УДК 621.436

Тырловой С. И. Имитационная модель электронного регулятора частоты вращения автомобильного дизеля / **С. И. Тырловой** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 103-107.

Приведена имитационная модель электронного регулятора частоты вращения высокооборотного автомобильного дизеля с распределительным топливным насосом фирмы Bosch. Выполнено моделирование переходных режимов дизеля с механическим и электронным регуляторами. Проанализировано влияние типа регулятора на характер и устойчивость переходных режимов дизеля. Сопоставлены эксплуатационные показатели дизеля с механическим и электронным регуляторами. Полученные данные позволяют оценить расход топлива, время разгона, выделение сажи в переходных процессах автомобильных дизелей с топливными насосами высокого давления, оснащенных регуляторами различного типа. Ил. 4. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

Таран С. Б. Анализ свойств и структуры чугуна для поршней высокофорсированных ДВС / **С.Б. Таран** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 107-110.

В статье показана возможность ускоренной оценки термической выносливости чугуна с помощью специального критерия (Кт.в.), основной составляющей которого является работа деформации об-

разцов в упруго-пластической области. Обеспечение корректных результатов возможно при условии стабильности получения заданного коэффициента степени компактности графитных включений (Q_T) в чугуне, полученного с помощью компьютерной обработки металлографических шлифов. Ил. 1. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.541

Абрамчук Ф.И. Стенд для испытания и исследования пневмодвигателей / **Ф.И. Абрамчук, А.И. Воронков, А.И. Харченко, С.С. Жилин, И.Н. Никитченко, В.С. Червяк** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 110-117.

Рассмотрено устройство стенда для испытания и исследования пневмодвигателей, созданного на кафедре ДВС ХНАДУ. Рассмотрены его возможности и результаты испытаний четырехцилиндрового V-образного поршневого пневмодвигателя. Табл. 1. Ил. 5. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.433:621.436.068

Парсаданов И.В. Применение водотопливной эмульсии в автотракторном дизеле. Экологическая эффективность. (Часть I) / **И.В. Парсаданов, А.А. Теплицкий, В.В. Солодовников, С.Ю. Белик** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 2. – С. 118-121.

В работе дана оценка экологических характеристик автотракторного дизеля при работе на водотопливной эмульсии. Результаты исследований показали, что применение водотопливной эмульсии на основе стандартного дизельного топлива с эмульгатором, обеспечивающим длительное ее хранение, без изменения конструкции и регулировок автотракторных дизелей обеспечивает эффективное снижение уровня загрязнения окружающей среды токсичными компонентами отработавших газов. Табл. 1. Ил. 5. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.433:621.436.068

Парсаданов И.В. Применение водотопливной эмульсии в автотракторном дизеле. Энергетические и экономические показатели. (Часть II) / **И.В. Парсаданов, А.А. Теплицкий, И.Н. Карягин, В.В. Солодовников, С.А. Кравченко, П.Г. Ходак** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 121-123.

В работе дана оценка изменению энергетических и экологических показателей автотракторного дизеля при работе на водотопливной эмульсии. Применение водотопливной эмульсии на основе дизельного топлива с эмульгатором, обеспечивающим длительность ее хранения, позволяет снизить расход дизельного топлива при обеспечении заданной мощности. Ил. 5.

УДК 629.4.018

Поливянчук А.П. Сравнительный анализ дифференциального и компенсационного способов измерения массового расхода отработавших газов дизеля в микротуннеле // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 123-126.

Исследована эффективность компенсационного способа измерения массового расхода отработавших

газов дизеля в микротуннеле путем сравнения его с дифференциальным способом по критерию точности используемого измерительного оборудования. Ил. 3. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43.016.4

Марченко А.П. Получение корундозлектрета при гальваноплазменной обработке деталей из алюминиевых сплавов / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, В.В. Стариков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. - №1. – С. 127-130.

Рассматривается способ получения электрета на деталях из алюминиевых сплавов способом гальваноплазменной обработки, а также результаты экспериментального измерения плотности поверхностного заряда. Установлено, что плотность поверхностного заряда корундозлектрета на деталях из алюминиевого сплава составила $-3,9 \cdot 10^{-8}$ Кл/см². При этом количество электронов, образующих поверхностный заряд и определяющих величину электретного эффекта n_e , составило $\approx 24,34 \cdot 10^{10}$ 1/см². Ил. 3. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.002:681.324

Осипов К. Н. Моделирование поршневых ДВС в ходе приемосдаточных испытаний по результатам измерений диагностических параметров / К. Н. Осипов, Е. Л. Первухина, Ю. Л. Рапацкий // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. - № 2. – С. 130-133.

Предлагается подход к построению линеаризованной модели двигателей с искровым зажиганием и впрыскиванием бензина в ходе производственных (контрольных и приемосдаточных) испытаний по результатам измерения их диагностических параметров, который заключается в моделировании испытуемых двигателей в окрестностях рабочих точек. Ил. 5. Библиогр. 7 назв.

УДК 681.518

Волошин В.Н. Сравнительный анализ современных систем управления и мониторинга главных

судовых двигателей / В.Н. Волошин, А.Р. Миська // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. - № 2. – С. 134-137.

Приведен сравнительный анализ существующих систем мониторинга и управления главного судового двигателя (TERASAKI, KONSBERG, RT-flex). Отмечены основные ограничения и недостатки действующих систем мониторинга и диагностики судовых энергетических установок, а также систем управления главного двигателя (ГД). Сформулированы основные направления развития систем управления и мониторинга ГД. Сделан вывод о возможности применения методов трендового анализа статистических данных в системах технической диагностики судовых энергетических установок и целесообразности использования результатов трендового анализа для создания систем управления СЭУ по техническому состоянию. Ил. 4. Библиогр. 5 назв.

УДК 681.518.54

Гацуц А.Г. Совершенствование технической эксплуатации судовых энергетических установок / А.Г. Гацуц // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 2. – С. 137-141.

Рассматривается проблема совершенствования технической эксплуатации судовых энергетических установок. Рассмотрены экспертные системы управления судовыми энергетическими установками как наиболее эффективные на сегодняшний день. Определены их недостатки, а именно неполнота их контура знаний. Именно от полноты контура знаний зависит уровень эксплуатации судовых энергетических установок. С целью пополнения данного контура создана математическая модель теплонапряженности цилиндропоршневой группы судового двигателя внутреннего сгорания учитывающей стохастические свойства тепловых потоков. Ил. 3. Библиогр. 11 назв.

УДК 621.438

Тимошевський Б.Г. Експериментальне дослідження параметрів поршневого двз з системою термохімічної конверсії біоетанолу / Б.Г. Тимошевський, М.Р. Ткач, О.С. Митрофанов, А.С. Познанський, А.Ю. Проскурін // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – № 2. – С. 3-8.

Описано конструкцію та принцип дії випробувальної установки для дослідження роботи двигуна з системою термохімічної конверсії біоетанолу. Отримані залежності ступеня конверсії біоетанолу від основних параметрів процесу парової конверсії та геометричних характеристик реактора. Проведено порівняльний аналіз індикаторних діаграм при роботі двигуна на синтез-газі, пропані та бензині. Табл. 1. Іл. 6. Бібліограф. 11 назв.

УДК 621.436.038

Абрамчук Ф.І. Багатокритеріальна оптимізація регулювальних параметрів, що визначають процес згоряння газового двигуна Ф.І. Абрамчук, О.М. Кабанов, А.П. Кузьменко, М.С. Липинський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – № 2. – С. 8-13.

Запропоновано методику вирішення задачі оптимізації регулювальних параметрів, що визначають процес згоряння газового двигуна. Запропоновано критерії якості для максимального повного опису параметрів роботи двигуна на конкретному режимі. Уточнено алгоритм вибору паретовських точок для тривимірного простору. Одержано поле оптимальних значень параметрів процесу згоряння і характеристичних карт малолітражного газового двигуна 4Ч7,5/7,35 з високоенергетичною системою запалювання. Табл. 1. Іл. 7. Бібліограф. 9 назв.

УДК 621.43.003.

Єрошенков С.А. Визначення коефіцієнта залишкових газів в двотактному двигуні з іскровим запалюванням / С.А. Єрошенков, В.А. Корогодський, А.О. Хандримайлов, О.В. Василенко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 13-19.

Експериментально-аналітичним методом досліджень визначені значення коефіцієнта залишкових газів (γ) у двотактному двигуні з іскровим запалюванням при використанні карбюраторної системи живлення й безпосереднього впорскування палива. Дослідження проводилися шляхом одночасного відбору проб газів із циліндра та випускної системи двигуна на такті стиснення, і за допомогою тривимірного моделювання течії газів у циліндрі, впускній і випускній системах. Адекватна математична модель дозволяє визначити γ у двотактному двигуні при зовнішньому й внутрішньому сумішоутворенні в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів роботи. Іл. 6. Бібліограф. 6 назв.

УДК 621.43.016

Триньов О.В. Оцінка ефективності локального охолодження голівки циліндрів дизеля КамАЗ у безмоторному експерименті / О.В. Триньов, В.Т. Коваленко, С.В. Обозний, О.М. Клименко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 19-24.

У статті аналізуються результати безмоторного експерименту з моделюванням локального повітряного охолодження (ЛПО) індивідуальної головки циліндра (ГЦ) дизеля КамАЗ при експлуатаційних температурах. Підтверджено доцільність розробок систем ЛПО на форсованих дизелях автотракторного типу з метою поліпшення теплового стану ГЦ і деталей клапанного вузла. Експериментально отримано істотно більший ефект по

зниженню температури охолоджуваного сідла випускного клапана та самого клапана, досягнутий за рахунок більш високої теплопровідності матеріалу ГЦ та удосконалення конструкції сідла, у порівнянні з раніше отриманим у моторних і безмоторних експериментах. Табл. 1. Іл. 4. Бібліограф. 5 назв.

УДК 621.43.016.4

Марченко А.П. Вплив корундового шару на робочих поверхнях поршнів на процес згоряння у ДВЗ / А. П. Марченко, В.В. Шпаковський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 24-28.

У роботі проаналізовані результати ранніх досліджень підвищення потужності дизелів, оснащених поршнями з керамічним покриттям, проведені порівняльні випробування на моторному стенді зі зняттям індикаторних діаграм тракторного дизеля й реостатні випробування тепловозних дизелів із серійними й з поршнями з корундовим шаром. Підтверджено експериментально твердження про підвищення ефективності ДВЗ при роботі з поршнями з теплоізолюючим корундовим шаром. Дано теоретичне обґрунтування підвищення ефективності ДВЗ із поршнями з корундовим шаром. Табл. 1. Іл. 4. Бібліограф. 12 назв.

УДК 621.436

Марченко А.П. Моделювання прогріву паливної плівки на стінці камери згоряння дизеля з частково-динамічною теплоізоляцією поршня / А.П. Марченко, В.В. Пильов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – № 2. – С. 28-33.

В роботі запропоновано математичну модель прогріву та випаровування паливної плівки на стінці камери згоряння поршня ДВЗ, що ураховує теплообмін. Досліджено вплив наявності частково-динамічної теплоізоляції стінки на її температуру та температуру паливної плівки на ній. Табл. 1. Іл. 4. Бібліограф. 10 назв.

УДК 621.436

Кулманаків С.П. Вплив підвищеного тиску уприскування на передполум'яні процеси і індикаторні показники двигуна 1ЧН 13/14 з топливopодающею апаратурою «Common Rail» / С.П. Кулманаків, С.В. Яковлев // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 34-36.

У даній статті розглядаються матеріали досліджень робочого процесу дизельного двигуна з об'ємно-плівковим сумішоутворенням з топливopодающею апаратурою підвищеного тиску «Common Rail», наведено метод дослідження. У результаті випробувань виявлено, що підвищення тиску впорскування палива призводить до поліпшення енергетичних показників двигуна на всьому діапазоні зміни тиску, у відпрацьованих газах знижуються вміст твердих частинок та окису вуглецю. Знайдено значення тиску впорскування, перевищення якого веде до зростання механічної напруженості деталей циліндропоршневої групи і до зростання концентрації у відпрацьованих газах оксидів азоту. Іл. 3. Бібліограф. 4 назв.

УДК 621.43:068.7

Васильєв І. П. Вплив властивостей біопалив на характеристики впорскування в камеру з постійним тиском / І. П. Васильєв, А. Хайліг, М. Кайзер, Ф. Дінкелякер // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 37-41.

Розглянута можливість створення біопалив із заданими властивостями. Визначено вплив властивостей

палив на характеристики вприскування в камеру з постійним тиском. Розрахунковим способом визначені зміни зовнішньої поверхні і обсягу струменя. Виявлено, що при вприскуванні у біодизельного палива, у порівнянні з дизельним паливом, збільшуються зовнішня поверхня й об'єм струмені. За величиною середнього діаметра Заутера визначені об'єм і зовнішня поверхня краплин біодизельного палива. Табл. 3. Лл. 8. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.43:662.6

Іващенко А.В. Дисперсний склад капель біодизельного палива на виході з форсунки / Іващенко А.В., Горячкін В.Н. // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 41-46.

В роботі приведені методика та результати експериментального дослідження дисперсності розпику біодизельного палива, а також сумішей біодизельного палива з нафтовим. Отримана залежність зміни розміру крапель, що утворюються, від складу паливної суміші. Табл. 1. Лл. 7. Бібліогр. 12. назв.

УДК 621.436

Свищула А.Е. Дослідження оптимізаційної швидкісної характеристики двигуна постійної потужності / А.Е. Свищула, Г.Д. Матієвський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 46-49.

Виконана експериментальна перевірка методики визначення оптимальної частоти обертання колінчастого валу дизеля при роботі за характеристиками постійної потужності. Пропонується коректування залежності оптимальної частоти обертання від потужності двигуна. Показані особливості роботи дизеля за оптимізаційної характеристики для вирішення завдань зниження витрати палива і токсичності відпрацьованих газів. Отримана залежність відносної оптимальної частоти обертання і можливого зниження питомої витрати палива від рівня потужності двигуна. Даний аналіз зниження токсичності відпрацьованих газів при роботі дизеля за оптимізаційної характеристики. Лл. 4. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43

Жуков В. А. Автоматизація теплобалансних випробувань двигунів внутрішнього згоряння / В. А. Жуков, Є. Н. Ніколенко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 50-52.

У статті представлена система автоматизованого збору інформації в процесі випробувань двигунів внутрішнього згоряння, що дозволяє виключити суб'єктивні помилки при проведенні вимірів. Представлена функціональна схема системи збору інформації, описані принципи її роботи. Система може бути використана для виміру параметрів систем змащення й охолодження при дослідженні складових теплового балансу двигунів внутрішнього згоряння, з метою підвищення їх ефективності. Система може використовуватися в навчальних і наукових працях. Лл. 3. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.438:66.045.1:536.27

Ганжа А.М. Підвищення ефективності стаціонарної газотурбінної установки з урахуванням моделювання процесів у регенераторі-повітропідігрівнику / Ганжа А.М., Марченко Н.А. // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – № 2. – С. 53-57.

Розроблено математичні моделі та алгоритми системного аналізу газотурбінної установки з урахуванням ефективності роботи повітропідігрівника і розподілу в ньому локальних теплогидравлічних параметрів. Для

стаціонарної газотурбінної установки розроблені та проаналізовані варіанти конструкції трубчастого регенератора. Визначено максимальний ефективний ККД установки, який можна одержати з використанням регенератора обраної конструкції. Лл. 3. Бібліогр. 5 назв.

УДК 629.113

Подзюев Г.П. Термодинамічна модель регенеративного двотактного двигуна з використанням енергоносіїв на основі гідриду алюмінію / Г.П. Подзюев, У.А. Абдулгасим // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 57-60.

В статті шляхом математичного моделювання визначені найбільш оптимальні діапазони змінення параметричних характеристик циклу в залежності від кількості добавленої води на гідроліз, регенованої теплоти та пероксиду водню для умов виконання роботи, адекватної традиційному Дизелю. Показана структура теплоти, що вводиться в цикл, визначені найбільш оптимальні співвідношення параметрів і принципів переваги двотактного двигуна. Обґрунтовано термодинамічна можливість і достоїнство варіанту зовнішнього згоряння паливної суміші та підготовки робочого тіла поза циліндра поршневого двигуна. Табл. 1. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43

Левтєров А. М. Основи методології дослідження та проектування транспортних ДВЗ, що працюють на альтернативних паливах / А. М. Левтєров // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 61-64.

Виконується аналіз енергоспоживання, умов використання альтернативних палив та заміни останніми традиційного органічного палива. Пропонується методологія дослідження основних характеристик транспортних поршневих ДВЗ, що працюють на різного виду паливах, у відповідності до якої розглядаються різноманітні способи та засоби адаптації двигунів до нових палив, прогнозування індикаторних показників робочих циклів та ефективних показників двигунів, показників токсичності відпрацьованих газів та моторесурсу двигунів. Табл. 1. Лл. 2. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.436

Лісовал А.А. Перевірка адекватності математичної моделі системи автоматичного регулювання дизеля / А.А. Лісовал, О.В. Вербовський, С.В. Костриця // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 64-69.

У статті описаний процес і результати перевірки адекватності математичної моделі САРЧ дизеля 4ЧН12/14. Адекватність розробленої динамічної моделі дизеля з газотурбінним наддувом перевіряли в два етапи: перший – порівнянням експериментальних кривих зовнішньої і часткових швидкісних характеристик дизеля з розрахунковими кривими, отриманих за допомогою динамічної математичної моделі; другий – порівнянням розрахункових і експериментальних кривих, отриманих при розгоні дизеля на гальмівному стенді з навантаженням. Лл. 4. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.436.038

Грицюк О.В. Відпрацювання паливної апаратури автомобільного малолітражного дизеля зі зв'язаною системою керування / О.В. Грицюк, О.М. Врублевський, Г.О. Щербаков, О.О. Овчинніков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 69-74.

Розглядаються можливості нетрадиційної на даний час системи гідропневмомеханічного регулювання з керування цикловою подачею та кутом випередження вприскування палива (КВВП) автомобільного дизеля 4ДТНА1. Показана в умовах безмоторного стенду принципова можливість гнучкої зміни циклової подачі та КВВП в залежності від режиму роботи високообертового малолітражного дизеля. Табл. 1. Лл. 5. Бібліогр. 6 назв.

УДК 629.03

Грицюк О.В. Автономний дворезимний допоміжний електроагрегат для наземних транспортних засобів / **О.В. Грицюк, О.А. Мотора, Є.В. Шаповалов, О.С. Жуков** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2011. – №2. – С. 74-78.

В статті дано опис оригінальної конструкції автономного електроагрегата потужністю до 8 кВт, розробленого в КП ХКБД на базі високообертового малолітражного дизеля серії ДТА. Електроагрегат змонтовано в герметичному контейнері з віброізоляційною підвіскою до стінки транспортного засобу. Експлуатація електроагрегата можлива як на транспортному засобі, так і у виносному варіанті з установкою на ґрунтову поверхню. Дизель має два робочих діапазони частот обертання, що вибираються залежно від завантаження генератора. Табл. 1. Лл. 4. Бібліогр. 5. назв.

УДК 621.43.016.4:621.45.01

Матвєєнко В.В. Результати оцінки ресурсної міцності поршня автотракторного дизеля з урахуванням локального теплообміну в камері згорання / **В.В. Матвєєнко, В.О. Пильов, О.В. Матюха** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2011. – №2. – С. 78-81.

У статті виконано аналіз впливу особливостей задання граничних умов теплообміну поршня на його ресурсну міцність. Проведено розрахунки температурного стану поршня для дизеля 4СН12/14 при локальних симетричних і несиметричних граничних умовах теплообміну в камері згорання. Виконано прогнозування ресурсної міцності поршня з використанням моделей експлуатації автомобільного, комбайнового і тракторного двигунів. Показано необхідність врахування локального несиметричного теплообміну в камері згорання. Табл. 2. Лл. 2. Бібліогр. 10 назв.

УДК 621.49

Прохоренко А.А. Диференціальне рівняння динаміки дизеля з акумуляторною системою паливоподачі як об'єкта керування // Двигуни внутрішнього згорання. – 2011. – №2. – С. 81-85.

Отримана система диференціальних рівнянь, що описує динамічні властивості дизеля без наддуву з акумуляторною паливною системою, яка дозволяє сформулювати й реалізувати математичну модель досліджуваного об'єкта. Математична модель двигуна доповнена рівняннями регулятора. Модель дозволяє розрахунковими методами визначити раціональні параметри електронного регулятора з урахуванням аналізу стійкості системи і якості перехідних процесів. Лл. 2 Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43.068.4

Строков О. П. Розрахункова оцінка гідравлічного опору модуля фільтра твердих частинок швидкохідного дизеля. Частина 2 / **О. П. Строков, О. М. Кондратенко** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2011. – №2. – С. 86-90.

В роботі сформульовано вимоги до конструктивних параметрів фільтра твердих частинок дизеля. Проведена оцінка гідравлічного опору модуля для декількох варіантів конструкції фільтра. Сформульовано рекомендації для уточненого розрахунку гідравлічного опору модуля фільтра твердих частинок дизеля. Лл. 4. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43.052

Ю.Л. Мошенцев Система охолодження для сучасних магістральних тепловозів / **Ю.Л. Мошенцев, О.А. Гогоренко, Д.С. Мінчев** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2011. – №2. – С. 90-94.

Розглянуто існуючі і альтернативні схеми систем охолодження для сучасних двигунів магістральних тепловозів. Запропоновано метод зіставлення різних схем систем охолодження з метою вибору найбільш компактною та ефективною. Пропонується застосування маловитратних систем як найбільш досконалих. На підставі запропонованого методу обрана раціональна схема системи охолодження, що дозволяє підвищити ККД системи за охолодження наддувочного повітря до 0,94...0,96. Лл. 6. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.824.32 : 621.822.001.24

Тарсіс К.Ю. Квазістатична та динамічна міцність колінчастого вала / **К.Ю. Тарсіс, Ю.Л. Тарсіс** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2011. – №2. – С. 94-99.

Квазістатична та динамічна міцність колінчастого вала дизеля промислового трактора досліджена на основі проблемно-орієнтованого пакету прикладних програм. Доведена адекватність обох математичних моделей – квазістатичної та динамічної. Надано оцінку впливу небезпечних вимушених коливань колінчастого вала на його міцність. Табл. 1. Лл. 6. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

Альохін В.І. Дослідження впливу розмірів ливарних дефектів на напружено-деформований стан поршня / **В.І. Альохін, О.В. Білогуб, О.В. Акімов** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2011. – №2. – С. 99-103.

У даній публікації, присвяченій проблемі забезпечення надійної роботи і технічної досконалості литих деталей поршнів для двигунів з примусовим запалюванням, розглядається дослідження впливу розмірів ливарних дефектів на величину полів напружень з використанням методу гребневого аналізу математичних моделей. Табл. 4. Лл. 3. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.436

Тирловий С.І. Імітаційна модель електронного регулятора частоти обертання автомобільного дизеля / **С.І. Тирловий** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2011. – №2. – С. 103-107.

Приведено імітаційну модель електронного регулятора частоти обертання високообертового автомобільного дизеля з розподільним паливним насосом фірми Bosch. Виконано моделювання перехідних режимів дизеля. Проаналізовано вплив типу регулятора на характер і усталеність перехідних режимів дизеля з механічним та електронним регуляторами. Зіставлені експлуатаційні показники дизеля з механічним і електронним регуляторами. Отримані дані дозволяють оцінити витрату палива, час розгону, виділення сажі в перехідних процесах автомобільних дизелів з паливними насосами високого тиску, оснащених регуляторами різного типу. Лл. 4. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

Таран С. Б. Аналіз властивостей і структури чавуну для поршнів високофорсованих ДВЗ / С.Б. Таран // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 107-110.

У статті показана можливість прискореної оцінки термічної витривалості чавуну за допомогою спеціального критерію (К т.в.), основною складовою якого є робота деформації зразків в пружно-пластичній області. Забезпечення коректних результатів можливе за умови стабільності отримання заданого коефіцієнта міри компактності графітних включень (Q_g) в чавуні, отриманого за допомогою комп'ютерної обробки металографічних шліфів. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.541

Абрамчук Ф.І. Стенд для випробування і дослідження пневмодвигунів / Ф.І. Абрамчук, О.І. Воронков, А.І. Харченко, С.С. Жилін, І.М. Нікітченко В.С. Червяк // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. № 2 – С. 110-117.

Розглянуто будову стенда для випробування і дослідження пневмодвигунів, створеного на кафедрі ДВЗ ХНАДУ. Розглянуто його можливості і результати випробувань чотирициліндрового V-подібного пневмодвигуна. Табл. 1. Іл. 5. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.433:621.436.068

Парсadanов І.В. Застосування водопаливної емульсії в автотракторному дизелі. Екологічна ефективність. (Частина І) / І.В. Парсadanов, О.А. Теплицький, В.В. Солодовніков, С.Ю. Білик // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 118-121.

У роботі дана оцінка екологічних характеристик автотракторного дизеля при роботі на водопаливній емульсії. Результати досліджень показали, що застосування водопаливної емульсії на основі стандартного дизельного палива з емульгатором, що забезпечує тривале її зберігання, без зміни конструкції й регулювань автотракторних дизелів забезпечує ефективне зниження рівня забруднення навколишнього середовища токсичними компонентами відпрацьованих газів. Табл. 1. Іл. 5. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.433:621.436.068

Парсadanов І.В. Застосування водопаливної емульсії в автотракторному дизелі. Енергетичні і економічні показники. (Частина ІІ) І.В. Парсadanов, О.А. Теплицький, І.Н. Карягін, В.В. Солодовніков, С.О. Кравченко, П.Г. Ходак // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 121-123.

У роботі дана оцінка зміни енергетичних і екологічних показників автотракторного дизеля при роботі на водопаливній емульсії. Вживання водопаливної емульсії на основі дизельного палива з емульгатором, що забезпечує тривалість її зберігання, дозволяє понизити витрату дизельного палива при забезпеченні заданої потужності. Іл. 5.

УДК 629.4.018

Поливанчук А.П. Порівняльний аналіз диференціального і компенсаційного способів виміру масової витрати відпрацьованих газів дизеля в мікротунелі // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 123-126.

Досліджена ефективність компенсаційного способу виміру масової витрати відпрацьованих газів дизеля в мікротунелі шляхом порівняння його з диференціальним способом за критерієм точності використовуваного вимірювального встаткування. Іл. 3. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43.016.4

Марченко А.П. Одержання корундоелектрету при гальваноплазменій обробці деталей з алюмінієвих сплавів / А. П. Марченко, В.В. Шпаковський, В.В. Старіков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 127-130.

Розглядається спосіб одержання електрета на деталях з алюмінієвих сплавів способом гальваноплазменій обробки, а також результати експериментального виміру щільності поверхневого заряду. Установлено, що щільність поверхневого заряду корундоелектрету на деталях з алюмінієвого сплаву склала $-3,9 \cdot 10^{-8} \text{ Кл/см}^2$. При цьому кількість електронів, що утворюють поверхневий заряд і визначають величину електретного ефекту n_e , склало $\approx 24,34 \cdot 10^{10} \text{ 1/см}^2$. Іл. 3. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.002:681.324

Осіпов К. М. Моделювання поршневих ДВЗ у ході приймальноздавальних випробувань за результатами вимірів діагностичних параметрів / К. М. Осіпов, О. Л. Первухіна, Ю. Л. Рапацький // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 130-133.

Пропонується підхід до побудови лінійної моделі поршневих двигунів з іскровим запалюванням і вприскуванням бензину в ході контрольних і прийомоздавальних випробувань за результатами виміру їх діагностичних параметрів, який полягає у моделюванні випробуваних двигунів на околицях робочих крапках. Іл. 5. Бібліогр. 7 назв.

УДК 681.518

Волошин В.М. Порівняльний аналіз сучасних систем управління та моніторингу головних суднових двигунів / В.М. Волошин, О.Р.Миська // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 134-137.

Наведено порівняльний аналіз існуючих систем моніторингу і управління головного двигуна (TERASAKI, KONSBERG, RT-flex). Визначені основні обмеження і недоліки діючих систем моніторингу та діагностики суднових енергетичних установок, а також систем управління головного двигуна. Сформульовані основні напрямки розвитку систем управління і моніторингу ГД. Зроблено висновок про можливість застосування методів трендового аналізу статистичних даних в системах технічної діагностики суднових енергетичних установок та доцільність використання результатів трендового аналізу для створення систем управління СЕУ за технічним станом. Іл. 4. Бібліогр. 5 назв.

УДК 681.518.54

Гацуц А.Г. Удосконалення технічної експлуатації суднових енергетичних установок / А.Г. Гацуц // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2011. – №2. – С. 137-141.

Розглядається проблема удосконалення технічної експлуатації суднових енергетичних установок. Розглянуті експертні системи управління судновими енергетичними установками як найбільш ефективні на сьогоднішній день. Визначені їх недоліки, а саме неповнота їх контура знань. Саме від повноти контуру знань залежить рівень експлуатації судновими енергетичними установками. З метою поповнення даного контуру створена математична модель теплонапруженості циліндропоршневої групи суднового двигуна внутрішнього згоряння враховуючої стохастичні властивості теплових потоків. Іл. 3. Бібліогр. 11 назв.

Научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания" имеет периодичность выхода - 2 раза в год. Основная цель издания - дать возможность опубликовать научные труды и статьи преподавателям, научным сотрудникам, 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".**

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

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ:

размер бумаги А4 (210х297 мм);

- левое, правое, верхнее и нижнее поля - 25 мм;
- шрифт Times New Roman, 10 кегль;
- межстрочный интервал – 1,2;
- рисунки, схемы и графики выполняются в черно-белом варианте внедренными в текст статьи;
- список литературы оформляется в соответствии с требованиями ДСТУ, а также переведенный через транслитерацию, а также переведенный через транслитерацию.

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 настоящими 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

Відповідальний за випуск: І.В. Рикова

Підписано до друку 31.08.2011 р. Формат 60*84 1/8. Папір офсетний.

Гарнітура Times. Віддруковано на різнографі.

Умовн. друк. арк. 20,1 . Обл. вид. арк. 16,5 .

Замовлення № 64/08/11. Наклад 300 прим. Ціна договірна

Віддруковано ПП "ЄВРОМЕДІЯ"

Свідоцтво № 33607826 видане Виконавчим комітетом
Харківської Міської Ради від 14.07.2005 р.