

Двигатели Внутреннего Сгорания

2'2010

*Всеукраинский
научно-технический журнал*



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2010

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

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

А.П. Марченко, В.А. Пылев, Л.П. Семенов, Н.И. Литвинцева,
Г.В. Павлова

У истоков специальности ДВС в Национальном техническом
университете «Харьковский политехнический институт». 3

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко

Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых
процессов ДВС. 7

А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, А.А. Прохоренко,
А.Н. Севастьянов

Исследование двухфазного впрыскивания топлива в высоко-
оборотном малолитражном дизеле серии ДТА. 13

В.С. Кулис, В.А. Романов, А.И. Рыбалко, Ю.А. Постол

О возможной аппроксимации рабочего цикла двигателя
Стирлинга. 18

В.А. Корогодський, А.О. Хандримайлов, Є.С. Грайворонський

Дослідження процесів масо – і теплообміну у паливному стру-
мені з периферійним розподіленням палива. 22

А.И. Крайнюк, С.А. Алехин, С.В. Алексеев, А.А. Крайнюк

Имитационная модель системы наддува глубокого охлажде-
ния наддувочного воздуха. 27

A.V. Goncharenko

Fuel oil atomization characteristics smoothed by a logarithm nor-
mal distribution for marine diesel engines. 34

А.П. Марченко, И.Н. Карягин, И.И. Сукачев

Влияние температуры стенок камеры сгорания на испарение
и выгорание топлива в форсированных дизелях. 40

Н.А. Крестлинг, В.В. Попов

Применение теплонасосных установок на морских судах. 46

А.П. Марченко, В.В. Шпаковский

Экспериментальные исследования рабочего процесса в камере
сгорания ДВС с теплоизолированным поршнем. 49

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

С.А. Алехин, В.В. Салтовский, В.И. Прокопович

Силовая установка для бронетехники. 54

А.А. Лисовал, С.В. Кострица, А.В. Вербовский

Микропроцессорный регулятор дизеля и расчёт цикловой
подачи топлива. 58

В.И. Алехин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов

Модернизация методологии расчета детали поршня на проч-
ность в местах дислокации дефектов усадочного характера. . . . 62

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

<i>О.В. Триньов, В.Т. Коваленко, А.Т. Тихоненко, О.М. Клименко, Д.А. Куртов</i>	
Аналіз напруженого стану випускних клапанів швидкохідного дизеля при прикладанні механічного навантаження.	65
<i>В.Н. Конкин, С.М. Школьный</i>	
Определение напряженно-деформированного состояния кривошипно-шатунного механизма воздушного компрессора.	70
<i>В.А. Пылев, А.В. Белогуб</i>	
Особенности термомеханического нагружения и учета ресурсной прочности тонкостенного поршня бензинового ДВС.	74
<i>А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко</i>	
Методы и средства системного анализа поверхностных теплообменных аппаратов паро-газотурбинных и дизельгенераторных энергоустановок.	82
<i>А.И. Тарасенко</i>	
Применение стандартных алгоритмов в малооборотном дизеле с регулятором на основе управляющей ЭВМ.	86
<i>В.Т. Турчин, В.В. Матвеев, В.О. Пильов, С.М. Бакланов</i>	
Аналіз ефективності застосування економічних теоретичних моделей експлуатації тракторних дизелів для оцінки ресурсної міцності поршнів.	89
<i>В.В. Шпаковский</i>	
Влияние частично-динамической теплоизоляции на температурное состояние поверхности поршня.	92

ЕКОЛОГІЗАЦІЯ ДВС

<i>Д.Д. Матиевский, С.С. Кулманаков</i>	
Обеспечение перспективных экологических норм ДВС за счет применения смесевых биотоплив.	96
<i>А. П. Строков, А.Н. Кондратенко</i>	
Современные методы очистки отработавших газов дизелей от твердых частиц.	99
<i>П.М. Канило, И.В. Парсаданов</i>	
Проблемы сжигания ископаемых топлив и глобальное потепление климата.	104
<i>А.П. Поливянчук</i>	
Повышение точности гравиметрического метода измерений удельного выброса твердых частиц с отработавшими газами дизеля.	110
<i>А.М. Левтеров, Л.І. Левтерова, Н.Ю. Гладкова</i>	
Образование монооксида азота и исследование влияния на его эмиссию регулируемых параметров двигателя и вида используемого топлива.	113

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

<i>В.Н. Шеремет, Н.А. Ткачук, В.Г. Гончаров</i>	
Повышение ресурса тяжело нагруженных элементов ДВС путем дискретного упрочнения деталей. Моделирование напряженно-деформированного состояния.	118
<i>А.К. Каукаров, Т. М. Мендебаяв, В.Г. Некрасов, М.К. Куанышев</i>	
Исследование сухого уплотнения поршня двигателя внутреннего сгорания.	123
<i>С.Н. Соловьев, С.Ж. Боду</i>	
К назначению посадок и зазоров цилиндропоршневых сопряжений герметичных компрессоров.	127
<i>С.Б.Таран, О.В. Акимов, А.П. Марченко</i>	
Реальные перспективы использования чугуна с вермикулярным графитом для поршней высокофорсированных ДВС.	129
<i>Н.Я. Яхьяев, Н.М. Вагабов</i>	
Экспериментальное исследование деформации втулок цилиндров при сборке малоразмерного дизеля 4С48,5/11.	133

ЕКСПЛУАТАЦІЯ ДВС

<i>Д.М. Барановський, О.Ю. Жулай</i>	
Теоретична оцінка залежності діагностичних параметрів і надійності дизелів.	137

ГИПОТЕЗЫ, ПРЕДЛОЖЕНИЯ

<i>В.Н. Бганцев</i>	
Использование когенерационных установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания в системах активации малодебетных нефтяных скважин.	141
<i>П.Ю. Нечволод</i>	
Использование поршневой когенерационной установки работающей на шахтном газе.	143
РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ.	147

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2010. – №2. – 160 с.

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

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 6 от 06.07.2010 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2010.

К 100-летию начала чтения лекций по ДВС в НТУ "ХПИ"

*А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.А. Пылев, д-р техн. наук,
Л.П. Семененко, канд. техн. наук, Н.И. Литвинцева, инж., Г.В. Павлова, инж.*

У ИСТОКОВ СПЕЦИАЛЬНОСТИ ДВС В НАЦИОНАЛЬНОМ ТЕХНИЧЕСКОМ УНИВЕРСИТЕТЕ «ХАРЬКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ»

Харьковская школа двигателестроителей – одна с наистарейших и известнейших школ соответствующего профиля. Скоро столетие, как развиваются и поддерживаются ее традиции, которые были заложены в период создания данной специальности и кафедры в Харьковском технологическом институте, который ныне носит имя Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт".

Мы хорошо знаем, что с появлением в 1918 году кафедр при одной из них, кафедре общего машиностроения, была выделена специальность теории и устройства термических двигателей, а с 1920 г. – двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Именно с 1920 г. в стенах ХТИ начинается педагогическая деятельность Василия Трофимовича Цветкова (годы жизни 1887 - 1954 г.г.), человека-легенды, который внес неоценимый вклад как в организацию двигателестроения на юге России, так и в создание собственной конструкторской и научно-педагогической школы.

В.Т. Цветков закончил ХТИ в 1911 г. с золотой медалью, и получил специальность инженера технолога. С 1911 по 1932 г.г. он плодотворно работает на Харьковском паровозостроительном заводе (ХПЗ, ныне – ГП "Завод имени Малышева").

До 1914 г. В.Т. Цветков работает конструктором в конструкторском бюро тепловых двигателей, с 1914 по 1920 г.г. – помощником начальника цеха, с 1920-1928 г.г. – помощником главного инженера, начальником машиностроительного отдела завода, с 1928 по 1932 г.г. – техническим директором завода.

Одновременно, с 1920 по 1929 г.г., В.Т. Цветков преподаватель, доцент, профессор ХТИ. Он читает лекции по тепловым двигателям, газовым машинам, дизелям, паровым турбинам.

С 1929 г. он заведующий секцией двигателей внутреннего сгорания научно-исследовательской кафедры теплотехники ХТИ. В этом году по его инициативе в ХТИ создается лаборатория ДВС, которую до апреля 1931 г. возглавлял профессор Яков Моисеевич Майер, ученик В.Т. Цветкова (защитил дипломный проект в 1924 г. под его руководством, в 1928-1929 г.г. – ректор ХТИ).

С 1930 г. проф. Цветков В.Т. – заведующий кафедрой ДВС Харьковского механико-машиностроительного института (ХММИ), организованного на базе ХТИ, с 1936 г. – декан факультета тепловых и гидравлических машин.

Известны имена соратников Цветкова периода становления специальности и образования кафедры. Это талантливые ученые и инженеры, ученики и последователи Карпенко Владимир Григорьевич, Константинов Василий Александрович, Брускин Александр Давыдович, Челпан Константин Федорович, Глаголев Николай Матвеевич, Воронкин Алексей Александрович и многие другие.

Гораздо меньше информации о предшественниках этих выдающихся личностей, ученых, педагогах, организаторах. Сегодня мы лишь приоткроем страницу нашей истории, о тех, кто создавал основу для развития специальности, а в последствии – кафедры ДВС НТУ "ХПИ".

С момента образования в 1885 г. ХТИ и до 1920 г. в нашем университете было лишь два отделения (факультета), механический и химический. Интересным представляется знакомство с программами курсов этих отделений. Так на третьем курсе общими для всех студентов дисциплинами являлись "Механическая теория теплоты", "Теория и устройство паровых котлов", "Технология металлов", "Архитектурное проектирование". Среди 11 дисциплин, читаемых на механическом отделении, встречаем "Приложения механической теории теплоты", "Гидравлику", "Устройство паровых машин". Не менее интересным является факт, что среди шести предметов, излагаемых "исключительно для студентов химического отделения" встречаем "Теорию и устройство паровых котлов", "Паровые машины и другие термические двигатели". При этом последний из указанных курсов включал три раздела: "Паровые двигатели", "Газовые двигатели", "Бензиновые и керосиновые двигатели".

Эти дисциплины, а также "Термодинамику" и "Техническую термодинамику" в разные годы в ХТИ читали такие выдающиеся личности как Погорелко Александр Константинович (1885-1895 г.г.), Шимков Андрей Петрович (1887-1894 г.г.), Зернов Дмитрий Степанович (1898-1902 г.г.), Шиллер Николай Николаевич (1903-1905 г.г.), Рогов-

ский Евгений Александрович (1906-1910 г.г.), Доррер Сергей Иосифович (1910-1919 г.г.), за которыми с 1920 г. следует фамилия Цветкова В.Т.

Студенты и преподаватели ХТИ изучая предметы по этим направлениям обращались к первоисточникам, читая в оригинале труды таких известных ученых как Мариотта "Сочинения" ("Oeuvres de M. Mariotte") 1740 года издания; Д'Аламбера "Трактат по динамике" ("Traité de dynamique") 1758 г.; Гей-Люсака "Физико-химические исследования" ("Recherches physico-chimiques") 1811 г.; Карно "Размышления о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу" ("Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres a développer cette puissance") 1824 г.; Клаузиуса "Механическая теория теплоты" ("Die mechanische wärmetheorie") 1879 г.; Томсона лорда Кельвина "Трактат о натуральной философии" ("Treatise on natural philosophy") 1885 г., а также Шимкова А.П. (?), Шиллера Н.Н. (1894 г.), Зернова Д.С. (1900 г.), Карпенко В.Г. (1913 г.). Эти и многие другие издания до сих пор бережно хранятся в Научно-технической библиотеке НТУ "ХПИ" и входят в Государственный реестр книжных памятников Украины.

Таким образом, к концу 19-го века в ХТИ были созданы все условия для перехода к чтению лекций по двигателям внутреннего сгорания, как самостоятельной дисциплины, а в последствии – к образованию специальности и кафедры.

Кто же первым в ХТИ вошел в аудиторию для чтения лекций по ДВС, выполнения практических занятий, курсовых проектов? Судьба распорядилась так, что им стал граф Сергей Иосифович Доррер (1887-1942).

И.С. Доррер окончил ХТИ в 1903 году, "пройдя полный курс наук по механическому отделению, получив диплом, удостоен звания инженер-технолог". В 1905 г. он получает диплом стипендиата министерства Народного Просвещения и оставлен при ХТИ инженером-технологом.

В те годы для себя он принимает решение специализироваться в бурно развивающейся электротехнической отрасли и подает прошение командировать его с "ученой целью" за границу для осмотра и работы на зарубежных электротехнических заводах. Он пишет: "В связи с фактической невозможностью пользоваться в данное время русскими промышленными заведениями, ввиду препятствий, которые встречает желающий ознакомиться с производством работ на русских электротехнических заводах, я желал бы посвятить время в 1906 г. работе на зарубежных заводах". В связи с данным прошением С.И. Доррер переведен на два

года из стипендиата внутри России в стипендиаты за границей.

Будучи за границей, С.И. Доррер увидел такое бурное развитие паровых турбин и двигателей внутреннего сгорания, которое за десятилетие поставило их по значению в один уровень с паровой машиной, не знавшей, как тепловой двигатель, соперниц в течение ста лет. И он принимает для себя другое, радикально отличное от первоначального, решение. В одном из регулярных отчетов о командировке он пишет: "Ввиду того, что затраченный мною труд на теоретическую подготовку одинаково полезен для изучения любого спец. предмета, выбор мой остановлен на "Тепловых двигателях", изучению этого предмета я и решил посвятить время моего переживания за границей".

После возвращения из заграничной командировки в сентябре 1908 г. С.И. Доррер был зачислен в состав преподавателей ХТИ. В этом же году он заканчивает свою работу "О тепловой энергии", и уже в 1909 г. согласно решению Учебного комитета ХТИ вводит необязательный курс "Двигатели внутреннего сгорания" объемом 1 годовой час в неделю. Число слушателей в течение года колебалось в среднем 8 человек. В этом же году им подготовлен к печати литографический курс "Руководство для обработки опытов с тепловыми двигателями".

В 1910 г. по постановлению Учебного комитета в институте ввели предмет ДВС уже как обязательный, и ведет его граф Доррер С.И. В этом же году он подает прошение на преподавание предмета термодинамики.

В 1910 г. С.И. Доррер был командирован на "Съезд специалистов по построению и применению ДВС", где слушает выступления известных специалистов, в том числе – Рудольфа Дизеля. В этом же году под его руководством осуществлена экскурсия в г. Москву и С.-Петербург студентов ХТИ, проектирующих паровые турбины и ДВС.

В период с 1910-по 1913 г.г. С.И. Доррер неоднократно выезжает в командировки в Москву, С.-Петербург, Ригу, Киев, за границу, где знакомится с новейшими конструкциями ДВС, преимущественно сельскохозяйственного назначения. В 1913 г. подает прошение "об исполнении студентами 4-го курса проектов по ДВС взамен проектов по паровым машинам", а в 1914 г. – прошение руководить главными проектами по устройству силовых пневматических станций, оборудованных ДВС или паровыми турбинами.

В библиотеке НТУ "ХПИ" мы находим учебную нагрузку Доррера С.И. на 1913-1914 учебный год. Она изображена на рисунке.

— 56 —

Наименование лицъ	ПРЕДМЕТЫ	Число ча- совъ	Плата за го- довую часть	Итого	Всего
Дорреръ	Термодинамика	1 ^{1/2}	200	300	2280
	Паровыя турбины	1	200	200	
	Двигатели внутреннего сгорания. Проектиров. паровыхъ турбинъ и двигателей внутреннего сго- ранія при силовыхъ станціяхъ.	1	200	200	
	Техническое черченіе I	5	120	600	
	Техническое черченіе II	4	120	480	
	Практическія занятія по испы- танію двигателей и котловъ .	2	150	300	

В 1914 г. по инициативе Харьковского Общества Сельского Хозяйства с целью обоснования выбора двигателей в ХТИ были проведены испытания 14 двигателей "сельскохозяйственного типа". К финансированию испытаний были привлечены Департамент Земледелия, Харьковское Полтавское, Волынское, Екатеринославское и Курское Губернские Земства, Съезд Бакинских Нефтепромышленников. Товариществом нефтяного производства братьев Нобель отпущены безвозмездно необходимые количества жидкого топлива и смазочных масел.

Важность исследований подтверждает также факт, что в состав Экспертной комиссии входили такие профессора как К.А. Зворыкин (председатель), Г.А. Латышев, Г.Ф. Проскура, А.М. Соломко, В.Э. Тигр, Г.И. Орлов, а также преподаватели А.П. Комаров, М.И. Кузнецов, К.Н. Урсу, Г.Н. Гулинов, гр. С.И. Доррер и другие. Кроме этого, были организованы курсы среди студентов-технологов, желающих принять участие в испытаниях. Курсы проведены преподавателем Доррером С.И. и инженером Южно-русского Общества надзора за паровыми котлами Э.К. Энглунда.

Занимаясь преподавательской деятельностью, С.И. Доррер постоянно активно работает над учебной литературой. Кроме выше указанных изданий, известны такие его работы как "Паровые турбины: теория и расчет" (1910, 1911, 1912 г.г.), "Техническая термодинамика. Вып. 1" (1912 г.), "Техническая термодинамика: теория газов. Вып. 3" (1914 г.), "Техническая термодинамика: теория газов.

Вып. 2" (1916 г.).

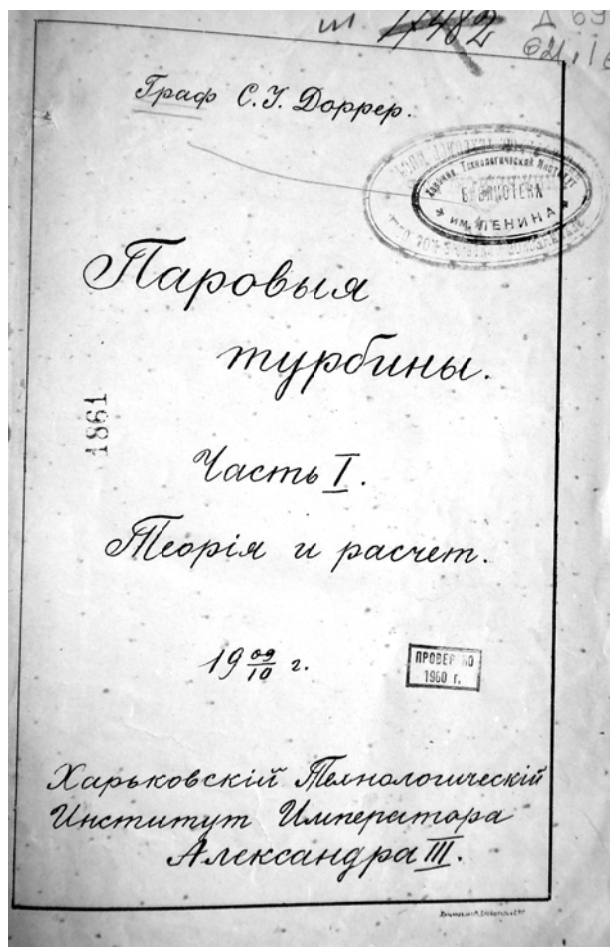
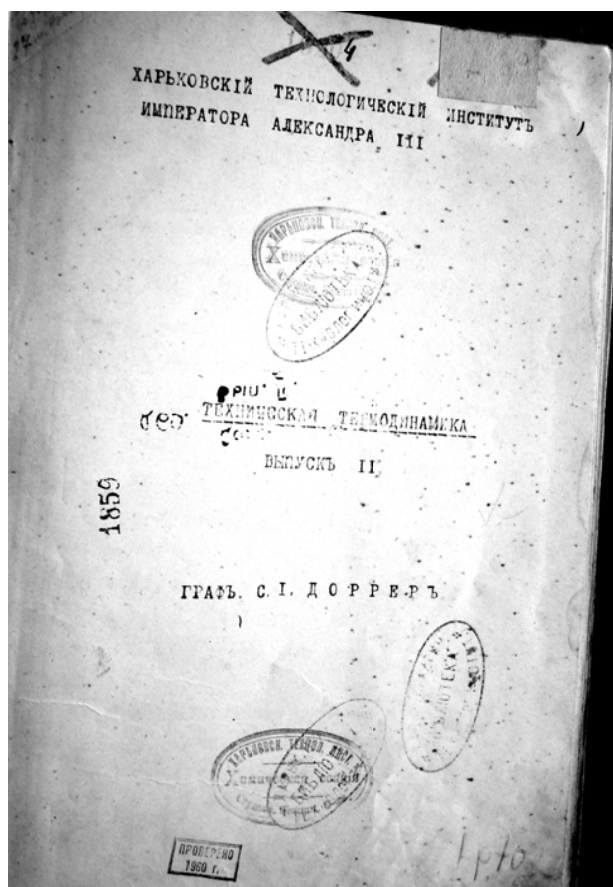
Ниже приведены два примера его литографических изданий.

Имея высокую теоретическую подготовку и большой практический опыт, в своих работах граф Доррер обращал внимание на достижение цели грамотного и глубокого усвоения материала, всегда старался показать практическую сторону его применения инженерами.

Последние сведения о пребывании С.И. Доррера в стенах ХТИ датируются 1919 годом. Он читает курсы: техническая термодинамика, ДВС, паровые турбины. Руководит проектами установок с ДВС и паровых турбин. В это время он едет в командировку в Ростов на Дону "по служебным делам совместно со своей семьей, состоящей из жены и двух детей для возможности вывести свою семью на юг ввиду тревожного времени".

Дальнейшие сведения о графе Доррере С.И. мы нашли в материалах студенческой газеты "Техника и коммунизм" Донецкого горного техникума, образованного в 1921 г.

Становление техникума проходило в крайне неблагоприятных условиях. После гражданской войны бездействовали шахты, металлургические, коксовые, машиностроительные заводы, были разрушены железные дороги. Новое руководство страны придавало большое значение восстановлению Донбасса. Для этого необходимы были инженерные кадры, а горная промышленность остро нуждалась в специалистах высокой квалификации.



Известно, что для ведения специальных предметов приглашались инженеры с промышленных предприятий, профессора из Харькова, Екатеринослава, Новочеркасска и других городов...

На рабфаке Донецкого горного техникума учился и будущий глава СССР, Никита Хрущев. Именно Донтехникум дал старт его политической карьеры. И именно ему, студенту и секретарю партийной ячейки, принадлежит большая заслуга в организации и налаживании регулярной издательской деятельности в техникуме. О чем же писала студенческая газета? Конечно же, важнейшей темой была идеология. Воспитывали не только студентов, но и преподавателей. Например, профессор С.И. Доррер, читая лекции, высказал одобрение зарубежной технике. И это ему было поставлено в вину в одной из статей...

В дальнейшем профессор Доррер – заведующий кафедрой Московского авиационного института, репрессирован в 1937 году, умер в заключении в 1942 году.

На этом сведения о первом лекторе предмета ДВС в НТУ "ХПИ" на сегодня заканчиваются, поиски информации продолжаются.

Но нам доподлинно известно, что все годы, проведенные в стенах ХТИ, С.И. Доррер позиционировал себя как прогрессивный человек своего времени. Изучая имеющийся опыт проектирования и эксплуатации тепловых машин, он щедро передавал свои знания студентам. Достижения зарубежного двигателестроения он стремился применить к отечественным разработкам и, тем самым, способствовал развитию этой отрасли машиностроения у себя на Родине, в России.

При подготовке статьи использованы документы Государственного архива Харьковской области, материалы Научно-технической библиотеки Национального технического университета "Харьковский политехнический институт", интернет-источники.

Библиографические данные о указанных в статье ученых представлены на сайте библиотеки университета по ссылке <http://library.kpi.kharkov.ua>, также с ними можно ознакомиться в фондах библиотеки

УДК 621.43

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, А.Н. Авраменко, канд. техн. наук.

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ ДВС

Введение

В последнее время основное внимание в современном двигателестроении уделяется проблемам улучшения экономических и экологических показателей ДВС при обеспечении заданного моторесурса. Ужесточение требований к токсичности отработавших газов ДВС вызывает необходимость при разработке новой модификации двигателя решать ряд компромиссных задач, которые неизбежно оказывают влияние на его технико-экономические показатели.

Доводка ДВС и, соответственно, расчетно-теоретическая и экспериментальная оценка показателей рабочего цикла требует значительных материальных и временных затрат.

Использование современных программных комплексов позволяет расчетным путем оценивать экономические и экологические показатели ДВС еще на стадии проектирования, что дает возможность существенно сократить сроки создания и доводки новой модификации двигателя, обладающего высокими технико-экономическими и экологическими показателями.

Анализ публикаций

Повышение уровня форсирования современных дизелей оказывает неизбежное влияние на технико-экономические, экологические и ресурсные показатели ДВС, что в свою очередь, требует их комплексной оценки и совершенствования показателей качества.

Как следует из ряда зарубежных публикаций [1 – 4], современные программные комплексы, такие как AVL Fire, Ansys, KIVA и другие позволяют с высокой степенью достоверности моделировать внутрицилиндровые процессы ДВС различных типов.

Возможности этих программных комплексов при моделировании рабочего цикла ДВС позволяют учитывать конфигурацию камеры сгорания (КС), кинематику кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, параметры топливоподачи, состав топлива, параметры окружающей среды и другие факторы.

С использованием численных методов можно оценивать параметры рабочего цикла ДВС и токсичность продуктов сгорания.

По свидетельству авторов [3, 4] при использовании численных методов для моделирования рабочего цикла ДВС удается добиться почти 100 % совпадения расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм, а расчетные значения выбросов оксидов азота NO_x , например для дизелей Caterpillar 3401, 3406 и OM-355 Mercedes Benz, отличаются от экспериментальных в среднем на 5 – 15 % в зависимости от режима работы дизеля.

Результаты расчета рабочего цикла в дальнейшем можно использовать для решения сопряженной задачи среда – твердое тело с последующим расчетом температур, напряжений и деформаций деталей КС. При этом, в зависимости от версии программного обеспечения для передачи граничных условий (ГУ) теплообмена и характера их распределения по поверхности КС в термоструктурный анализ иногда возникает необходимость для выбранного временного интервала повторять газодинамический расчет [5].

Таким образом, по результатам литературного обзора можно сделать вывод, что совершенствование показателей ДВС по таким параметрам, как топливная экономичность, токсичность отработавших газов (ОГ) и моторесурс является приоритетным направлением развития двигателестроения, а использование современных программных комплексов в сочетании с экспериментальными исследованиями позволяет существенно ускорить процесс доводки и снизить материальные затраты.

Цель и задачи исследования

Цель работы – усовершенствование программного комплекса путем дополнения программного модуля синтеза расчетной области КС произвольной формы, настройка параметров моделей процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля, демонстрация возможностей программного комплекса и проверка полученных результатов на адекватность.

В работе ставились такие задачи:

- провести литературный обзор по современным методам моделирования рабочего цикла и расчетной оценке состава продуктов сгорания дизеля;
- дополнение программного комплекса мо-

дулем синтеза расчетной области КС произвольной формы;

- настройка параметров моделей процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля;
- рассмотреть возможности программного комплекса для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС;
- с использованием численных методов выполнить расчет рабочего цикла дизеля при работе на режиме номинальной мощности;
- оценить состав продуктов сгорания по таким компонентам как NO, CO и твердые частицы (ТЧ);
- сравнить результаты расчета состава продуктов сгорания с данными эксперимента и результатами расчета с использованием методик других авторов;
- оценить адекватность полученных результатов.

Основные этапы и результаты исследования

Программный комплекс позволяет проводить численное моделирование рабочего цикла ДВС с КС произвольной конфигурации, например цилиндрической, тороидальной, полусферической, типа ЦНИДИ, Гессельмана и др.

В представленной работе рассматривается расчет сжимаемого турбулентного течения топливовоздушной смеси в цилиндре дизеля в нестационарной постановке. С учетом рекомендаций компаний AVL и Ricardo для описания турбулентных течений в цилиндре ДВС выбрана $k-\varepsilon$ модель [6, 7].

Для моделирования динамики распространения топливных факелов в КС в программном комплексе используется модель распада струи Wave Breakup Model [8 – 10]. Область сопловых отверстий распылителя находится в стационарной зоне расчетной сетки, что позволяет без изменений применять установочные параметры, полученные в результате моделирования распространения струй топлива для последующего расчета рабочего цикла дизеля.

В расчете процесса наполнения цилиндра учитывается наличие остаточных газов в цилиндре и впускном канале.

В качестве начальных условий задаются: давление, температура, масса остаточных газов в камере сгорания и впускном канале, а также скорости потока в КС.

Для описания процесса теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра в программном комплексе используется модель полной энергии (Total Energy), которая позволяет достаточно точно моделировать процесс теплообмена для сжимаемых жидкостей и газов, и учитывать эффект нагрева рабочего тела в пограничном слое при движении потока с большими скоростями.

В качестве ГУ задаются давление и температура воздуха на впуске, параметры процесса топливоподачи, характеристики перемещения поршня, впускного и выпускного клапанов. В расчете учитывается теплообмен рабочего тела со стенками впускного и выпускного каналов и КС, а также шероховатость поверхностей деталей КС.

Для моделирования процесса горения в цилиндре дизеля в программном комплексе используются такие модели:

- модель разложения вихря (Eddy Dissipation) [11];
- модель пламен (Flamelet Model) [12];
- модель, описывающая скорости химических реакций в пламени (Finite Rate Chemistry);
- объединенная модель (Combined Model);
- модель горения углеводородных топлив (Hydrocarbon Fuel Model).

Для моделирования процесса образования NO в цилиндре дизеля в программном комплексе используются такие механизмы:

- термический механизм Зельдовича;
- “быстрый” механизм образования NO;
- образование NO по механизму “N₂O”;
- “топливные” NO;
- механизм, описывающий деструкцию NO.

Для моделирования процесса образования сажи и сульфатов в цилиндре дизеля в программном комплексе используется модель “Magnussen and Hjertager” [13].

Для наглядной демонстрации возможностей программного комплекса было выполнено численное моделирование рабочего цикла дизеля Д21А при работе на режиме номинальной мощности.

Авторами была синтезирована исходная геометрия КС, выделена расчетная область и сгенерирована гексаэдральная сетка, описывающая конфигурацию КС дизеля Д21А и выполнена настройка параметров моделей процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля.

Объект исследования – показатели рабочего цикла и состав продуктов сгорания тракторного

дизеля Д21А (2С10,5/12) при работе на режиме номинальной мощности.

Краткая техническая характеристика дизеля представлена в табл. 1.

Таблица 1. Техническая характеристика дизеля

Двигатель	Д21А
Отношение S/D, мм	120/105
Степень сжатия	16,5
Номинальная мощность, кВт	18,4
Частота вращения, соответствующая номинальной мощности, мин-1	1800
Тип КС – полусферическая в поршне	
Давление начала впрыска, МПа	17
Количество сопловых отверстий распылителя	3
Диаметр сопловых отверстий, мм	0,3
Угол опережения впрыска топлива до ВМТ, град. п.к.в.	14
Продолжительность впрыска, град. п.к.в.	20
Фазы газораспределения:	
- открытие впускного клапана, град. п.к.в. до ВМТ;	16
- закрытие впускного клапана, град. п.к.в. после НМТ;	40
- открытие выпускного клапана, град. п.к.в. до НМТ;	40
- закрытие выпускного клапана, град. п.к.в. после ВМТ.	16

Расчетная область, представленная на рис. 1, содержит: впускной и выпускной каналы, впускной и выпускной клапаны, объем цилиндра и камеры сгорания. Для учета перетекания воздуха из надпоршневого пространства в камеру при движении поршня к ВМТ расчетная область имеет участок, описывающий кольцевой зазор между боковой поверхностью головки поршня и зеркалом цилиндра, что позволяет более корректно моделировать взаимодействие топливного факела с кольцевым вихрем (рис. 1.а) [14].

Для описания расчетной области используется гексаэдральная сетка. Расчетная сетка содержит 305150 расчетных ячеек (рис.1.б). Вблизи подвижных границ минимальная высота промежуточного слоя равна 0,1 мм.

Основные результаты исследования

Рассматриваемая в работе задача решалась в течении 7 суток с использованием персонального компьютера на базе процессора Intel Core 2 Duo, имеющего 4 Гб оперативной памяти и суммарную частоту двух ядер процессора 6 ГГц .

Расчетные значения скоростей и траекторий

движения свежего заряда сравнивались с существующими экспериментальными данными, полученными методом электротермоанемометрирования на идентичном режиме работы дизеля [15].

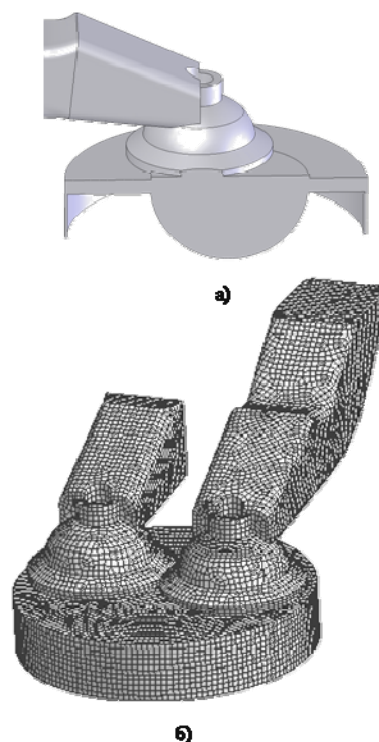


Рис. 1. Расчетная область (а) и сгенерированная сетка, описывающая конфигурацию КС дизеля Д21А (б)

Установлено, что в процессе наполнения цилиндра скорость свежего заряда по объему цилиндра изменяется неравномерно (рис. 2). Максимальное расчетное значение полной скорости свежего заряда зарегистрировано в области клапанной щели и достигает 300 м/с (на рис. 2 не показано). В области огневого доньшка поршня скорость потока изменяется от 5 до 40 м/с, в зависимости от выбранного сечения и текущего положения поршня.

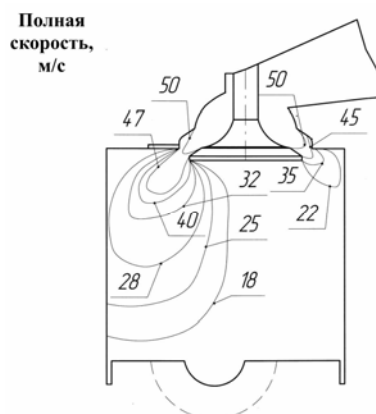


Рис. 2. Распределение полной скорости свежего заряда в процессе наполнения цилиндра

На такте сжатия скорость свежего заряда изменяется от 10 до 40 м/с.

Схема распространения топливных факелов и особенности КС (вид сверху), представлены на рис. 3.

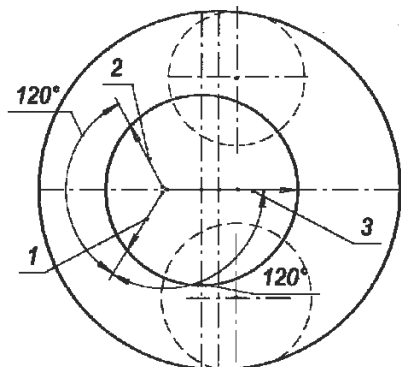


Рис. 3. Схема распространения топливных факелов в КС дизеля Д21А
1 – топливный факел № 1; 2 – топливный факел № 2; 3 – топливный факел № 3

Характер и скорость распространения топливного факела № 3 по объему КС представлены на рис. 4. Максимальное значение скорости рас-

пространения струй топлива отмечается в области сопловых отверстий распылителя и достигает 250 м/с. В пристеночном слое КС скорость струй топлива изменяется от 80 до 125 м/с.

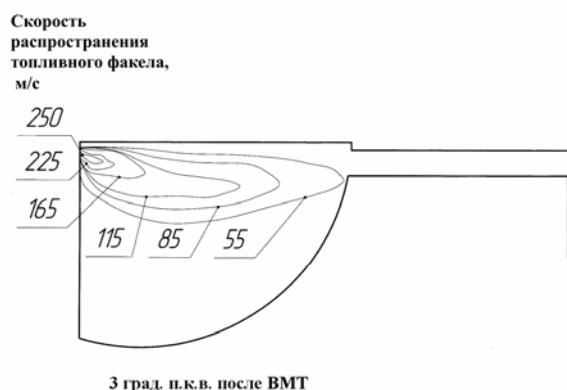


Рис. 4. Распределение скорости топливного факела в процессе впрыска

На рис. 5. представлено сравнение расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм, соответствующих режиму номинальной мощности. Максимальное давление сгорания (P_z) отмечается при $\alpha = 367$ град. п.к.в. и достигает 7,6 МПа.

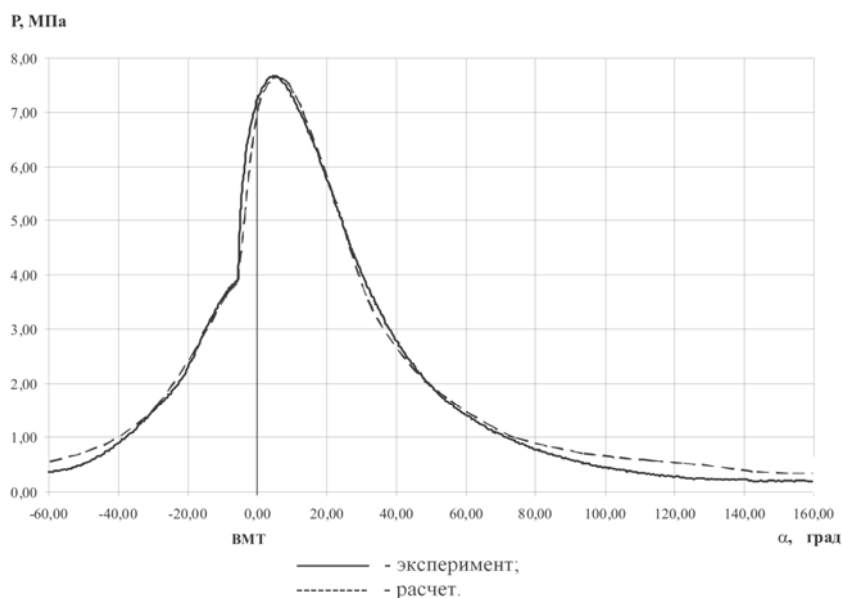


Рис. 5. Сравнение расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм

Хорошее согласование расчетной и экспериментальной [14] индикаторных диаграмм свидетельствует о достаточно корректном моделировании рабочего цикла дизеля на выбранном режиме.

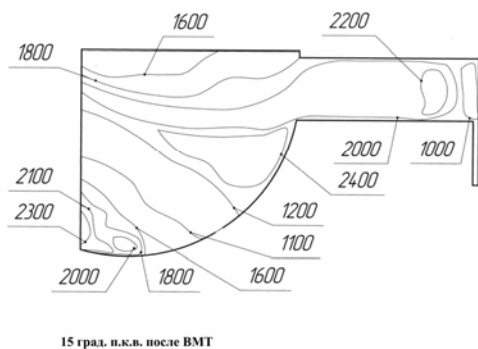
С целью уменьшения размерности решаемой задачи на участке от момента закрытия впускного клапана до открытия выпускного клапана в расчетной области исключены впускной и выпускной

каналы.

На рис. 6 представлено изменение температуры газа в меридиональном сечении КС, лежащем вдоль оси топливного факела № 3, в процессе распространения фронта пламени.

При этом максимальная расчетная температура в цилиндре достигает 2400 К, а её усредненное значение по объему цилиндра не превышает 1870К.

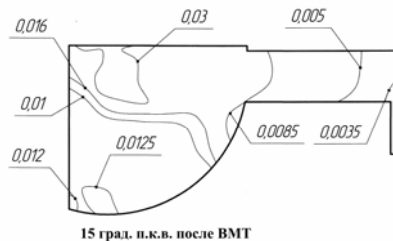
Температура в
цилиндре, К



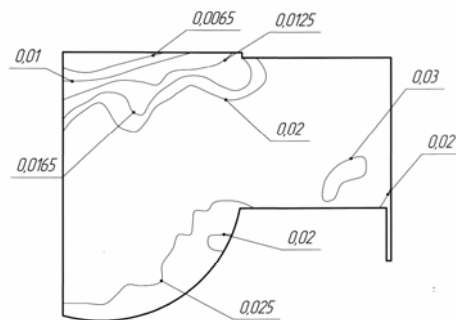
15 град. п.к.в. после ВМТ

Рис. 6. Распределение температуры в цилиндре дизеля в процессе горения топливовоздушной смеси (режим с $N_e = 18,4$ кВт, при $n = 1800$ мин⁻¹)

Массовая
концентрация
NO, кг/м³



15 град. п.к.в. после ВМТ



70 град. п.к.в. после ВМТ

Рис. 7. Изменение массовой концентрации NO в цилиндре дизеля, в зависимости от угла поворота коленчатого вала (режим с $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ мин⁻¹)

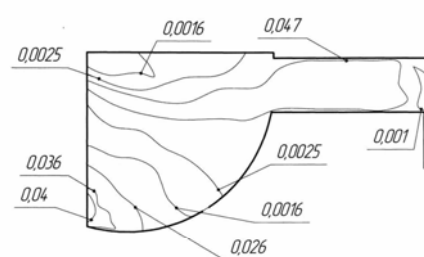
Далее был выполнен расчет токсичности продуктов сгорания. Изменение массовой концентрации NO в цилиндре дизеля представлено на рис. 7. Концентрация NO, усредненная по объему цилиндра за цикл, не превышает 1720 чнм, что на 6 % выше, чем данные эксперимента [16] на идентичном режиме работы дизеля. Распределение нерастворимых компонентов ТЧ – сажи и сульфатов в цилиндре дизеля в процессе горения топливовоздушной смеси представлено на рис. 8.

Выброс ТЧ с ОГ, усредненный по объему цилиндра, составляет $8,1 \cdot 10^{-3}$ кг/ч. Концентрация СО в ОГ дизеля за цикл составила 2130 чнм.

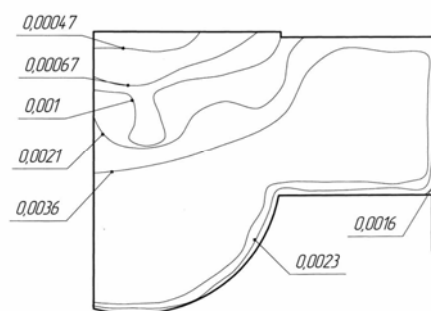
Расчет эмиссии NO_x в ОГ дизеля по методике

[17] предполагал три стадии образования NO_x в цилиндре дизеля. Сравнительные результаты расчетно-теоретического и экспериментального исследований по оценке токсичности продуктов сгорания представлены в табл. 2.

Массовая
концентрация
ТЧ, кг/м³



15 град. п.к.в. после ВМТ



70 град. п.к.в. после ВМТ

Рис. 8. Изменение массовой концентрации ТЧ в цилиндре дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала (режим с $N_e = 18,4$ кВт при $n = 1800$ мин⁻¹)

Выводы

Программный комплекс, реализующий известные расчетные методы, дополнен модулем синтеза расчетной области КС произвольной формы, который использовался авторами для синтеза расчетной области КС на тактах впуска, сжатия, рабочего хода и выпуска. В ходе выполнения работы проведена настройка параметров моделей процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля.

По результатам проведенного расчетно-теоретического исследования можно отметить следующее:

- использование расчетной сетки размерностью 305150 расчетных ячеек с минимальной высотой промежуточного слоя вблизи подвижных границ, равной 0,1 мм, позволяет достаточно корректно моделировать внутрицилиндровые процессы дизеля 2Ч10,5/12 и получать необходимую информацию для последующей доводки ДВС;
- в процессе наполнения цилиндра скорость

свежего заряда по объему цилиндра изменяется неравномерно, максимальные расчетные значения полной скорости свежего заряда зарегистрированы в области клапанной щели и достигают 300 м/с;

- хорошее согласование расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм свидетельствует о достаточно корректном моделировании рабочего цикла дизеля на режиме номинальной мощности;

- расчетные значения NO_x, полученные с использованием численных методов, отличаются от

экспериментальных на 6 %, а CO на 4 %, что свидетельствует о корректном моделировании рабочего цикла на исследуемом режиме;

согласование результатов численного моделирования рабочего цикла дизеля (поля скоростей, внутрицилиндровые температуры, индикаторная диаграмма и характеристики токсичности отработавших газов) с данными экспериментов, свидетельствует об адекватности полученных результатов.

Таблица 2. Основные результаты исследования

Режим	Эксперимент [16]				Аналитические методы			Численные методы		
					Расчет по методике [17]		Расчет по методике [18]			
	NO _x , чнм	CH, чнм	CO, чнм	N, %	NO, чнм	C _D , кг/ч	G _{ТЧ} , кг/ч	NO, чнм	CO, чнм	G _{ТЧ} , кг/ч
N _e = 18,4 кВт при n = 1800 мин ⁻¹	1610	25	2050	27	1002	1,066·10 ⁻²	9,86·10 ⁻³	1720	2130	8,1·10 ⁻³

Список литературы:

1. Dahlén L. CFD Studies of Combustion and In-Cylinder Soot Trends in a DI Diesel Engine/ Dahlén L., Larsson A. – Comparison to Direct Photography Studies / SAE 2000-01-1889, 2000. 2. Epping, K. The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions / Epping K., Aceves S., Bechtold R., Dec J. / SAE Technical Paper 2002-01-1923, 2002. 3. Ranjbar A. A. Computational study of the effect of different injection angle on heavy duty diesel engine / Ranjbar A. A., Sedighi K., Farhadi M., Pourfallah M. / THERMAL SCIENCE. - Vol. 13, No. 3. – 2009. PP. 9 - 21. 4. Jafaramadr S. Modeling the Effect of Spray/Wall impingement on combustion process and emission of di diesel engine / Jafaramadr S., Khalilarya S., Shafee S., Barzegar R. / THERMAL SCIENCE. - Vol. 13, No. 3. – 2009. PP. 23 - 34. 5. Авраменко А.Н. Оценка экономических, экологических и прочностных показателей быстрого дизеля / А.Н. Авраменко / Вестник НТУ «ХПИ». – 2009. - № 47. – С. 127- 132. 6. Режим доступа: www.avl.com. 7. Режим доступа: www.ricardo.com. 8. Raitz R.D. Structure of high-pressure fuel sprays / R.D. Raitz, R. Diwakar / SAE 870598. 1987. 9. Raitz R.D. Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays / Atomization and Spray Technology. - vol.3, 309-337. - 1987. 10. Liu, A.B. Modeling the Effects of Drop Drag and Break-up on Fuel Sprays / A.B. Liu, R.D. Reitz / SAE 930072. - 1993. 11. Magnussen, B. F. The Eddy Dissipation Concept

for Turbulent Combustion Modelling. Its Physical and Practical Implications, Presented at the First Topic Oriented Technical Meeting, International Flame Research Foundation, Ijmuiden / B. F. Magnussen. The Netherlands, Oct. 1989. 12. Peters, N. Turbulent Combustion, Cambridge monographs on mechanics / Cambridge University Press. - 2000. 13. On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion. / Sixteenth Symp / B. F. Magnussen, B. H. Hjertager. (Int.) on Combustion. The Combustion Institute. P. 719, - 1976. 14. Эфрос В.В. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода. В.В. Эфрос - М.: Машиностроение, 1976. – 277 с. 15. Ховах М.С. Авто-тракторные двигатели. Исследование рабочих процессов, систем топливоподачи и газообмена/ Ховах М.С. – М.: Машиностроение, 1968. – 340 с. 16. Бганцев В.Н. Газовый двигатель на базе четырехтактного дизеля общего назначения / В.Н. Бганцев, А.М. Левтеров, В.П. Мараховский // Мир Техники и Технологий - № 10. – 2003. С. 74 - 75. 17. Разлейцев Н. М. Моделирование и оптимизация процессов сгорания в двигателях/ Н.М. Разлейцев—Х.: Вища школа, 1980.— 169 с. 18. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия / И.В. Парсаданов— Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.

УДК 621.436.038

А.В. Грицюк, канд. техн. наук, А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, А.Н. Севастьянов, инж.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВУХФАЗНОГО ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ВЫСОКООБОРОТНОМ МАЛОЛИТРАЖНОМ ДИЗЕЛЕ СЕРИИ ДТА

Введение

В настоящее время известно и широко используются довольно ограниченное количество мероприятий [1], позволяющих повысить качество рабочего процесса высокооборотного дизеля на традиционном топливе. Важное место среди них занимает внедрение топливных систем с электронным управлением, реализующих оптимальные законы топливоподачи при заданном давлении впрыскивания. Зарубежный опыт двигателестроения показывает, что в таком случае возможно решить противоречивую единую задачу по выполнению экологических норм, снижению расхода топлива и увеличению удельной мощности двигателя. Однако, такая «электронизация» дизеля или, в частности, его топливной аппаратуры (ТА) в каждом отдельном практическом случае требует индивидуального подхода, заключающегося в разработке алгоритма управления, адаптации серийно выпускающейся или разработке новой ТА, внесения изменений в конструкцию отдельных элементов двигателя. Некоторые результаты таких работ, проведенных для отечественного высокооборотного малолитражного (ВМД) дизеля серии ДТА, освещает данная статья.

Известно, что в современных дизелях эффективным средством снижения шума работы является применение двухфазного впрыскивания топлива [1, 4]. Особенно часто это мероприятие применяется для автомобильных и тракторных двигателей на режимах холостого хода. Следует заметить, что такое разбиение процесса впрыскивания на две части является приемлемым (не приводит к значительному увеличению расхода топлива) только в случае выбора оптимальных значений характерных параметров процесса:

- давления впрыскивания;
- углов опережения подачи в цилиндр предварительной (пилотной) и основной порций топлива;
- относительной величины пилотной порции топлива.

Результаты исследований по выбору оптимальных значений этих параметров приведены в работах

[2, 3] для дизеля с полузакрытой камерой сгорания и штифтовой форсункой. Эти исследования показали возможность снижения жесткости рабочего процесса, во многом определяющего шум работы двигателя, без ухудшения его экономичности. Аналогичные выводы на основе теоретического исследования влияния указанных выше факторов на рабочий процесс дизеля с открытой камерой сгорания получены в работе [9].

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование влияния параметров двухфазного впрыскивания на шум работы высокооборотного дизеля на режимах холостого хода.

Объект и методика исследования

Объектом и инструментом для проведения исследования является одноцилиндровый дизель серии ДТА производства КП ХКБД, внешний вид которого показан на рис.1. Дизель оснащен аккумуляторной ТА с электронным управлением [5-7]. Основные параметры дизеля, его ТА и системы управления представлены в табл. 1.

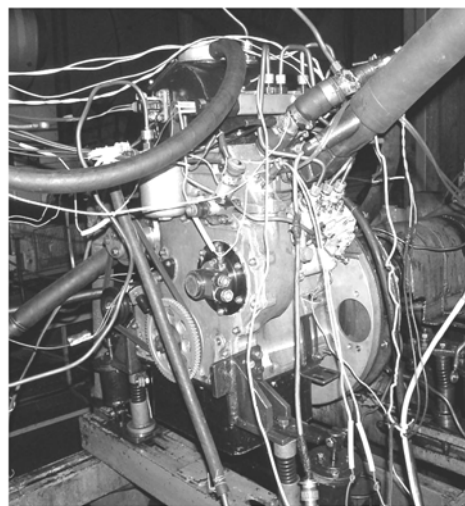


Рис. 1. Дизель 1ДТНА2 на стенде

Методика экспериментального исследования включала: регистрацию давления у форсунки, давления в цилиндре дизеля, давления в гидроаккумуляторе ТА, электрического сигнала управления форсункой. Во время исследования шум определялся по методике ГОСТ 12.1.026–80.

В качестве варьируемых приняты следующие

параметры: Θ_1 , Θ_2 – моменты начала подачи электрического сигнала управления на форсунку. Формируют предварительную и основную фазы впрыскивания, соответственно; Δ_{1-2} – задержка между предварительной и основной фазами. Очевидно,

что

$$\Delta_{1-2} = \Theta_1 - \Theta_2.$$

Значения давления впрыскивания (давление в аккумуляторе $p_{ак}$) и величины пилотной порции топлива приняты постоянными и обоснованы ниже.

Таблица 1. Основные параметры исследовательского дизеля 1ДТНА2

Тип двигателя	Четырехтактный с непосредственным впрыскиванием, одноцилиндровый, без наддува
Диаметр/ход поршня	88 мм/82 мм
Степень сжатия	18,1
Привод систем	отбором мощности от двигателя
Число клапанов	2 впускных; 2 выпускных
Топливная аппаратура	
- форсунка	электрогидравлическая с электромагнитным клапаном
- ТНВД	рядный, трёхплунжерный, с регулировкой подачи дозатором
- аккумулятор	с регулятором давления, объемом 20 см ³
Система управления	
контроллер	M269-3, тактовая частота 40 МГц, Объем: ОЗУ - 256 кБайт, ПЗУ - 256 кБайт
Микропроцессорный программный код	ASSEMBLER, разработчик НПФ ЭЛОН-ТТ, г. Харьков

Система регистрации сигналов, поступающих от датчиков, включающая АЦП, ПК, усилители заряда, приведена на рис. 2. Она позволяет отслеживать в реальном времени процессы, происходящие в двигателе и микропроцессорной системе управления с помощью программного обеспечения «PowerGraph», интерфейс которого представлен на рис. 3.

Обработка индикаторной диаграммы для получения закона тепловыделения производилась с помощью программного комплекса DieselAnalyse (HTU

«ХПИ») [8].

Стабилизация и поддержание заданного уровня частоты вращения коленчатого вала дизеля обеспечивается реализованным в микроконтроллере программным алгоритмом ПД-регулятора с отрицательной обратной связью по выходной величине – продолжительности сигнала управления форсункой. Кроме того, алгоритм этого электронного регулятора учитывает внутрицикловую неравномерность вращения коленчатого вала.

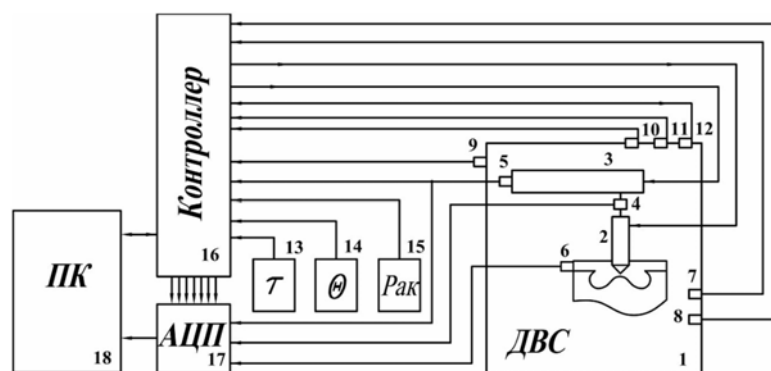


Рис. 2. Измерительная схема стенда и схема микропроцессорной системы управления:

1 – дизель 1ДТНА2; 2 – электрогидравлическая форсунка; 3 – гидроаккумулятор; 4, 5 – датчики давления топлива; 6 – датчик давления в цилиндре; 7, 8 – датчики положения коленвала и распредвала; 9 – датчик давления воздуха на входе в двигатель; 10, 11, 12 – датчики температуры; 13, 14, 15 – регуляторы длительности впрыскивания, угла начала подачи, давления в гидроаккумуляторе; 16 – контроллер; 17 – аналогово-цифровой преобразователь; 18 – персональный компьютер

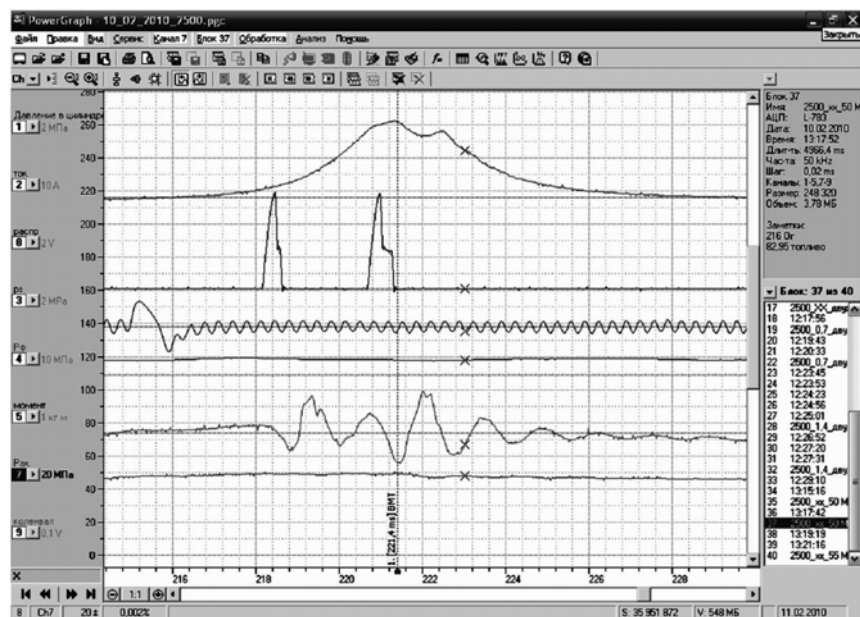


Рис. 3. Окно программы сбора и анализа данных исследования (параметры работы двигателя $n_{кв} = 2500 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 11,5 \text{ мм}^3$, $p_e = 0$)

Для изменения параметров двухфазного впрыскивания в системе управления двигателем предусмотрена возможность установки оператором Θ_2 в пределах от 90 град. п.к.в. до ВМТ до 10 град. п.к.в. после ВМТ и давления топлива $p_{ак}$ в диапазоне от 25 до 120 МПа.

Цикловая подача определялась объемным способом стендовым расходомером. Контроль стабильности процесса впрыскивания, а также определение действительного начала впрыскивания осуществлялось при помощи сигнала, поступающего от датчика давления, установленного на штуцере форсунки.

Верификация малых подач топлива на моторном стенде

При выполнении данного исследования перед определением эффективности двухфазного впрыскивания была определена минимальная величина топлива, подаваемая в цилиндр с помощью разработанной ТА. Известно, что цикловые подачи $q_{ц}$, полученные при моделировании работы ТА на безмоторном стенде отличаются от действительных величин $q_{ц}$, измеренных на двигателе. Сравнение (см. рис. 4) показало, что в условиях двигателя $q_{ц}$ выше на 5 % на режимах холостого хода и малых нагрузок, и ниже до 7 % на режимах, близких к полной мощности.

Такое расхождение величин $q_{ц}$ объясняется погрешностью измерения малых расходов и отсутствием фактора противодавления, сказывающегося при продолжительном впрыскивании в условиях

безмоторного стенда.

В этом случае очевидно, что величина минимальной устойчивой $q_{ц}$, определенной на безмоторном стенде тоже является заниженной.

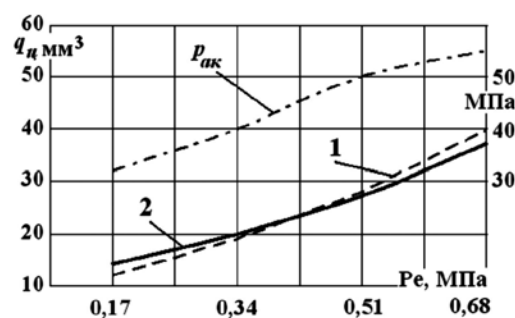


Рис. 4. Сравнение результатов двух методов измерения $q_{ц}$ на режимах нагрузочной характеристики ($n_{кв} = 2000 \text{ мин}^{-1}$)
1 – безмоторный стенд; 2 – на двигателе

Осуществить прямое измерение минимальной устойчивой цикловой подачи на моторном стенде невозможно. Поэтому данная величина косвенно оценивалась по результатам обработки индикаторной диаграммы (рис. 5). Такая оценка показала, что при давлении $p_{ак} = 50 \text{ МПа}$ действительная минимальная устойчивая $q_{ц}$ не превышает $1,5 \text{ мм}^3$, так как доля теплоты, выделившейся за первую фазу сгорания составляет 0,09, а суммарная цикловая подача $10,4 \text{ мм}^3$.

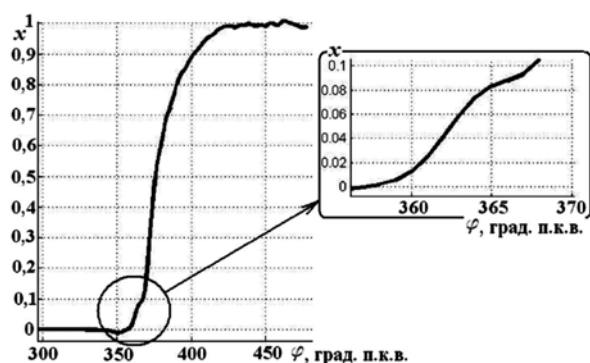


Рис. 5. Интегральное тепловыделение при двухфазном впрыскивании на режиме холостого хода ($n_{кв} = 2000 \text{ мин}^{-1}$)

Другим направлением исследования являлось определение возможности модификации закона тепловыделения за счет варьирования параметров впрыскивания: угла опережения впрыскивания основной порции топлива Θ_2 , длительности предварительной фазы впрыскивания, интервала между предварительной и основной фазами Δ_{1-2} . Анализ кривых тепловыделения, приведенных на рис. 6, полученных для различных значений варьируемых параметров, показывает следующее:

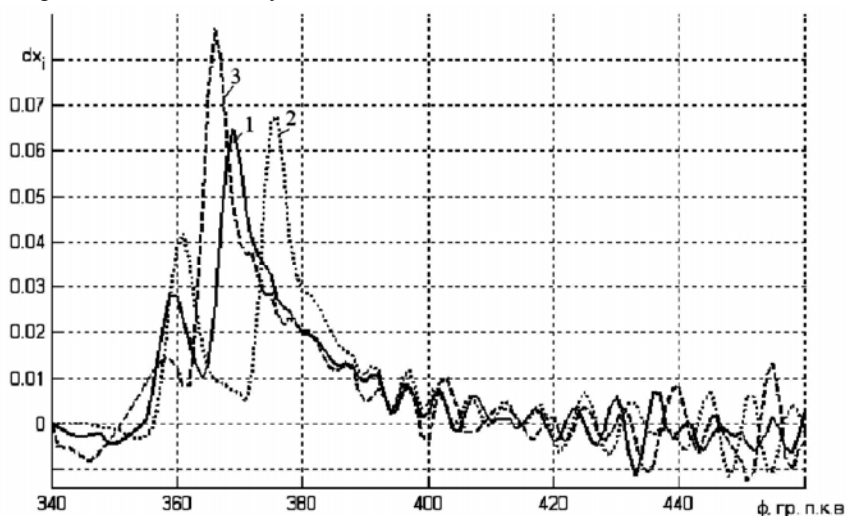


Рис. 6. Дифференциальное тепловыделение на режиме холостого хода ($n_{об} = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{ак} = 40 \text{ МПа}$)
 1 – $\Delta_{1-2} = 16 \text{ град. п.к.в.}$, $\Theta_2 = 1 \text{ град. п.к.в. после ВМТ}$; 2 – $\Delta_{1-2} = 20 \text{ град. п.к.в.}$,
 $\Theta_2 = 8 \text{ град. п.к.в. после ВМТ}$; 3 – $\Delta_{1-2} = 20 \text{ град. п.к.в.}$, $\Theta_2 = 2 \text{ град. п.к.в. до ВМТ}$

Исследование эффективности двухфазной подачи для снижения шума

Известно, что скорость нарастания давления в период сгорания определяет шум рабочего процесса дизеля, который, в свою очередь, является составной частью общего шума двигателя. Подтверждением данного факта явились результаты, полученные в ходе испытаний дизеля 1ДТНА2. Так, с организацией двухфазной подачи на режиме холостого хода

1. Вследствие недостаточно высокой для дизеля без наддува степени сжатия период задержки воспламенения пилотной порции топлива значительно увеличивается пропорционально Θ_1 . Это приводит к тому, что независимо от величины Θ_1 , которая изменялась от 22 до 12 град. п.к.в. до ВМТ, воспламенение происходит вблизи ВМТ за 4–9 град. п.к.в.

2. Несмотря на постоянную величину пилотной порции топлива, максимальная скорость тепловыделения в первой фазе с уменьшением Θ_2 растет. Это объясняется тем, что в момент попадания в цилиндр основной порции в нем еще происходит сгорание, и, таким образом, имеет место эффект «тушения» пламени потоком жидкого топлива, происходящий до его прогрева и испарения.

3. Для всех рассмотренных случаев сгорание завершается через 50 град. п.к.в. после ВМТ, однако, наиболее рациональным, с точки зрения расхода топлива и снижения шума, является вариант, соответствующий кривой 1 (см. рис. 6), набор параметров которого и был принят для дальнейшего исследования.

снижение $dp/d\varphi$ составило 50%, как показано на рис. 7, что привело к уменьшению шума, издаваемого двигателем на 3 дБА (см. рис. 8). Как видно из рис. 8, аналогичные закономерности получены для других частот вращения коленчатого вала двигателя, работающего без нагрузки. В процессе проведения исследования было выявлено, что расход топлива с введением предварительной подачи остается на уровне, полученном при однофазной подаче, а при

$p_e > 0$ и двухфазной подаче топлива эффект по увеличению шума уменьшается, а расход топлива

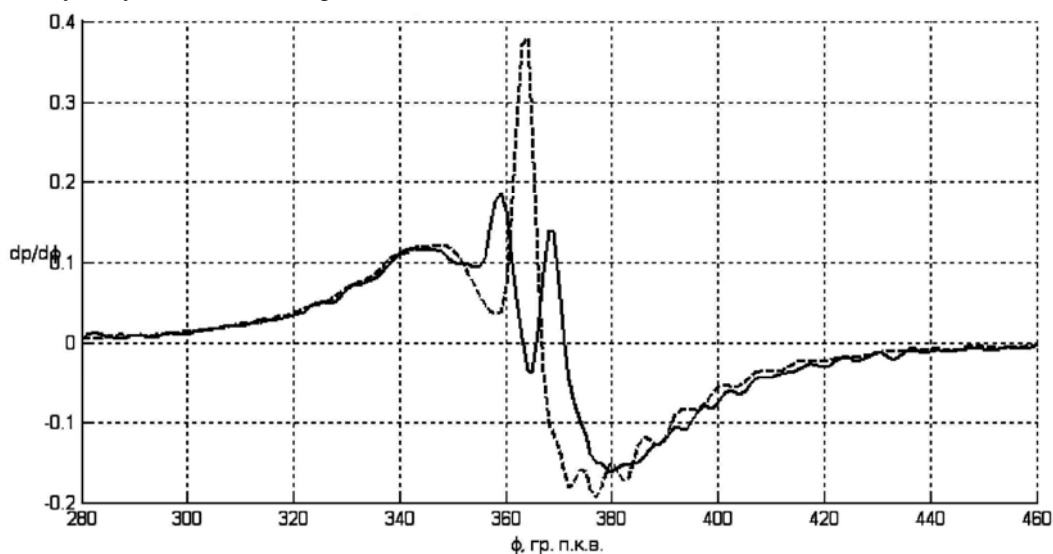


Рис. 7. Скорость нарастания давления на режиме холостого хода ($n_{кв} = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $p_{ак} = 40 \text{ МПа}$)
 1 – сплошная – $\Delta_{1-2} = 16 \text{ град. п.к.в.}$, $\Theta_2 = -1 \text{ град. п.к.в. до ВМТ}$;
 2 – пунктир – $\Delta_{1-2} = 0 \text{ град. п.к.в.}$, $\Theta_2 = \Theta_1 = 12 \text{ град. п.к.в. до ВМТ}$

Следует отдельно отметить, что при прокручивании коленчатого вала двигателя с $n_{кв} = 900 \text{ мин}^{-1}$ от стендового пускового устройства шум, издаваемый объектом исследования, составил 81 дБА. Это всего лишь на 3 дБА ниже шума работающего при двухфазной подаче топлива двигателя (см. рис. 8). Кроме того, на работающем двигателе увеличение давления топлива в аккумуляторе с 40 до 60 МПа увеличивает шум со стороны ТНВД на 1 дБА при неизменной величине шума со сторон выпускной системы, вентилятора и генератора. Такие результаты измерения шума двигателя говорят о том, что для его снижения следует также вводить мероприятия, снижающие шум работы отдельных приводных механизмов.

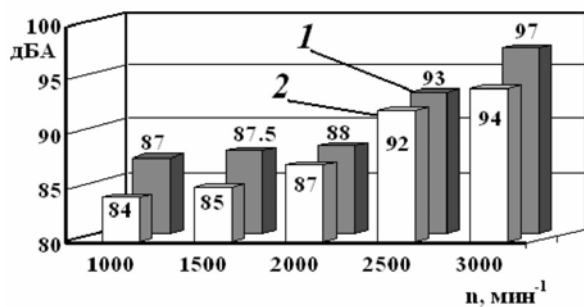


Рис. 8 Изменение шума работы дизеля 1ДТ при однофазной (1) и двухфазной (2) подаче топлива на холостом ходу

Заключение

В ходе моторных испытаний одноцилиндрового, четырехклапанного дизеля 1ДТА2 с непосредственным впрыскиванием топлива и электронной ТА исследована эффективность применения двухфазной топливоподачи для снижения шума.

Исследование показало, что:

1. Организация с помощью аккумуляторной топливной аппаратуры с электронным управлением двухфазной топливоподачи приводит к снижению шума работы двигателя на холостом ходу на 3 - 4 дБА по сравнению с однофазной подачей топлива, и на 4 - 5 дБА по сравнению с дизелем, укомплектованным топливной аппаратурой непосредственного действия.

2. Существует возможность модификации закона сгорания топлива за счет:

- разделения цикловой подачи топлива на две фазы;
- изменения угла опережения впрыскивания;
- изменения интервала между основной и предварительной подачами.

3. Минимальная устойчивая цикловая подача топлива электрогидравлической форсунки в цилиндр дизеля 1ДТА2 составляет $1,5 \text{ мм}^3$.

4. На режимах работы двигателя под нагрузкой разделение топливоподачи на две фазы приводит к увеличению расхода топлива. На данных режимах требуется проведение дополнительного по-

иска наилучших параметров топливоподачи с применением описанной в данной работе методики.

Список литературы:

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура дизелей с электронным управлением. Учебно-практическое пособие. / Л.В. Грехов – М.: Легион-Автодата, 2003. – 176 с.
2. Кузин В.Е. Электронная аппаратура для регулирования двойного впрыска топлива / В.Е. Кузин, Ф.И. Пинский, Б.Н. Сулиз // НИИИНФОРМТЯЖМАШ. Реферативный сборник ДВС. – № 4-75-8. – 1975. – с. 17 – 21.
3. Пинский Ф.И. Исследования возможностей снижения динамики цикла дизеля применением электрогидравлической системы топливоподачи / Ф.И. Пинский, М.Г. Крупский // НИИИНФОРМТЯЖМАШ. Реферативный сборник ДВС. – № 4-75-8. – 1975. – с. 22 – 23.
4. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого // За рулем. – 2004. – 480 с.
5. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеха-

нических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 44 – 52.

6. Врублевский А.Н. Многокритериальный синтез топливной системы с электронным управлением впрыскивания / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания: – 2008. – №1. – С. 91 – 98.

7. Грицюк А.В. Результаты безмоторных испытаний дизельной электрогидравлической форсунки / А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – С. 91 – 97.

8. Марченко А.П. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д. В. Меишков // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. — 2006. – С. 119-122.

9. Прохоренко А.А. Влияние двухстадийного сгорания на индикаторные показатели автотракторного дизеля / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 63 – 69.

УДК 621.43

**В.С. Кукис, д-р техн. наук, В.А. Романов, канд. техн. наук, А.И. Рыбалко, инж.,
Ю.А. Постол, канд. техн. наук**

О ВОЗМОЖНОЙ АППРОКСИМАЦИИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

Введение

При исследовании теплоэнергетических силовых установок, работающих по замкнутому (или условно замкнутому) циклу, широко используется представление протекающих в установке физических явлений определенной совокупностью термодинамических процессов – термодинамической моделью. Для описания энергетических явлений, совершающихся во внутреннем контуре (ВК) двигателя Стирлинга (ДС), предложен ряд термодинамических моделей.

Рассмотрение известных моделей термодинамических циклов показывает, что они либо существенно неадекватны процессам, реально происходящим в ВК, либо носят абстрактный характер, что не позволяет использовать их для анализа в каких-либо конкретных условиях организации цикла.

Предлагаемая термодинамическая модель процессов, протекающих во внутреннем контуре двигателя Стирлинга

Реальные индикаторные диаграммы, получаемые при испытаниях ДС, имеют «внешние» и «внутренние» отличия от предложенных термодинамических моделей по двум причинам. «Внешнее» отличие проявляется в том, что вся совокупность процессов на диаграмме представляется кри-

вой линией, образующей замкнутый контур эллипсообразной формы. Причиной этого является непрерывное и плавное перемещение рабочего поршня, обуславливающее непрерывное и плавное изменение объема газа. Существуют и глубокие «внутренние» (скрытые внешние) отличия известных моделей цикла от реальных процессов. Прежде всего, при построении каждой из них предполагалось, что отдельные процессы совершаются последовательно всей массой рабочего тела, которая в различные моменты реализации цикла находится то в одной, то в другой, то в третьей и т.д. полостях ВК. При осуществлении действительного цикла эта масса каким-то образом распределена по всему контуру. Часть рабочего тела всегда находится в горячей полости, часть - в холодной, часть - в нагревателе, часть - в регенераторе, часть - в охладителе. Распределение газа между этими элементами осуществляется вытеснителем и, в связи с безостановочным движением последнего, непрерывно меняется. Кроме того, при построении моделей допускалось, что каждый из основных четырех процессов цикла протекает в соответствующей полости, имеющей свое специфическое назначение. Результаты экспериментальных исследований показывают, что это не так. Индикаторные диаграммы и

графики температуры, отражающие состояние рабочего тела в горячей и холодной полостях двигателя, свидетельствуют о том, что характер изменения давления и температуры газа в каждый момент времени весьма близок как в той, так и в другой полостях. При этом качественно поведение параметров рабочего тела в любой точке ВК практически соответствует тем изменениям, которые происходят в рассматриваемый момент с основной массой газа. Существует лишь определенная разница максимальных и минимальных величин указанных параметров, а также некоторый сдвиг по углу поворота коленчатого вала, при котором достигаются эти экстремальные значения.

Отмеченная разница температур в различных полостях ДС в каждый момент времени при определении состояния газа ВК может быть скорректирована введением эквивалентной температуры [1]. В результате появляется возможность построения индикаторной диаграммы с некоторыми усредненными по ВК параметрами, считая состояния газа квазиравновесными.

Максимальное приближение к реальной диаграмме может быть достигнуто ее аппроксимацией весьма большим количеством политроп. Однако при таком решении задачи неизбежно возникнут трудности, обусловленные, с одной стороны, громоздкими расчетами параметров цикла, составленного из большого количества процессов, с другой – неопределенностью выбора точек, служащих границами каждого из этих процессов. Поэтому решение задачи достаточно корректной аппроксимации реальной диаграммы должно сводиться к ее описанию логически оправданным количеством политроп с четким обоснованием границ каждой из них.

Анализ рабочего процесса в ВК ДС с учетом кинематики механизма привода поршня и вытеснителя позволяет разделить линию индикаторной диаграммы на участки, соответствующие каждому из четырех основных этапов рабочего цикла (регенеративным нагреву и охлаждению, подводу теплоты извне и ее отводу вовне).

Поскольку в реальном двигателе процессы регенерации совершаются не при неподвижном поршне, то, очевидно, что регенеративный нагрев, например, начинается до прихода рабочего поршня в ВМТ (т.е. сопровождается сжатием рабочего тела) и заканчивается после ее прохождения (т.е. в условиях расширения рабочего тела). Аналогично процесс регенеративного охлаждения начинается

при продолжающемся расширении рабочего тела (до прихода поршня в НМТ) и заканчивается в условиях сжатия (после прохождения им НМТ). Учитывая, что для осуществления этих процессов необходимо проталкивание рабочего тела вытеснителем через регенератор, логично считать, что регенеративный теплообмен происходит в то время, когда абсолютная скорость перемещения вытеснителя больше, чем у поршня. Соответственно процессы внешнего теплообмена происходят в периоды, когда скорость рабочего поршня по абсолютной величине превышает скорость перемещения вытеснителя.

Таким образом, равенство $\left| \frac{dS_{\text{раб.т.}}}{d\alpha} \right| = \left| \frac{dS_{\text{выт.}}}{d\alpha} \right|$ яв-

ляется условием перехода от одного из четырех основных процессов цикла в ВК к другому.

На рис. 1 показаны графики перемещений и скоростей движения рабочего поршня и вытеснителя для одноцилиндрового ДС вытеснительного типа со следующими конструктивными особенностями: радиус кривошипа – 14 мм; длина шатуна – 40 мм; дезаксиал – 15 мм; сдвиг фаз – $51^{\circ}20'$.

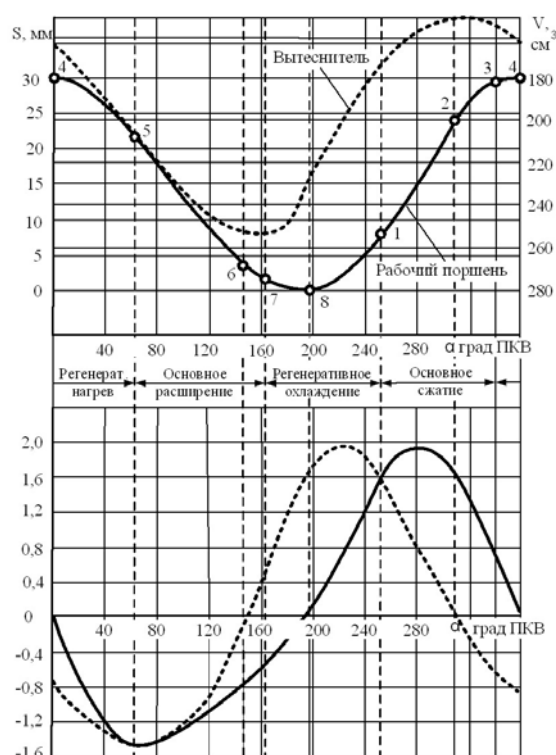


Рис. 1. Графики перемещения и скорости движения рабочего поршня и вытеснителя двигателя Стирлинга ДС 6,5/3,0

Как видно из рисунка, абсолютная величина

скорости движения вытеснителя становится больше, чем у рабочего поршня за 16 град. до прихода последнего в свою ВМТ (т. 3) и вновь сравнивается с ней через 63 град. после ВМТ (т. 5). Следовательно, процесс регенеративного нагрева рабочего тела (участок диаграммы 3-4-5) длится 79 град ПКВ. Затем абсолютная величина скорости поршня становится больше, чем у вытеснителя - начинается процесс расширения с подводом теплоты к рабочему телу извне. Заканчивается он в т. 7 при угле поворота кривошипа 164 град от положения, соответствующего ВМТ поршня. Именно здесь скорость движения вытеснителя сравнивается со скоростью перемещения рабочего поршня. С этого момента начинается процесс регенеративного охлаждения, который длится 91 град ПКВ (до т. 1). После т. 1 поршень движется быстрее вытеснителя, происходит сжатие рабочего тела, сопровождающееся отводом от него теплоты вовне. Заканчивается этот процесс за 16 град до ВМТ, после чего цикл повторяется.

На рис. 2 показано расположение точек 1, 3, 5 и 7 на индикаторной диаграмме при работе экспериментального двигателя ($n = 1000 \text{ мин}^{-1}$). Из рисунка хорошо видно, что процессы регенеративного теплообмена на диаграмме отображаются как минимум двумя политропами каждый.

Одна политропа характеризует поведение рабочего тела до прихода поршня в НМТ или ВМТ, а вторая - после прохождения этих точек. Нетрудно заметить также, что и каждый из процессов внешнего теплообмена можно разделить на две политропы. Это связано с тем, что при сжатии рабочего тела поршнем вытеснитель движется вначале к своей ВМТ (т. 2), а затем от нее. В ходе расширения вытеснитель до т. 6 перемещается к своей НМТ, а затем от нее.

Таким образом, анализ процессов, совершающихся в ВК ДС с учетом кинематики рабочего поршня и вытеснителя, позволяет разделить линию индикаторной диаграммы на восемь участков.

Первая фаза основного сжатия (участок 1-2) совершается при одновременном перемещении в сторону своих ВМТ и рабочего поршня и вытеснителя. В этот период времени скорость поршня выше, чем вытеснителя, что обуславливает сжатие газа, большая часть которого уже находится в холодной полости и еще продолжает в нее поступать. Вторая фаза основного сжатия (линия 2-3) совершается в условиях продолжающегося движения

рабочего поршня к НМТ. Сжатие газа теперь происходит в условиях его переталкивания из холодной полости в горячую. Когда скорость перемещения вытеснителя сравнивается со скоростью поршня, основное сжатие заканчивается.

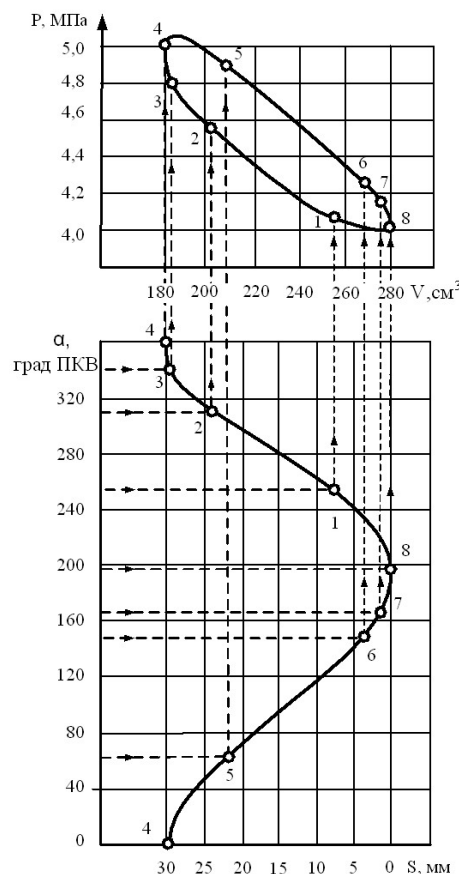


Рис. 2. Разделение индикаторной диаграммы на участки

Заключительное сжатие (линия 3-4) отображает начальную стадию регенеративного нагрева рабочего тела; предварительное расширение (линия 4-5) - завершающую стадию этого нагрева.

Первая фаза основного расширения (линия 5-6) протекает при одновременном перемещении в сторону своих НМТ и поршня и вытеснителя. Скорость перемещения первого больше, основная масса рабочего тела находится в горячей полости и продолжает увеличиваться за счет поступления его из холодной до прихода вытеснителя в свою НМТ (т. 6). Вторая фаза основного расширения (линия 6-7) совершается в условиях продолжающегося движения поршня к своей НМТ. Вытеснитель же в это время начинает перемещаться к ВМТ и перегонять нагревающийся газ из горячей полости в холодную.

Линия 7-8 отображает на диаграмме первую стадию регенеративного охлаждения, которая со-

вершается в условиях заключительного расширения газа. Предварительное сжатие (линия 8-1) соответствует завершающей стадии регенеративного охлаждения.

Каждый из восьми перечисленных участков индикаторной диаграммы может быть аппроксимирован соответствующим политропным процессом.

При этом следует подчеркнуть, что замена реальной диаграммы совокупностью политроп не несет в себе никаких элементов идеализации. При аппроксимации возникает лишь некоторое несовпадение действительной линии индикаторной диаграммы на каком-то ее участке с выбранной политропой. Однако, как показали наши исследования, несовпадение это может быть сведено к минимуму путем тщательного подбора показателей аппроксимирующих политроп.

Рис. 3 иллюстрирует замену восьмью политропными процессами индикаторной диаграммы, полученной при работе экспериментального ДС с размерностью 6,5/3,0 на скоростном режиме $n=1000 \text{ мин}^{-1}$.

Оценка адекватности предложенной модели

Для получения представления о степени адекватности различных термодинамических моделей экспериментальным данным и оценки их применимости в инженерной деятельности сравним значения индикаторного КПД, полученные при аппроксимации ими реальной индикаторной диаграммы, приведенной в работе [2]. Диаграмма получена на режиме: частота вращения валов двигателя - 84 с^{-1} ; температура стенки горячей полости - 873 К ; температура стенки холодной полости - 292 К ; среднее давление цикла - 5 МПа ; КПД регенератора - $0,81$.

Результаты вычислений приведены в табл. 1, третий столбец которой содержит отклонения η_i от значения η_i , полученного в эксперименте, %.

Анализ материалов таблицы свидетельствует о том, что лучшие результаты присущи моделям, у которых не регламентирован характер составляющих цикл процессов. В этих случаях удастся обеспечить достаточно адекватную замену линии реальной индикаторной диаграммы совокупностью политропных процессов. Как и следовало ожидать, увеличение количества участков диаграммы, аппроксимируемых политропами, повышает точность замены оригинала моделью. Так, уточненная термодинамическая модель (состоящая из восьми по-

литроп) дала ошибку 2 %. Использование шести-политропной модели увеличило ошибку до 3,3 %. Большая ошибка характерна для цикла Треска, в которой внешний теплообмен предполагается протекающим изотермично, но процессы регенерации, включающие по два «жестко» регламентированных участка - изохорный и изобарный - все-таки ближе к реальной диаграмме, чем один изохорный. Характерной особенностью аппроксимации экспериментальной диаграммы рассмотренными выше циклами является меньшее значение η_i , чем в действительности. Это объясняется тем, что цикловая работа во всех случаях одинакова, а количество подведенной теплоты при замене плавной кривой диаграммы ломаными линиями несколько увеличивается, что и приводит к соответствующему уменьшению КПД. Близок по ошибке к рассмотренным моделям и цикл Стирлинга. Но предполагаемая в нем полная регенерация уменьшает потребность в количестве подводимой извне теплоты (при той же полезной работе), что, естественно, сказывается на КПД. Он увеличивается, и расчетное значение η_i становится выше фактического. Особое место в ряду термодинамических моделей занимают циклы, включающие адиабатные процессы. Они меньше всего пригодны для аппроксимации реальной диаграммы. Это связано с тем, что в таких циклах полностью (псевдоцикл Стирлинга, регенеративный цикл Отто) или почти полностью (цикл Рейлліса) исключается внешний теплообмен в процессах сжатия и расширения, что совершенно не соответствует действительности. Лучшим в этой группе моделей является цикл Рейлліса, составленный из шести участков.

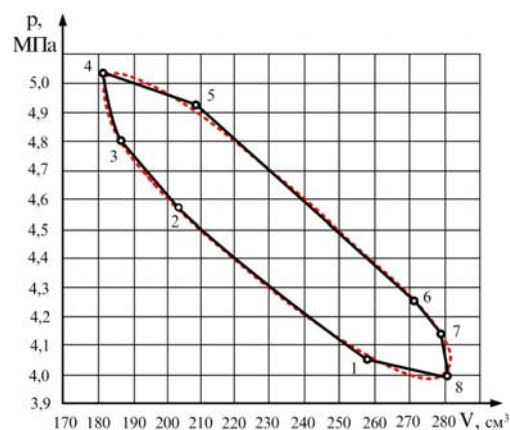


Рис. 3. Индикаторная диаграмма двигателя Стирлинга ДС 6,5/3,0 при $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ (пунктирная линия), и ее аппроксимация восемью политропными процессами

Таблица 1. Значения индикаторного КПД при различных вариантах аппроксимации индикаторной диаграммы

Модель цикла	η_i , %	Погрешность, %
Результаты испытаний	30,2	–
Цикл Стирлинга	32,8	+8,6
Цикл Стирлинга с учетом неполноты регенерации	25,9	–14,6
Регенеративный цикл Отто [3]	49,8	+64,6
Цикл с изохорной регенерацией и политропными процессами внешнего теплообмена [4]	28,7	–5,0
Псевдоцикл Стирлина [5]	49,8	+64,6
Цикл Треска [5]	26,3	–12,9
Цикл Рейллиса [5]	45,2	+49,7
Обобщенный цикл [6]	29,2	–3,3
Уточненная модель цикла	29,6	–2,0

Заключение

Как следует из материалов статьи, предложенная термодинамическая модель (состоящая из

восьюми политроп) позволяет с наименьшей ошибкой отражать энергетические явления, протекающие во внутреннем контуре двигателя Стирлинга, и открывает возможность использования для исследования реальной энергетической картины процессов современного мощного термодинамического аппарата.

Список литературы:

1. Двигатели Стирлинга / В.Н. Даниличев [и др.]; под ред. М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1977. – 150 с.
2. Бойко С.В. Комплексная оптимизация внутреннего контура двигателя с внешним подводом теплоты по эксергетическим характеристикам его элементов: Дис. ... канд. Техн. Наук. – Л., 1983. – 186 с.
3. Ридер Г. Двигатели Стирлинга / Г. Ридер, Ч. Хупер; пер. с англ. С.С. Ченцова, Е.Е. Черейского, В.И. Кабакова. – М.: Мир, 1986. – 464 с.
4. Бундин А.А. Термодинамический анализ цикла Стирлинга // Машиностроение (Изв. высш. учеб. заведений). – 1969. – № 12. – С. 106–109.
5. Rallis C. Optimum compression ratios of Stirling cycle machines / C. Rallis, I. Urielli // Univ. of Witwatersrand Dept. of mechanical Engineering, Report № 68 - 1976. – June. – P. 17–22.
6. Евенко В.И. Обобщенный термодинамический цикл двигателя Стирлинга / В.И. Евенко // Двигателестроение. - 1979. – № 1. – С. 15–17.

УДК 621.43.013

В.А. Корогодский, канд. техн. наук, А.О. Хандримайлов, канд. техн. наук, Є.С. Грайворонський, асп.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ МАСО – І ТЕПЛООБМІНУ У ПАЛИВНОМУ СТРУМЕНІ З ПЕРИФЕРІЙНИМ РОЗПОДІЛЕННЯМ ПАЛИВА

Актуальність проблеми. Підвищення паливної економічності та зниження кількості викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами у двигунах з іскровим запалювання (ІЗ) можливо при застосуванні безпосереднього вприскування палива (БВП). Для покращення показників двигуна, ефективності протікання процесів згоряння необхідно удосконалювати процеси сумішоутворення. Тому проведення досліджень процесів масо – і теплообміну в паливному струмені являється актуальною проблемою при організації внутрішнього сумішоутворення.

Аналіз публікацій. Заслуговує на увагу модель процесів масо – і теплообміну в паливному струмені на базі теорії аеродинамічного сліду, яку запропонував Петриченко Р.М. [1]. В моделі враховується взаємодія крапель при русі струменя. Але модель для дослідження процесів сумішоутворення використовувалася стосовно дизельних двигунів,

що відрізняється від умов протікання процесів внутрішнього сумішоутворення у двигунах з ІЗ та БВП.

На двигуні з ІЗ та БВП були проведені дослідження процесів масо – і теплообміну у паливному струмені на основі теорії аеродинамічного сліду при формуванні суцільного фронту в струмені [2]. Але при розробці нового способу організації робочого процесу з БВП [3] застосовується паливний струмінь з периферійним розподіленням палива. Тому необхідно уточнити математичну модель та провести дослідження процесів масо – і теплообміну у паливному струмені з порожниною усередині.

Паливний конусоподібний струмінь направляється таким чином, щоб міжелектродний проміжок свічки запалювання знаходився усередині конусоподібної порожнини струменя, що дозволяє запобігти шунтуванню міжелектродного проміжку свічки запалювання.

Метою даної роботи є дослідження процесів сумішоутворення в чотиритактному двигуні 2Ч 7,8/6,8 на базі розробленого нового способу організації процесів внутрішнього сумішоутворення при БВП [3].

З метою організації робочого процесу з БВП дороблено конструкцію двигуна: в голівці циліндра змінена форма камери згоряння, відповідно змінено нахил розташування впускного та випускного клапанів; свічку запалювання розташовано в голівці циліндра по вісі циліндра; в стінку циліндра встановлено паливну форсунку (рис. 1).

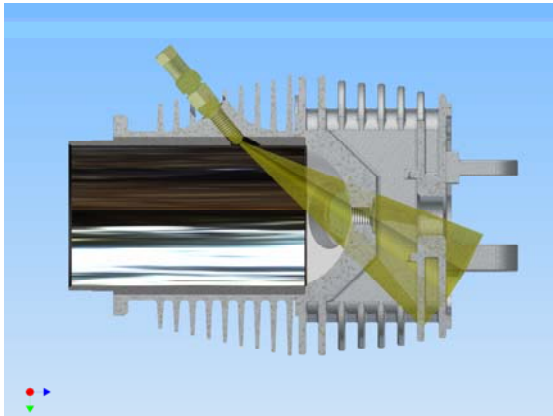


Рис. 1. Організація внутрішнього сумішоутворення в чотиритактному двигуні 2Ч 7,8/6,8 з іскровим запалюванням

При дослідженні процесів сумішоутворення у паливному струмені уточнені моделі, які враховують розподілення палива на периферії струменя (рис. 1, 2).

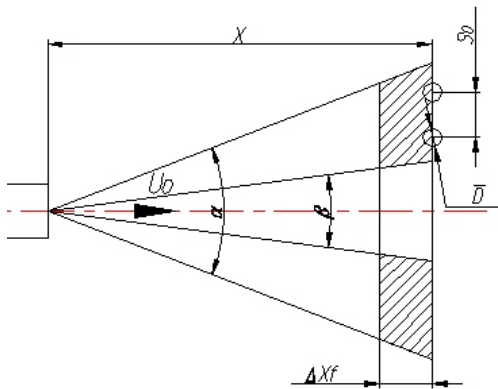


Рис. 2. Схема паливного струменя з периферійним розподіленням палива

Модель розрахунку масо - і теплообміну в паливному струмені [4] базується на моделі і динаміці руху паливного струменя. Припускається, що крапля пального в шлейфі газом не обтикається.

За даними експериментів ЦНДІПА, основний аеродинамічний опір сприймають лише периферійні шари розпиленого струменя пального, шари фронту і мантиї. Шлейфні краплі, що рухаються за фронтальними краплями, практично не втрачають своєї початкової швидкості.

У фронті струменя вище температура повітря, середовище не насичене парами пального, краплі рухаються назустріч повітрю. Все це сприяє швидкому прогріву і гальмуванню часток, якщо врахувати зменшення їх розміру при інтенсивному теплообміні. Випаровування, що утворюються, здуваються з крапель і зупиняються в тому місці, де відбулося випаровування, і поширюються навколо.

При діаметрі крапель D і їх початковій температурі, що дорівнює температурі насичення T_s , за час dt краплі отримають від газу теплоту

$$\begin{aligned} dQ &= \alpha_0 F_K (\Phi_C - \bar{\Phi}_S) d\Phi = \\ &= \alpha_0 p D^2 (\Phi_C - \bar{\Phi}_S) d\Phi \end{aligned} \quad (1)$$

Приймається, що потік повітря, що набігає, не насичений парами пального і теплота, що підводиться, повністю витрачається на випаровування. Елементарна маса палива, що випарувалося:

$$dM = \frac{dQ}{r_1} = \frac{\alpha_0 p D^2 (\Phi_C - \bar{\Phi}_S)}{r_1} d\tau, \quad (2)$$

де r_1 – прихована теплота пароутворення.

При паливному струмені з периферійним розподіленням палива (рис. 2) лобова поверхня фронту струменя F_Φ складає:

$$F_\Phi = pR^2 = p\chi^2 (\text{tg}^2 \beta - \text{tg}^2 \nu), \quad (3)$$

а число крапель у фронті при середній відстані між ними S_0 :

$$N_\Phi = \frac{F_\Phi}{S_0^2} = p \left(\frac{\chi}{S_0} \right)^2 (\text{tg}^2 \beta - \text{tg}^2 \nu). \quad (4)$$

По глибині фронту ΔX_Φ число крапель складає:

$$N_0 = \frac{\Delta Q_\Phi}{\chi_0 S_0}, \quad (5)$$

де χ_0 – коефіцієнт зближення крапель ($\chi_0 < 1$).

Коефіцієнт χ_0 функціонально пов'язаний зі швидкостями на межах ділянки ΔQ_Φ , тобто з відношенням u/u_0 . Припускається, що в першому наближенні при середній відстані між краплями S в потоці по осі фронту:

$$\chi_0 = \frac{S}{S_0} = \frac{u}{u_0}. \quad (6)$$

Загальне число крапель у фронтальній зоні:

$$N_{\Sigma} = N_{\text{стр}} N_0 = \frac{p \cdot \chi^2 \Delta \chi_{\Phi} (\text{tg}^2 \beta - \text{tg}^2 \alpha)}{\chi_0 S_0^3}, \quad (7)$$

і сумарна кількість пального, що випарувалася:

$$dM_{\Sigma} = N_{\Sigma} dM = \frac{p \chi^2 \Delta \chi_{\Phi} (\text{tg}^2 \beta - \text{tg}^2 \alpha)}{\chi_0 S_0^3} \times \frac{\alpha_0 p D^2 (\Phi_C - \Phi_S)}{r_1} dt. \quad (8)$$

Кількість пального, що випарувалася за час просування струменя на відстань $\bar{Q}$ від розпилювача форсунки ($\bar{Q} = \frac{Q}{d}$ – відносна довжина струї пального. $\bar{S}_0 = \frac{S_0}{d}$ – відносна відстань між краплями):

$$M_{\Sigma} = m \frac{\alpha_0 \cdot d^2}{u_0} \bar{Q}^2 \left[\bar{Q} + \frac{1}{K} \ln \frac{1 + \chi \cdot e^{-K\bar{Q}}}{1 + \chi} \right]. \quad (9)$$

$$\text{Оскільки } \frac{\Delta \chi_{\Phi}}{\chi_0 \cdot \bar{S}_0} = \frac{\Delta \chi_{\Phi}}{\chi_0 \cdot S_0 \cdot d} = N_0, \text{ то}$$

$$m = C \cdot p^2 \times \frac{(1 + \chi)^{5/3} \cdot N_0 \cdot d \cdot (\text{tg}^2 \beta - \text{tg}^2 \alpha) (\Phi_C - \Phi_S)}{r_1 \cdot S_0^2} \quad (10)$$

При русі паливного струменя в його об'єм потрапляє елементарна маса повітря:

$$dM_{\text{пов}} = p \cdot X^2 (\text{tg}^2 \beta - \text{tg}^2 \alpha) \rho_{\text{пов}} dx \quad (11)$$

$$\text{або } M_{\text{пов}} \int_0^X = \frac{p}{3} \rho_{\text{пов}} X^3 (\text{tg}^2 \alpha - \text{tg}^2 \beta) \quad (12)$$

Використовуючи формули (9) і (12), можна визначити осереднений коефіцієнт надлишку повітря в паливному струмені в розрахунку на долю пального, що випарувалася. L_0 – стехіометрична кількість повітря, необхідна для згорання 1 кг пального. З урахуванням

$$\Delta \chi_{\Phi} = \chi_0 \cdot \bar{S}_0 \cdot H_0 = \chi_0 \cdot S_0 \cdot d \cdot H_0$$

$$\tilde{\phi} = \frac{M_{\text{пов}}}{M_{\Sigma} \cdot L_0} = \frac{p/3}{C \cdot p^2 \cdot L_0} \times \frac{\chi_0 \cdot c_{\text{пов}} \cdot \bar{S}_0^3 \cdot r_1 \cdot u_0 \cdot \bar{Q} \cdot d}{(1 + \chi)^{5/3} \Delta \chi_{\Phi} (\Phi_C - \Phi_S) \alpha_0 \left[\bar{Q} + \frac{1}{K} \ln \frac{1 + \chi e^{-K\bar{Q}}}{1 + \chi} \right]} \quad (13)$$

Моделювання процесів сумішоутворення проводилося на базі експериментальних даних. При розрахунках динаміки руху паливного струменя враховувалась експериментальна характеристики паливоподачі. В першому наближенні діаметр

фронтальних крапель при розрахунках процесів у паливному струмені приймається середнім ($d=70 \cdot 10^{-6}$ м) на основі зареєстрованого експерименту [5].

Вприскування бензину забезпечувалося форсункою з клапанним розпилювачем при тиску $P_{\text{впр}}=3,5-4,0$ МПа. Зовнішній кут розкриття паливного струменя $\alpha=24^\circ$, внутрішній кут $\beta=18^\circ$.

Результати розрахунків динаміки руху паливного струменя практично відповідають експериментальним даним.

Для розрахунку процесів масо - і теплообміну у паливному струмені з урахуванням уточнень моделі прийняті наступні вихідні дані: циклова подача палива $B_{\text{ц}}=22,71$ мг/ц; щільність бензину А-80 при температурі $T_{\text{т}}=323$ К – $\rho_{\text{пал}}=706$ кг/м³; d – середній діаметр крапель; $S_0 = \bar{S} / d = 8$ – осереднена відстань між центрами крапель у паливному факелі; $N_0=6$ – число крапель, які розганяють газ у сліді до початкової швидкості крапель палива U_0 .

Параметри свіжого заряду у циліндрі та необхідні значення коефіцієнтів: тепловіддачі від газу до крапель; теплопровідності повітря; кінематичної в'язкості повітря; значення критеріїв Рейнольдса при русі паливного струменя прийняті з розрахунку робочого процесу двигуна. При цьому додатково були виконані розрахункові дослідження швидкості руху свіжого заряду у тривимірному вимірі у проточній порожнині впускного каналу і в циліндрі.

Утворена вихідна твердотільна модель (рис. 3) з проточної порожнини впускного каналу і області циліндра. На основі твердотільної моделі побудована сітчаста модель (рис. 4) для положення поршня.

Опис сітчастої моделі, чисельний аналіз і обробка результатів виконані з використанням програмного комплексу MTFS [6]. Принципова схема деформування сітки і тестування розрахункового методу представлені в роботі [7].

Початкове положення поршня - ВМТ. Вихідна висота підйому клапанів – 0,3 мм. Дискретність сітчастої моделі у початковому положенні поршня складала ~ 300 тис. елементів, і збільшувалась по мірі просування поршня до НМТ. Сітка гексаедральна із організацією згущення поблизу твердих меж розрахункової області.

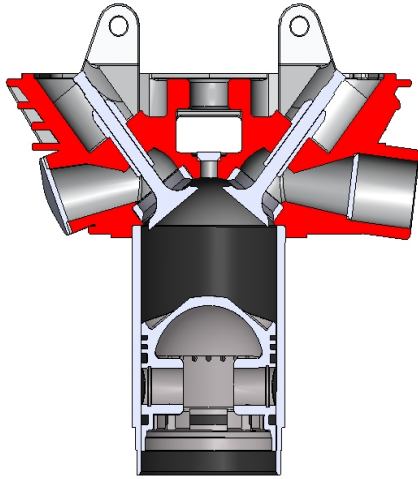


Рис. 3. Моделювання циліндра двигуна на базі твердотільної тривимірної моделі

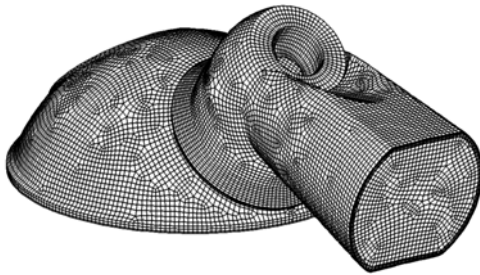


Рис. 4. Зразки сітчастого опису розрахункових областей двигуна

Розрахунки проведені із використанням диференційної моделі турбулентності Спаларта-Аллмараса (SA) (рис. 5). Робочим тілом є повітря. В якості початкових умов для розрахунку задані тиск і температура у розрахунковій області моделі ($P=96300$ Па; $T=1000$ К). На вхідній межі впускних каналів тиск і температура гальмування задавалися постійними ($P=96300$ Па; $T=300$ К). Їх значення відповідають осередненим параметрам у впускному колекторі, які визначені по результатам розрахунку робочого процесу.

Параметри розрахунку: $t = 0.01 \frac{2\pi}{360 \cdot \omega_{\text{кв}}}$ – крок

по фізичному часу, де $\omega_{\text{кв}}$ – кутова швидкість колінчастого вала; $\tau = t/20$ – крок по псевдочасу.

В роботі не розглядався період перекриття клапанів, і не враховувався газодинамічний вплив попереднього циклу роботи двигуна. Розрахунки проведені без врахування теплообміну повітряного заряду зі стінками моделі.

В зоні фронту процес випаровування крапель

прискорюється за рахунок обдування крапель відносно гарячим зарядом, тому при розрахунках процесів масо- і теплообміну у паливному струмені враховується визначена швидкість потоку газів у циліндрі на такті стиску (рис. 5).

З попередніх розрахунків визначено, що час на прогрівання крапель до температури насичення у фронті становить $\Delta\tau_s=1,07 \cdot 10^{-3}$ с. Відповідно, краплі в зоні фронту струменя пройдуть відстань близько 50 мм. Таким чином можливо визначити, що фронт струменя на відстані близько 50 мм від розпилювача форсунки складається з крапель, які досягли температури насичення. Розрахункові значення випаровування маси пального $M_{\text{п}}$, та маси повітря $M_{\text{пов}}$ при русі паливного струменя визначені в залежності від інтегральної характеристики паливоподачі σ . Використовуючи наведену методику, можна оцінити осереднений коефіцієнт надлишку повітря α' в об'ємі струменя при розрахунку на долю пального, що випарувалася ($M_{\text{п}}/M_{\text{цп}}$) (рис. 6).

Випаровування маси бензину при просуванні паливного струменя визначене без врахування взаємодії струменя зі стінками камери згоряння. Виявлена характерна залежність змінення α' у струмені від його просування. При русі струменя від розпилювача форсунки на відстань більш, ніж 50 мм відбувається інтенсивне протікання процесу нагрівання паливних крапель. Однак, фактична кількість пального, що випарувалося на цій ділянці незначна. Це пояснюється тим, що паливний струмінь ще не повністю розкрився, і в його об'єм потрапила незначна кількість повітря. Основна частина випарування пального і подрібнення його часток відбувається на відстані від 55 мм до 85 мм від розпилювача форсунки. У цьому інтервалі руху паливного струменя, в залежності від динаміки подачі пального і геометрії струменя, відбувається ефективно випаровування пального. При просуванні струменя на відстань більш ніж на 55 мм значення α' стабілізується. За даними проведених розрахунків при відстані від розпилювача форсунки до поверхні стінки камери згоряння 55-85 мм у випаровування перейде близько 4,6 % пального у струмені. Решта пального потрапить на поверхню стінки камери згоряння, яка розташована у голівці циліндра.

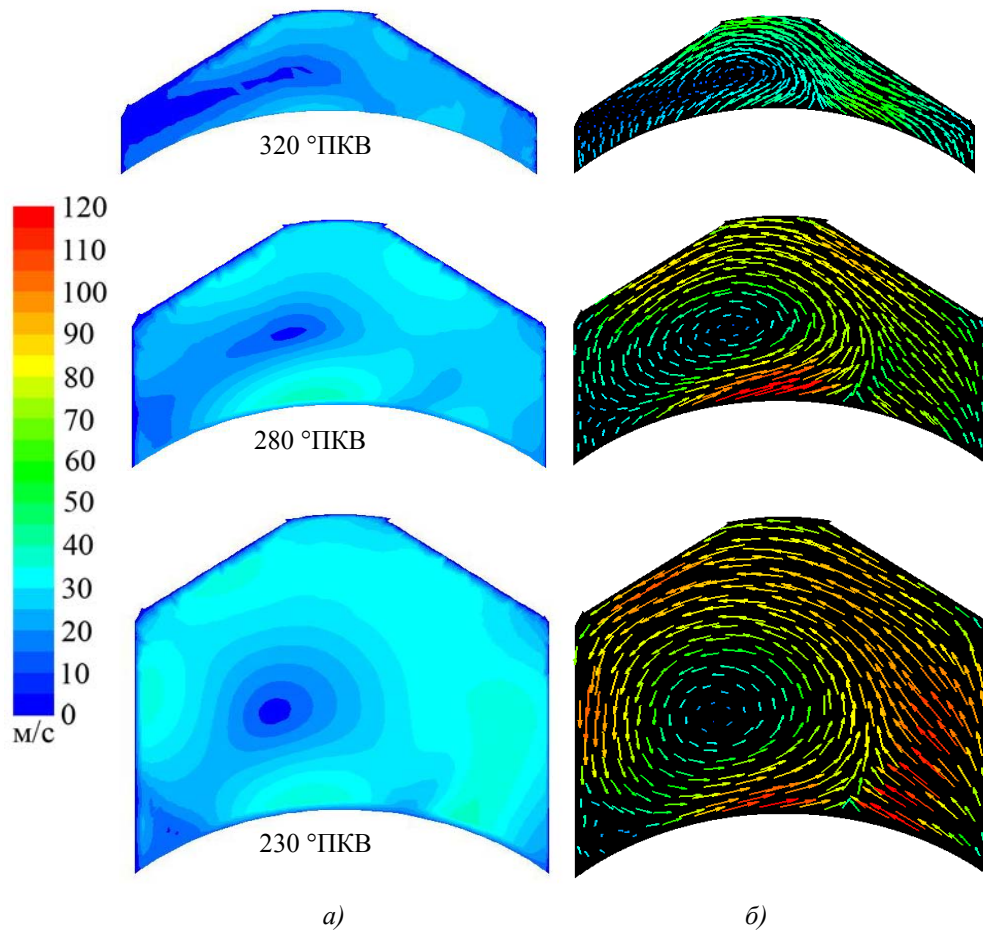


Рис. 5. Швидкість руху свіжого заряду в циліндрі на такті стиску
а) поля швидкостей руху свіжого заряду в циліндрі;
б) векторна картина руху свіжого заряду в циліндрі

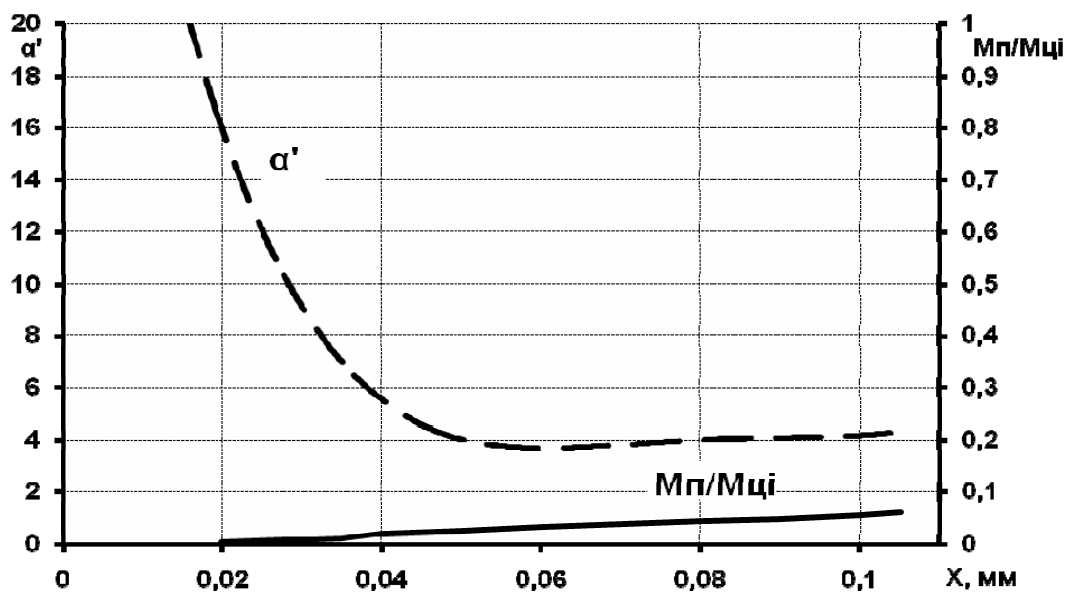


Рис. 6. Залежність частки пального, яка випарувалася, та коефіцієнту надлишку повітря в паливному струмені від відстані, яка пройдена фронтом струменя

Висновки. Модернізовано чотиритактний опозитний двигун 2Ч 7,8/6,8 з іскровим запалюван-

ням виробництва Київського мотоциклетного заводу системою БВП під новий робочий процес. Дороблена конструкція двигуна: змінена форма камери згоряння в головці циліндра; свічка запалювання встановлена по осі циліндра в центрі камери згоряння; змінено нахил впускного й випускного клапанів; у стінці циліндра встановлена форсунка.

Для розрахунку процесів масо – і теплообміну в паливному струмені уточнена математична модель, яка заснована на теорії аеродинамічного сліду. Базова модель дозволяє розраховувати процеси сумішоутворення з розподілом часток палива по всьому об'єму паливного струменя, а в наведеній уточненій моделі – з урахуванням периферійного розподілу палива в струмені й з повітряною порожниною усередині. Модель ураховує зміну зовнішнього й внутрішнього кутів розкриття струменя, що сприяє уточненню протікання процесів сумішоутворення в конкретній конструкції двигуна.

З урахуванням розрахунку робочого процесу двигуна, динаміки руху паливного струменя й розрахунків полів руху заряду в циліндрі на базі тривимірного моделювання процесів, визначена маса палива, яка випарувалася у фронті струменя. При цьому, в об'ємі струменя з урахуванням маси парів палива, й маси повітря, яке потрапило до нього, визначений коефіцієнт надлишку повітря α' . По даним розрахунків процесів масо – і теплообміну в паливному струмені визначено, що найбільш раціональна відстань між розпилювачем форсунки й поверхнею камери згоряння – 55–85 мм. При цьому

у парову фазу перетвориться близько 5% вприснутого палива. Решта палива досягне стінок камери згоряння.

Список літератури:

1. Петриченко Р.М. Физические основы Внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания / Роман Михайлович Петриченко // Учеб. Пособие. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та., 1983. – 244 с.
2. Корогодський В.А. Дослідження процесів плівкового сумішоутворення у двигуні з іскровим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива / В.А. Корогодський, О.В. Василенко, О.П. Савельєв // 36. наук. пр. Українська державна академія залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ. – 2009. – Вип. 103. – С. 249-256.
3. Пат. 87733 С2, Україна, МПК⁷ F02B 17/00. Спосіб сумішоутворення в камері згоряння двигуна внутрішнього згоряння і двигун внутрішнього згоряння з розширюванням паливовітряного заряду та із примусовим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива / Корогодський В.А., Кирилюк І.О., Ломов С.Г.; заявник і власник – Корогодський В.А., Кулигін В.І., Кирилюк І.О., Ломов С.Г. - №а200710939; заявл. 03.10.2007; опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15.
4. Петриченко Р.М., Русинов Р.В. Теплообмен в топливном факеле / Р.М. Петриченко, Р.В. Русинов // Двигателестроение. – 1983. – №1. – С. 9-12.
5. Астахов В.А. Разработка рабочих процессов бензинового двигателя с расслоением заряда в дополнительной камере сгорания: дис... канд. техн. наук: 05.04.02 / Владимир Алексеевич Астахов. – Харьков, 1987. – 230 с.
6. Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Научно-прикладной программный комплекс MTF5® для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы. Сертификат гос. регистрации авт. прав, УГААСП, №5921, 16.07.2002.
7. Хандримайлов А.А. Численное моделирование сжимаемых вязких турбулентных течений во впускных каналах и цилиндрах поршневых двигателей / А.А. Хандримайлов, В.Г. Солодов // Аэрогидродинамика: проблемы и перспективы: Сб. науч. тр. – Харьков: Нац. аэрокосмич. ун-т “ХАИ”. – 2006. – Вып. 2. – С. 212 – 233.

УДК 621.43

**А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, С.А. Алёхин, канд. техн. наук,
С.В. Алексеев, инж., А.А. Крайнюк, канд. техн. наук**

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ НАДДУВА ГЛУБОКОГО ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Введение

Возможность улучшения эксплуатационных показателей дизелей применением газотурбинного наддува в значительной мере ограничивается проблемами, связанными с повышением температуры воздушного заряда в цилиндрах и неудовлетворительным качеством воздухообеспечения на нерасчетных режимах. Особенно заметно отмеченные недостатки проявляются при эксплуатации двигателя в условиях жаркого климата. Высокая температура окружающей среды обуславливает падение

мощности установки ввиду ограничения цикловой подачи топлива из-за снижения плотности воздуха (массового заряда воздуха) и недопустимости превышения максимальной температуры цикла, пределов термонапряженности материалов турбины и цилиндропоршневой группы.

При этом уменьшение отношения граничных температур термодинамического цикла предопределяет снижение к.п.д. установки в среднем на 6.3 % на каждые 10 К повышения температуры воздуха на входе в турбокомпрессор.

К перспективному, с этой точки зрения, направлению развития систем наддува относится применение в качестве основного агрегата воздухоподготовки каскадных обменников давления (КОД) – устройств, основанных на непосредственном обмене энергией между отработавшими газами и сжимаемым воздухом. Принципиальным отличием КОД от известных волновых обменников системы наддува «Сомпрех» является существенно большая энергоэффективность обменных процессов, невысокая чувствительность показателей работы к отклонению эксплуатационного режима от расчетных условий, относительно невысокая частота вращения его ротора. Высокий к.п.д. КОД проявляется в значительном превышении расхода воздуха относительно сжимающего газа [1].

Система наддува глубокого охлаждения наддувочного воздуха

Испытания опытной системы наддува с КОД на базе дизеля 6ЧН12/14 (рис. 1.) подтвердили ее способность обеспечивать неизменность давления наддува во всем диапазоне скоростных режимов двигателя. Причем на номинальном скоростном режиме при давлении наддува 230 кПа и температуре сжимающих газов 700 К избыток наддувочного воздуха относительно расхода через поршневую часть двигателя составил 82,5 % при незначитель-

ном превышении противодействия выпуску газов из цилиндров уровня давления наддува.

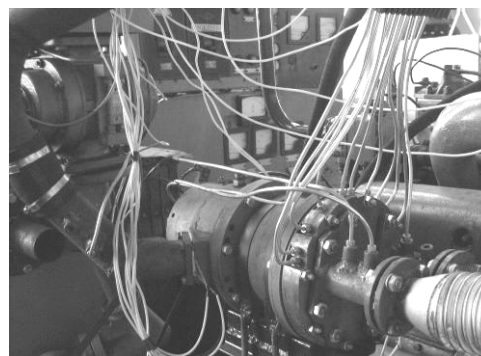


Рис. 1. Стенд моторных испытаний КОД

Отмеченная особенность работы КОД позволяет не только реализовать практически любую требуемую внешнюю характеристику наддува, но также осуществить глубокое охлаждение наддувочного воздуха путем детандерного расширения избытка нагнетаемого в КОД воздуха до температуры ниже окружающей среды с последующим его использованием в качестве хладагента второй ступени охладителя. Схема системы наддува глубокого охлаждения наддувочного воздуха (СНГО) показана на рис. 2.

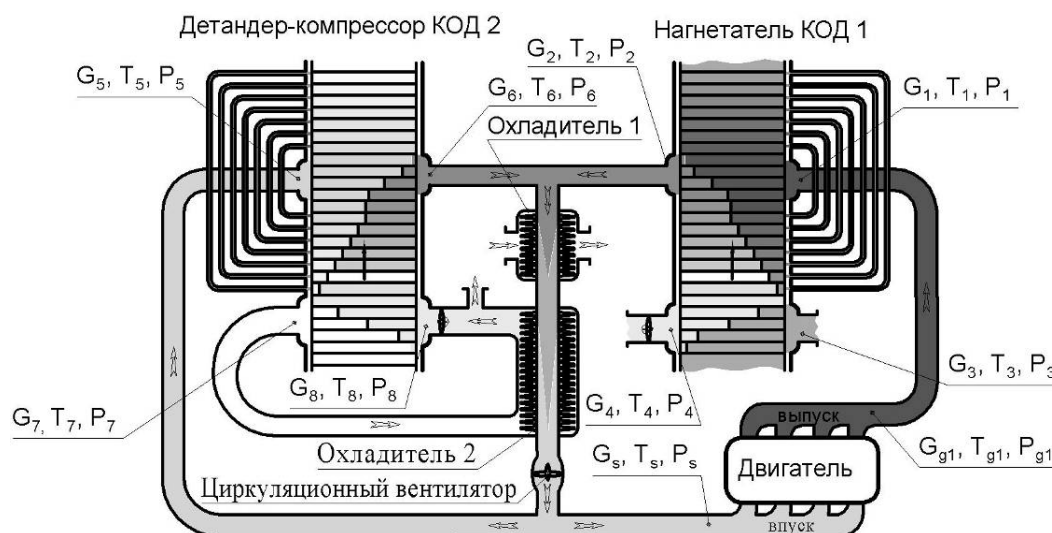


Рис.2. Принципиальная схема СНГО КОД

В данном устройстве один из агрегатов каскадного обмена давлением (КОД 1) выполняет функцию нагнетателя наддувочного воздуха, другой (КОД 2) – детандера-компрессора.

Необходимым условием эффективной работы рассмотренной системы является согласование расходных характеристик ее составных агрегатов. Поиск размерных параметров каскадных обменников, настроенных на требуемый режим работы

комбинированного двигателя, осуществляется методом, изложенным в работе [2].

Соотношения размеров КОД 1 и КОД 2 зависят от степени повышения давления π_k . С увеличением π_k снижается доля нагнетаемого КОД 1 воздуха, отводимая на осуществление холодильного цикла, вместе с тем, как показывают результаты расчета систем различной напорности, снижение расхода хладагента при повышении давления наддува P_s от 0,18 до 0,3 МПа (рис. 3) оказывает несущественное влияние на охлаждающую способность СНГО, что объясняется компенсационным эффектом снижения температуры хладагента вследствие повышения степени его расширения в детандер-компрессоре КОД 2.

Для оценки показателей работы СНГО КОД с фиксированными размерными параметрами в широком диапазоне эксплуатационных режимов КДВС целесообразно использование математической модели, одновременно имитирующей рабочие процессы составных агрегатов системы.

Целью работы является изложение основных положений имитационной модели работы КДВС на нерасчетных режимах, основанной на поиске условий совместной работы агрегатов КОД и поршневой части двигателя.

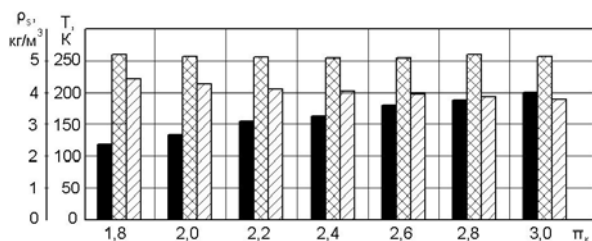


Рис. 3. Термодинамические параметры хладагента и наддувочного воздуха в системах наддува с глубоким охлаждением наддувочного воздуха при различной степени повышения давления: ■ - плотность наддувочного воздуха; ▨ - температура хладагента; ▩ - температура наддувочного воздуха

Математическая модель совместной работы составных агрегатов СНГО КОД

Основными допущениями расчета являются: одномерность течения рабочих сред в проточных элементах системы, отсутствие тепловых и механических потерь в соединительных магистралях, утечек в подвижных сопряжениях ротора КОД. Дополнительно полагается неизменной напорность циркуляционного вентилятора ΔP_6 в предлагаемом диапазоне поиска расчетных значений расходов сред в напорных линиях системы наддува КОД.

Условием совместной работы агрегатов комбинированного двигателя на установившемся режиме является баланс расходов рабочих сред в напорных элементах воздушной и газовой сред:

$$G_s = G_2 + G_6 - G_5, \quad (1)$$

$$G_{g1} = G_1. \quad (2)$$

В общем случае отношения расходов в напорных магистралях системы наддува зависят от термодинамических параметров потоков и перепада давлений между окнами высокого давления (ВД) каждого КОД.

Задача поиска режима совместной работы агрегатов сводится к определению давления наддува P_s и перепада давлений между окнами ВД обоих КОД, при которых реализуются условия (1) и (2).

Согласно принятым допущениям перепад ΔP_{5-6} между окнами ВД КОД 2 зависит от напорности циркуляционного вентилятора ΔP_6 и гидравлического сопротивления охладителей: 1 и 2, соответственно ΔP_{x1} и ΔP_{x2} .

$$\Delta P_{5-6} = \Delta P_6 - \Delta P_{x1} - \Delta P_{x2}. \quad (3)$$

Гидравлическое сопротивление охладителей выражается упрощенной зависимостью:

$$\Delta P_{xi} = \zeta_{\text{сум}} \cdot \frac{\rho_i}{2} \cdot \left(\frac{V_i}{F_i} \right)^2. \quad (4)$$

где $\zeta_{\text{сум}}$ — суммарный коэффициент гидравлического сопротивления, V_i, ρ_i — средний объемный расход и плотность потока соответственно, F_i — условная площадь проходного сечения теплообменника.

Перепад давлений ΔP_{1-2} между окнами ВД КОД1 зависит от расхода воздуха G_s через поршневую часть двигателя. В тоже время расход G_s в свою очередь зависит от давления наддува P_s и перепада давлений ΔP_{s-g1} между впускными и выпускными клапанами ДВС. Причем:

$$\Delta P_{s-g1} = \Delta P_6 - \Delta P_{1-2} - \Delta P_{x1} - \Delta P_{x2} \quad (5)$$

На основании предполагаемых значений P_s , ΔP_{x1} и ΔP_{x2} моделируется рабочий цикл ДВС [3, 4, 5], КОД 1, и КОД 2.

По результатам расчета значений G_s , G_{g1} , G_1 , G_2 , G_5 , G_6 уточняются гидравлические сопротивления охладителей воздуха ΔP_{x1} , ΔP_{x2} первой и второй ступеней и корректируются значения перепадов давлений ΔP_{1-2} и ΔP_{5-6} в окнах ВД обменников.

Баланс расходов по условию (2) достигается соответствующим изменением ΔP_{1-2} (например, при $G_1 > G_{g1}$ необходимо уменьшить ΔP_{1-2}). В случае

невыполнения баланса по уравнению (1) поиск режимов совместной работы осуществляется при других значениях P_2 . Давления в окнах ВД каскадных обменников и сечениях газораспределительных каналов ДВС определяются выражениями:

$$P_1 = P_2 + \Delta P_{1-2}, \quad (6)$$

$$P_s = P_2 - \Delta P_{x1} - \Delta P_{x2}, \quad (7)$$

$$P_{g1} = P_1, \quad (8)$$

$$P_6 = P_2, \quad (9)$$

$$P_5 = P_6 + \Delta P_{5-6}. \quad (10)$$

Температура наддувочного воздуха перед впускным коллектором двигателя а также воздуха в окне 5 КОД 2 определяется на основании расчета тепловых потоков в охладителе 1 одновременно с расчетом температуры низкотемпературного хладагента в охладителе 2.

Алгоритм поиска режима совместной работы агрегатов КДВС иллюстрируется блок-схемой, показанной на рис.4.

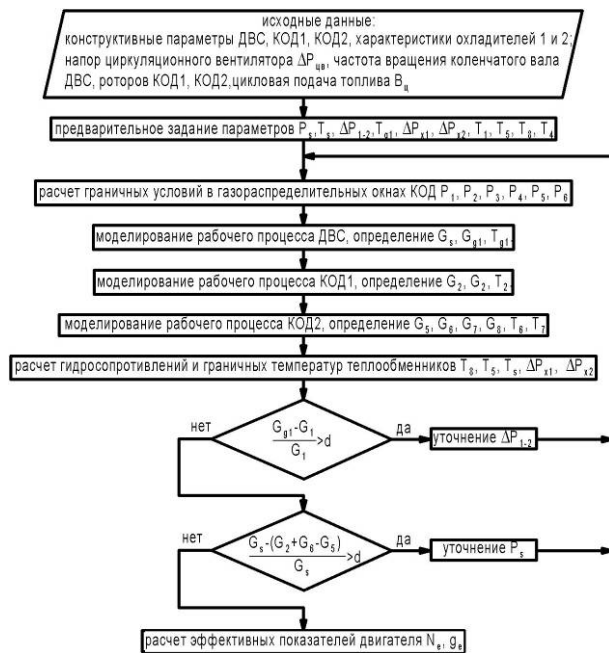


Рис. 4. Блок-схема алгоритма поиска режима совместной работы агрегатов КДВС

В приведенном алгоритме часто повторяющейся вычислительной операцией является расчет рабочих параметров агрегатов КОД. Наиболее полно газодинамические процессы в проточных элементах обменников могут быть описаны численным методом «Распад произвольного разрыва», и подробно изложены авторами в работе [6] применительно к рабочему циклу волнового обменника

давления. На этапе предварительного определения расходных характеристик каскадных обменников достаточную точность обеспечивает предложенный метод «Послойных диффузий» [7].

В соответствии с данным методом объем напоробменных ячеек и массообменных каналов КОД условно разбивается неподвижной сеткой на равные элементарные расчетные слои, величина которых выбирается из условия полного растворения в них рабочего тела, поступившего за период временного расчетного шага из смежных слоев (рис. 5.), причем каждый слой имеет однородные термодинамические параметры.

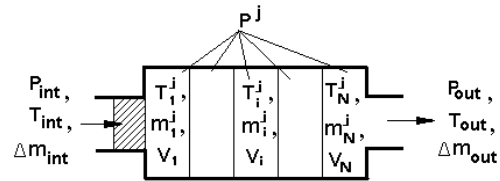


Рис. 5. Расчетная схема объема ячейки к началу расчетного шага

На первом этапе расчета все элементарные расчетные слои рассматриваются как закрытые термодинамические системы (слои фиксированных масс), кроме первого и последнего, которые являются открытыми термодинамическими системами.

Изменение термодинамических параметров в элементарном расчетном слое в общем случае рассматривается как результат одновременного воздействия на рабочее тело, первоначально содержащееся в этом слое, трех факторов: подведенной извне теплоты, работы проталкивания условных границ между смежными слоями, разбавления рабочим телом, поступающим со стороны смежных слоев.

Следует иметь в виду, что работа деформации элементарного слоя эквивалентна сумме работ проталкивания условных границ раздела со стороны смежных слоев:

$$\Delta L_{ДЕФ_i} = \Delta L_{ПР_{i-1}} + \Delta L_{ПР_{i+1}}. \quad (11)$$

При допущении о несущественном отличии показателя политропы сжатия для различных слоев, работа деформации отдельного слоя представляет собой часть общей работы проталкивания рабочего тела всего объема ячейки, соответствующую относительной объемной доле расчетного элемента (слоя). Действительно, суммарная работа проталкивания рабочего тела всего объема ячейки затрачивается на сжатие рабочих тел, содержащихся в расчетных слоях.

$$\Delta L_{\text{ПР}_\Sigma} = \sum_{i=1}^N \frac{n_i \cdot R_\Gamma}{n_i - 1} \cdot T_i \cdot m_i \cdot \left(\pi_k^{\frac{n_i-1}{n_i}} - 1 \right), \quad (12)$$

где T_i – температура воздуха в i -м слое; m_i – масса воздуха в i -м слое; n_i – показатель политропы сжатия в i -м слое; R_Γ – газовая постоянная; N – число расчетных слоев.

Принимая во внимание, что для равных элементарных слоев с одинаковым давлением $T_i \cdot m_i = \text{const}$, получим

$$\Delta L_{\text{ДЕФ}i} = \frac{V_i}{V_\Sigma} \cdot dL_{\text{ПР}_\Sigma}. \quad (13)$$

В соответствии с первым законом термодинамики для открытой системы изменение параметров в крайнем, со стороны поступления рабочего тела, расчетном слое описывается уравнением:

$$\Delta U_1 = (C_v T_{\text{int}} + \frac{W^2}{2}) \Delta m_{\text{int}} + \Delta L_{\text{ДЕФ}1} + \Delta Q_1, \quad (14)$$

где ΔU_1 – приращение внутренней энергии рабочего тела; C_v – удельная массовая изохорная теплоемкость газа; $\frac{W^2}{2}$ – кинетическая энергия потока в минимальном поперечном сечении впускного (выпускного) окна; Δm_{int} – масса рабочего тела, поступившая в ячейку за период временного расчетного шага,

$$\Delta m_{\text{int}} = \mu f_{\text{int}} \cdot P_{\text{int}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} \cdot \frac{1}{R_\Gamma \cdot T_{\text{int}}}} \cdot \left[\left(\frac{P}{P_{\text{int}}} \right)^{\frac{2}{k_\Gamma}} - \left(\frac{P}{P_{\text{int}}} \right)^{\frac{k_\Gamma+1}{k_\Gamma}} \right] \cdot \Delta \tau; \quad (15)$$

ΔQ_1 – тепловой поток при теплообмене между рабочим телом и стенками объема ячейки; T_{int} – температура вошедшего газа.

Для случая $C_v = \text{const}$ имеем:

$$\Delta T_1 = \frac{(C_v T_{\text{int}} + \frac{W^2}{2}) \Delta m_{\text{int}} + \Delta Q_1 + \Delta L_{\text{ДЕФ}1} - C_v T_1 \Delta m_{\text{int}}}{C_v m_1}, \quad (16)$$

где m_1 – первоначальная масса газа в слое; T_1 – первоначальная температура газа в элементарном расчетном слое; ΔT_1 – изменение температуры в первом элементарном расчетном слое.

Для внутренних расчетных элементов расчет термодинамических параметров на каждом расчетном шаге осуществляется в два этапа. На первом этапе параметры во внутренних слоях изменяются под воздействием подведенной теплоты и работы деформации. Тогда изменение температуры во внутренних слоях определяется из уравнения:

$$\Delta T_i = \frac{\Delta Q_i + \Delta L_{\text{ДЕФ}i}}{C_v \cdot m_i}. \quad (17)$$

Изменение термодинамических параметров рабочего тела, первоначально содержащегося в расчетных слоях, приводит к деформации этих слоев и смещению их границ относительно узлов неподвижной сетки (см. рис. 5):

$$\Delta x_1^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_1^{j+\frac{1}{2}} = \frac{x_1^j f_1^j \left[(N-1)a_1 - \sum_{k=2}^N a_k \right]}{\sum_{k=1}^N a_k}, \quad (18)$$

$$\Delta x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i^{j+\frac{1}{2}} = \frac{x_i^j f_i^j \left[(N-1)a_i - \sum_{k=1}^{i-1} a_k - \sum_{k=i+1}^N a_k \right]}{\sum_{k=1}^N a_k}, \quad (19)$$

где $a_i = m_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot R_\Gamma \cdot T_i^{j+\frac{1}{2}}$.

Суммарная деформация каждого внутреннего слоя, обусловленная перемещением правой и левой условных границ, вызывает изменение давления в объеме ячейки в конце первого этапа расчетного шага:

$$p^{j+\frac{1}{2}} = \frac{m_i^{j+\frac{1}{2}} R_\Gamma T_i^{j+\frac{1}{2}}}{x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i^{j+\frac{1}{2}}}. \quad (20)$$

Таким образом, в конце первого этапа расчетного шага в каждом расчетном элементе, ограниченном узлами сетки в общем случае может содержаться два различных температурных слоя (зоны I и II, рис.6).

К началу второго расчетного шага распределение термодинамических параметров в объеме ячейки определяется путем усреднения в пределах каждого слоя:

$$m_1^{j+1} = m_1^{j+\frac{1}{2}} - \Delta m_1^{j+\frac{1}{2}}; \quad (21)$$

$$T_1^{j+1} = T_1^{j+\frac{1}{2}}, \quad (22)$$

$$m_i^{j+1} = \Delta m_{i-1}^{j+\frac{1}{2}} + m_i^{j+\frac{1}{2}}; \quad (23)$$

$$T_i^{j+1} = \frac{\Delta m_{i-1}^{j+\frac{1}{2}} \cdot T_{i-1}^{j+\frac{1}{2}} + m_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot T_i^{j+\frac{1}{2}}}{m_i^{j+1}}, \quad (24)$$

$$m_N^{j+1} = \Delta m_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} + m_N^{j+\frac{1}{2}}; \quad (25)$$

$$T_N^{j+1} = \frac{\Delta m_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} \cdot T_{N-1}^{j+\frac{1}{2}} + m_N^{j+\frac{1}{2}} \cdot T_N^{j+\frac{1}{2}}}{m_N^{j+1}}, \quad (26)$$

где $\Delta m_i^{j+\frac{1}{2}}$ - масса газа, находящаяся в объеме $\Delta x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i$; $m_i^{j+\frac{1}{2}}$ - масса газа, оставшаяся в объеме $x_i^{j+\frac{1}{2}} \cdot f_i$.

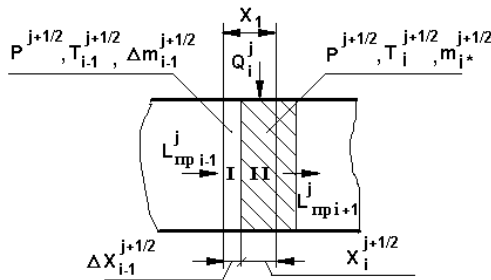


Рис. 6. Расчетная схема i -го слоя в конце первого этапа расчетного шага

Моделирование рабочего цикла КОД сводится к последовательному расчету параметров состояния одновременно в двух смежных ячейках, соединенных соответствующим передаточным каналом статора, при этом расчет проводится в направлении от линии вытеснения к линии продувки. Расчет выполняется до совпадения термодинамических параметров текущего расчетного цикла с соответствующими значениями параметров на предшествующем рабочем цикле.

Расход рабочего тела в газораспределительных окнах КОД на установившемся режиме работы определяется по формулам:

$$G_{ПВД} = Z \cdot \frac{n}{60} \sum_0^{\varphi_{ПВД}/\Delta\varphi} \Delta m_{inti}, \quad (27)$$

$$G_{ОВД} = Z \cdot \frac{n}{60} \sum_0^{\varphi_{ОВД}/\Delta\varphi} \Delta m_{outi}, \quad (28)$$

$$G_{ПНД} = Z \cdot \frac{n}{60} \sum_0^{\varphi_{ПНД}/\Delta\varphi} \Delta m_{inti}, \quad (29)$$

$$G_{ОНД} = Z \cdot \frac{n}{60} \sum_0^{\varphi_{ОНД}/\Delta\varphi} \Delta m_{outi}, \quad (30)$$

где Δm_{inti} и Δm_{outi} - масса, поступившая в ячейку и масса, вышедшая из нее за расчетный шаг, Z - количество ячеек ротора КОД, n - частота вращения ротора КОД, $\varphi_{ПВД}$, $\varphi_{ОВД}$, $\varphi_{ПНД}$ и $\varphi_{ОНД}$ - углы поворота ротора, соответствующие сообщению одной ячейки соответственно с окном ПВД, ОВД, ПНД и окном ОНД.

Температура рабочего тела в окнах ОВД и ОНД определяется по формулам:

$$T_{ОВД} = \frac{\sum_0^{\varphi_{ОВД}/\Delta\varphi} (\Delta m_{outi} \cdot T_i^j)}{\sum_0^{\varphi_{ОВД}/\Delta\varphi} \Delta m_{outi}}, \quad (31)$$

$$T_{ОНД} = \frac{\sum_0^{\varphi_{ОНД}/\Delta\varphi} (\Delta m_{outi} \cdot T_i^j)}{\sum_0^{\varphi_{ОНД}/\Delta\varphi} \Delta m_{outi}}. \quad (32)$$

Использование предложенного метода позволяет определить параметры рабочих тел в газораспределительных окнах агрегатов КОД 1 и КОД 2. Расчет согласно блок-схеме (см. рис. 4) повторяется до выполнения условий (1) и (2).

Показатели работы комбинированного двигателя с СНГО КОД

Результаты моделирования режимов совместной работы агрегатов наддува и охлаждения с поршневой частью двигателя по скоростной и нагрузочной характеристикам КДВС представлены на рис. 7.

Как видно из рис. 7 расход воздуха G_5 в контуре высокого давления КОД 2 заметно превышает расход нагнетаемого КОД 1 воздуха G_2 , несмотря на то, что на осуществление холодильного цикла расходуется лишь часть воздуха, нагнетаемого КОД 1. «Самоумножение» расхода в контуре холодильного цикла объясняется одновременной работой КОД 2 в режиме компрессора, возвращающего в контур детандера значительный поток G_6 сжатого воздуха.

При снижении частоты вращения коленчатого вала двигателя, оснащенного СНГО с нерегулируемой настройкой, имеет место определенное падение наддува P_s и повышение T_s . Механизм такого изменения параметров обусловлен излишним перепуском нагнетаемого КОД 1 воздуха в контур КОД 2 ввиду переразмеренности последнего на режимах низких частот вращения коленчатого вала. При этом снижение общего давления в СНГО, в свою очередь, обуславливает падение степени расширения воздуха в детандере и повышение температуры хладагента. Коррекция расходной характеристики КОД 2, как было показано выше, легко достигается регулированием перепада давления между окнами высокого давления путем соответствующего изменения частоты вращения вентилятора. Потенциал такого регулирования демонстрирует рисунок 7 б.

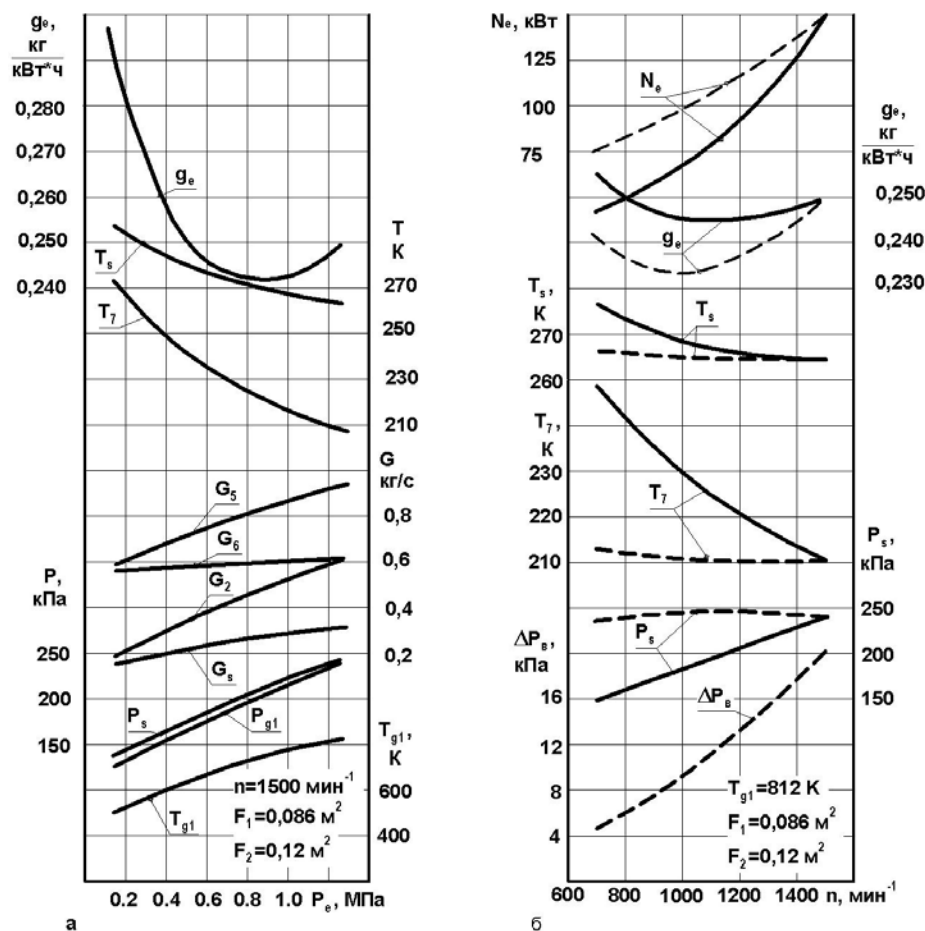


Рис. 7. Нагрузочная (а) и скоростная (б) характеристики двигателя 6ЧН 12/14 с СНГО КОД, при температуре окружающей среды 30 °С

— — — — — с регулированием напорности циркуляционного вентилятора КОД 2 ΔРв;
 ————— без регулирования

Адаптивность системы наддува с глубоким охлаждением наддувочного воздуха при работе комбинированного двигателя по нагрузочной характеристике проявляется в усилении напорности и охлаждающей способности системы на режимах максимальных нагрузок (рис. 13 а), где повышение плотности воздушного заряда и снижение его температуры наиболее целесообразно. При температуре окружающей среды 30 °С и охлаждении наддувочного воздуха в холодильнике первой ступени до 50 °С на режиме $P_e = 1,5$ МПа снижение температуры наддувочного воздуха в холодильнике глубокого охлаждения составляет 58 °С, а на режиме $P_e = 0,2$ МПа - температура наддувочного воздуха снижается на 33 °С.

Способность системы наддува КОД обеспечить высокоэффективный наддув и охлаждение наддувочного воздуха ниже температуры окружающей среды без привлечения дополнительной меха-

нической энергии на осуществление холодильного цикла, обуславливает возможность значительного повышения тяговых и экономических характеристик двигателей, особенно при их эксплуатации в условиях жаркого климата. По сравнению с базовым двигателем использование СНГО КОД позволяет снизить удельный эффективный расход топлива, на номинальном режиме работы на 10 % и повысить эффективную мощность на 36 %. Кроме того, благодаря высокому уровню наддува и низкой температуре наддувочного воздуха даже при низких частотах вращения коленчатого вала рассматриваемый двигатель имеет более высокие мощностные показатели на частичных скоростных режимах работы. Например при $n = 800$ мин⁻¹ мощность рассматриваемого двигателя превышает мощность базового на 65 %.

Впечатляющие показатели холодильного цикла системы наддува с глубоким охлаждением надду-

вочного воздуха допускают возможность параллельного использования агрегатов наддува двигателя в качестве холодильной установки автомобильного или железнодорожного рефрижератора для перевозки скоропортящихся грузов.

Заключение

1. Применение систем наддува каскадного обмена давлением с глубоким охлаждением раскрывает перспективу значительного улучшения тяговых и экономических показателей дизельного двигателей, работающих в сложных климатических и эксплуатационных условиях.

2. Представленная имитационная модель с достаточной, для практических целей, точностью позволяет определить параметры составных агрегатов КДВС с СНГО КОД на нерасчетных режимах.

Список литературы:

1. Крайнюк А. И. Принципы организации рабочего процесса агрегатов каскадного сжатия и некоторые на-

правления их применения / А. И. Крайнюк, О. Ключ, С.В. Алексеев // *Scientific journals, Maritime University of Szczecin, Wydawnictwo naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie. Zeszyt №14(86)*. – Szczecin 2008. – Р. 25-29. 2. Крайнюк А. И. Система наддува ДВС с глубоким охлаждением наддувочного воздуха / С.В.Алексеев, А.А. Крайнюк // *Двигатели внутреннего сгорания*. – №2. – 2009. – с.-59-65. 3. Вибе И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания / И.И. Вибе. – Челябинск, 1974. – 252с. 4. Толстов А.И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамика цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия // В кн.: *Исследование рабочих процессов в быстроходных дизелях*. Вып. 1. - М.: Машиз, 1955. – С.5 – 55. 5. Глаголев Н.М. Расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / Н.М.Глаголев. – Х.: Изд-во Харьк. ун-та, 1958. – 188 с. 6. Крайнюк А.И. Системы газодинамического наддува: монография / А.И. Крайнюк, Ю.В. Сторчеус. – Луганск.: Изд-во ВУГУ, 2000. – 224 с. 7. Крайнюк А. И. Моделирование неустановившегося течения рабочего тела в напоробменных каналах силовой установки каскадно-теплового сжатия / А.И. Крайнюк, А.М. Гоголя, А.А. Крайнюк // *Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету*. – 2003. – Вип.2(19) – с.257–261.

UDK 621.435

A.V. Goncharenko, Cand. Tech. Sci.

FUEL OIL ATOMIZATION CHARACTERISTICS SMOOTHED BY A LOGARITHM NORMAL DISTRIBUTION FOR MARINE DIESEL ENGINES

Introduction

The quality of fuel oil atomization is characterized by many indexes, the most important of which are *dispersion* (fineness) and *uniformity of the atomization*, length, operating action range, and flame cone angle. For objective estimation of the atomization quality by the dispersion and uniformity of the atomization at the final adjustment of the engine fuel oil equipment, it is used atomization characteristics [1, p. 100].

In the view of the coming energy crisis due to crude oil depletion the one of the possible alternatives is to introduce coal-water slurries as a fuel for internal combustion engines [2, p. 74]. That kind of fuel has its own reologic and atomization peculiarities. Thus researches of the atomization characteristics of different alternative fuels are urgent. The urgency of the researches is also dictated by a periodically partially incorrect representation of the characteristics.

Naturally, accepting one or another sort of a fuel for burning in the internal combustion engines of one or another type is the matter of time and cost of the fuel. Undoubtedly, subjective preferences of a decision making person will also play some specific role [3, 4].

The innovation of the given article is in trying to use a logarithm normal distribution for smoothing the atomization characteristics of the fuel oil or coal-water slurries for a certain example of the assumed experimental data. It is also important to test a hypothesis on a certain theoretical distribution by a statistical criterion.

The problem setting in the general view relates to some important science and practical problems of the fuel oil or coal-water slurries atomization optimization.

Analysis of the latest researches and publications

In the study book [1, p. 100-104] it is shown atomization characteristics of some fuel oil dependently on the number and diameter of the nozzles on condition of equal summarized cross-section for fuel oil flow fig. 1, [1, p. 101, fig. 39].

On the fig. 1: the characteristic 1 is for 4 nozzles with the diameters of 0.4 mm (4x0.4), 2 – 2x0.57 mm, 3 – 1x0.8 mm. Summarized cross-section for fuel oil flow is the same in all three cases.

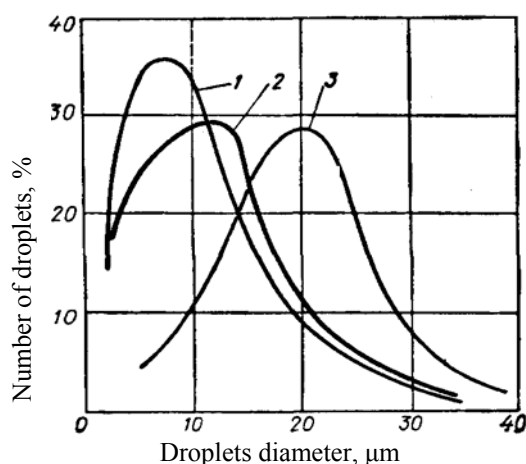


Fig. 1. Fuel oil atomization characteristics

It is also described different factors and their influence upon the dispersion and uniformity of the atomization there. But probably units on the vertical coordinate axis on fig. 1 cannot be expressed in %. And therefore the diagrams can be referred to as just a preliminary image of atomization characteristics.

In the monograph [2, p. 166-197] it is considered problems of coal-water slurries atomization quality. There are criterion relationships for a spray droplets mean diameter by *Sauter*. But there are no curves of a density of the droplets diameter distribution there.

In the study guide [5, p. 192-197] attention is paid to fuel oil atomization and it is shown on fig. 2, [5, p. 195, fig. 7.4] the fuel oil atomization characteristic for a six-cylinder four-stroke supercharged diesel engine with 25 cm bore and 34 cm stroke.

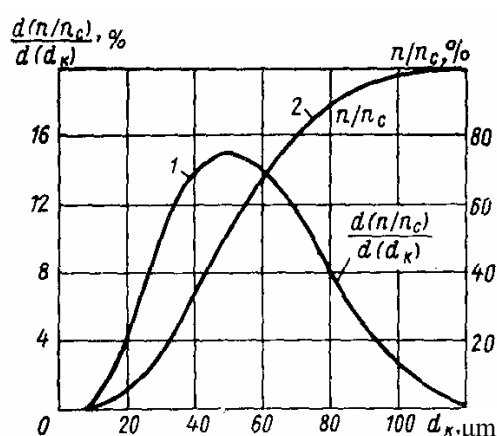


Fig. 2. Fuel oil atomization characteristic

On the fig. 2: 1 – relative frequencies curve of the characteristics, 2 – relative summary curve. For the summary curve: d_k – diameters of droplets, n – total number of droplets that have dimensions from mini-

mum up to the given diameter, n_c – the total number of droplets. For differential curve 1: d_k – given value of droplets sizes, $d(n/n_c)$ – the increase of the droplets number, $d(d_k)$ – the increase of the diameter.

However like in the work [1, p. 101, fig. 39] the density of the distribution measured in % which apparently is not correct. Moreover in the related text block it is mixed numbers that denote differential and cumulative curves.

In the newest publication [6, p. 174] denoted the utmost importance of the size of the fuel droplets for the combustion process quality. Although there is no any curves of the size distribution.

An attempt to analyze some parametric researches on reologic properties of coal-water slurries for their use in ships' internal combustion engines was made in the paper [7]. It is quite natural to continue analytical researches in the field of fuel supply flow, injection, and spraying.

Analytical researches was made in the monographs [3, 4], where it was given a theoretical background for solving problems of a technical state on the basis of *subjective analysis* and *problem-resource approach*.

As it is seen from above mentioned speculations there is a necessity to remind principles of statistical estimations and using them to get the low of distribution.

Problem setting

The intention of the given paper is to research the adequacy between experimental and theoretical distributions for fuel oil atomization characteristics. Also it is to plot diagrams of distribution curves and test the hypothesis of a logarithm normal distribution.

Main material

It is necessary to determine droplets diameter of a spray before plotting atomization characteristics. It can be used one of the simplest and most commonly used way of putting a smoked plate into the spray. Then the droplets dimensions have to be measured with the help of a microscope [1, p. 101; bilo, p. 174].

After this procedure we get so-called "simple statistical sample" or "simple statistical series". The simple statistical sample is a primary form of a statistical material registration and can be proceeded in different ways. One of the ways of such a treatment is plotting a statistical function of a distribution of the random variable [8, p. 134].

Statistical function of a random variable D_k is a frequency of the event $D_k < d_k$ in the given statistical material:

$$F^*(d_k) = P^*(D_k < d_k), \quad (1)$$

where $F^*(d_k)$ – statistical function of the distribution,
 P^* – statistical frequency.

In order to determine the value of the statistical function of the distribution at the corresponding d_k , it is just enough to calculate the number of droplets with the value of D_k less than d_k and divide the number in the total number of droplets.

When the number of observations is quite large (a few hundreds) a simple statistical sample becomes an inconvenient form of registration of the statistical material – it becomes inexpressive and poor for presentation.

To get it more compact and good looking the statistical material should undergo an additional treatment – it is to be plotted a so-called “statistical series”. Assume we have some results of observations on the random variable D_k , performed in a simple statistical sample. Then we divide all diapason of the observed values

of D_k into intervals and calculate the number of values m_i , for each i^{th} interval. We divide these numbers into the total number of the observations n and get the frequency, corresponding to the given interval:

$$p_i^* = \frac{m_i}{n}. \quad (2)$$

Total sum of all intervals, obviously, should equal one.

Plotting a table in which it is given intervals in the way of their appearance on the abscise axis and corresponding frequencies we get a statistical series.

Assumed experimental data

First we plot a statistical series.

According to the curve 1 on fig. 1 it probably was implied some distribution there. Let us assume it was primary experimental data performed in a simple statistical sample. The table 1 is performed as a statistical series correspondingly. In the table 1 I_i depicts the intervals of droplets diameter in the spray.

Table 1

Assumed experimental data																	
##	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	Σ
I_i	0-1	1-2	2-3	3-5	5-7	7-9	9-10	10-11	11-14	14-17	17-20	20-25	25-30	30-35	35-40	40-45	0-45
m_i	0	3	28	230	492	630	321	312	828	633	480	540	270	150	80	45	5042
P_i^*	0	0.000595	0.005553	0.045617	0.09758	0.12495	0.063665	0.06188	0.164221	0.125545	0.0952	0.1071	0.05355	0.02975	0.015867	0.008925	1

When grouping the observed data of the random value into an interval, there is a question arising about what interval the value, which is precisely on the border of the two intervals, should be kept to. In such a case we conditionally reckon it belonging to both intervals and add to the numbers m_i of the one and the other interval $\frac{1}{2}$.

The number of intervals which the statistical material has to be divided into does not have to be too great (then the series of the distribution becomes inexpressive, and frequencies in it show irregular oscillations); on the other hand the number of the intervals does not have to be too small (when we have few intervals properties of the distribution is described too rough by such a statistical series). Practice proves that

in most cases it is rationally to choose the number of the intervals from 10 to 20.

The more representative and uniform the statistical material the bigger number of the intervals can be chosen when composing the statistical series. The lengths of the intervals can be both the same and different. It is easier, of course, to choose them equal. However, when forming information about random values, distributed utmost irregularly, sometimes it gets convenient to choose in areas of the highest density of distribution intervals narrower than in areas of low density.

Then we perform the statistical series graphically in the shape of a histogram. We have done it like this. On the abscise axis we put intervals, and on each interval as on the basis we plot a rectangle, the area of which equals the frequency of the given interval. To

plot the histogram it is necessary to divide the frequency of each interval into its length and use the acquired value as the height of the rectangle.

In case of equal by length intervals the heights of the rectangles are proportional to corresponding frequencies. It comes out of the histogram plotting that its total are equals one.

In this example of the assumed statistical data the length of intervals are not equal because the prototype distribution has a very sharp increase of the distribution density in the area from 4 to 12 μm (see fig. 1, curve 1). Therefore the intervals from # 1 up to # 8 are narrower than from # 9 up to # 16.

In the table 2 it is given data for plotting the histogram.

The histogram constructed accordingly to the data given in the table 2 is shown on fig. 3.

On the fig. 3: $x - d_k$, $N_{kp}^{(0)} - I_i, f(x)$ – a smoothing curve, $N_{kp}^{(4)}$ – the frequency, $N_{kp}^{(2)}$ – the number of droplets.

In principle plotting the statistical function of the distribution already solves the problem of a description of the experimental material preliminary illustrated on fig. 1, 2. However plotting the function of distribution with the aid of the equation 1 is not so convenient – in the sense of imagination ability. Often it is better to use other characteristics of statistical distributions, analogous not to the function of a distribution but the density of the distribution. This method uses the equation (2).

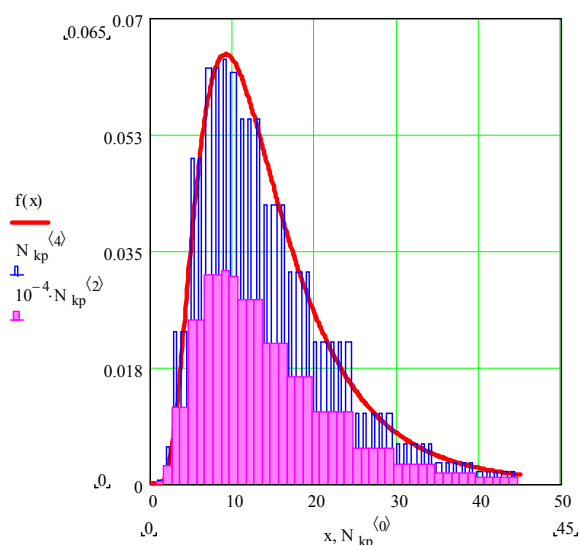


Fig. 3. Distribution, histogram, and smoothing curve

Table 2

Data for plotting the histogram					
##	I_i	m_i		p_i^*	
1	0-1	0	0	0	0
2	1-2	3	3	0,000595	0,000595
3	2-3	28	28	0,005553	0,005553
4	3-4	230	115	0,045617	0,022808
5	4-5		115	0	0,022808
6	5-6	492	246	0,09758	0,04879
7	6-7		246	0	0,04879
8	7-8	630	315	0,12495	0,062475
9	8-9		315	0	0,062475
10	9-10	321	321	0,063665	0,063665
11	10-11	312	312	0,06188	0,06188
12	11-12	828	276	0,164221	0,05474
13	12-13		276	0	0,05474
14	13-14		276	0	0,05474
15	14-15	633	211	0,125545	0,041848
16	15-16		211	0	0,041848
17	16-17		211	0	0,041848
18	17-18	480	160	0,0952	0,031733
19	18-19		160	0	0,031733
20	19-20		160	0	0,031733
21	20-21	540	108	0,1071	0,02142
22	21-22		108	0	0,02142
23	22-23		108	0	0,02142
24	23-24		108	0	0,02142
25	24-25		108	0	0,02142
26	25-26	270	54	0,05355	0,01071
27	26-27		54	0	0,01071
28	27-28		54	0	0,01071
29	28-29		54	0	0,01071
30	29-30		54	0	0,01071
31	30-31	150	30	0,02975	0,00595
32	31-32		30	0	0,00595
33	32-33		30	0	0,00595
34	33-34		30	0	0,00595
35	34-35		30	0	0,00595
36	35-36	80	16	0,015867	0,003173
37	36-37		16	0	0,003173
38	37-38		16	0	0,003173
39	38-39		16	0	0,003173
40	39-40		16	0	0,003173
41	40-41	45	9	0,008925	0,001785
42	41-42		9	0	0,001785
43	42-43		9	0	0,001785
44	43-44		9	0	0,001785
45	44-45		9	0	0,001785
Σ	0-45	5042	5042	1	1

Smoothering the statistical series by a logarithm normal distribution

Often it happens to be desirable to compare to experimental data such a distribution of a random value x in an interval (a, b) , so that some function $g(x)$ would have a normal distribution, i. e. for the class of distributions by Captain [9, p. 613]:

$$\Phi_x(x) = \Phi_u \left[\frac{g(x) - \mu}{\sigma_g} \right], \quad (3)$$

where $\Phi_x(x)$ – integral of probabilities, Φ_u – normal function of distribution, μ – expectation, σ_g – standard deviation.

The density of the distribution:

$$\varphi_x(x) = \frac{1}{\sigma_g \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left[\frac{g(x) - \mu}{\sigma_g} \right]^2 \right\} \left| \frac{dg}{dx} \right|. \quad (4)$$

The random variable x , described by distribution (3, 4), can be considered as the limit of the sequence of the random values

$$x_{r+1} = x_r + z_{r+1} h(x_r) \quad (r = 0, 1, 2, \dots),$$

each of which is the result of an action of small independent impulses $z_1, z_2, \dots, z_r$, that satisfy conditions of the limit theorems (by Chebyshev, central limit theorem), moreover

$$z_1 + z_2 + \dots + z_r = \sum_{i=0}^{r-1} \frac{x_{i+1} - x_i}{h(x_i)} \approx \int_{x_0}^x \frac{dx}{h(x)} = g(x).$$

In particular, if $h(x) = x$, that is the effect of an impulse action is proportional to already achieved value of the random variable, and $x_0 = 1$, then $g(x) = \ln x$, and we have logarithm normal distribution

$$\varphi(x) = \begin{cases} 0 & (x \leq 0), \\ \frac{1}{x\sigma\sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left[\frac{\ln x - \mu}{\sigma} \right]^2 \right\} & (x > 0). \end{cases} \quad (5)$$

According to the shape of the histogram $N_{kp}^{(4)}$ on the fig. 3, and theoretical reasons (5), we choose $\mu = \ln 12,661$ and $\sigma = 0,5765$ in such a way that the curve $f(x)$ on the fig. 3 would have similar shape to the $N_{kp}^{(4)}$.

The hypothesis test of a logarithm normal distribution

To test the hypothesis about accordance between the theoretical distribution (5) and assumed experimen-

tal data we use one of the most commonly used tests: the chi-square goodness-of-fit test.

The Pearson criterion χ^2 is calculated by the formula [8, p. 152]

$$\chi^2 = n \sum_{i=1}^k \frac{(p_i^* - p_i)^2}{p_i}, \quad (6)$$

where k – the number of intervals, p_i – theoretical probability for random variable D_k to get to the specified i^{th} interval of the testing distribution given by the density (5).

Or on the condition of (2) the measure of diversity (6) has the view of

$$U = \chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(m_i - np_i)^2}{np_i}. \quad (7)$$

Distribution of χ^2 (6, 7) depends on a parameter r , which is called “the number of degrees of freedom” of the given distribution. It is calculated by the formula

$$r = k - s, \quad (8)$$

where s – the number of imposed restrictions.

In this problem setting it is just one

$$\sum_{i=1}^k p_i^* = 1. \quad (9)$$

In the table 3 it is illustrated the results of calculations. The sum of p_i : $\sum_{i=1}^k p_i = 0,986086 \neq 1$ because the normalizing condition for the case of the logarithm normal distribution (5) means

$$\int_0^{\infty} f(x) dx = 1,$$

which accomplishes.

The number of degrees of freedom (8) with respect to the restriction (9) at the $k = 16$

$$r = 16 - 1 = 15.$$

Using special tables composed for χ^2 distribution for the values of $\chi^2 = 10,24$ and $r = 15$ we get probabilities $p = 0,8$ at the $\chi^2 = 10,31$ and $p = 0,9$ at the $\chi^2 = 8,55$.

Thus with the probability more than 0,8 the diversities between experimental and theoretical data occur due to random factors and the hypothesis of the logarithm normal distribution of fuel droplets sizes in a spray with the parameters of $\mu = \ln 12,661$ and $\sigma = 0,5765$ can be recognized as the one that does not contradict to the experimental data.

Table 3

Calculations for chi-square goodness-of-fit test				
##	I_i	p_i^*	p_i	$\frac{(p_i^* - p_i)^2}{p_i}$
1	0-1	0	0,000005	0,000005
2	1--2	0,000595	0,000679	1,04957E-05
3	2--3	0,005553	0,005566	2,81096E-08
4	3--5	0,045617	0,04728	5,85062E-05
5	5--7	0,09758	0,09846	7,85931E-06
6	7--9	0,12495	0,12493	3,33654E-09
7	9--10	0,063665	0,06426	5,50533E-06
8	10--11	0,06188	0,06247	5,56838E-06
9	11--14	0,164221	0,16558	1,11614E-05
10	14--17	0,125545	0,12616	2,9939E-06
11	17--20	0,0952	0,09075	0,00021824
12	20--25	0,1071	0,09489	0,001571217
13	25--30	0,05355	0,0517	6,6212E-05
14	30--35	0,02975	0,02839	6,51592E-05
15	35--40	0,015867	0,01588	1,11064E-08
16	40-45	0,008925	0,009085	2,82971E-06
Σ	0-45	1	0,986086	0,002031122
χ^2				10,24091577

Subjective preferences of fuel atomization quality accordingly to the shape of the droplets sizes distributions

According to the theory of fuzzy sets it is formulated functions of belonging. There is an arbitrary subjective approach in that portrays some personal ideas about uncertainty. The newly developing theory of subjective analysis [3, 4] offers introduction of subjective preference functions which allows estimation in a real view the influence of psychological factors upon a decision making person.

There is a formal analogy between the distribution of some preferences and distribution of probabilities, and we can use many results of the theory of probabilities, mathematical statistics, and the theory of information, giving them, although, every time an interpretation in terms of the subjective analysis [3, p. 115].

Here it is used some variation principle of the maximum of the subjective entropy of certain subjective preferences. The corresponding functional taken in a rather general view [3, p. 119, (3.38)]:

$$\Phi_{\pi} = \alpha H_{\pi} + \beta \varepsilon + \gamma H, \quad (10)$$

where H_{π} – the subjective entropy; $\varepsilon = \varepsilon(\pi, U, \dots)$ – a function of subjective effectiveness; N – normalizing condition; α, β, γ – structural parameters, they can be considered in different situations as Lagrange coefficients,

weight coefficients or endogenous parameters which represent certain psychic properties.

The optimal distribution that we get as the result of using the variation principle has the view of:

$$\pi^{-}(\sigma_i) = \frac{e^{-\beta L(\sigma_i)}}{\sum_{j=1}^N e^{-\beta L(\sigma_j)}}, \quad (11)$$

where $\pi^{-}(\sigma_i)$ – a function of negative preferences of a subject concerning achievable for him alternatives σ_i ; $L(\sigma_i)$ – a function of losses («harmfulness»).

When considering required for each alternative resources – $R^{req}(\sigma_i)$ ($\sigma_i \in S_a$), where S_a – a set of achievable for a person's goals alternatives, we have a problem-resource situation. In every problem-resource situation there is its own distribution of the required resources. It is also there is a possibility together with the use of absolute required resources to use normalized resources. If

$$R^{req} = \sum_{j=1}^N R^{req}(\sigma_j), \quad (12)$$

then normalized resources

$$\bar{R}^{req}(\sigma_i) = \frac{R^{req}(\sigma_i)}{\sum_{j=1}^N R^{req}(\sigma_j)}. \quad (13)$$

We can make an assumption, that $L(\sigma_i) = R^{req}(\sigma_i)$, or $L(\sigma_i) = \bar{R}^{req}(\sigma_i)$. Then a function of the negative preference [3, p. 127, (3.64)]

$$\pi^{-}(\sigma_i) = \frac{e^{-\beta R^{req}(\sigma_i)}}{\sum_{j=1}^N e^{-\beta R^{req}(\sigma_j)}}, \quad (14)$$

The sense of this distribution – the more the required resources needed for achieving the σ_i alternative the less that alternative preferable to a person.

It can be chosen an exceeding value or an increase of some disposable resources over required as a function of positive preferences. There are two possible variants. Disposable resources: R^{disp} , if they are universal (for example money), do not depend upon the alternative being chosen by a subject. Then the increase is

$$R^{d+}(\sigma_i) = R^{disp} - R^{req}(\sigma_i).$$

If disposable resources are specialized, then [3, p. 127, (3.65)]

$$R^{d+}(\sigma_i) = R^{disp}(\sigma_i) - R^{req}(\sigma_i). \quad (15)$$

According to an accepted technical and economical strategy a subject chooses fuel atomization quality by the shape of fuel atomization characteristics as a kind of alternatives portrayed by curves fig. 1-3 based on the constructed distributions and histograms with the aid of the formulas (1-5) and tested by the procedure (6-9) in accordance with a certain criterion.

Conclusions

The experimental data for fuel oil or coal-water slurry atomization characteristics, assumed accordingly to [1, 5] can be in the view of the sense of the formulated problem smoothed by a logarithm normal distribution.

The ordinate axis measurement units for differential curves of the droplets sizes distributions should be expressed in $\frac{\%}{\mu\text{m}}$ in [1, 5]. Apparently there is a misprinting in the books.

Testing the hypothesis of the logarithm normal distribution with the parameters of $\mu = \ln 12,661$ and $\sigma = 0,5765$ by the Pearson criterion χ^2 allows to accept the hypothesis. Chi-square goodness-of-fit test gives values of $\chi^2 = 10,24$, and at $r = 15$ we get probabilities: $p = 0,8$ at the $\chi^2 = 10,31$ and $p = 0,9$ at the $\chi^2 = 8,55$.

Concerning following researches the quality of the fuel spray, which depends upon fuel oil or coal-water slurry characteristics, injectors tips, injectors apertures, pressures, temperatures, viscosities, and other reologic characteristics, as well as the technical

state versus economical factors, will exert an influence upon a decision making person subjective preferences. There is a tool for such researches in the view of (10-15), that is a kind of a variation problem which includes the subjective entropy of the subjective preferences.

The literature list:

1. Самсонов В.И. Двигатели внутреннего сгорания морских судов. Учебник для высш. учеб. заведений. / В.И. Самсонов, Н.И. Худов. – М.: Транспорт, 1990. – 368 с.
2. Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания: монография / Е.В. Белоусов. – Херсон: ОАО «ХГТ» – 2006. – 452 с.
3. Касьянов В.А. Субъективный анализ: монография / В.А. Касьянов. – К.: НАУ, 2007. – 512 с.
4. Касьянов В.А. Элементы субъективного анализа: монография / В.А. Касьянов. – К.: НАУ, 2003. – 224 с.
5. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин, А.И. Горбань, В.В. Добро-вольский, А.И. Лукин [и др.]. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
6. Kuiken K. Diesel engines for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW: in 2 parts / K. Kuiken. – Target Global Energy Training, Onnen, The Netherlands, 2008. – 1 part.
7. Гончаренко А.В. Аналіз параметричних досліджень реологічних властивостей водовугільних суспензій для застосування у судових двигунах внутрішнього згорання / А.В. Гончаренко // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2009. – №8(65). – С. 90-95.
8. Вентцель Е.С. Теория вероятностей: учебник / Е.С. Вентцель. – М.: Наука, 1969. – 576 с.
9. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1984. – 831 с.

УДК 621.436

А.П. Марченко, д-р техн. наук, И.Н. Карягин, инж., И.И. Сукачев, канд. техн. наук

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СТенок КАМЕРЫ СГОРАНИЯ НА ИСПАРЕНИЕ И ВЫГОРАНИЕ ТОПЛИВА В ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЯХ

Анализ развития форсированных дизелей показывает, что значительное повышение температур поршня приводит к необходимости использования их тепловой защиты из условий обеспечения надежности и долговечности. Для тепловой защиты огневой поверхности камеры сгорания (КС) обычно применяются вставки из термостойких сталей, составные поршни с накладками и др. Например, в конструкции высокофорсированного дизеля [1] температура монометаллического поршня ограничена 620К. Применение жаростойких накладок на поршнях позволяет повысить допустимую температуру стенок КС

четырёхтактного дизеля до 820 К, двухтактного до 1220 К [1]. В разрабатываемых двигателях для применения альтернативных дизельных топлив, в частности растительных масел, биотоплив высокие температуры стенок КС оказываются необходимыми для организации качественного рабочего процесса [2].

Однако, обеспечение высоких показателей рабочего процесса при теплоизоляционной защите поршня связано с решением целого ряда проблем. На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» были проведены комплексные испытания дизеля 4ЧН12/14 с серийными и с теплоизолированными элементами рабо-

чей полости цилиндров. Для расчетного исследования использованы экспериментальные материалы сравнительных испытаний дизеля со штатным поршнем из алюминиевого сплава и с поршнем со стальной накладкой с серийной цилиндрической КС.

В данной работе ставится задача конкретизировать условия испарения и выгорания топлива в различных зонах струи, что позволит учесть влияние на процесс сгорания температуры стенок КС и распределения топлива. При этом рассчитывались характеристики распределения топлива в объеме

КС и у пристеночных зон, скорости его испарения и выгорания.

На основании экспериментальных индикаторных диаграмм были определены характеристики тепловыделения в базовом и опытном дизеле. Идентификация полученных характеристик проведена на основе метода моделирования рабочего процесса, разработанного на кафедре ДВС НТУ "ХПИ" [3], в котором уточнен расчет характеристик испарения и выгорания топлива в пристеночных зонах КС. Результаты идентификации математической модели рабочего процесса дизеля приведены на рис. 1.

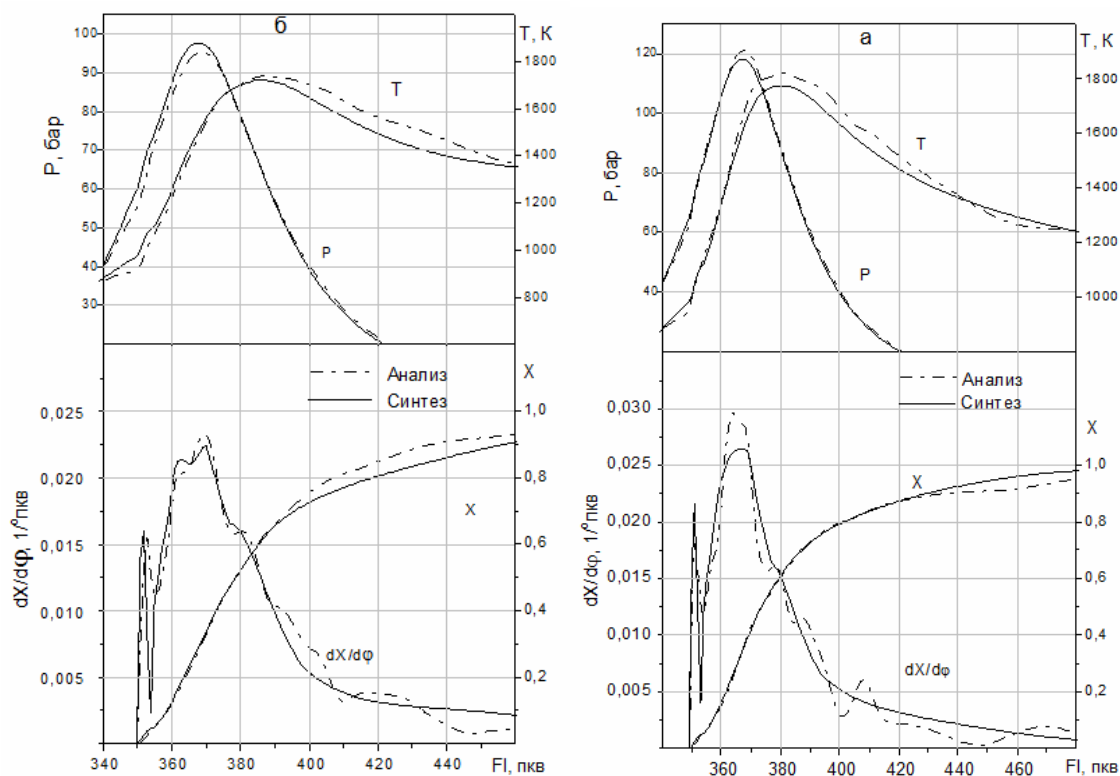


Рис.1. Результаты идентификации математической модели рабочего процесса двигателя 4CH12/14 с штатной (а) и опытной КС (б) на режиме работы: $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 88,3 \text{ кВт}$

Ниже рассмотрены особенности математической модели расчета смесеобразования и сгорания.

В соответствии с физической моделью процессов смесеобразования и сгорания, изложенной в [3], на участке топливоподачи и завершения развития топливных струй (ТС) скорость сгорания лимитируется, главным образом, скоростью испарения топлива.

При расчете испарения топлива широкое распространение получили методы, в которых использованы закономерности испарения отдельных капель. При этом, скорость испарения ТС является суммой скоростей испарения отдельных капель.

Если принять, что каждая элементарная порция капле топлива, поступившая в расчетную зону испарения, распыляется на dN капле, то текущую относительную скорость испарения топлива в j -той зоне усредненного теплообмена определяем как:

$$d\sigma_{uj} / d\tau = [1 - (1 - B_{uj})^{3/2}] \cdot \sigma_{Zj} / \tau_{uj}. \quad (1)$$

Полная текущая скорость испарения топлива равна сумме скоростей испарения в зонах интенсивного теплообмена: оболочке струи, ее фронте и в пристеночных зонах.

Для расчетов по формуле (1) необходимо

предварительно определить константы испарения топлива в различных зонах струи. Оценку теоретической константы испарения произведем по известной зависимости:

$$K_{uj} = 4 \cdot 10^6 \cdot NU_D \cdot D_p \cdot p_s / \rho_f = , \text{ м}^2/\text{с}, \quad (2)$$

$$= 4 \cdot 10^6 \cdot NU_D \cdot D_p \cdot p_s / \rho_f$$

где NU_D - критерий Нуссельта для процессов диффузии; D_p - коэффициент диффузии паров топлива, отнесенный к градиенту парциальных давлений, с; p_s - давление насыщенных паров, МПа; ρ_f - плотность жидкого топлива, кг/м³. Давление насыщенных паров топлива при температуре равновесия испарения равно: $p_s = A \cdot \exp[-B/T_K]$. Для дизельного топлива среднего состава $A = 2520$ МПа, $B = 5220$ К. Зависимость коэффициента диффузии паров топлива от температуры и давления среды: $D_p = D_{p0} \cdot (T_K/T_0) \cdot (p_0/p)$, где D_{p0} - коэффициент диффузии при атмосферных условиях, $T_0 = 273$ К, $p_0 = 0,031 \cdot 10^{-8}$ с.

Условия испарения капель в различных зонах струи и КС учитываем путем соответствующего задания T_K и NU_D .

После того, как ТС достигает стенки КС, топливно-газовая смесь начнет растекаться за пределы конуса струи. Формируется уплотненный пристеночный слой, над которым образуется более разреженное облако из заторможенных капель, отраженных от стенки и оторвавшихся от ядра пристеночного потока. Различные условия испарения топлива в прилегающем к стенке слое и рассеянного над стенкой затрудняет выбор среднего значения константы испарения топлива для пристеночной зоны в целом.

Для описания состояния топливного слоя и определения влияния на него температуры поверхности КС в процессе сгорания необходимы экспериментальные данные, которые можно получить только на модельных установках. В литературе имеются сведения о результатах исследований на физических моделях - установках постоянного объема, например [4]. Заметим, что при этом обеспечивается частичное подобие процессов вследствие их сложности. При попадании топлива на высокотемпературную стенку КС подвод тепла к топливу происходит как от газового заряда, так и от поверхности при этом коэффициент теплоотдачи от поверхности значительно выше.

Скорость испарения топлив при докритическом давлении среды принимает максимальные

значения при температуре стенки, близкой к среднемолекулярной температуре кипения топлива. При дальнейшем повышении температуры стенки капля отделяется от стенки паровой прослойкой, что снижает скорость её испарения. В отличие от докритической области давлений, при давлении среды, выше критического, скорость испарения топлива достигает максимального значения при более высоких температурах поверхности, т.е. кривая продолжительности испарения смещается вправо (рис. 2). Дальнейшее повышение температуры не приводит к увеличению времени испарения капли. Исследования показали, что для монофракционного аналога дизельного топлива - н-гексадекана ($\mu = 226$, $p_{кр} = 1,34$ МПа) максимальное значение скорости испарения соответствует $T_W \approx 573$ К при $p = 0,1$ МПа и $T_W = 723$ К при $p \geq 1,75$ МПа [5].

В литературе также имеются результаты экспериментальных исследований физики пленочного смесеобразования в КС. Так, в работе [5] приведены экспериментальные данные по динамике испарения топливной пленки в зависимости от температуры стенки, температуры, давления и скорости воздушного заряда. Скорость испарения топливного слоя зависит от интенсивности теплоподвода к нему от воздушного заряда и стенки КС.

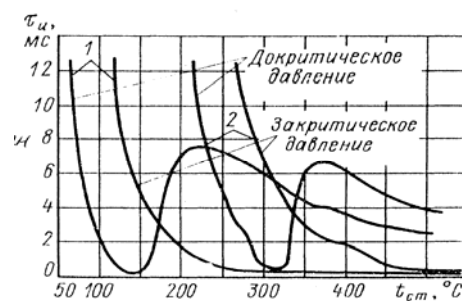


Рис.2. Влияние температуры стенки на продолжительность испарения капель топлива с ее поверхности
1- Н-гептан; 2- Н-гексадекан [5]

Температура топливного слоя определяет коэффициент диффузии D_p и давление насыщенных паров топлива p_s . Расчет относительного времени испарения пристеночного топлива проводим аналогично определению скорости испарения в объеме с использованием опытных данных [6].

Коэффициент диффузии и давление насыщенных паров топлива определяем при температуре равновесного испарения равной температуре стенок КС. При этом постоянные коэффициенты A ,

B для стандартного летного топлива определяем по двум точкам: при атмосферном давлении $p_s = p_0 = 0,1$ МПа; $T_K = T_M = 527$ К и при критических параметрах $p_s = p_{кр} = 1,5$ МПа; $T_K = T_{кр} = 718$ К; плотность топлива $\rho_f = 845$ кг/м³. С учетом среднего диаметра капель $d_{32} = 25 \cdot 10^{-6}$ м находим относительное время испарения топлива.

Принимаем, что относительная скорость испарения топлива пристеночного топлива в зависимости от температуры стенки КС изменяется по параболической зависимости, достигая максимума при критической температуре испарения топлива. Поэтому скорость испарения частиц топлива в пристеночном двухфазном слое определяем, используя выражение (1).

Для расчета константы испарения топлива вблизи стенки воспользуемся следующим упрощенным представлением о развитии струи в пристеночной зоне. Долю топлива, достигшего стенки σ_w , распределяем по потокам σ_{wj} и по зонам испарения: $\sigma_{яwj}$, $\sigma_{фwj}$, σ_{owj} . На данном этапе исследования доли топлива σ_{owj} суммируем с σ_o и считаем, что константы испарения этих масс топлива K_o одинаковы. Аналогично поступаем с долями топлива $\sigma_{фwj}$ и $\sigma_{ф}$, константу испарения $K_{ф}$ которых также считаем одинаковой. Для топлива в пристеночном слое $\sigma_{яwj}$, развивающимся по стенкам КС в поршне $\sigma_{пwj}$, осевшего на поверхность крышки $\sigma_{кwj}$ и на гильзу цилиндра $\sigma_{гwj}$, принимаем $NU_D = 3,5$.

Для расчета действительной константы испарения используем выражение $B_{uj} = Y \cdot K_{uj} / d_{32}^2$. Здесь Y – эмпирическая поправка теоретической константы испарения K_{uj} , введена для уменьшения погрешностей, связанных с принятыми допущениями. Опыт идентификации характеристик тепловыделения на различных режимах работы двигателей типа СМД, показал, что Y можно принять зависящей, прежде всего, от мелкости распыливания d_{32} , вихревого движения заряда вблизи ВМТ H и частоты вращения коленчатого вала n : $Y \approx (1 \dots 1,2) \cdot d_{32} \cdot (H \cdot n)^{0,5}$.

Процесс сгорания условно разделим на четыре характерных периода: задержка воспламенения, сгорание в процессе топливоподачи (стадия кинетического выгорания паров топлива, испарившихся

за период задержки воспламенения и стадия сгорания топлива, испаряющегося после начала сгорания), развитое диффузионное горение после окончания впрыскивания и развития ТС и догорание паров топлива и продуктов неполного сгорания. В процессе горения топливный факел охвачен пламенем, максимальная температура которого достигает 2500 ... 2700 К. При этом даже значительное повышение температуры стенок КС не приводит к существенным изменениям условий сгорания в её объеме. Поэтому, в данной работе основное внимание уделено учету влияния пристеночного смесеобразования на скорость развития цепных реакций для периода сгорания на участке топливоподачи и до окончания развития топливных струй.

Известно, что сгорание в период топливоподачи отличается динамичной вспышкой (резким нарастанием скорости тепловыделения в начале горения и, столь же быстрым, снижением сгорания в конце вспышки), затем новым повышением скорости тепловыделения с максимумом в момент окончания развития ТС. Такой характер изменения скорости тепловыделения хорошо описывают простые кинетические уравнения, выведенные Н.Ф. Разлейцевым [7] и получившие развитие в работе [3].

Рассмотрим уравнение для относительной скорости сгорания топлива в период после начальной вспышки и до окончания развития ТС:

$$(dx/d\tau)_1 = P_1 \cdot \Psi_1 + P_2 \cdot \Psi_2 = d\sigma_u / d\tau \cdot \Psi_1 + A_2 (B_C / V_C) (\sigma_u - x)(\alpha - x) \cdot \Psi_2, \quad (3)$$

где P_1 , P_2 – функции для относительной скорости выгорания паров топлива, образовавшихся после периода задержки воспламенения и относительной скорости догорания продуктов неполного сгорания в объеме цилиндра; Ψ_1 , Ψ_2 – коэффициенты полноты сгорания для паров топлива, образовавшихся после периода задержки воспламенения и догорания продуктов неполного сгорания, A_2 – коэффициент пропорциональности; V_C – объем цилиндра в ВМТ, м³; α – коэффициент избытка воздуха при сгорании; σ_u – доля цикловой порции топлива, испарившегося к данному моменту времени; x – текущее значение суммарного относительного тепловыделения.

Скорость сгорания паров топлива, образовавшихся после воспламенения, пропорциональна $d\sigma_u / d\tau$. Скорость догорания продуктов неполного сгорания, поступивших из зон горения в окружаю-

щий объем цилиндра, пропорциональна $(\sigma_u - x)$ и зависит от средней концентрации неиспользованного кислорода в цилиндре. Поэтому, при подсчете P_2 концентрация активных центров принята пропорциональной $(\alpha - x)$.

В уравнении (3) введены функции Ψ_1, Ψ_2 , соответственно, характеризующие полноту выгорания паров топлива, образовавшихся после воспламенения и выгорания продуктов неполного сгорания, проникающих за пределы зоны светящегося высокотемпературного пламени. Заметим, что в базовой методике расчета [3] для всех стадий сгорания принимали одинаковое значение Ψ . Величину Ψ определяли для стадии выгорания топлива, испаряющегося после воспламенения, предполагая неполное сгорание паров топлива во фронте пламени. Обозначив через $d\xi/d\tau$ относительную скорость выхода продуктов неполного сгорания из зоны горения, а через q – долю располагаемой теплоты, не выделившуюся вследствие неполного сгорания, Н.Ф. Разлейцевым было получено выражение для относительной скорости тепловыделения, аналогичное выражению для P_1 :

$$\frac{dx}{d\tau} = d\sigma_u / d\tau - q(d\xi / d\tau) / (d\sigma_u / d\tau) \cdot d\sigma_u / d\tau = \Psi \cdot d\sigma_u / d\tau \quad (4)$$

Для пояснения учета условий в выделенных нами зонах испарения и стадиях процесса сгорания в формуле расчета Ψ приведем следующие обоснования.

Скорость образования продуктов неполного сгорания пропорциональна скорости обрыва цепей $[A]_0 \cdot d\xi / d\tau = C \cdot g \cdot n_c$, а скорость выхода продуктов неполного сгорания связана с дефицитом кислорода в зонах горения. Фактор автоускорения обрыва цепей пропорционален отношению требуемого притока кислорода J_1 для полного сгорания топлива к фактическому притоку кислорода в зону горения из окружающей среды J (вследствие молекулярной D_M и турбулентной D_T диффузий). Поэтому: $g = 2k[A] \cdot [M] / [M_B] \approx 2k[A] \cdot J_1 / J$.

Требуемый приток кислорода зависит от скорости развития химических предпламенных реакций в стехиометрической смеси: $J_1 = 0,209M_0 \cdot k_0 \cdot [A]_0 \cdot \exp[-E/(RT)] \cdot d\sigma_u / d\tau$. Фактический приток кислорода в зону горения пропорционален общему коэффициенту диффузии $D = D_M + D_T$ и разности концентрации кислорода в окружающей среде и зоне горения:

$J = C_1 \cdot D \cdot 0,209M_0(\alpha - x) \cdot [A]_0$. Здесь: C_1 – коэффициент пропорциональности.

В результате концентрационной неоднородности заряда в КС, а также интенсивного поглощения кислорода в зонах горения, коэффициент избытка воздуха вблизи этих зон и самих зонах существенно меньше среднего по цилиндру. Для учета этого явления фактический избыток кислорода в зонах горения представлен как $M_0(\xi_B \cdot \alpha - x)$, где ξ_B – степень эффективного использования воздушного заряда при сгорании паров топлива. В пристеночную зону кислород подводится только со стороны воздушного заряда. Поэтому принимаем, что диффузия кислорода в пристеночные зоны горения вдвое меньше, чем в объеме.

Учитывая вышеизложенное, была уточнена зависимость для относительной скорости выхода продуктов неполного сгорания из j -той зоны накопления и испарения топлива:

$$\frac{d\xi}{d\tau} = \frac{C_2}{D(\xi_B \cdot \alpha - x)} \cdot [r_V \exp(-5) + 2r_{Wj} \times \exp(-16000/(2500 + T_{Wj}))] \cdot \frac{d\sigma_u}{d\tau} \cdot \frac{dx}{d\tau} \quad (5)$$

Здесь $r_V = (d\sigma_{uO} / d\tau + d\sigma_{u\Phi} / d\tau) / d\sigma_u / d\tau$, $r_{Wj} = (d\sigma_{uWj} / d\tau) / (d\sigma_u / d\tau)$ – соответственно, отношение скорости испарения топлива в объеме КС и в j -той пристеночной зоне к суммарной скорости испарения.

На основании уравнений (4) и (5) получено выражение для коэффициента полноты выгорания топлива в j -той зоне накопления и испарения топлива:

$$\Psi = f(j, \tau) = 1 - \frac{A_1}{\xi_B \cdot \alpha - x} [r_V + 300r_{Wj} \times \exp(-16000/(2500 + T_{Wj}))] \frac{dx}{d\tau} \quad (6)$$

где $A_1 = a \cdot 0,21 / (O_2(1 + O)) \cdot (H \cdot n)^{0,5}$ – коэффициент пропорциональности, включающий физико-химические константы и газодинамические характеристики рабочей смеси. Здесь a – поправка, учитывающая отличие Ψ_1 и Ψ_2 от среднего значения Ψ , принятого в [3]. Идентификация показала, что для штатной и опытной КС исследуемого двигателя для Ψ_2 $a = 0,075$. Значение a для Ψ_1 оказалось различным: для штатной КС $a = 0,3$, для теплоизолированной – $a = 1$.

Концентрационные условия сгорания топлива в цилиндре дизеля с неоднородным составом смеси

охарактеризуем текущим значением коэффициента избытка воздуха α_t в условной определяющей зоне горения, в единице объема которой, скорость сгорания равна средней скорости в зоне пламени. Для оценки степени приближения α_t к среднему значению по цилиндру использовано понятие о степени эффективного использования воздушного заряда в определяющей зоне сгорания $\xi_\theta = \alpha_t / \alpha$, введенное ранее Н.Ф.Разлейцевым.

На рис.3 приведены расчетные характеристики динамики испарения ($d\sigma_i, \sigma_i$) и сгорания топлива ($\Psi, dx/d\phi, x$) со штатной КС (2) и КС со стальной накладкой (5), отличающиеся температурой огневой поверхности. Температура кромки цилиндрической штатной КС составляла 553К, а теплоизолированной - 973К. Для сравнимости результатов одинаковыми выдерживались значения плотности воздушного заряда, мелкости распыливания топлива, коэффициента избытка воздуха и закон топливоподачи (σ) др.

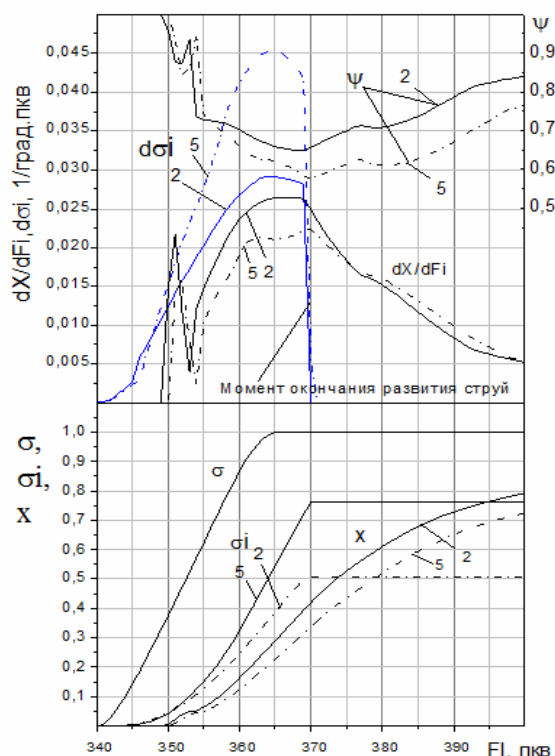


Рис.3. Влияние теплоизоляции КС на характеристики испарения и выгорания топлива двигателя 4ЧН12/14 со штатной комплектацией (2) и опытной комплектацией (5) на режиме работы $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 88,3 \text{ кВт}$

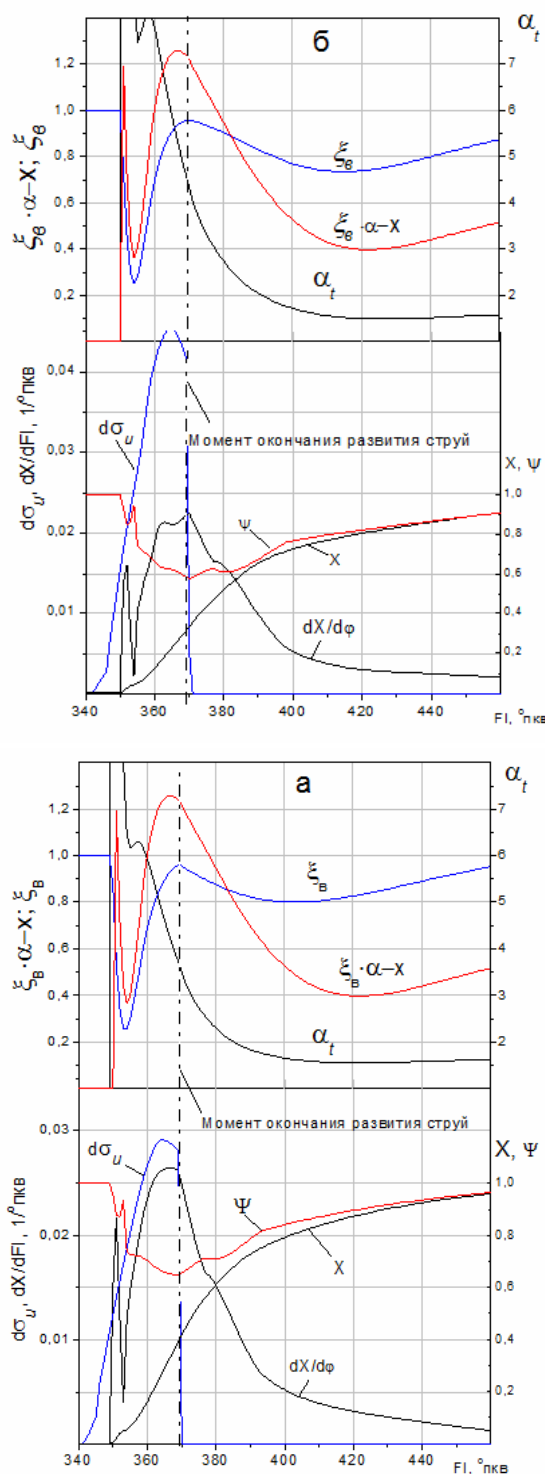


Рис.4. Влияние характеристик смесеобразования на тепловыделение в двигателе 4ЧН12/14 со штатной комплектацией (а) и опытной комплектацией (б) на режиме работы $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 88,3 \text{ кВт}$

На рис.4 приведены результаты расчетного анализа смесеобразования и сгорания сравниваемых режимов штатной (а) и опытной (б) конструкции двигателя. На момент окончания впрыскивания стенок КС достигает около 50% цикловой пор-

ции топлива, при этом средняя скорость испарения топливного слоя на стенке растет по закону парабола, топливо попадающее в пристеночные зоны быстро испаряется и частично окисляется, но не может выгореть полностью из-за недостаточной концентрации кислорода. Выгорание топлива в пристеночных зонах неполное и происходит по мере диффузии кислорода, наблюдается заметное затягивание процесса сгорания. Максимальная скорость нарастания давления уменьшилась на 25%.

Выводы

Расчетный анализ результатов экспериментальных исследований свидетельствует, что причиной ухудшения показателей дизеля при значительном повышении температуры стенок КС является резкое снижение коэффициента избытка воздуха в пристеночных зонах сгорания. Снижение фактического избытка кислорода в пристеночных зонах горения приводит к существенному увеличению массовой скорости выхода продуктов неполного сгорания. Формула (6) позволяет оценить влияние на полноту сгорания топлива: распределения топ-

лива по зонам равновесного испарения; температуры стенок КС; концентрационной неоднородности заряда и относительной скорости сгорания.

Список литературы:

1. Двигуни внутрішнього згорання. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. За ред. А.П. Марченка, А.Ф. Шеховцова. – Харків, Прапор, 2004. – 384 с.
2. Васильев И.П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля / И.П.Васильев. —Луганск, 2009. - 240с.
3. Процессы в перспективных дизелях / Под редакцией А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992.-352 с.
4. Семенов Б.Н. Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности / Б.Н. Семенов, Е.П. Павлов, В.П. Концев. – Л.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
5. Temple-Pediani R. Fuel drop vaporization under pressure on a hot surface // Proc. Inst. Mech. Eng. - Part 1.- 1969-1970. - №38. – Р. 33-41.
6. Гершман И.И. Исследование развития и испарения топливной пленки / И.И. Гершман, О.К. Пик // Труды НАМИ. – 1965, вып. 75.
7. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях / Н.Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980. – 168 с.

УДК 662.997

Н.А. Крестлинг, канд. техн. наук, В.В. Попов, инж.

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК НА МОРСКИХ СУДАХ

Введение

Более эффективное и полное использование вторичных энергоресурсов (ВЭР) на судах морского флота возможно с помощью теплонасосных установок (ТНУ) повышающих потенциал теплоносителя. В данном случае повышение температуры теплоносителя происходит за счёт охлаждения низкотемпературных энергоносителей или источников теплоты судовых энергетических установок. При этом происходит перенос энергии от тела с более низкой температурой к телу с более высокой температурой в обратных круговых процессах.

В этом плане ТНУ аналогичны холодильным машинам, но отличаются от них целевым назначением, а циклы этих установок отличаются положением интервала температур. В частности, холодильные машины позволяют получить искусственное охлаждение, тепловые насосы - нагрев.

Формулирование проблемы

Выбор оптимальной системы тепло- и хладоснабжения на базе ТНУ должны предусматривать комплексный системный анализ, который включает

рассмотрение рациональных схем энергоснабжения, экономическое использование топливно-энергетических ресурсов, охрану окружающей среды, вовлечение нетрадиционных возобновляемых источников энергии и вторичных энергоресурсов в общий топливно-энергетический комплекс и др.

Решение проблемы

Принципиальная технологическая схема комплексного применения теплонасосной установки (ТНУ) для теплоснабжения и хладоснабжения показана на рис. 1.

Рассол, охлажденный до -3°C в испарителе ТНУ, направляется в воздухоохладители. Вода в конденсаторе, воспринимая тепло от конденсирующего хладагента R12 нагревается до $40-45^{\circ}\text{C}$, циркулирует в воздухонагревателе, повышает до $35-40^{\circ}\text{C}$ температуру воздуха, который используется для обогрева помещений.

Эффективность схемы определена эксергетическим КПД, который для рабочего режима составляет $0,63 \div 0,67$.

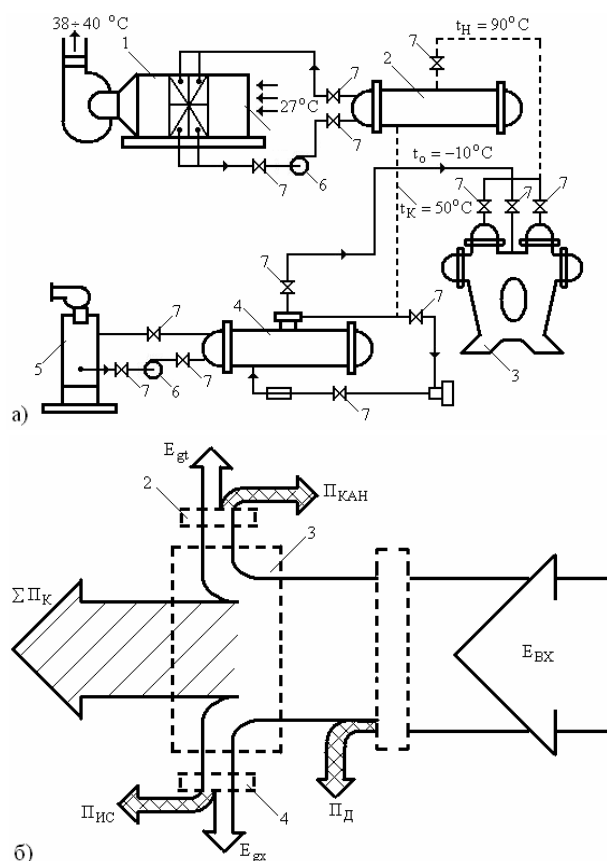


Рис. 1. Комплексное тепло- и хладоснабжение от ТНУ

а) – технологическая схема;
 б) – эксергетический баланс;
 1 – воздухонагреватели; 2 – конденсатор; 3 – компрессор; 4 – испаритель; 5 – воздухоохладитель; 6 – насос; 7 – клапан

Действительная теплопроизводительность Q_T и холодопроизводительность Q_O ТНУ в зависимости от температуры конденсации при различных температурах кипения хладагента R12, которая хорошо согласуется с расчетной, показаны на рис. 2.

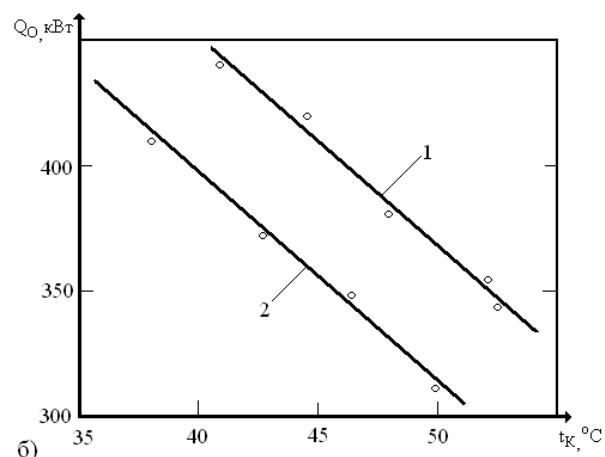
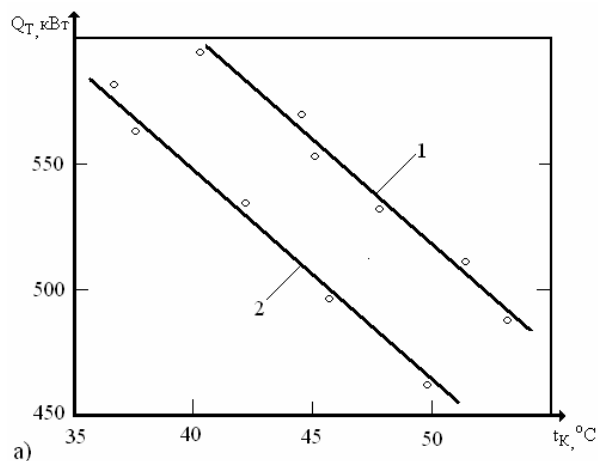


Рис. 2. Действительная теплопроизводительность (а) и холодопроизводительность (б) ТНУ в зависимости от температур конденсации при различных температурах кипения хладагента R12

1, 2 – $t_o = 0^\circ\text{C}; -10^\circ\text{C}$

По данным результатам построены графики коэффициента комплексной эффективности K_c показанные на рис. 3.

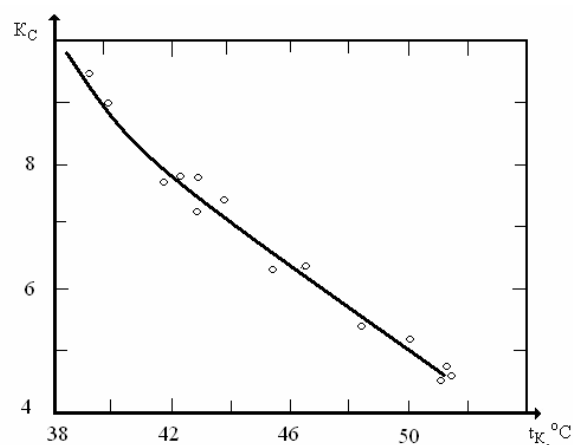


Рис. 3. Зависимость коэффициента комплексной эффективности K_c от температуры конденсации t_K

Принципиальная технологическая схема комплексной ТНУ для тепло- и хладоснабжения технологически комфортной системы кондиционирования воздуха (СКВ) и эксергетический баланс этой установки показаны на рис. 4.

Зависимость теплопроизводительности ТНУ Q_T от температуры выходящей из конденсатора воды при различных температурах смеси t_{WK} после регулирующего вентиля показана на рис. 5.б

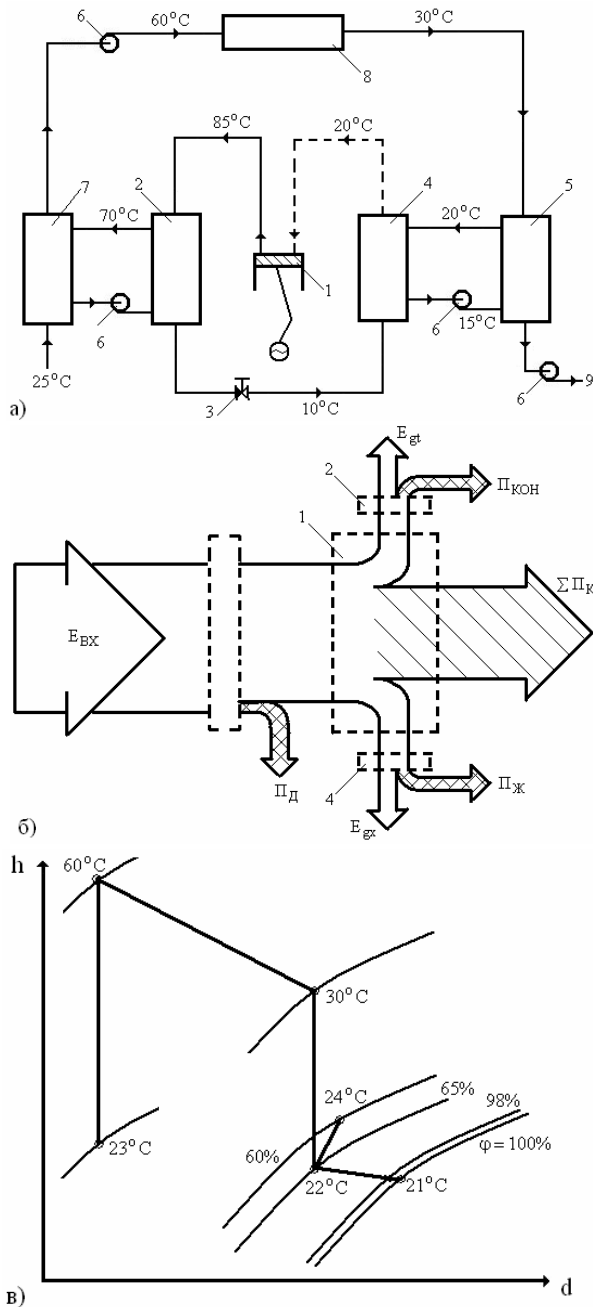


Рис. 4. Комплексное тепло- и хладоснабжение технологически комфортных СКВ на базе ТНУ:

а) технологическая схема; б) эксергетический баланс; в) процесс в $h-d$ диаграмме;

1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – регулирующий вентиль; 4 – испаритель; 5 – воздухоохладитель; 6 – вентилятор СКВ; 7 – воздушнонагреватель; 8 – технологическое помещение; 9 – на технологически комфортное СКВ

Для сравнения на рисунке приведены зависимости теплопроизводительности ТНУ при работе на чистых хладагентах R12 и R142. Из графиков видно, что производительность ТНУ, работающей на указанной смеси, выше, чем при работе на чис-

том хладагенте R142, и ниже, чем при работе на чистом R12.

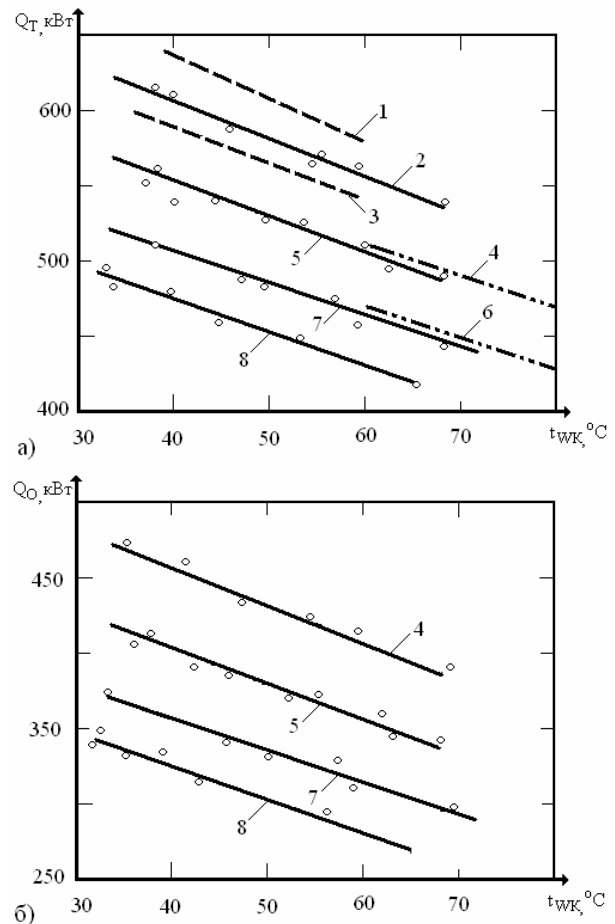


Рис. 5. Зависимость теплопроизводительности (а) и холодопроизводительности (б) ТНУ от температуры нагретой воды при различных температурах кипения

1 – 8 – $t_{PB} = 10^\circ\text{C}$; 10; 5; 5; - 5; 0 - 5

— - смесь R12 с R142B; - - - - R12; - · - · - R142B

Зависимость холодопроизводительности ТНУ Q_O от температуры выходящей из конденсатора воды и зависимость действительного комплексного коэффициента преобразования K_C от температуры воды на выходе из конденсатора t_{WK} , показаны на рис. 5б и рис. 6.

Получена зависимость коэффициента подачи λ исследуемого компрессора от отношения давлений P_K / P_O и приведена зависимость индикаторного КПД компрессора η_i от отношения давления нагнетания P_K к давлению всасывания P_O показано на рис. 7.

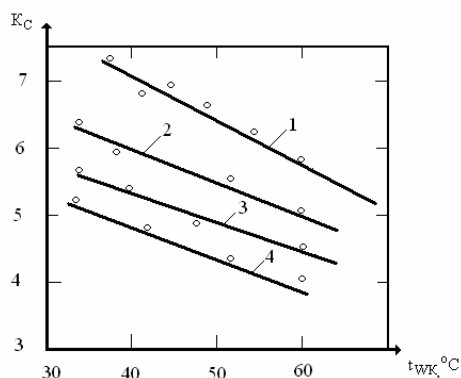


Рис. 6. Зависимость комплексного коэффициента преобразования от температуры нагретой воды t_{WK} при различных температурах смеси после регулирующего вентиля t_{PB}

1 – 4 – $t_{PB} = 10^\circ C$; 5; 0; - 5

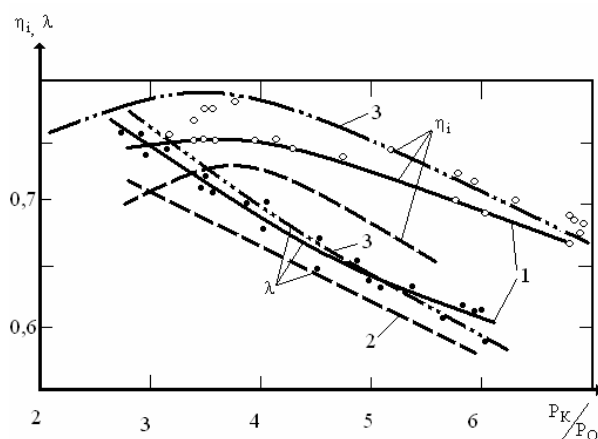


Рис. 7. Зависимость коэффициента подачи λ и индикаторного КПД η_i ТНУ от отношения давлений P_K / P_O :

1 – смесь; 2 – хладагент R12; 3 – хладагент R142B

Сравнение зависимостей λ и η_i при работе ТНУ на смеси и на чистых хладагентах R12 и R142 показало, что при работе ТНУ на смеси индикаторный КПД η_i получился достаточно высоким. Однако он на 0,5 ÷ 3 % ниже, чем при работе на чистом хладагенте R142 и на 7 ÷ 9 % выше, чем при работе на чистом R12. Одной из причин этого может быть уменьшение относительных энергетических потерь из-за более низкой молекулярной массы R142.

При прочих равных условиях эти потери пропорциональны молекулярной массе. Молекулярная масса R142 равна 100,48; R12 равна 120,93. Относительные потери при одинаковых температурах соотносятся как 100:120.

Заключение

Рассмотрены особенности работы утилизационных теплонасосных установок на судах морского флота. Проанализированы варианты использования вторичных энергетических ресурсов судовых энергетических установок для тепло- и хладоснабжения. Полученные результаты показали перспективность предложенных технических решений для использования ВЭР судовых энергетических установок на судах морского флота.

Список литературы:

1. Справочник по теплообменникам: В 2 т.; Пер. с англ.; под. ред. Б.С. Петухова, В.К. Широкова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т.1. – 561с.

УДК 621.43.016.4

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

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДВС С ТЕПЛОИЗОЛИРОВАННЫМ ПОРШНЕМ

Постановка проблемы

Исследования, направленные на снижение расхода топлива, повышение ресурса ДВС и улучшение экологичности являются весьма актуальными. В двигателестроении рассматривалось множество различных способов повышения эффективности ДВС [1]. Одним из перспективных направлений улучшения показателей топливной экономичности

ДВС является частично-динамическая теплоизоляция поршня, реализация которой является достаточно серьезной научно-технической проблемой. Реализация частично-динамической теплоизоляции позволяет улучшить рабочий процесс и, тем самым, повысить эффективные и экологические показатели дизеля.

Цель исследований

Целью данной работы является исследование влияния на параметры рабочего процесса дизеля 4ЧН12/14 частично-динамической теплоизоляции поршня с рациональной толщиной теплоизолирующего корундового слоя, образованного гальваноплазменной обработкой.

Обоснование научных и практических результатов.

Температура деталей КС влияет на протекание рабочего процесса в дизеле, на показатели его экономичности и токсичности [1]. На теплоизолированной поверхности деталей КС температура отличается от температуры ее поверхности без теплоизоляции.

На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» выполнен комплекс расчетно-экспериментальных работ по исследованию частично-динамической теплоизоляции поршня. Было показано, что реализация такой теплоизоляции возможна путем модификации поверхности поршня гальваноплазменной обработкой с образованием корундового слоя определенной толщины. При этом, для такой теплоизоляции достигается эффект снижения температуры поверхности поршня на участке наполнения и повышение – на участке сжатия-сгорания. Сравнения температурного состояния поршней штатного и с теплоизолирующим корундовым слоем показали [2], что

температура на теплоизолированной поверхности при наполнении на 8°C ниже температуры на неизолированной поверхности. В период сжатия и видимого сгорания топлива температура на теплоизолированной поверхности выше и достигает максимального отличия до 60°C (рис. 1).

Это создает условия на участке наполнения для увеличения массы свежего заряда, а на участке сжатия-сгорания – более эффективного сгорания за счет приближения мгновенной температуры поверхности поршня к $380-400^{\circ}\text{C}$, которая для современных камер сгорания по данным многих авторов (3, 4, 5, 6) является наиболее рациональной для рабочего процесса на участке сгорания.

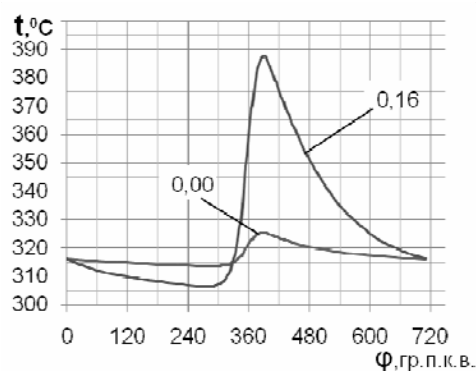


Рис. 1. Изменение температуры на огневой поверхности поршня в течении цикла. Цифры указывают толщину корундового слоя $\delta \cdot 10^{-3} \text{ м}$

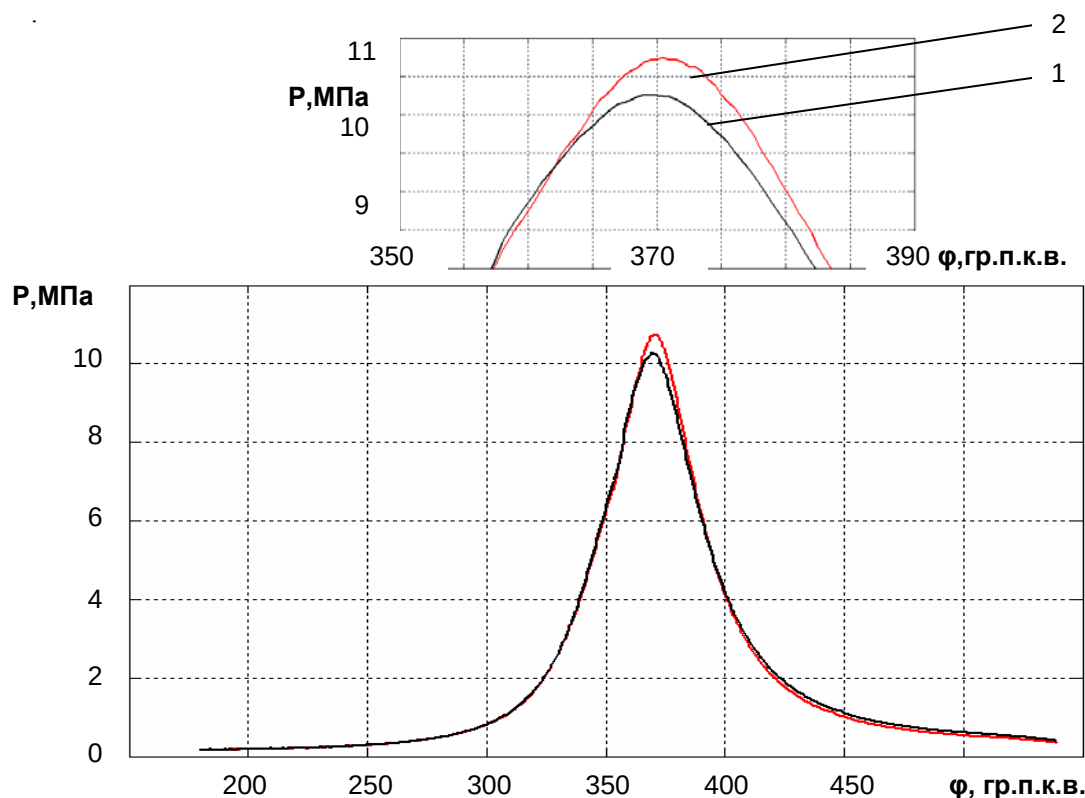


Рис. 2. Индикаторная диаграмма дизеля 4ЧН12/14, $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,95 \text{ МПа}$, $\Theta_l = 18 \text{ гр. до ВМТ}$;

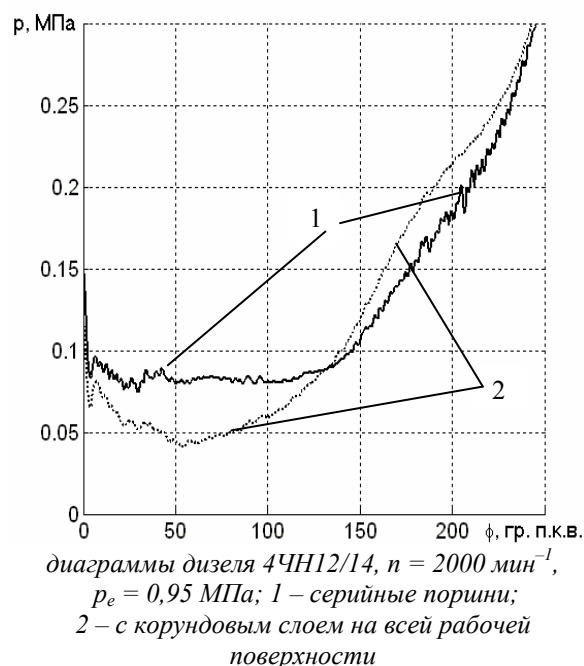
1 – серийные поршни; 2 – поршни с корундовым слоем на всей рабочей поверхности

Эти утверждения были подтверждены результатами экспериментальных исследований на дизеле 4ЧН12/14 с серийными поршнями и с поршнями с корундовым слоем толщиной $0,2 \cdot 10^{-3}$ м. (рис.2). Исследовались индикаторные диаграммы и характеристики тепловыделения. Для получения качественной картины индикаторные диаграммы сняты при одинаковых условиях проведения испытаний и на одних и тех же режимах.

Анализ индикаторных диаграмм показал, что при работе двигателя с поршнями с корундовым слоем получены более высокие значения максимального давления цикла и разница составила 0,5 МПа.

Установлено, что на участке наполнения давление газа ниже, чем при работе с серийными поршнями, а на такте сжатия, к моменту впрыскивания топлива, выше (рис. 3). Этот результат согласуется с полученными ранее результатами расчетных исследований [2], которыми было показано, что для поршня с частично-динамической теплоизоляцией температура поверхности доньшка поршня ниже, чем температура у серийного поршня. Уменьшение температуры поверхности доньшка поршня снижает подогрев свежего заряда, и его

температура снижается, тем самым способствует повышению коэффициента наполнения.



Скорость тепловыделения (рис. 4) и скорость нарастания давления (рис. 5) ниже в области первого максимума и значительно выше в области второго максимума.

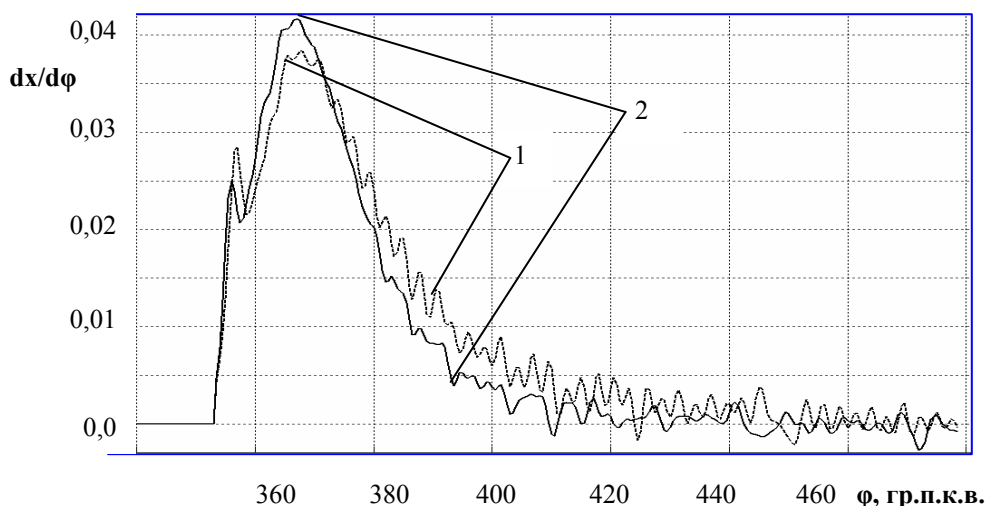


Рис. 4. Характеристика сгорания топлива дизеля 4ЧН12/14, $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,95 \text{ МПа}$;
 1 – серийные поршни; 2 – с корундовым слоем на всей рабочей поверхности

В период самовоспламенения максимальная величина скорости нарастания давления в цилиндре ДВС с корундовыми поршнями составила 0,17 МПа/град., а в цилиндре ДВС с серийными поршнями 0,189 МПа/град. Скорость нарастания давления снизилась на 11,18%. В период устойчивого

сгорания, в ДВС с корундовым слоем на доньшке поршня, скорость нарастания давления составила 0,2822 МПа/град., а в ДВС с серийными поршнями 0,218 МПа/град., т. е. на 29,45% больше. Это обусловило приближение подвода теплоты сгорания топлива к ВМТ. В результате основное сгорание

заканчивается раньше на 20-30 гр. п.к.в., чем в ДВС со штатным поршнем. Увеличение максимального значения скорости сгорания в области второго максимума и приближение его к верхней мертвой точке качественно подтверждает более эффективное использование теплоты сгорания топлива и лучшую экономичность работы двигателя.

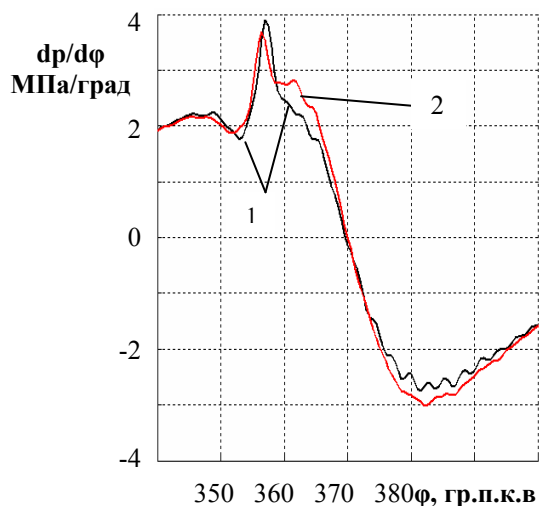


Рис. 5. Скорость нарастания давления в дизеле 4ЧН12/14, $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,95 \text{ МПа}$; 1 – серийные поршни; 2 – с корундовым слоем на всей рабочей поверхности

Максимальное значение температуры в двигателе с поршнем с корундовым слоем на 30 К выше и сдвинулось в сторону ВМТ на 4 гр. п.к.в. (рис. 6). На линии расширения температура газа ниже. Произошло сокращение продолжительности третьей фазы сгорания (рис. 4).

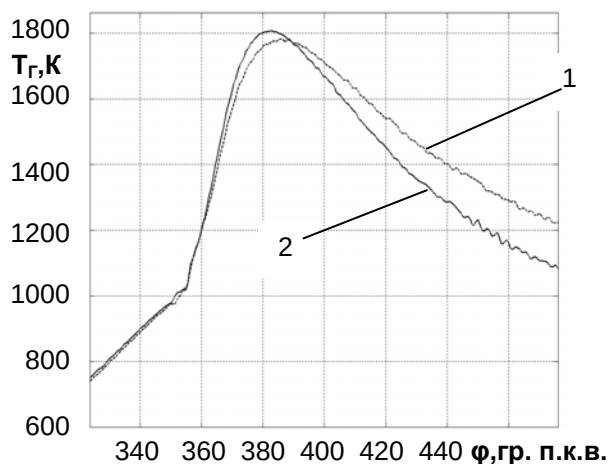
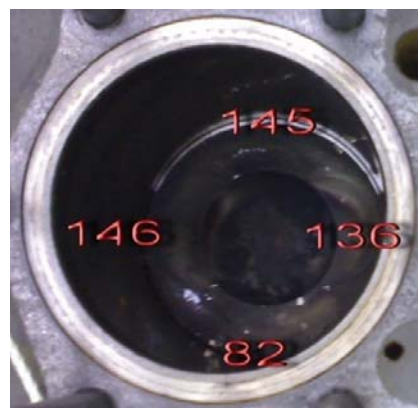


Рис. 6. Температура газа в дизеле 4ЧН12/14, $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,95 \text{ МПа}$; 1 – серийные поршни; 2 – с корундовым слоем на всей рабочей поверхности

Вследствие более раннего догорания температура выпускных газов снижается почти на 10%.

Подтверждением положительного влияния частично-динамической теплоизоляции поршня на процесс сгорания может служить отсутствие нагара в ДВС с теплоизолированными поршнями (рис. 7).

При проведении сравнительных испытаний на поршнях без теплоизоляции образовался нагар толщиной от $82 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ до $146 \cdot 10^{-6} \text{ м}$, а на поршнях с корундовым слоем нагара не было. Кроме того, снизился массовый выброс твердых частиц на 19-30% [7], что особенно важно, для решения проблем улучшения экологичности ДВС.



а)



б)

Рис. 7. Толщина нагара ($\cdot 10^{-6} \text{ м}$) на головке серийного поршня (а), головка поршня с корундовым слоем после испытаний без нагара (б)

Выводы

Таким образом, реализация частично-динамической теплоизоляции поршня с рациональной толщиной теплоизолирующего корундового слоя, образованного гальваноплазменной обработкой, является одним из перспективных резервов улучшения топливной экономичности ДВС и показателей токсичности его выпускных газов. Результаты анализа индикаторных диаграмм, диаграмм

скорости тепловыделения, скорости нарастания давления, температуры газа свидетельствуют о качественном положительном изменении внутрицилиндровых процессов при частично-динамической теплоизоляции поршней корундовым слоем рациональной толщины.

Это говорит о перспективности исследований, проводимых на кафедре ДВС НТУ «ХПИ».

Список литературы:

1. Фомин В.М. Пути совершенствования эколого-экономических показателей дизелей / В.М.Фомин // Автомобильные и тракторные двигатели: Межвуз. сб. науч. тр. - вып. XVI. – 1999 - С.23. 2. Марченко А.П. Эффект влияния малых толщин теплозащитного покрытия поршня на его мгновенную поверхностную температуру

/ А.П. Марченко, В.А. Пылев, В.В. Шпаковский [и др.] // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: XI междунар. науч.-практ. конф. – Владимир, 2008. – С. 220-223. 3. Pischinger A., Pischinger F/ Der Einfluß der wand bei der Verbrennung eines Brennstoffstrahles in einem Luftwirbel // MTZ. - 1959 - №1. 4. Камзолов Е.П. Исследование процесса воспламенения и сгорания топлива при испарении его с нагретой стенки / Е.П. Камзолов // Известия вузов. – 1961 - №4 - С.43-47. 5. Леонов О.В. Исследование плёночного смесеобразования / О.В.Леонов, Е.П. Камзолов. // Известия вузов - 1961 - №1 - С.86-91. 6. Ермаков В.Ф. Оптимизация тепловых сопротивлений деталей цилиндров судовых дизелей / В.Ф.Ермаков // Двигателестроение – 1979 - №3 - С. 22-23. 7. 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. - №2. – 2009. –С. 97-100.

СИЛОВАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ БРОНЕТЕХНИКИ

Введение

В течение всего периода серийного производства дизеля 5ТДФ (мощностью 515 кВт) КП ХКБД производились систематические работы по его совершенствованию: повышению надёжности, экономичности, улучшению экологических характеристик. Эти работы обеспечили увеличение гарантийной наработки и ресурса дизеля в 2,5...3 раза. Необходимость дальнейшего совершенствования танков (увеличение их подвижности), диктуемая временем, высокий уровень доработки дизеля 5ТДФ и огромный опыт, приобретённый КБ, обусловили работы по созданию дизелей повышенной мощности на базе дизеля 5ТДФ. В 2000 г. был создан дизель 5ТДФМ мощностью 625 кВт, а в 2008 – дизели 5ТДФМА и 5ТДФМА-1 мощностью 772 кВт. Существенно, что дизели повышенной мощности имеют практически те же весогабаритные размеры, что и базовый дизель 5ТДФ.

Параллельно с работами по совершенствованию и увеличению мощности дизеля 5ТДФ КП ХКБД были выполнены работы по увеличению мощности энергоагрегата ЭА8А мощностью 8 кВт, использующегося на танке как вспомогательная силовая установка (ВСУ).

Результатом этой работы было создание энергоагрегата ЭА10 мощностью 10 кВт. Успешное завершение работ по созданию дизеля 5ТДФМА-1 мощностью 772 кВт и энергоагрегата ЭА10 мощностью 10 кВт предопределило проведение работ по комплексной модернизации моторно-трансмиссионного

отделения танка Т-72.

Цель и постановка задачи

Комплексная модернизация МТО танка Т-72 путём:

- установки дизеля 5ТДФМА-1 мощностью 772 кВт вместо штатного дизеля В46-6 мощностью 574 кВт для увеличения подвижности танка и снижения путевых расходов топлива;
- совершенствования систем танка, обеспечивающих работу дизеля, с целью обеспечения работы дизеля до температур окружающего воздуха +55⁰С без ограничения его по мощности;
- установки ВСУ мощностью 10 кВт для обеспечения длительной работы электрических систем танка на стоянке (в дежурном режиме) при неработающем основном дизеле.

Исходя из экономической целесообразности, при выполнении перспективных работ должны быть максимально использованы штатные узлы и агрегаты танка Т-72.

Реализация поставленной задачи

1. Конструктивные особенности дизеля 5ТДФМА-1 (таблица 1) - малый объём, наличие двухстороннего отбора мощности, установка непосредственно на дизеле навесных агрегатов: компрессора высокого давления, стартер-генератора, масляного центробежного фильтра и редуктора привода вентилятора (на дизеле В46-6 они установлены на промежуточном редукторе) - позволили выполнить установку дизеля в МТО танка Т-72 без применения промежуточного редуктора (гитары) 4 (рис. 1).

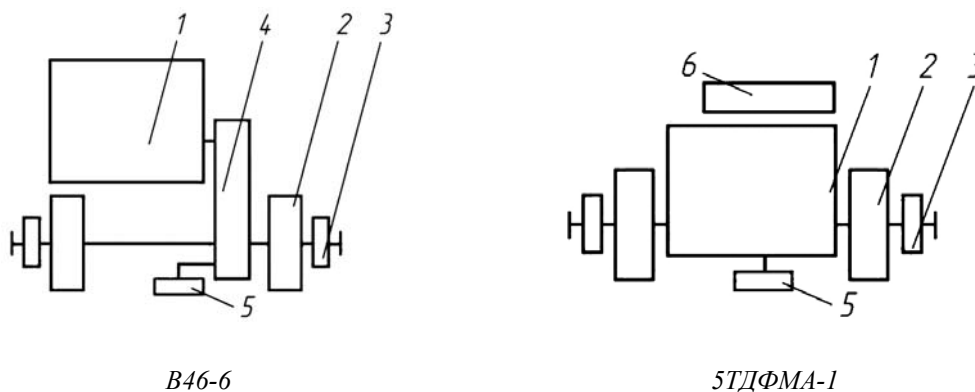


Рис. 1. Схемно-конструктивное решение установки дизеля

1 – дизель; 2 – коробка перемены передач; 3 – бортовая передача; 4 – промежуточный редуктор (гитара); 5 – вентилятор; 6 – вспомогательная силовая установка ЭА10

Передача крутящего момента от дизеля 1 производится непосредственно на штатные коробки перемены передач 2 и бортовые передачи 3.

Это позволило в освободившийся объём установить ВСУ 6.

Размещение ВСУ в МТО позволило отменить бронированный отсек ВСУ, который используется в случае размещения его на надгусеничной полке танка, и обеспечить работу электрических систем танка без пуска основного дизеля при длительном

нахождении танка в дежурном режиме, а также обеспечить пуск основного дизеля от ВСУ в случае разрядки аккумуляторных батарей.

2. Ниже приведены основные конструктивные мероприятия по совершенствованию систем, обеспечивающих работу дизеля, которые были внедрены при комплексной модернизации МТО.

2.1. Проведена доработка корпуса (улитой) вентилятора путём установки в него специально спрофилированных рёбер (рис. 2).

Таблица 1. Технические характеристики дизелей

Двигатель	Номинальная мощность N_e , кВт стэнд.	Частота вращения коленчатого вала n , мин ⁻¹	Мощность в объектовых условиях N , кВт	На входе в коробку перемены передач		Длительная мощность на ведущих колёсах танках при температуре окружающего воздуха, $N_{\text{вед. кол.}}$, кВт		Теплоотдача тыс. Дж/сек			Расход воздуха, кг/с
				мощность $N_{\text{кпп}}$, кВт	частота вращения n , мин ⁻¹	+20 °C	+55 °C	вода	масло	Σ	
B46-6	574	2000	540	483	2850	394	250	262	62	323	1,2
5ТДФМА-1	772	2850	706	649	2850	546	507	256	76	331	1,6

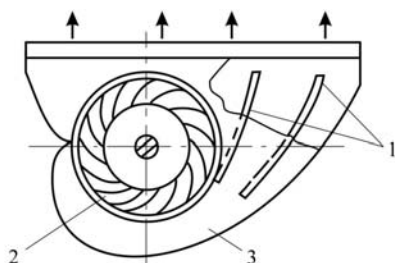


Рис. 2. Доработка корпуса вентилятора

1 - ребра; 2 - центробежный вентилятор; 3 - корпус вентилятора.

Данное конструкторское решение было разработано на основании расчётов и исследований, в процессе которых установлено, что отсутствие направляющих рёбер, как это имеет место в штатном МТО танка Т-72, приводит к отрыву потока воздуха от стенок улит, образованию обратного потока воздуха и образованию окружной неравномерности потока воздуха на выходных кромках центробежного вентилятора и, как следствие, малому его КПД.

Установка специально спрофилированных направляющих рёбер в корпусе (улитке) позволила увеличить в два раза КПД центробежного вентиля-

тора, что обеспечило увеличение расхода воздуха на 20% при той же потребляемой мощности;

Учитывая, что удельная теплоотдача в охлаждающую жидкость и масло двухтактного дизеля 5ТДФМА-1 на 30% меньше, чем у четырёхтактного дизеля B46-6, увеличение расхода воздуха вентилятора позволило при сохранении штатных радиаторов танка Т-72 обеспечить работу дизеля без снижения мощности до температуры окружающего воздуха +55°C.

Таким образом, была решена задача по обеспечению работы дизеля в жарких условиях (до температур окружающего воздуха +55°C) без ограничения дизеля по мощности.

2.2. На воздухоочиститель (рис. 3) установлен патрубок 3, имеющий специальный аэродинамический профиль и увеличенное сечение, через который очищенный воздух направляется во входник компрессора основного дизеля. Специально спрофилированный патрубок обеспечил понижение сопротивления воздухоочистителя и увеличение мощности основного дизеля за счёт снижения потерь во впускной трассе.

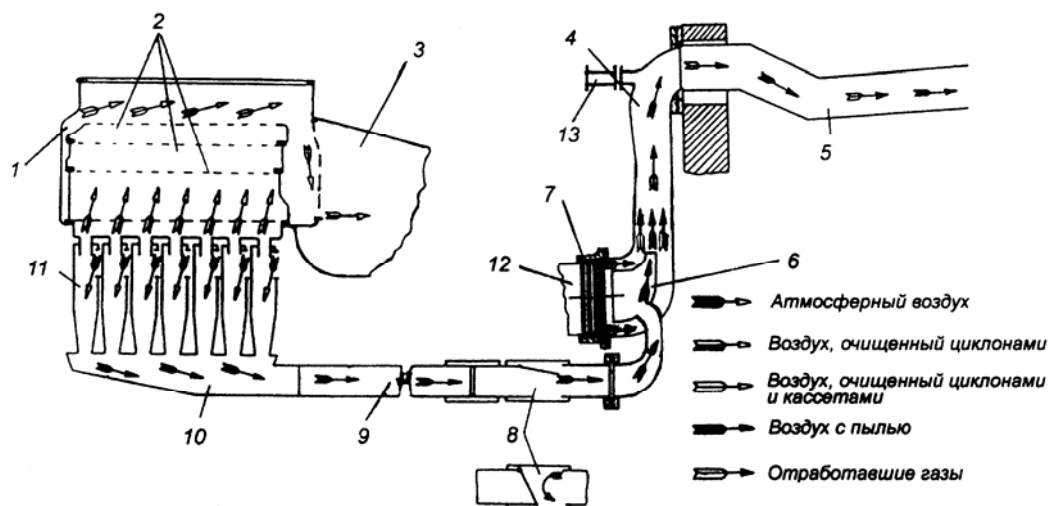


Рис. 3. Система воздухоочистки и выпуска отработавших газов

1 – воздухоочиститель; 2 – кассеты; 3 – патрубок (вход воздуха в ОД); 4 – выпускная труба;
5 – выпускной патрубок; 6 – сопло; 7 – компенсатор; 8 – эжекционный клапан; 9 – труба отсоса пыли;
10 – пылесборник; 11 – циклон; 12 – турбина; 13 – труба

2.3. Разработана конструкция выпускной трубы 4 (рис. 3), представляющая собой эжектор с периферийным подводом выпускных газов, направляемых в него из турбины 12 основного дизеля, в центральную часть эжектора подводится воздух с пылью из бункера воздухоочистителя 1.

Применение выпускного патрубка с периферийным подводом газа вместо центрального (как это имеет место на танке Т-72), в условиях ограниченных габаритов по длине, позволило увеличить КПД эжектора отсоса пыли из воздухоочистителя в среднем в 1,7 раза, что обеспечило требуемую эффективность удаления пыли из пылесборника воздухоочистителя, а также снизить противодавление на выпуске основного дизеля на 40% и, таким образом, увеличить мощность дизеля на 22...25 кВт и улучшить топливную экономичность на 3...3,5%.

Увеличение КПД объясняется тем, что эжектор с периферийным подводом газа эффективно работает при длине камеры смешения, равной 2...4 её диаметра, и это требование было реализовано в условиях ограниченных габаритов, а для эжектора с центральным подводом газа длина камеры смешения должна быть равной 8...10 её диаметра - это требование в условиях ограниченных объёмов МТО танка реализовать невозможно.

2.4. В выпускной трубопровод 4 основного дизеля подключена труба 13 выпуска отработавших газов из дизеля ВСУ. Это упростило конструкцию выпускной системы ВСУ и позволило не вводить дополнительное отверстие в броне-стенках мо-

торно-трансмиссионного отделения, а также дополнительное оборудование для герметизации моторно-трансмиссионного отделения при преодолении военно-гусеничной машины брода и при подводном хождении.

2.5. Применены маслобаки системы смазки двигателя и системы гидроуправления и смазки силовой передачи, в которых змеевики подогрева масла заменены на жаровые трубы, через которые пропускаются выпускные газы подогревателя, обеспечивающие прогрев масла в баках перед пуском за счёт использования тепловой энергии выпускных газов подогревателя. Отмена змеевиков и применение жаровых труб обеспечила упрощение конструкции маслобаков, увеличила интенсивность прогрева масла и позволила использовать энергию выпускных газов подогревателя, т.е. повысила его эффективность.

2.6. В систему охлаждения основного дизеля подключена система охлаждения ВСУ, а прокачка охлаждающей жидкости, прогреваемой во вспомогательной силовой установке и в подогревателе, производится через основной дизель и радиаторы двумя независимыми параллельными потоками. Общая система охлаждения основного дизеля и двигателя ВСУ обеспечила упрощение конструкции системы охлаждения и её номенклатуру (использование одних и тех же радиаторов для системы охлаждения основного дизеля и вспомогательной силовой установки), прогрев и пуск основного дизеля за счёт прогрева охлаждающей жидкости при работе вспомогательной сило-

вой установки в холодный период эксплуатации, повысила надёжность работы танка (обеспечение пуска основного дизеля) за счёт применения дублирующих систем, в данном случае при выходе из строя подогревателя используется энергоагрегат.

3. На прилагаемой схеме (рис. 4) показано компоновочное размещение узлов и систем силовой установки.

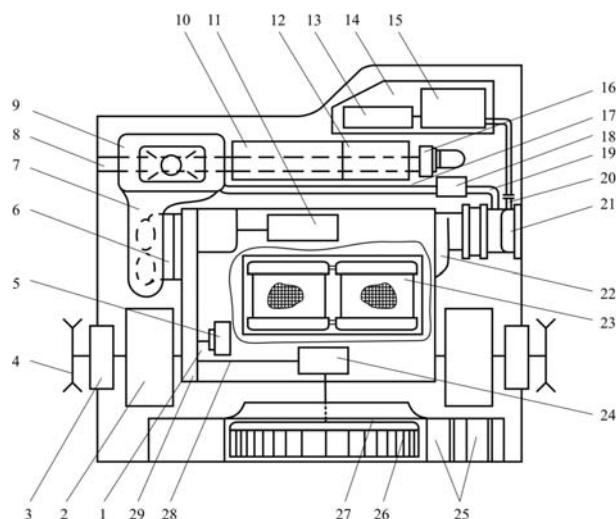


Рис. 4. Компоновочное размещение узлов и систем силовой установки

1 - основной дизель (ОД); 2 - коробка передач; 3 - бортовая передача; 4 - ведущее колесо; 5 - компрессор высокого давления; 6 - компрессор; 7 - патрубков; 8 - жаровые трубы; 9 - воздухоочиститель; 10 - маслобак ОД; 11 - стартер-генератор ОД; 12 - маслобак системы гидроуправления и смазки передачи; 13 - стартер-генератор ВСУ; 14 - ВСУ; 15 - дизель ВСУ; 16 - подогреватель; 17, 19, 20 - трубы; 18 - эжекционный клапан; 21 - труба выпускная; 22 - турбина ОД; 23 - система охлаждения; 24 - конический редуктор; 25 - направляющие ребра; 26 - центробежный вентилятор; 27 - корпус вентилятора; 28 - рессора; 29 - передача ОД

Основной дизель 1, имеющий двухсторонний отбор мощности от выпускного коленчатого вала, устанавливается соосно с коробкой передач 2, конструктивно объединёнными с бортовыми передачами 3, от которых мощность передаётся на ведущие колёса 4 ВГМ. Коробка передач, бортовые передачи и ведущие колёса используются штатные танка Т-72.

На основном дизеле устанавливаются компрессор высокого давления 5, стартер-генератор 11

и их приводы, конический редуктор 24 привода центробежного вентилятора 26.

Вспомогательная силовая установка 14 включает в себя стартер-генератор 13 и дизель 15. На стоянках, когда не работает основной дизель, стартер-генератор 13 обеспечивает все электрические потребители энергии ВГМ такой же мощностью, как и основной дизель от своего стартер-генератора 11.

Система охлаждения дизеля 15 вспомогательной силовой установки объединена с системой охлаждения 23 основного дизеля.

Выпускные газы дизеля 15 вспомогательной силовой установки направляются по трубе 20 в трубу выпускную 21 основного дизеля.

Привод центробежного вентилятора 26 осуществляется от передачи 29 основного дизеля через рессору 28 и конический редуктор 24.

4. Ходовые испытания танка Т-72 с модернизированным МТО показали, что увеличение мощности на 35% и увеличение удельной мощности с 14 кВт/т до 17 кВт/т обеспечили:

- уменьшение времени разгона танка до максимальной скорости на 15%;
- увеличение средней скорости движения по грунтовым дорогам на 10%;
- снижение путевых расходов топлива и масла на 10 и 30% (соответственно).

Заключение

Модернизация МТО танка Т-72 установкой дизеля 5ТДФМА-1 мощностью 772 кВт вместо штатного дизеля В46-6 мощностью 574 кВт и ВСУ мощностью 10 кВт обеспечила:

- улучшение подвижности танка;
- увеличение средней скорости движения по грунтовым дорогам;
- снижение путевых расходов топлива и масла;
- обеспечение работы дизеля без ограничений по мощности при температурах окружающего воздуха до +55⁰С;
- длительное обеспечение электрических потребителей танка электроэнергией от ВСУ без пуска основного дизеля и экономии, таким образом, ресурса основного дизеля, топлива и масла;
- повышение надёжности пуска основного дизеля за счёт использования ВСУ.

МИКРОПРОЦЕССОРНЫЙ РЕГУЛЯТОР ДИЗЕЛЯ И РАСЧЁТ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Введение

Поэтапное введение для автомобильных дизелей европейских норм на выбросы вредных веществ в отработавших газах (ОГ), которые постоянно ужесточаются, послужило стимулирующим фактором для развития микропроцессорного регулирования системами и работой дизеля в целом.

Применение современных конструктивных мероприятий по совершенствованию дизелей в направлении улучшения топливной экономичности и снижения выбросов вредных веществ в ОГ тесно связано с применением микропроцессорных систем для управления подачей топлива, наддувом, системами нейтрализации ОГ и рабочими процессами дизеля в целом. Аккумуляторные топливные системы типа Common Rail вообще не могут работать без микропроцессорного управления.

Научная тематика кафедры «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета (НТУ) многие десятилетия связана с разработкой и усовершенствованием топливных систем и автоматических систем регулирования автотракторных дизелей и газодизелей. Базируясь на накопленном опыте разработок и исследованиях механических, гидравлических регуляторов частоты вращения коленчатого вала дизеля и электронного регулятора управления подачей газового топлива для газодизеля, было поставлено задание – разработать микропроцессорный регулятор (МР) для автомобильного дизеля.

Постановка задачи

Впервые серийный выпуск электронных регуляторов частоты вращения дизеля был начат фирмой Вудворд во второй половине 50-х годов. В наше время практически все ведущие фирмы, которые производят топливную аппаратуру, дизели, автомобили, тракторы и другие наземные транспортные средства создают и внедряют микропроцессорные системы управления дизелем, системы управления и регулирования его агрегатами, и транспортным средством в целом.

Детально об основных функциях и принципе работы серийных МР для различного типа топливной аппаратуры, которые выпускают зарубежные фирмы, описано в работе [1]. Среди стран СНГ ре-

альных успехов в применении МР собственной конструкции на ТНВД для автомобильных дизелей достигли производители топливной аппаратуры ЯЗТА и ЯЗДА [2]. В 2005 г. на международной выставке SIA'05 в г. Киеве они представили свои новые образцы топливной аппаратуры с МР.

Цель работы – создание научно-технических основ для перехода от механического регулятора дизеля к микропроцессорному на примере разработки экспериментального двухрежимного МР с пологими частичными характеристиками для автомобильного дизеля 4 ЧН 12/14.

Предыдущие этапы работ по созданию экспериментального двухрежимного МР с пологими частичными характеристиками были опубликованы ранее в работах [3–5]. Описанные этапы работ были связаны с разработкой общей методики создания МР дизеля и программно-измерительного комплекса в его составе, с вопросами математического моделирования МР.

Одной из главных задач разработки МР было создание программного обеспечения. Исходные данные для этого были получены в результате: анализа характеристик рядного ТНВД; обоснования возможности коррекции цикловой подачи топлива с помощью МР при различном положении рейки; выбора методов расчёта двухрежимных характеристик в цифровом регуляторе.

В статье представлены результаты разработки и принцип работы экспериментального МР для автотракторного дизеля 4 ЧН 12/14, которые выполнены в сотрудничестве с Институтом газа НАН Украины. Сделан упор на принцип работы электронного блока управления (ЭБУ), на расчёт положения исполнительного органа МР, т.е. расчёт цикловой подачи топлива рядного ТНВД для получения заданного двухрежимного регулирования.

Методика

Внесены уточнения в общую методику создания МР дизеля, которая была опубликована в работе [3].

Электронный регулятор состоит из трёх структурных составляющих: датчиков с измерительной частью; электронного блока управления с программным обеспечением; исполнительного ме-

ханизма (одного или нескольких). В соответствии с общей методикой структурные составляющие проходят этапы макетного проектирования, создания программного обеспечения, безмоторных и моторных испытаний.

Наиболее трудоёмким, на наш взгляд, является создание работоспособного программного обес-

печения для ЭБУ.

Уточнённая методика и этапы разработки экспериментального образца МР показаны на рис. 1, где введены отладка программного обеспечения и разработка диагностического программного обеспечения.

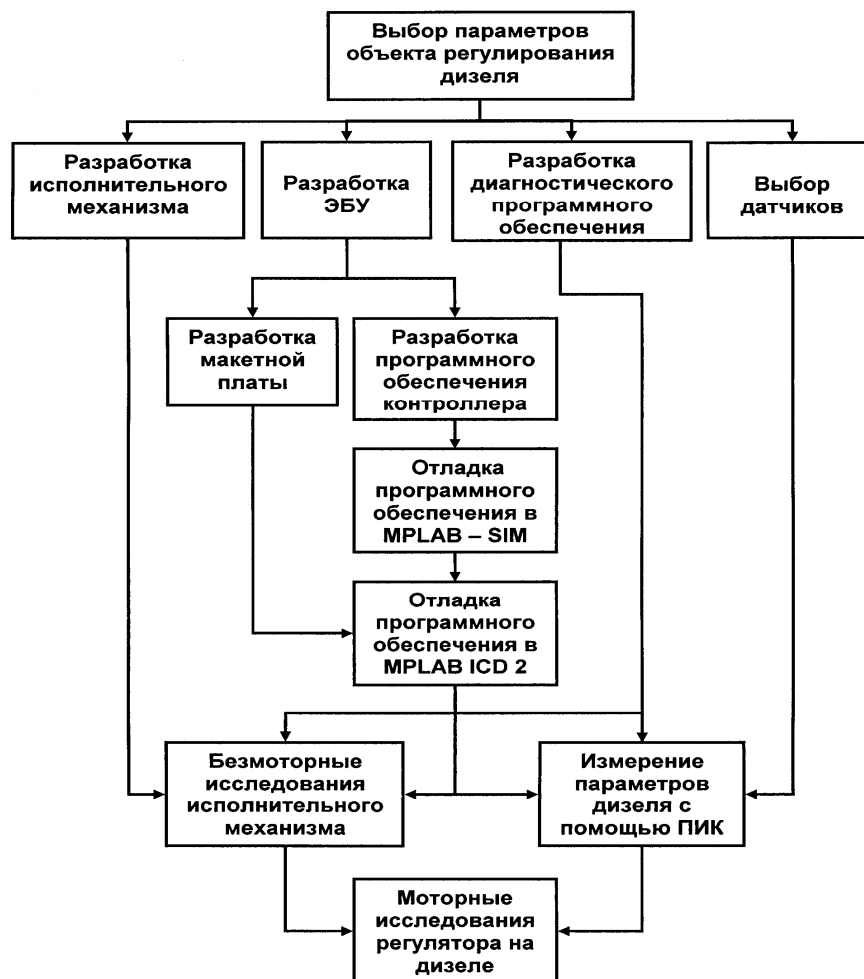


Рис. 1. Этапы разработки МР дизеля

В основу создания программного обеспечения для ЭБУ заложено два метода. Первый – пошаговые ограничения в зоне работы дизеля для определения диапазона перемещения исполнительного механизма. Второй – метод линейной интерполяции для определения координаты перемещения исполнительного механизма и получения плавных двухрежимных частичных характеристик.

После этапа макетного проектирования была проведена отладка программного обеспечения для ЭБУ на математической модели МР [4]. Математическая модель МР реализована в программной среде MATLAB/Simulink, что дало возможность при моделировании работы ЭБУ использовать прак-

тически идентичное программное обеспечение, заложенное в микроконтроллер. В математической модели отсутствует только участок программы микроконтроллера, который описывает запуск дизеля.

Подпрограмма-модуль МР была объединена со структурным звеном «ТНВД», которое моделирует работу нагнетательных секций насоса, трубопроводов высокого давления и форсунок. Звено в модели описано графической матрицей, которая получена по экспериментальным данным характеристик ТНВД с фиксированной рейкой с шагом 1 мм. Раньше подобные характеристики аппроксимировали полиномом второй степени, а полученное

уравнение вводили в модель. Такую же величину степени аппроксимации мы оставили для обработки графической матрицы звена «ТНВД» в среде MATLAB/Simulink.

Исполнительный механизм в подпрограмме-модуле МР был описан передаточной функцией второго порядка. В результате повышена точность моделирования. При проверке адекватности модели МР коэффициент вариации уменьшился в 1,5 раза в сравнении с передаточной функцией первого порядка.

Основные результаты

В качестве исполнительного механизма для МР был применён серводвигатель Servo C507. Данный серводвигатель (сервопривод) применяется в промышленной автоматике. Напряжение питания – +5 В. Управление серводвигателем осуществляется с помощью широтно-импульсного сигнала от ЭБУ.

Разработано кинематическое соединение исполнительного механизма с рейкой ТНВД (ЛСТНФ 410012), которое показано на рис. 2.

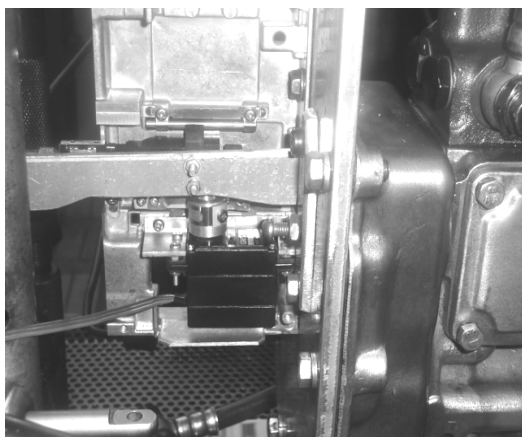


Рис. 2. Исполнительный механизм привода рейки ТНВД

Выходной вал серводвигателя поворачивается на угол от 0 до 90 град за 0,17 с. Рабочий ход исполнительного механизма составляет 80 град, что соответствует 14 мм перемещения рейки ТНВД. Крутящий момент на плече 10 мм составляет 30 Н.

Электронный блок управления преобразует и обрабатывает первичную информацию от датчиков, реализует алгоритмы управления и диагностики элементов МР. Разработанный ЭБУ принимает и обрабатывает такие сигналы: частоты вращения коленчатого вала дизеля, положения электронной педали, температур надувочного воздуха и охлажда-

ющей жидкости, давления наддува, выключателя подачи топлива. По результатам обработки этих сигналов ЭБУ реагирует на них через исполнительный механизм или световую индикацию.

Главной составляющей ЭБУ является микроконтроллер. Для обеспечения функций экспериментального МР выбран микроконтроллер PIC 16 F876A фирмы Microchip, встроенные модули которого позволяют через схемы согласования взаимодействовать с датчиками и исполнительным механизмом [3, 4].

Разработано программное обеспечение МР, основная задача которого – расчет цикловой подачи топлива в зависимости от частоты вращения дизеля и положения электронной педали.

В работе [4] для двухрежимного регулирования определяли положение исполнительного механизма (расчет цикловой подачи топлива) методом двухмерной линейной интерполяции между двумя граничными кривыми: внешней скоростной характеристикой и характеристикой холостого хода. При таком подходе не все частичные характеристики имели плавное уменьшение цикловой подачи при возрастании частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Для преодоления известного недостатка плунжерных ТНВД с дозированием отсечкой – падение цикловой подачи при уменьшении частоты вращения дизеля, была проведена коррекция характеристик ТНВД с фиксированной рейкой. На ТНВД был установлен МР, коррекцию осуществляли в «ручном» режиме управления при подсоединении компьютера к ЭБУ. Критерием выравнивания было получение горизонтальных характеристик ТНВД за счёт дополнительного воздействия на исполнительный механизм посредством введения «ручного» сигнала управления.

Результаты коррекции сигнала управления для получения горизонтальных характеристик цикловых подач показаны на рис. 3. Зависимость расчётного положения исполнительного механизма

V_p показана в цифровом коде (ц.к.) для электрического сигнала. Из рисунка видно, что при изменении частоты вращения n_H кулачкового вала ТНВД и при разной степени нажатия на электронную педаль (25...100 %), необходима различная степень коррекции характеристик цикловых подач. Эти результаты стали основой для введения в программное обеспечение ЭБУ трёх дополнительных

граничных кривых, которые разместили между внешней скоростной характеристикой и характеристикой холостого хода.

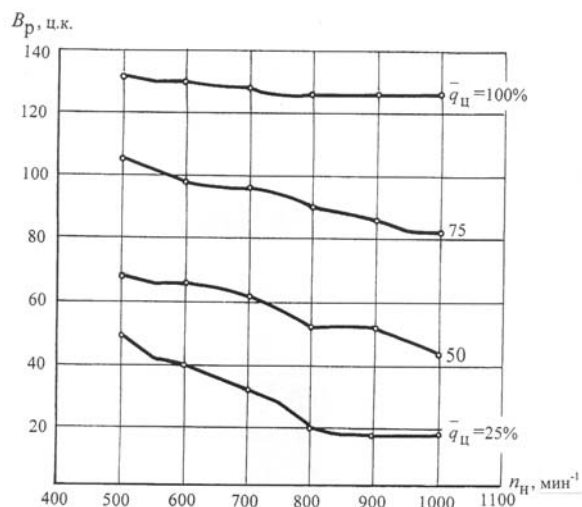


Рис. 3. Результаты коррекции сигнала управления для исполнительного механизма

На рис. 4 показаны графики расчётных граничных кривых с внесенными уточнениями. Координаты калибровочных точек, которые нанесены на рис. 4, введены в электронно-программируемое запоминающее энергонезависимое устройство.

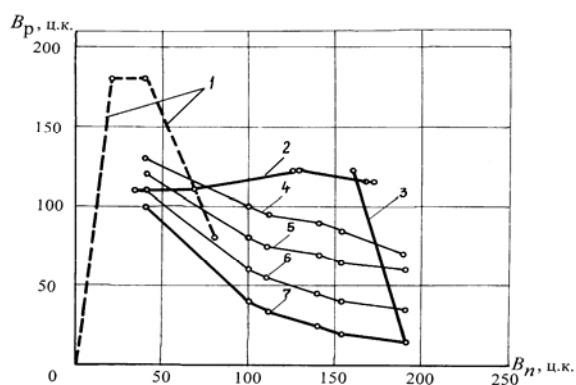


Рис. 4. Данные для расчёта подачи топлива

На рис. 4 показаны следующие граничные кривые: 1 – пусковая подача; 2 – внешняя скоростная характеристика; 3 – регуляторная ветка; 4...6 – дополнительные кривые; 7 – подача холостого хода. Координаты положения исполнительного механизма B_p в зависимости от частоты вращения n_H и координаты положения электронной педали показаны в цифровом коде (ц.к.) для электрических сигналов. Кривые 2 и 7 соответствуют нажатию электронной педали на 100% и 0%.

Для получения плавных двухрежимных частичных характеристик, наклон которых плавно возрастает по мере уменьшения частоты вращения дизеля, введены дополнительные граничные кривые 4...6, которые соответствуют нажатию электронной педали на 75, 50 и 25%.

При работе дизеля в диапазоне частот вращения 750...2020 мин⁻¹ и нажатии оператором на педаль 45% определение сигнала управления B_p для исполнительного механизма (расчет цикловой подачи) будет осуществляться методом линейной интерполяции между кривыми 5 и 6 с последующей проверкой ограничения по кривой 3.

На этапах отладки программного обеспечения и проверки работоспособности МР в целом на дизеле много времени было затрачено на режимы холостого хода, пуска и остановки дизеля. Отладку программного обеспечения для этих режимов проводили непосредственно на дизеле 4 ЧН 12/14.

Заключение

Разработанный МР прошёл безмоторные и моторные стендовые испытания на дизеле 4 ЧН 12/14, которые подтвердили работоспособность экспериментального образца и правильность написания программного обеспечения.

Трудоёмким процессом в создании МР является разработка и отладка программного обеспечения для ЭБУ. Для ускорения отладки необходимо применять математическое моделирование работы ЭБУ с использованием программных комплексов типа MATLAB/Simulink, которые позволяют сохранять идентичность программного обеспечения микроконтроллера.

Список литературы:

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
2. Каталог продукции ООО «Торговый дом «Топливоподающие системы». – 2005. – 24 с.
3. Лисовал А.А. К вопросу о методике разработки микропроцессорного регулятора / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №2. – С. 34–38.
4. Лисовал А.А. Методика и результаты испытаний микропроцессорного регулятора с программно-измерительным комплексом в его составе / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С. 15–19.
5. Лисовал А.А. Подготовка математической модели электронного регулятора к расчётным исследованиям / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С. 98–103.

В.И. Алёхин, асп., А.В. Белозуб, канд. техн. наук, О.В. Акимов, д-р техн. наук

МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕТОДОЛОГИИ РАСЧЕТА ДЕТАЛИ ПОРШНЯ НА ПРОЧНОСТЬ В МЕСТАХ ДИСЛОКАЦИИ ДЕФЕКТОВ УСАДОЧНОГО ХАРАКТЕРА

Представленная публикация является продолжением цикла исследований, посвященных проблеме обеспечения надежной работы и технического совершенства литых деталей поршней бензиновых двигателей внутреннего сгорания, выполняемых в рамках внедрения методологии расчета на усталостную прочность с учетом дислоцированных усадочных дефектов.

В предыдущих публикациях [1-4] данного цикла были определены и выполнены следующие шаги подготовки начальных условий для разработки методологии:

- с помощью моделирования литейных процессов в пакете программ LVM Flow были определены места дислокации усадочных дефектов;
- создана геометрическая модель поршня с дислоцированными дефектами;
- с использованием универсального расчётного программного комплекса ANSYS проведено моделирование теплового и напряженно-деформированного состояния (НДС) поршня без учета возможных дефектов усадочного характера («плотной детали») и с дислоцированием их в твердотельную модель, с учетом начальных и граничных условий, представленных в работах [3,4];
- получены напряжения в обусловленных

зонах «плотной детали» и с дислоцированными дефектами усадочного характера.

Из-за многократных циклических изменений нагрузочных и скоростных режимов двигателей надежность поршней зависит от сопротивления усталостному разрушению материала в различных напряженных сечениях. На сегодняшний день методология расчета прочностных характеристик поршней ДВС широко представлена в фундаментальных работах Костина А.К., Шеховцова А.Ф., Чайнова Н.Д., Абрамчука Ф.И., Пылёва В.А. [5-9], но для полной оценки детали поршня необходимо проведение серии дополнительных сравнительных расчетов. В данной публикации на базе конструкторско-технологического проектирования проведена модернизация существующей методологии расчета прочностных характеристик деталей поршней с дислоцированием усадочных дефектов. Выполненная модернизация расчетов прочностных характеристик поршня в части учета дислокации усадочных дефектов и их размеров, проводилась в рамках численного научного эксперимента с использованием, в качестве инструментария, комплекса ANSYS. Для постановки полнофакторного 2^4 эксперимента (табл. 1) были использованы следующие исходные данные:

Таблица 1. Схема подготовки данных полнофакторного эксперимента

№ деф.	№ эксперимента															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
X1	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
X2	+	+	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-
X3	+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
X4	+	+	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-

- места дислокации литейных дефектов, которые были взяты из результатов моделирования детали поршня ВАЗ 21083-1004015 и 2105-1004015 в ИКС LVM Flow, описанных и наглядно представленных в [1]. В частности, места в теле бобышки под пальцевым отверстием (фактор $X1$), в теле бобышки над пальцевым отверстием (фактор $X2$), в сечении скругления корпуса поршня к днищу (фак-

тор $X3$), и в теле днища поршня под камерой сгорания (для поршней с камерой сгорания) (фактор $X4$). Исходя из характера рассредоточения рассмотренных дефектов в теле детали, согласно данным макроанализа, представленным на рис. 1 и в результате моделирования литейных процессов, было предложено использовать два типоразмера рассматриваемых дефектов $\varnothing 0,3$ и $1,3$ мм;

- создана конечно-элементная модель поршня с дислоцированными дефектами [2];



Рис. 1. Результат макроанализа поршня с дефектами усадочного характера в днище поршня (данные ОАО «АВТРАМАТ»)

- начальные и граничные условия для моделирования НДС были применены согласно методике, предложенной ранее А.В. Белогубом и др. [3,4];

- в качестве переменных напряжений в детали поршня приняты значения давления газов в цилиндре за один цикл работы двигателя, а в качестве термических - стационарные напряжения, возникающие при номинальной мощности и номинальной частоте вращения коленчатого вала;

- возникающие, в результате моделирования, напряжения в местах дислокации дефектов, было принято контролировать в точках максимального значения напряжений рис. 2.

В качестве решателя для моделирования в ANSYS принят критерий наибольших касательных напряжений, согласно III теории прочности:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Данный критерий прочности был выбран исходя из рекомендаций [10], а так же простоты его выявления в мультимедийной среде комплекса ANSYS.

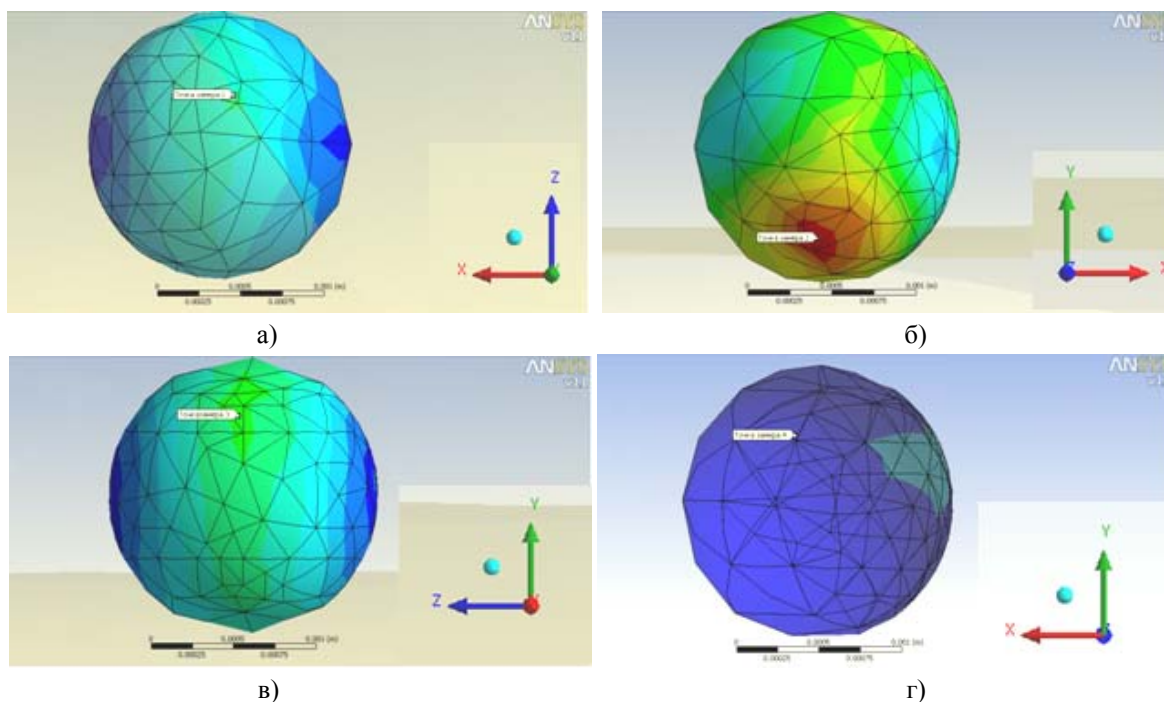


Рис. 2. Точки определения значений в соответствующих дислоцированных дефектах
а) дефект X1 б) дефект X2 в) дефект X3 г) дефект X4

Далее в выбранных точках контролировались максимальные и минимальные значения возникающих напряжений, рассчитывались значения амплитуды напряжений (τ_a), среднего напряжения (τ_m) и коэффициенты асимметрии цикла R по общепринятым формулам [10].

В таблице 2 показаны результаты выполненных расчетов.

Дальнейший расчет заключался в определении предельных напряжений $\tau_{\max \text{ пр.}}$ в местах дислоцированных дефектов, в зависимости от асимметрии цикла:

$$\tau_{\max \text{ пр.}} = \tau_{-1} + (1 - \psi_r) \times \tau_m$$

где τ_{-1} - коэффициент выносливости материала поршня (AK12M2MgH) при симметричном цикле, его значения в зависимости от температуры и числа циклов нагружений (10^7 циклов) были найдены из

справочных данных [11]; ψ_τ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла, вы-

численный из уравнения диаграммы предельных амплитуд по Гудману ($\psi_\tau = \tau_{-1} / \tau_b$).

Таблица 2. Результаты значений напряжений цикла соответствующих дислоцированным дефектам

№ эксперимента	$\tau_{\max}$ в зонах дефекта, МПа				$\tau_{\min}$ в зонах дефекта, МПа			
	X1	X2	X3	X4	X1	X2	X3	X4
1	30	74	36	7	11	66	24	5,94
16	13	39	19	11	4,3	33	14,7	4,8
-//-	τ_a , МПа				τ_m , МПа			
	X1	X2	X3	X4	X1	X2	X3	X4
1	9,35	3,75	5,95	0,5	20	70	30	6,48
16	4,50	2,8	2,25	3,35	8,8	36	17	8,15
-//-	R							
	X1	X2	X3	X4				
1	0,37	0,90	0,67	0,85				
16	0,32	0,85	0,77	0,42				

Выражение для определения коэффициентов запаса прочности для каждого исследуемого дислоцированного дефекта было представлено в виде:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \times k_\tau + \psi_m \times \tau_m}.$$

Результаты численного расчета $\tau_{\max}$ и связанных с ним параметров представлены в сводной таблице 3.

Выражение для определения коэффициентов запаса прочности для каждого исследуемого дислоцированного дефекта было представлено в виде:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \times k_\tau + \psi_m \times \tau_m}.$$

Таблица 3. Расчетные значения параметров прочности для принятых шагов эксперимента в зависимости от коэффициента асимметрии

Полученные данные № эксперимента		τ_{-1} , МПа	τ_b , МПа	ψ_τ	$\tau_{\max}$ пр., МПа	n_τ
1	X1	149	335	0,44	160	8,06
	X2	149	335	0,44	188	4,27
	X3	146	335	0,44	162	7,46
	X4	149	335	0,46	153	43,5
16	X1	149	335	0,44	154	17,7
	X2	149	335	0,44	169	7,9
	X3	146	335	0,46	155	14,6
	X4	149	335	0,44	154	21,3

Полученные результаты расчета максимальных напряжений меньше предельно допустимых,

но в местах X2 при максимальном размере дефектов коэффициент запаса наименьший.

Предложенная модернизация методологии расчета прочностных характеристик литых поршней ДВС состоит из следующих этапов:

- определение, путем моделирования и с помощью статистических данных, параметров дефектов, получаемых при изготовлении литых деталей;
- дислоцирование данных дефектов в 3D модель детали;
- моделирование теплового и напряженно-деформированного состояния детали с заданными начальными и граничными условиями;
- определение полученных в результате моделирования значений напряжений, исходя из существующих критериев прочности;
- проведение расчета прочностных характеристик по приведенным в статье формулам, взятым из существующих технических справочников;
- оценка полученных результатов в сравнении их с рекомендуемыми допустимыми значениями прочности и разработка конструкторско-технологических рекомендаций.

Расчет на прочность, такого рода, является детерминистическим и сводится к вычислению предельных напряжений, запасов прочности. Предлагаемая методология расчета не является достаточной из-за ограниченного объема экспериментальной информации о прочности, но является необходимой для технического расчета параметров литых деталей ДВС.

Следует сделать вывод, что значения напряжений зависят от размеров дислоцированных де-

фектов, но на даній стадії досліджень не известно при яких сочетаннях розмірів дефектів будуть найбільш небезпечні зони. Далішнє направлення досліджень передбачає побудову рівнянь регресії і розрахунок міцнісних характеристик при перехідних процесах роботи двигателя для різних типорозмірів дислоцированих дефектів.

Список літератури:

1. Алехин В.И. Компьютерно-интегрированное моделирование литейных процессов в автомобильных поршнях на основе конструкторско – технологической методики проектирования деталей ДВС / В.И. Алехин, А.В. Белогуб, А.П. Марченко, О.В. Акимов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С.101-104.
2. Алехин В.И. Моделирование теплового и напряженно-деформированного состояния поршня с учетом дислоцированных дефектов усадочного характера / В.И. Алехин, О.В. Акимов, А.В. Белогуб, А.П. Марченко // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Машинознавство та САПР. – 2010. – №19. – С. 12-18.
3. Белогуб А.В. Исследование температурного поля поршня. / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2002. Вып. 31. – С. 120-123.
4. Белогуб А.В. Исследование термонапряженного состояния поршня. / А.В. Белогуб, В.А. Байков, А.И. Бицюра, Ю.А. Гусев, А.Г. Щербина, А.С. Стрибуль. // Високі технології в машинобудуванні. Зб. наук. праць НТУ «ХПІ». – 2002. – Вип. 1 (5). – С. 32 – 35.
5. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов В.И. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с.
6. Процессы в перспективных дизелях / Под редакцией А.Ф. Шеховцова.-Х.: Изд-во Основа; при Харьк. ун-те, 1992.-352 с.
7. Чайнов Н.Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, А.Н. Краснокутский; под ред. Н.Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2008. 495 с.
8. Абрамчук Ф.И. 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.
9. Пылёв В.А. Автоматизированное проектирование поршней быстроходных дизелей с заданным уровнем длительной прочности: Монография. – Харьков: Изд. центр НТУ «ХПИ», 2001. – 332с.
10. Серенсен В.П. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие/ С. В. Серенсен, В. П. Козаев, Р. М. Шнейдерович; под ред. С.В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1975. 488 с.
11. Троценко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов : справочник в 2 т. / [сост. В.Т. Троценко, Л.А. Сосновский] – Киев : Наукова думка, 1987-. – Т2. – 1987.- 1302+XXXVI с.

УДК 621. 43. 016

**О.В. Триньов, канд. техн. наук, В.Т. Коваленко, канд. техн. наук,
А.Т. Тихоненко, канд. техн. наук, О.М. Клименко, магистр, Д.А. Куртов, студ.**

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ВИПУСКНИХ КЛАПАНІВ ШВИДКОХІДНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ ПРИКЛАДАННІ МЕХАНІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

В умовах експлуатації деталі клапанного вузла, зокрема випускні клапани, зазнають дію значних змінних механічних навантажень, прикладання яких відбувається при високих температурах в камері згорання (КЗ) двигуна. На рівень механічних навантажень впливає, насамперед, значення максимального тиску в циліндрі двигуна, а також інерційні навантаження в момент посадки клапана на сідло. Певний внесок у виникнення додаткових механічних навантажень можуть внести відхилення від номінальних розмірів в спряженнях «сідло-клапан», «стрижень клапана-напрямна втулка», допущені при виготовленні та збиранні деталей клапанного вузла.

Детальний аналіз даних тривалої експлуатації дизелів СМД в роботі [1] показав, що типовими дефектами випускних клапанів, навіть при умовах порівняно низьких термічних навантажень (моделі

СМД-15, $p_e = 0,62$ МПа), були їх обриви: в зоні спряження стрижня з тарілкою та в зоні проточки під сухарики. Як зазначалося в роботі [1], основними факторами, що призводили до виникнення зазначених дефектів, є механічні напруження під дією інерційних і газових навантажень, а також дійсні умови спряження клапанів з напрямною втулкою і сідлом. Такі умови визначаються, головним чином, вибором величини діаметрального зазору в холодному стані δ між стрижнем клапана та напрямною втулкою, його змінами при роботі двигуна при нагріванні та закладеним в конструкцію клапанного вузла биттям опорної фаски клапана відносно осі напрямної втулки. Величина зазору δ , згідно відомим рекомендаціям, задається в залежності від діаметру стрижня клапана d і складає $\delta \approx 0,01d$. Як відомо також, зазор δ в значній мірі впливає на працездатність клапана через тепловід-

ведення від його стрижня. В той же час зі зменшенням δ напруження в зоні спряження стрижня і тарілки зростають від перекосів при посадці клапана на сідло і можуть досягати значень, близьких до межі втоми. Перекоси осі клапана відносно осі прямої втулки і механічні напруження, які при цьому виникають, залежать також від геометричної форми самої тарілки, яка визначає її жорсткість. Зі зменшенням жорсткості тарілки згинальні напруження в стрижні клапана зменшуються, але при цьому, як доводять автори [1, 2], збільшується зношення опорних фасок сідла і клапана.

Вирішення наведеного переліку проблем, які пов'язані з механічними напруженнями у випускних клапанах швидкохідних дизелів, можливе на основі вузлової математичної моделі нестационарного теплового і напружено-деформованого стану клапанного вузла.

Зростання рівня форсування сучасних швидкохідних дизелів супроводжується одночасним підвищенням як експлуатаційних температур деталей клапанного вузла, так і механічних навантажень, зокрема максимального тиску в циліндрі. Враховуючи те, що зі зростанням температури механічні властивості переважної більшості жароміцних клапанних сталей суттєво погіршуються, детальний аналіз механічної складової у формуванні напружено-деформованого стану випускних клапанів можна вважати актуальним як з точки зору отримання теоретичних узагальнень, так і практичних результатів.

Метою проведеного розрахунково-експериментального дослідження було уточнення математичної моделі теплонапруженого стану клапанного вузла, визначення ролі механічної складової у виникненні можливих дефектів випускних клапанів при зростанні рівня форсування.

Проведені дослідження включали широке коло питань, пов'язаних з уточненням схеми закріплення клапана при розв'язанні задачі механіки, визначенням впливу геометричної форми тарілки клапана, механічних властивостей клапанних сталей на напружено-деформований стан клапана при прикладанні механічних навантажень та інших. Були поставлені також досліди, які мали за мету уточнення самої експериментальної методики визначення деформацій і напружень з використанням тензометрії. Зупинимось на окремих отриманих результатах.

Експериментальні дослідження з визначення

впливу тиску газів на напружено-деформований стан випускних клапанів проводилися на безмоторному стенді, основним елементом якого був складений корпус, що імітує головку циліндрів, містить оброблені поверхні під опорну фаску клапана та його стрижень, має достатню жорсткість. В корпусі розміщується досліджуваний клапан, препарований тензодатчиками, встановленими на тарілці клапана в напрямках дії найбільших складових напруженого стану, а саме колових та радіальних. Тензодатчик встановлювався також на самому корпусі поблизу опорної фаски для контролю деформацій і відповідних напружень в осьовому напрямку. Зі сторони тарілки клапана корпус герметично закривається фланцем зі штуцером. Корпус в зборі підключається до гідравлічної системи вантажопоршневого манометричного стенду. Механічне навантаження клапана, яке моделює дію газових сил, створюється тиском масла в гідравлічній системі вантажопоршневого стенду. Детальний опис моделюючої установки наведено в роботі [3].

Безмоторний експеримент з тензометрії клапана, як складова частина всього дослідження, мав за мету уточнення схеми закріплення клапана при розв'язанні задачі механіки напружено-деформованого стану на основі методу скінчених елементів (МСЕ). При цьому результати тензометрії можна використовувати для уточнення математичних моделей як окремих деталей, наприклад клапана, так і клапанного вузла в цілому. Геометрична модель клапанного вузла, яка використовується в подальшому для побудови скінченоелементної математичної моделі, максимально відтворена в конструкції складеного корпусу, яка показана на рис.1.

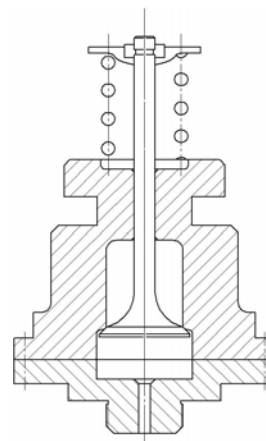


Рис. 1. Геометрична модель клапанного вузла

Для визначення деформацій було використано вимірювач статичних деформацій ИСД-3 зі зрівноваженою мостовою схемою та з вимірюванням нульовим методом [3].

З метою вдосконалення методики проведення безмоторного експерименту, як зазначалося, крім вирішення питань, пов'язаних з уточненням математичної моделі, було проаналізовано також вплив на результати вимірювання деформацій бази тензодатчика l .

В експерименті для такого аналізу були вибрані тензодатчики серії КФ4П1-5-200-Б-12, константові, з базою $l = 5$ мм, коефіцієнтом тензочутливості $k = 2,09 \pm 0,01$ і тензодатчики серії КФ4П1-1,5-100-Б-12, $l = 1,5$ мм, $k = 2,07 \pm 0,01$. Порівняльний аналіз проводився на серійному клапані дизеля СМД-18Н (матеріал клапана – сталь 4Х9С2). Тензодатчики встановлювалися за схемою, представленою на рис. 2. Для закріплення датчиків на клапані в контрольних зонах було застосовано органічний клей холодного затвердіння ціакрин ЕО

[3]. Чотири контрольні датчики (1-4), як показано на схемі, встановлюються на тарілці клапана, а один компенсаційний (5) – на стрижні.

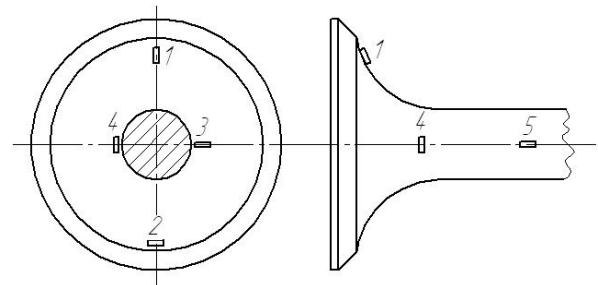


Рис. 2. Схема розміщення тензодатчиків

В таблиці 1 для порівняння представлені значення відносних деформацій ϵ в контрольних зонах 1 і 2 серійного суцільного клапана, для знаходження яких були застосовані тензодатчики з різними значеннями параметра l .

Таблиця 1. Відносні деформації $\epsilon \times 10^5$ в контрольних зонах серійного випускного клапана дизеля СМД-18Н при використанні тензодатчиків серії КФ4П1

База, l , мм	№ зони	Навантаження, МПа								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
5	1	-3	-7	-10	-13	-17	-21	-24	-27	-31
	2	-1	-2	-3	-4	-4	-5	-5	-6	-6
1,5	1	-4	-6	-9	-12	-15	-18	-21	-24	-28
	2	-1	-2	-3	-3	-4	-4	-4	-5	-5

Таким чином, для варіанта суцільного клапана, зменшення бази тензодатчика від 5 до 1,5 мм у вибраному діапазоні навантажень на тарілку клапана практично не вплинуло на результати дослідів.

Результати безмоторного експерименту підтвердили коректність вибраної схеми закріплення клапана для задачі механіки. Зокрема, при моделюванні напружено-деформованого стану клапана, як окремої деталі, може бути запропонована схема, яка представлена на рис. 3.

При такій схемі клапан представляється закріпленим по опорній фасці, що забезпечується завданням переміщення $U_{\Pi} = 0$ в місцевій системі координат, зв'язаної з опорним скінченим елементом. На основі загальних підходів до вирішення контактних задач, викладених, наприклад, в роботі [4], до розгляду введено контактний прошарок S_k , який може бути достатньо тонким і жорстким. До нього прикладені двосторонні кінематичні зв'язки,

які виключають можливість відставання клапана від сідла (рівносильно виникненню додатних складових напруженого стану) по нормалі $\bar{n}$, але допускають переміщення клапана по дотичній $\bar{\tau}$ (сили тертя або ж нульові дотичні напруження в зоні контакту).

Зі сторони КЗ клапан навантажено тиском газів в циліндрі, який змінюється в залежності від режиму навантаження. Зі сторони верхнього торця до клапана прикладено розтягуюче сумарне зусилля від клапанних пружин, віднесене до одиниці площі верхнього торця. Проведені МСЕ-розрахунки напружено-деформованого стану варіантів клапанів, зокрема серійного і з внутрішньою порожниною (порожнистого) з вибраною схемою закріплення, дали розбіжність з результатами безмоторного експерименту в межах 10-15%, що можна вважати цілком задовільним.

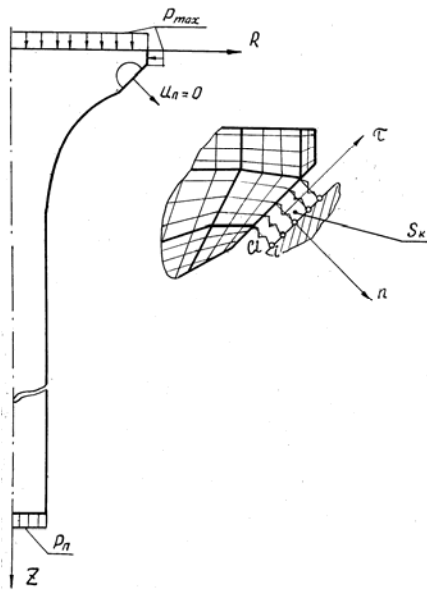


Рис. 3. Завдання ГУ задачі механіки

Підтвердивши коректність схеми закріплення клапана на експериментальному етапі дослідження, в розрахунковій його частині представилося можливим проаналізувати вплив конструктивних факторів на напружено-деформований стан при прикладанні як лише механічних, так і лише термічних навантажень. При розрахунковому моделюванні використовувалася вісесиметрична математична модель напружено-деформованого стану випускного клапана дизеля СМД (програмне забезпечення «KROK», розробник ІПМаш НАН України). Розглядалися, в тому числі, варіанти клапанів серійного і порожнистого на режимі номінальної потужності дизеля ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 73,6 \text{ кВт}$, $p_e = 0,773 \text{ МПа}$). Механічна складова напружено-деформованого стану клапана і найбільш напруженої його частини – тарілки залежить від рівня прикладеного до тарілки тиску газів, який приймався постійним і рівним максимальному на даному режимі $p_z = 9,1 \text{ МПа}$. При розв'язанні задачі теплопровідності були використані ГУ, розроблені на основі проведених моторних досліджень дизеля СМД-18Н (4ЧН12/14) [5].

При проведенні розрахункового аналізу розглядалися інтенсивності напружень σ_i та компоненти тензора напружень: σ_r – радіальні, σ_z – осьові, σ_θ – колові, $\tau_{r\theta}$ – дотичні. Для порівняльного аналізу були вибрані найбільш напружені зони (точки) 1-4 тарілки клапана, показані на рис. 4.

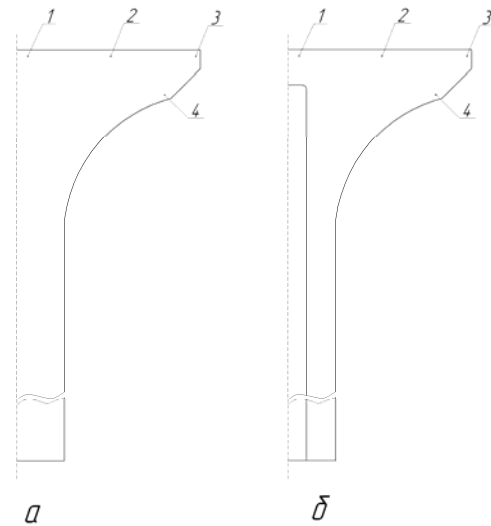


Рис. 4. Розрахункові перетини дослідних варіантів клапанів

а – серійний суцільний; б – порожнистий

Результати розрахункового дослідження для серійного та порожнистого варіантів клапанів зведено в таблиці 2. Випускний клапан дизеля зазнає складне навантаження, зумовлене нерівномірним температурним полем і складною геометрією меридіонального перетину. Слід зазначити, що температурне поле серійного клапана, від якого залежать термопружні напруження, є типовим для випускних клапанів швидкохідних дизелів. При цьому рівень температур тарілки клапана достатньо високий, досягає $720 - 750 \text{ }^\circ\text{C}$, що свідчить про недостатнє тепловідведення через сідло серійного клапана. При цьому термопружні напруження, якщо оцінювати їх по інтенсивностям σ_i , далекі від критичних на даному режимі ($\sigma_b = 200 \text{ МПа}$ при $t = 700 \text{ }^\circ\text{C}$). Серед компонентів тензора напружень переважають колові і радіальні. Тарілка клапана стиснута до центру, максимальні напруження спостерігаються в центрі тарілки, а також безпосередньо на опорній фасці (зона 4). Роль механічних напружень, порівнюючи з чисто термічними, суттєва по всім компонентам тензора напружень і для всіх контрольних зон, однак при цьому не змінюється положення зон максимальних напружень. Максимальні напруження (по всім компонентам) зосереджені в центрі тарілки і на самій опорній фасці. Слід також відзначити, що прикладення механічного навантаження може позитивно вплинути на рівень сумарних напружень в зоні опорної фаски (точка 4), так як термічні і механічні напруження мають різний знак (“-” – стискаючі, “+” – розтягуючі).

Таблиця 2. Інтенсивності і компоненти тензора напружень в контрольних зонах серійного клапана ($n = 1800 \text{ хв}^{-1}$, $N_e = 73,6 \text{ кВт}$)

№ зони	Термічне навантаження					Механічне навантаження				
	σ_R , МПа	σ_Z , МПа	σ_o , МПа	τ_R , МПа	σ_i , МПа	σ_R , МПа	σ_Z , МПа	σ_o , МПа	τ_R , МПа	σ_i , МПа
1	-26,6	-0,1	-26,3	0,4	26,3	-43,1	-9,1	-42,6	-0,2	33,5
2	-29,6	-0,2	-16,6	0,3	26,2	-52,5	-9,2	-50,4	0,4	39,8
3	-1,1	-0,6	0,3	0,8	1,9	-8,7	-9,1	-27,1	0,1	15,2
4	49,3	42,7	98,9	6,4	54,3	-75,3	-73,7	-83,2	-43,2	6,1

Порожнисті конструкції випускних клапанів досліджувалися раніше, наприклад в роботах [6, 7], але, головним чином, у зв'язку з використанням натрієвого охолодження клапана. Для розв'язання задачі теплопровідності задавались ГУ, розроблені для математичної моделі серійного клапана [5] і доповнені умовами по внутрішній порожнині клапана. При цьому для замкнутої порожнини приймався нульовий тепловий потік $q = 0$.

Наявність замкнутої порожнини в стрижні клапана призводить до незначного (в середньому на 8 - 10%) зростання температур в найбільш нагрітих частинах тарілки порожнистого клапана у порівнянні з серійним, але при цьому спостерігається зменшення температурних градієнтів як в радіальному, так і в осьовому напрямках, зумовлене внутрішньою порожниною. Колові і радіальні термічні напруження, а також осьові механічні, відіграють вирішальну роль у формуванні напружено-деформованого стану порожнистого клапана. Введення порожнини помітно позначається лише в зоні опорної фаски клапана, практично витримуються співвідношення між механічними і термічними складовими напружень. Механічне навантаження відіграє помітну роль не лише в досягненні певного рівня сумарних напружень, але й впливає на їх знак.

Висновки

Проведені експериментальні та розрахункові дослідження підтвердили суттєву роль механічної складової у формуванні напружено-деформованого стану випускного клапана, а також необхідність ретельного обґрунтування вибраної схеми закріплення клапана для задачі механіки з залученням

також і експериментальних методів, наприклад безмоторної тензометрії.

Аналіз напружено-деформованого стану клапана, як окремої деталі, з використанням відповідної математичної моделі на стаціонарних режимах навантаження та отримані значення термічних і механічних напружень, які далекі від критичних, не пояснюють виникнення типових дефектів в експлуатації. Повний аналіз впливу конструктивних параметрів клапанного вузла та експлуатаційних факторів на рівень механічних і термічних напружень в деталях вузла можливий на основі нестационарної вузлової моделі.

Список літератури:

1. Балюк Б. Надежность механизма газораспределения быстроходных дизелей. / Б. Балюк, А.Божко – М.: «Машиностроение», 1979. - 160 с. 2. Еременко Б.С. Аналитическое и экспериментальное определение жесткости тарелки клапана и ее влияние на износ гнезда головки цилиндров. / Б.С. Еременко, И.Л. Рудерман // Двигатели внутреннего сгорания. – 1969. – №11. – с. 97-104. 3. Триньов О.В. Оцінка механічних напружень у випускних клапанах методами тензометрії / О.В. Триньов, В.Т. Коваленко, С.В. Обозний, В.П. Куць, О.М. Клименко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. - №2. – с.74-77. 4. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций / [А.Н. Подгорный, П.П. Гонтаровский, Б.Н. Киркач и др.]. – К. – Знание, 1989. – 232 с. 5. Тринев А.В. Оценка влияния геометрии тарелки клапана на теплонапряженное состояние выпускных клапанов автотракторного дизеля / А.В. Тринев, А.Н. Авраменко, И.А. Москалев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. - №1. – с. 75-80. 6. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. проф. д-ра техн. наук Н.Х.Дьяченко. – Л., 1974. - 532 с. 7. Костин А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания. Справочное пособие. / А.К. Костин, В.В. Ларионов, А.И. Михайлов – Л., 1979. – 222 с.

В.Н. Конкин, канд. техн. наук, С.М. Школьный, канд. техн. наук

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ВОЗДУШНОГО КОМПРЕССОРА

Введение

Энергетические установки с высоким уровнем нестационарного нагружения (ДВС, дизели, компрессоры и т.д.) требуют сегодня при своём проектировании всё более точного определения конечных сроков своей эксплуатации. На жизненный цикл любого сложного изделия существенное влияние оказывают уровень и характер напряжённо-деформированного состояния несущего материала. Основные вопросы по термодинамике, основам конструирования различных узлов и компонент, а также различные методы расчётов воздушных компрессоров изложены в [1-3]. Прогрессивные научно-информационные и производственные технологии предоставляют сегодня большие возможности для более точного и оптимального проектирования сложнейшей и ответственной техники. Одной из таких передовых технологий в механике сплошной среды является метод конечных элементов, реализованный для практического применения во многих системах прикладного и проблемно-ориентированного анализа.

Постановка задачи

Поставлена задача определения напряженно-деформированного состояния (НДС) кривошипно-шатунного механизма воздушного компрессора VC-2231 мощностью 400Квт. В состав данной сборки входят следующие основные компоненты: коленчатый вал с противовесами и два шатуна, расположенных под углом 90 градусов друг к другу. С помощью экспериментальных исследований на заводе-изготовителе (LMF, Австрия) были определены осевые усилия для обоих шатунов в начальные сроки эксплуатации, а также в конечный момент времени, соответствующий паспортному сроку службы. Основной целью поставленной задачи было возможно более точное определение НДС для данных конструктивных элементов, для того, чтобы в дальнейшем более уверенно определять полный жизненный ресурс КШМ, а не только в соответствии с паспортным сроком.

Создание КЭ модели КШМ

Электронная копия проекта кривошипно-шатунного механизма компрессора была преобразована в файлы исходной геометрии типа Parasolid

с расширением .x_t, которые позволяли представить проект в системе анализа ANSYS непосредственно в трёхмерном (3-D Solid) виде и с сохранением всей исходной информации (рис. 1).

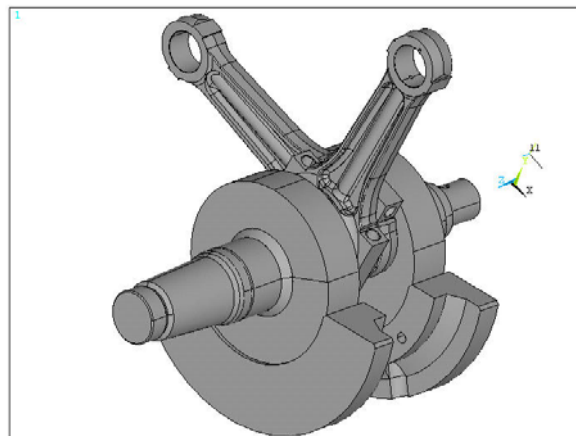


Рис. 1. Общий вид кривошипно-шатунного механизма

С точки зрения методики решения вполне оправданным был подход, когда должна была решаться единая трёхмерная контактная задача, с учётом всех взаимодействующих элементов. Однако попытки автоматической генерации в ANSYS конечно-элементной модели с полным учётом всей геометрии проекта показали, что объём генерируемой модели будет при этом слишком большим (около 5 млн. конечных элементов), а задача такого размера на имеющейся в распоряжении технике не сможет быть решена. Поэтому были проведены возможные упрощения геометрии проекта, когда из рассмотрения были исключены конструктивные элементы, не имеющие принципиального значения для НДС будущей модели, но позволяли заметно уменьшить размер задачи.

Для создания конечно-элементных моделей всех конструктивных элементов был применен один и тот же тип объёмного конечного элемента первого порядка – SOLID45. Вследствие наличия в проекте значительных участков с нерегулярной и достаточно сложной геометрией, была использована пирамидальная форма данного типа элементов, которая позволяла заметно уменьшать объём задачи. Необходимо сказать, что применение конечных

элементов 2-го порядка SOLID92 давало бы лучшие по точности результаты, но их использование заметно увеличивало размер задачи.

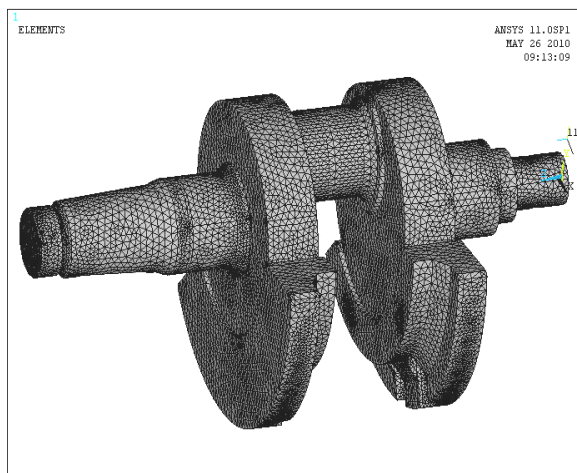


Рис.2. Конечно-элементная модель коленчатого вала

Кроме этого, из рассмотрения были исключены втулки и кольцевые прокладки для верхних частей шатунов, так как их наличие или отсутствие не имело принципиального значения при определении НДС. Для каждой из созданных моделей поставлены и решены тестовые задачи, анализ решений которых позволил убедиться в их корректности. Конечно-элементные модели коленчатого вала и одного из шатунов показаны на рис.2, рис.3.

Анализ модели с точки зрения её качества позволил установить, что число конечных элементов, для которых нарушались необходимые критерии, не превышает 0,005% от общего числа элементов.

Таким образом, были созданы оптимальные по числу неизвестных и уровню точности конечно-элементные модели коленчатого вала, двух шатунов и кольцевых прокладок для нижних частей шатунов.

Число конечных элементов для всей модели составляло при этом около 2.5 млн., а общее число неизвестных – около 1.4 млн.

Решение задач для моделей КШМ

Информация по условиям статического нагружения сборки “коленчатый вал-шатуны” была получена в результате экспериментальных исследований, проведенных на заводе-изготовителе (LMF, Австрия) и представлена в виде .xls- таблицы, в которой приведены значения усилий, направленных по осям обоих рабочих цилиндров.

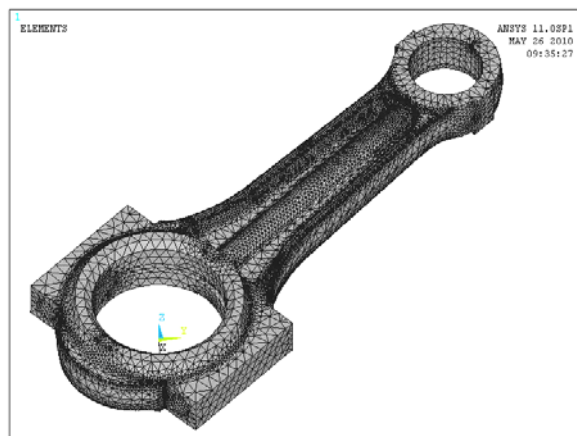


Рис.3. Конечно-элементная модель шатуна

Позиционирование рабочих положений при повороте вала было проведено через каждые 5° (Рис.3), что приводило к необходимости проведения 72 расчётов для каждого из конструктивных элементов, что в целом представляло собой большой объём работы. Кроме этого, были представлены максимальные значения осевых усилий для двух моментов времени – начало работы и конечный срок работы компрессора (по паспорту). Отметим, что усилия в конечный момент времени были меньшими по абсолютной величине, чем в начальный момент времени, на 23,1%.

Поскольку задача определялась как линейная по характеру НДС, а осевые усилия для обоих шатунов были достаточно близкими друг к другу (Рис.4), было решено просчитать положения сборки по углу поворота для максимальных значений усилий, причём для меньшего числа позиций поворота вала. Критериями отбора расчётных позиций были максимальные значения приложенных усилий, а также расположение локальных зон концентрации напряжений (места выхода на поверхность коленчатого вала его внутренних каналов). В результате были выбраны следующие 11 позиций: 0°, 30°, 60°, 90°, 105°, 135°, 180°, 210°, 240°, 290°, 320°, для которых и проводились расчёты. Важным условием для правильной постановки задачи для различных положений сборки КШМ было определение размеров контактных зон взаимодействия “вал - кольцевая втулка - шатун”. Отдельное решение контактных задач типа “поверхность-поверхность” между коленчатым валом и кольцевой втулкой позволило установить, что при задаваемых для шатунов максимальных осевых усилиях размер контактной зоны будет ограничен десятью угловыми градусами. Размер и форма одной из таких кон-

тактных зон для одной из расчётных позиций показан на рис.5.

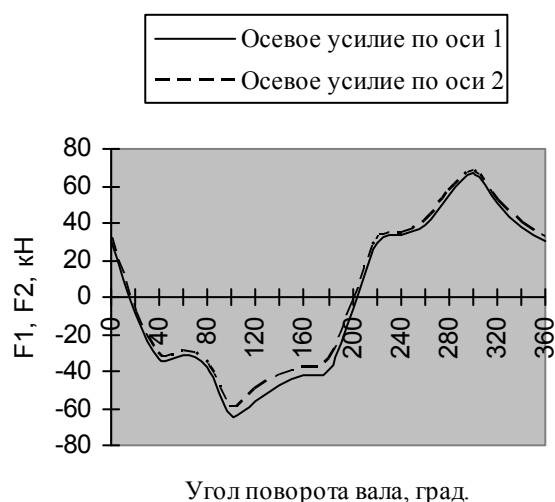


Рис. 4. Величина нагрузок по осям цилиндров КШМ в зависимости от угла поворота вала

Таким образом, решение одной задачи большого размера для всей сборки КШМ было заменено решением двух задач намного меньшего размера, получение решений для которых не представляло особых проблем.

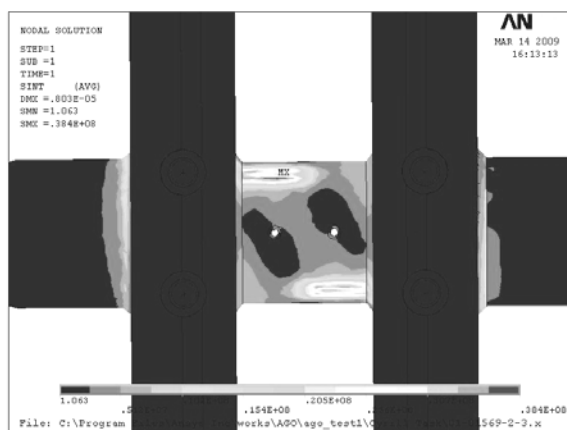


Рис.5. Размер и форма контактных площадок на поверхности коленчатого вала

Граничные условия для обеих задач принимались на основе расположения подшипников качения на коленчатом валу, а для расчёта пары шатунов – исходя из положения полученной унифицированной контактной зоны между валом, кольцевой прокладкой и шатуном. Тип принятых граничных условий – предварительное напряжённое состояние в контактных зонах “вал – кольцевая прокладка - шатун”.

Анализ полученных результатов

Для созданных моделей было проведено 22 расчёта: 11 расчётов – для указанных выше отобранных расчётных позиций коленчатого вала, и 11 расчётов – для пары шатунов, для таких же рабочих позиций.

В приведенных ниже таблицах показаны результаты, полученные для начального момента времени работы КШМ.

В таблице 1 показаны максимальные абсолютные значения основных неизвестных для каждой из рабочих позиций. Отметим, что максимальная интенсивность напряжений, как и компоненты перемещений (U,V), имеют место в контактных зонах взаимодействия “коленчатый вал – кольцевая прокладка - шатун”, а максимальные значения для перемещений W имеют место в наружных областях противовесов.

Таблица 1. Максимальные абсолютные значения линейных перемещений для модели коленчатого вала

	$U \cdot 10^5$, м	$V \cdot 10^5$, м	$W \cdot 10^5$, м	$USUM \cdot 10^5$, м
0°	0,46	0,67	0,43	0,78
30°	0,54	0,77	0,48	0,8
60°	0,64	1,09	0,66	1,11
90°	0,98	1,77	1,2	1,77
105°	1,22	2,4	1,56	2,46
135°	1,22	2,4	1,56	2,46
180°	0,45	1,15	0,73	1,22
210°	0,2	0,45	0,31	0,52
240°	1,1	1,06	0,82	1,25
290°	1,27	2,26	1,65	2,44
320°	0,95	1,5	1,12	1,74

В таблице 2 приведены максимальные абсолютные значения основных компонент тензора напряжений, в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что для заданных условий нагрузки максимальные линейные перемещения коленчатого вала находятся в пределах (5-15) мкм, а максимальная интенсивность напряжений не превышает 85 МПа. Самыми напряженными являются участки концентрации напряжений, а также контактные зоны на поверхности вала, причём имеющиеся экспериментальные данные показывают неоднородное, по углу вращения вала, нагружение.

Таблица 2. Максимальные абсолютные значения напряжений для модели коленчатого вала

	σ_x , МПа	σ_y , МПа	σ_z , МПа	σ_{int} , МПа
0°	55	42	32	38,4
30°	60	60	39	50
60°	50	60	41	39,6
90°	83	81,7	53,8	57
105°	96,6	118	74,1	83
135°	96,6	118	74,1	83
180°	62,2	63,8	44,5	46,8
210°	30	30	20	24,8
240°	58	51	43	45
290°	118	120	89	84,8
320°	86	76	64	63,5

В таблице 3 приведены максимальные абсолютные значения для конечно-элементной модели шатуна основных неизвестных для каждой из просчитанных одиннадцати рабочих позиций. В таблице 4 показаны максимальные абсолютные значения основных компонент тензора напряжений в зависимости от угла поворота сборки “коленчатый вал – шатуны”, полученные при расчётах для таких же одиннадцати рабочих позиций. Отметим, что внутренние области расположения маслопроводящих каналов не отличались сильно выраженной концентрацией напряжений.

Таблица 3. Максимальные линейные перемещения для модели шатуна

	$U \cdot 10^5$, м	$V \cdot 10^5$, м	$W \cdot 10^5$, м	$USUM \cdot 10^5$, м
0°	8,94	7,2	5,94	12,6
30°	2,16	1,9	0,25	2,89
60°	2,7	2,6	0,3	3,56
90°	3,86	4,2	0,45	5,27
105°	4,9	5,8	0,62	7,22
135°	3,5	4,5	0,48	5,55
180°	2,7	3,4	0,37	4,36
210°	4,1	4,4	3,1	6,64
240°	9,3	11,0	6,98	14,8
290°	22,1	21,7	15,0	31,7
320°	16,2	13,4	10,4	22,0

Анализ результатов, приведенных в таблицах 3, 4, говорит о том, что деформирование шатунов,

по сравнению с деформированием коленчатого вала, является более существенным, достигая для максимальных величин нагрузок, значений уровня (0.15-0.22)мм. Напряженное состояние для шатунов также является более выраженным, а наличие в их верхней части концентраторов напряжений увеличивает их значения в данной области в несколько раз, где их интенсивность достигает величины 570МПа.

Таблица 4. Максимальные абсолютные значения напряжений для модели шатуна

	σ_x , МПа	σ_y , МПа	σ_z , МПа	σ_{int} , МПа
0°	196	231	72,6	229
30°	81	82	27,5	69
60°	102	99	34	85
90°	153	145	50	126
105°	210	198	69	172
135°	162	151	53	132
180°	125	121	42	104
210°	116	110	38	121
240°	284	246	85	269
290°	569	573	183	577
320°	356	420	127	400

Заключение

Анализ полученных результатов показал, что трёхмерное НДС кривошипно-шатунного механизма является достаточно равномерным, кроме переходных участков “вал - противовес”, контактных зон “вал – кольцевая прокладка - шатун”, а также зон концентрации напряжений, где уровень НДС возрастает в несколько раз. Абсолютные значения перемещений для всей конечно-элементной модели сборки не превышают 20 мкм. Полученная картина НДС может быть использована при решении более общей задачи – определении возможного рабочего ресурса данной конструктивной сборки.

Список литературы:

1. Поршневые компрессоры: под ред. Б.С. Фотина.- Л.: Машиностроение, 1987. – 372с.
2. Захаренко С.Е. Поршневые компрессоры / С.Е. Захаренко, С.А. Анисимов, В.А. Дмитриевский. – М., Л: Машиз, 1961. - 452с.
3. Контюков Р.А. Компрессорные и газораспределительные станции / Контюков Р.А., Максимов В.А., Хадиев М.Б. – Казань: КГУ, 2005. - 412с.

ОСОБЕННОСТИ ТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ И УЧЕТА РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ТОНКОСТЕННОГО ПОРШНЯ БЕНЗИНОВОГО ДВС

Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими заданиями. Современные тенденции в двигателестроении, наряду с комплексным улучшением эколого-экономических показателей всех типов ДВС, характеризуются неуклонным увеличением их удельной мощности, надежности, ресурса. При этом увеличиваются силовые и тепловые нагрузки на детали цилиндропоршневой группы, на двигатель в целом. С учетом объективных тенденций сокращения сроков проектирования и доводки двигателей, снижения затрат на все этапы жизненного цикла ДВС, предшествующих эксплуатации, значительной конкуренции производителей, существенно обостряется внимание к используемым методам математического моделирования и анализа исследуемых процессов.

Поршень ДВС, являясь сложным многофункциональным элементом, во многом определяет совокупность критериев качества двигателя, выступает одной из основных ресурсопределяющих его деталей. При этом значительное внимание исследователей уделяется разработке концепции проектирования и обеспечения ресурсной прочности массивных поршней дизельных ДВС [1-4].

Однако в Украине и странах СНГ доля производимых бензиновых двигателей примерно в четыре раза превышает, и в ближайшей перспективе еще будет превышать, долю дизельных. Поэтому отечественный производитель поршней, ОАО "АВТРАМАТ", ориентируется на постоянное внедрение в производство кроме дизельных, и новых конструкций тонкостенных поршней бензиновых ДВС. Такие поршни поставляются на первичный и вторичный рынки Украины и других стран.

Тонкостенный поршень бензинового ДВС, в силу предъявляемых к нему требований, имеет специфические конструктивные особенности. В связи с этим актуальность работы состоит в развитии методов проектирования тонкостенного поршня, что позволяет решить сложную научно-техническую проблему обеспечения надежности, ресурса, повышения технического уровня ДВС в

целом.

Анализ последних исследований и публикаций, в которых начато решение данной проблемы. Методы оценки ресурсной прочности поршней ДВС базируются на результатах расчета температурного и напряженно-деформированного состояния конструкций с учетом матрицы представительных переходных процессов, характерных для двигателя машины известного технологического назначения [1,5,6]. При этом ресурсная прочность устанавливается для зоны кромки камеры сгорания (КС), как наиболее термонапряженного элемента массивного поршня.

Анализ конструкций поршней бензиновых ДВС показывает, что вследствие существенно иных условий их функционирования, разнообразия форм КС, тонкостенности, а в целом – неопределенности местоположения наиболее теплонапряженной зоны, известный подход не может быть непосредственно перенесен на эти конструкции. В то же время, исследования низко- и высокочастотного термонапряженного состояния тонкостенных поршней, аналогичные [1-6], практически не имели места. Последнее обстоятельство может потребовать уточнения разработанных методик оценки ресурсной прочности поршней.

Нерешенные ранее части общей проблемы, которым посвящается данная статья. Оценка ресурсной прочности поршней в зонах локальных экстремумов напряженности выполняют на основе учета совместного накопления повреждений материала, вызванных усталостью и ползучестью:

$$d_{fs} = \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum_k U_k = 1, \quad (1)$$

где k – совокупность всех циклов низкочастотного нагружения детали до наступления предельного состояния материала; N_{fk} – количество циклов до разрушения, вызванных усталостью в условиях единичного k -го цикла нагружения; U_k – энергия рассеивания при ползучести, вызванная единичным k -ым циклом нагружения; U^* – критическая величина энергии рассеивания при ползучести.

Здесь величины N_{fk} , U_k устанавливают, соответственно, используя уравнение Поспишила и теорию упрочнения при ползучести [3,6]. При этом каждый цикл термонагружения поршня в переходном процессе работы двигателя разбивается на расчетные подинтервалы, для которых устанавливают величины суммарных эквивалентных температур и напряжений:

$$t_i^k = \bar{t}_i^k + 0,7\Delta\tilde{t}_i^k, \quad (2)$$

$$\sigma_i^k = \bar{\sigma}_i^k + 0,7\Delta\tilde{\sigma}_i^k. \quad (3)$$

Величины $\bar{t}_i^k$ и $\bar{\sigma}_i^k$ отвечают решению задачи низкочастотного нагружения детали, а размахи $\Delta\tilde{t}_i^k$, $\Delta\tilde{\sigma}_i^k$ – высокочастотного.

Рассмотрим важные особенности применения методики (1, 3) для оценки ресурсной прочности поршней дизелей.

1. Придерживаясь концепции гарантированного обеспечения ресурсной прочности конструкции на стадии ее проектирования, определяющим эту прочность переходным процессом для поршня дизеля является цикл холостой ход – режим максимальной мощности – холостой ход в принятой модели эксплуатации [1,3,5,6]. Для тонкостенного поршня бензинового ДВС определяющий переходный процесс до настоящего времени не нашел своего обоснования.

2. Поверхность КС поршня ДВС одновременно воспринимает высокочастотное изменение напряжений, возникновение которых определяется разной физической природой. Это механические напряжения $\tilde{\sigma}_{Mi}^k$, вызываемые силами давления газа, и термические $\tilde{\sigma}_{Ti}^k$, обусловленные мгновенным локальным теплообменом газа со стенкой. При одновременном их воздействии на основании исследований [7] размах эквивалентного их значения определяется как условная сумма размахов:

$$\Delta\tilde{\sigma}_i^k = \Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k + \psi_i\Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k, \quad (4)$$

где ψ_i – коэффициент выносливости.

В соответствии с данными [7] для поршневого сплава АЛ25 в зависимости от действующей среднецикловой температуры принимают: $\psi_i = 0,5$ при $230^\circ\text{C} < \bar{t}_i^k < 290^\circ\text{C}$ и $\psi_i = 0,4$ вне указанного интервала. Однако в работах [1,5] и др. показано, что

для поршней дизелей соотношение между величинами размахов высокочастотных механических и термических напряжений таково, что выполняется условие

$$\Delta\tilde{\sigma}_i^k = \Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k + \psi_i\Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k \approx \Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k. \quad (5)$$

На практике учет особенности (5) позволяет отказаться от анализа высокочастотных механических напряжений, что существенно ускоряет процедуру оценки ресурсной прочности поршней без потери точности результата.

Применительно для тонкостенных поршней бензиновых ДВС учет эквивалентных размахов (4) не осуществлялся, а условие (5) не проверялось.

3. Согласно рассматриваемой методике оценки ресурсной прочности, определение и суммирование напряжений (4) и далее (3) выполняется в линейной постановке. При этом связь между результатами линейного расчета σ_i^k и действительным состоянием материала σ_{io}^k в зоне рассматриваемого локального экстремума устанавливают на основе обобщенного принципа Нейбера с учетом равенства Морроу,

$$\sigma_i^k = \sigma_{io}^k \left[\sigma_{io}^k + E\varepsilon'_f \left(\sigma_{io}^k / \sigma'_f \right)^{c/b} \right]^{1-m}, \quad (6)$$

а связь между амплитудой линейных напряжений симметричного эквивалентного цикла $\sigma_{aекв}^k$ и количеством циклов до разрушения N_{fk} , вызванных усталостью в условиях единичного k -го цикла нагружения – на основе уравнения Поспишила:

$$\sigma_{aекв}^k = \left\{ \sigma'_f \left[\left(2N_{fk} \right)^c + \frac{\varepsilon_{пл.н}}{\varepsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} \right\}^m \times \left\{ \sigma'_f \left[\left(2N_{fk} \right)^c + \frac{\varepsilon_{пл.н}}{\varepsilon'_f} \right]^{\frac{b}{c}} + E \left[\varepsilon'_f \left(2N_{fk} \right)^c + \varepsilon_{пл.н} \right] \right\}^{1-m}, \quad (7)$$

Здесь E – модуль упругости, для сплава АЛ25

$$E = (71,8 + 7,7 \cdot 10^{-2} t_i - 5,7 \cdot 10^{-4} t_i^2 + 4,6 \cdot 10^{-7} t_i^3) \cdot 10^3, \text{ МПа}$$

[6]; ε'_f – коэффициент усталостной вязкости, для

сплава АЛ25

$$\varepsilon'_f = -2,94 \cdot 10^{-2} + 2,01 \cdot 10^{-4} t_i + 3,0 \cdot 10^{-8} t_i^2 \quad [6];$$

σ'_f – коэффициент усталостной прочности, для

сплава АЛ25 $\sigma'_f = 16,98 + 1,53 t_i - 3,62 \cdot 10^{-3} t_i^2$, МПа

[6]; c – показатель циклической пластичности, $c = -$

0,6 [3,7]; b – показатель циклической прочности, $b = 0,12$ [3,7]; $\varepsilon_{пл.н}$ – обратимая (неразрушающая) пластическая деформация, $\varepsilon_{пл.н} = 3 \cdot 10^{-5} \dots 4 \cdot 10^{-5}$ [8].

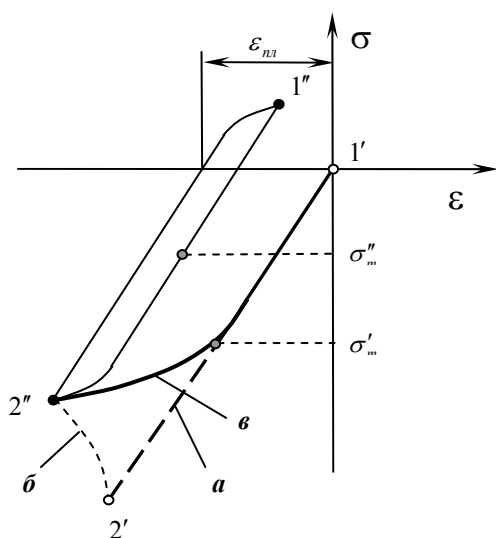


Рис. 1. Упруго-пластическое деформирование материала в особо нагруженной зоне КС
а – деформирование по закону Гука; б – обобщенное соотношение Нейбера; в – действительная диаграмма деформирования

Значения показателя степени m , изменяющегося в пределах 0..1, определяют методом математического моделирования нагружения детали в упруго-пластической постановке с последующим сравнением результатов с данными линейной модели. Для зоны кромки КС поршней быстроходных дизелей 4ЧН12/14 и 4ЧН11/12,5 эти данные получены в [9,10]. Установлено, что для открытых камер показатель m равен 0,13, для полукрытых – 0,12. С практической точки зрения получен идентичный результат, который свидетельствует, что упруго-пластическое деформирование зоны кромки КС поршня быстроходного дизеля после стабилизации петли гистерезиса отвечает циклу $1''-2''-1''$, представленному на рис.1.

Применительно к тонкостенным поршням бензиновых ДВС определение показателя степени m для использования в выражениях (6,7) не осуществлялось.

Формулировка целей статьи (постановка задания). Целью исследований является установление особенностей термонапряженного состояния тонкостенного поршня ДВС и на этой основе совершенствования методики и выполнение оценки

их ресурсной прочности относительно конструкций поршней дизелей.

На основе представленного анализа достижение цели выполнялось путем разрешения рассмотренных выше трех вопросов. В условиях неполной информации о действительном термомеханическом нагружении тонкостенного поршня в эксплуатации, аналогично методике оценки ресурсной прочности кромки КС поршня дизеля, все необходимые допущения принимались в соответствии с концепцией гарантированного обеспечения ресурса.

Изложение основного материала исследований. Расчетное исследование выполнено для конструктивного варианта поршня, результаты анализа которого могут быть обобщены. Рассмотрен поршень двигателя МеМЗ-2457, имеющий концентратор в КС. Это позволяет установить завышенный уровень теплонапряженности конструкции относительно совокупности аналогов.

Результаты расчетов сравнивались с данными о теплонапряженности поршней дизелей 4ЧН12/14 с открытой КС и КС типа ЦНИДИ при эффективной мощности 117 кВт и частоте вращения коленчатого вала (КВ) 2000 мин⁻¹ [11]. При этом литровая мощность принятого для сравнения дизеля в два раза ниже, чем у двигателя МеМЗ-2457, а ресурсная прочность указанных поршней двигателя 4ЧН12/14 отличается более чем в 40 раз [6].

Расчетное исследование включало анализ низкочастотного изменения температур и термоупругих напряжений в теле поршня в характерном переходном процессе наброса нагрузки; высокочастотного изменения температур и термоупругих напряжений в поверхностном слое КС в течение характерного цикла работы двигателя; высокочастотного изменения напряжений, вызванных силами давления газа в цилиндре в течение характерного цикла работы двигателя.

Анализ термомеханических нагружений выполнен в трехмерной постановке. На рис.2а представлено расположение зон локальных экстремумов напряженности (точек), предложенных для анализа: т.1 – периферийная зона КС; т.2 и т.3 – кромки КС; т.4 – выступающий концентратор в КС; т.5 – концентратор в углублении КС; т.6 – зона первого поршневого кольца (ПК); т.7 – наиболее нагруженная зона днища поршня со стороны мас-

ляного охлаждения. Конечноэлементная модель поршня представлена на рис.26.

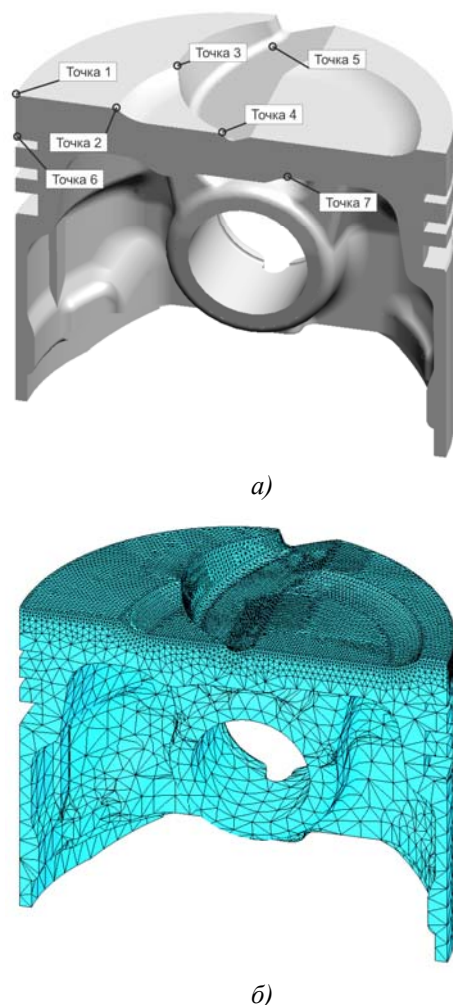


Рис. 2. 3D-модель тонкостенного поршня МеМЗ-2457 с характерными зонами локальной напряженности (а) и соответствующая конечно-элементная модель (б)

Расчет рабочего процесса двигателя осуществлялся по методике и программе кафедры ДВС НТУ «ХПИ». По полученным параметрам цикла с использованием формулы Эйхельберга определялись средние по поверхности КС мгновенные значения коэффициента теплоотдачи. Моделирование стационарного температурного состояния конструкции выполнялось с учетом данных о локальных по поверхностям граничных условий (ГУ) 3-го рода. Использованы экспериментальные данные и результаты идентификации ГУ по двенадцати характерным зонам поверхности поршня [12].

В силу специфических особенностей эксплуатации двигателей с рассматриваемым поршнем в

качестве модельного переходного процесса принят процесс мгновенного наброса нагрузки от состояния холостого хода непрогретого ДВС до режима номинальной мощности. В соответствии с информацией о стационарных режимах, между которыми осуществляется переходный процесс, принят одноступенчатый закон изменения ГУ между ними. Расчет единичного цикла низкочастотного теплонапряженного состояния тонкостенного поршня выполнен на временной базе 120 с.

Для определения высокочастотных составляющих температур и термоупругих напряжений рассчитывался единичный цикл, соответствующий стационарному режиму работы двигателя. В качестве начального условия принято стационарное температурное поле соответствующего режима.

Расчет механического нагружения поршня выполнялся для двух положений поршня – в верхней мертвой точке в период перекрытия клапанов (0 град. п.к.в.) и в точке достижения максимального давления цикла P_z (370 град. п.к.в.).

При рассмотрении термомеханического высокочастотного воздействия на поршень моделировались два режима нагружения, соответствующие максимальной мощности двигателя и максимальному крутящему моменту. При этом для определения размаха эквивалентных термомеханических напряжений (4) за определяющий модельный цикл работы принято стационарное температурное состояние поршня на режиме максимальной мощности с высокочастотным нагружением режима максимального крутящего момента.

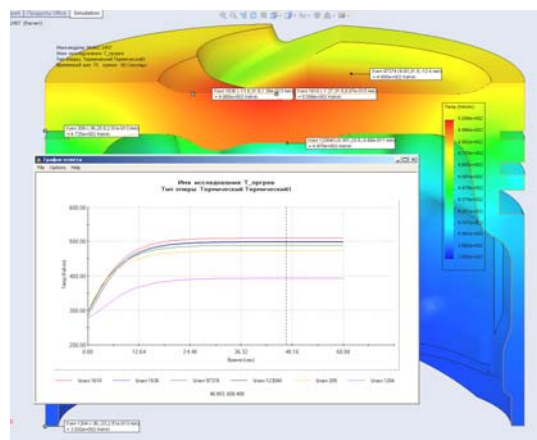
Важно, что рассмотрение такого комплексного нагружения, является близким к предельно возможному состоянию конструкции и отвечает концепции гарантированного обеспечения ресурса на стадии проектирования поршня. Основные параметры расчетных режимов рассматриваемого двигателя представлены в табл. 1, а ряд результатов расчетов – на рис. 3.

Анализ представленных результатов показал следующее.

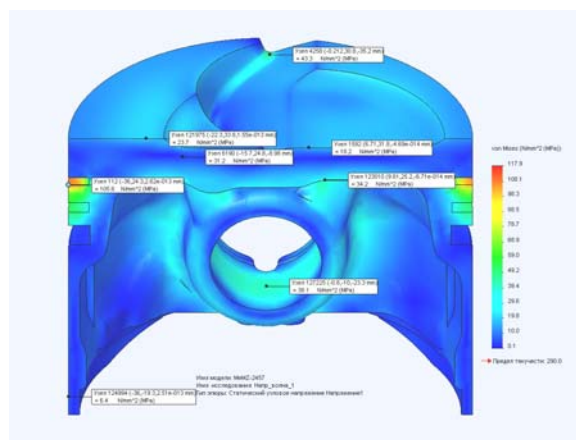
Температура поверхности КС тонкостенного поршня в зоне выступающего концентратора (т. 4) достигает уровня 240 °С, в зоне кромок КС (т.2 и т.3) – 215 °С, в зоне верхнего ПК (т.6) – 195 °С. Для работоспособного поршня дизеля с открытой КС

эти величины соответственно равны 265 °С, 300 °С, 245 °С [11]. Таким образом, в характерных точках поршней уровень температур тонкостенного, не-

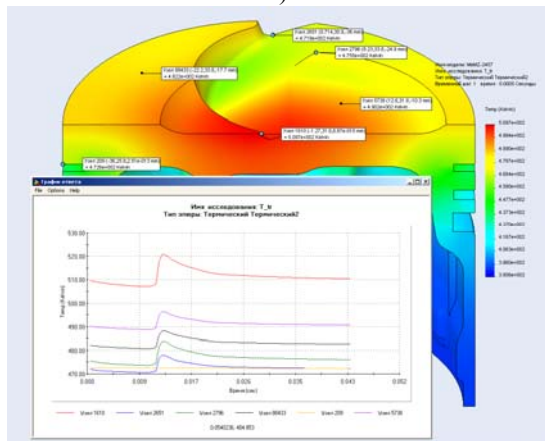
смотря на вдвое увеличенный уровень форсирования по сравнению с дизельным, является меньшим.



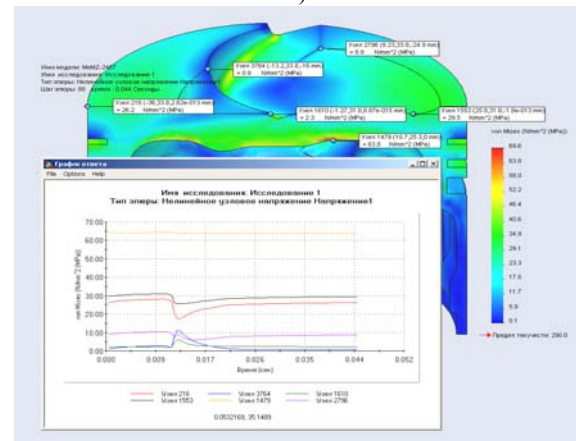
а)



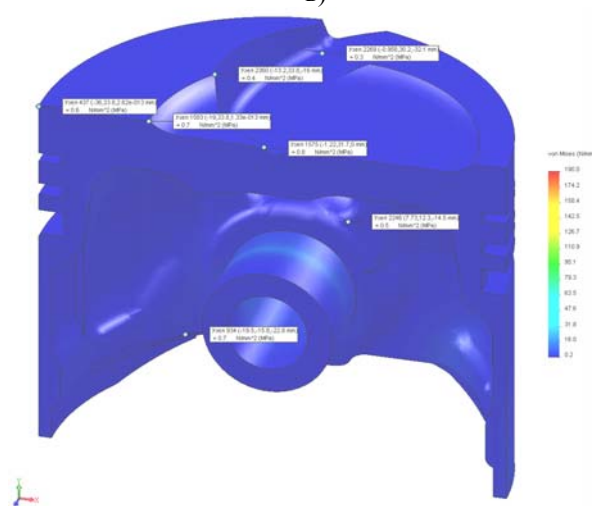
б)



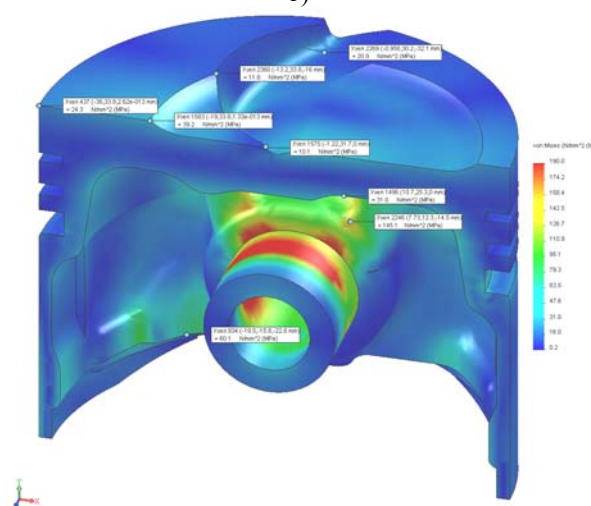
в)



г)



д)



е)

Рис. 3. Результаты моделирования термомеханического нагружения поршня двигателя МеМЗ-2457 а – участок прогрева при набросе нагрузки, протяженностью 60 с; б – термонапряженное состояние номинального стационарного режима; в – высокочастотные поверхностные температурные волны; г – высокочастотные волны термических напряжений; д – напряженное состояние в положении поршня 0 град. п.к.в.; е – напряженное состояние в положении поршня 370 град. п.к.в

Таблица 1. Основные параметры расчетных режимов, определяющих модель цикла работы двигателя МеМЗ-2457

Параметры расчета термонапряженного состояния стационарного режима	
Эффективная мощность, кВт	44
Частота вращения КВ, мин-1	5000
Среднее эффективное давление, МПа	0,845
Эффективный кпд	0,31
Удельный эффективный расход топлива, кг/кВт·ч	0,268
Параметры расчета термомеханического высокочастотного нагружения	
Частота вращения КВ, мин-1	3500
Максимальное давление цикла, P_z , МПа	6,52

Прогрев тонкостенного поршня в единичном цикле его низкочастотного нагружения практически завершается за 25 с, т.е. до 12 раз быстрее, чем массивного дизельного. В различных характерных точках прогрев тонкостенного поршня осуществляется практически синхронно. Это свидетельствует об отсутствии возможных забросов термических напряжений в процессе такого прогрева. Выполненные расчеты процесса установления термических напряжений подтвердили сказанное. В тоже время известно, что забросы перепадов температур по КС дизелей достигают 20 К и более [5], а напряжений в зоне кромок КС – 90% [11].

Температурный перепад по толщине днища поршня для рассмотренных конструкций одинаков. Он лежит в пределах 15-20 К. На днище поршня в т.7 уровень термических напряжений достигает 65 МПа и соответствует уровню дизелей.

В целом полученные результаты свидетельствуют о меньшей теплонапряженности поршня тонкостенной конструкции и, следовательно, меньшем ее влиянии на ресурсную прочность.

Результаты расчета размахов эквивалентных напряжений высокочастотного термомеханического нагружения тонкостенного поршня ДВС представлены в табл. 2. Видно, что для всех рассмотренных зон КС тонкостенного поршня условие (5) не выполняется. При этом искомая величина $\Delta\tilde{\sigma}_i^k$ превышает размах термических напряжений $\Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k$ от 1,5 до 4 и более раз. Тем самым установлено, что в оценках ресурсной прочности тонкостенных поршней бензиновых ДВС пренебрегать составляющей нагружений от сил давления газов $\Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k$

недопустимо. С другой стороны, на начальных стадиях проектирования поршня вместо выражения (4) может быть принято условие

$$\Delta\tilde{\sigma}_i^k = \Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k + \psi_i \Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k \approx \Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k. \quad (8)$$

Таблица 2. Параметры составляющих и размах эквивалентных высокочастотных нагружений поршня двигателя МеМЗ-2457

Номер расчетной точки	1	2	3	4	5
Размах механических напряжений $\Delta\tilde{\sigma}_{Mi}^k$, МПа	23,7	38,5	11,2	9,3	20,6
Размах термических напряжений $\Delta\tilde{\sigma}_{Ti}^k$, МПа	9	9	10	4	9
Температура $\tilde{t}_i^k$, °С	203	214	214	237	177
Коэффициент выносливости ψ_i	0,4	0,4	0,4	0,5	0,4
Размах эквивалентных напряжений $\Delta\tilde{\sigma}_i^k$	27,3	42,1	15,2	11,3	25,1

В целях практического использования выражений (6)-(7) для определения величины N_{fk} , связанной с единичным циклом нагружения тонкостенного поршня, в работе устанавливалось значение показателя обобщенного соотношения Нейбера m .

На рис.4 представлены полученные нами зависимости действительных напряжений σ_{io}^k от упругих σ_i^k и действующих температур t_i^k при значениях показателя m , равного 0,13 (штриховые линии) и 0 (сплошные линии). Здесь же приведены максимальные значения упругих напряжений σ_i^k для рассмотренных зон поверхности КС исследуемого поршня (т.1-5), а также зоны кромки открытой КС (т.К1-1, т.К1-2) и КС типа ЦНИДИ (т.К2-1, т.К2-2) дизеля, взятые из [11].

Видно, что для всех рассмотренных зон КС тонкостенного поршня уровни действующих напряжений лежат ниже предела текучести поршневого сплава при соответствующих температурах. Это означает, что показатель степени в формуле Нейбера для таких поршней следует принимать $m = 1$. Соответственно, выражения (6), (7) упрощаются до вида:

$$\sigma_i^k = \sigma_{io}^k, \quad (9)$$

$$\sigma_{a_{\text{св}}}^k = \sigma_f' \left[(2N_{fk})^c + \frac{\varepsilon_{\text{пл.н}}}{\varepsilon_f'} \right]^{\frac{b}{c}}. \quad (10)$$

При этом циклическое деформирование термомеханически нагруженной зоны КС поршня отвечает линии $1'-2'-1'$, представленной на рис.1.

На рис. 4 точками $K1-1$ и $K2-1$ обозначены величины напряжений в момент их заброса в переходном процессе, соответственно, для открытой камеры и КС типа ЦНИДИ, точками $K1-2$ и $K2-2$ – напряжения тяжелого установившегося режима. При этом если в условиях многопрофильной экс-

плуатации трактора поршень с открытой КС гарантированно вырабатывает ресурс 10 тыс. часов, то с КС типа ЦНИДИ оказывается неработоспособным [6]. Видно, что все точки исследуемого тонкостенного поршня лежат в одной области с точками поршня дизеля с открытой КС. При этом для обоих поршней напряжения находятся на пороге либо выше порога ползучести сплава АЛ25 [13]. Полученные сведения требуют выполнения анализа учета процесса ползучести в (1) для тонкостенного поршня.

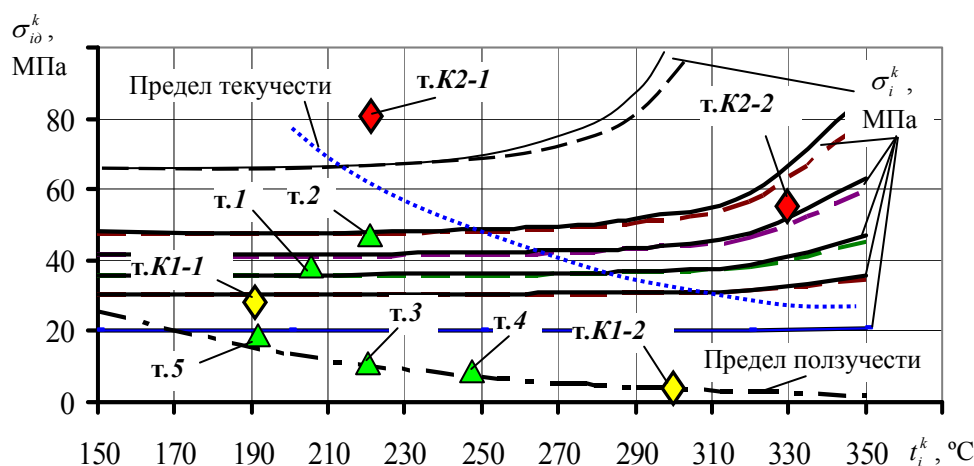


Рис. 4. Максимальные значения упругих напряжений σ_i^k для рассмотренных зон КС тонкостенного поршня бензинового ДВС (т.1-5) и зоны кромки открытой КС (т.К1-1, т.К1-2) и КС типа ЦНИДИ (т.К2-1, т.К2-2) дизеля

Еще раз следует отметить, что общим для поршней дизелей является наличие забросов термических напряжений (т. К1-1, т.К2-1) в переходном процессе их нагружения. Это означает, что в соответствии с рис. 5а [6] в процессе такого заброса на участке кривой деформирования I-II имеет место релаксация напряжений, вызванная процессом ползучести. Далее, при работе двигателя на тяжелом стационарном режиме возникает "обратная" релаксация III-IV, обеспечивающая накопление повреждений, вызванных ползучестью материала, в каждом цикле нагружения $1''-2''-1''$.

В отличие от сказанного, установлено, что для тонкостенного поршня релаксация напряжений I-II, имеющая место на тяжелом стационарном режиме, приводит к значениям напряжений, лежащих ниже порога ползучести на всех других режимах. При этом цикл деформирования поршня после релаксации напряжений приобретает в соответствии с рис. 5б вид $1'-2'-1'$. Последнее означает, что в

оценках ресурсной прочности тонкостенных поршней бензиновых ДВС выражение (1) может быть упрощено до вида

$$d_{fs} = \sum_k \frac{1}{N_{fk}} = 1. \quad (11)$$

Выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития направления.

В работе предложен модельный цикл термомеханического нагружения тонкостенного поршня бензинового ДВС, разработанный в соответствии с концепцией гарантированного обеспечения ресурсной прочности конструкции на начальных стадиях выполнения проектных работ.

Установлено, что в оценках ресурсной прочности тонкостенных поршней бензиновых ДВС пренебрегать составляющей нагружений от сил давления газов $\Delta \tilde{\sigma}_{Mi}^k$ недопустимо. При этом на начальных стадиях проектирования такого поршня можно не учитывать составляющую термических

высокочастотных нагружений $\Delta \tilde{\sigma}_{Ti}^k$.

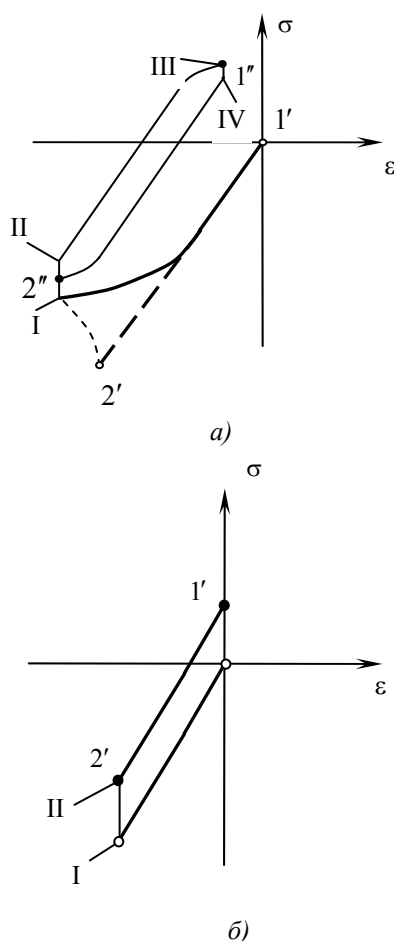


Рис. 5. Кривые деформирования поршня из алюминиевого сплава в определяющем ресурсную прочность цикле нагружения

а – массивный поршень дизеля;
б – тонкостенный поршень бензинового ДВС

Установлено, что для тонкостенных поршней показатель степени m обобщенного уравнения Нейбера может быть принят равным 1. Это существенно упрощает процедуру определения доли накопленных повреждений в зоне локального экстремума, связанных с усталостью материала.

Установлено, что в оценках ресурсной прочности тонкостенных поршней процедура определения доли накопленных повреждений, связанных с ползучестью материала, может быть исключена.

Предложенная уточненная методика оценки ресурсной прочности тонкостенных поршней бензиновых ДВС может быть использована после ус-

тановления уровней действующих напряжений в конструкции относительно порогов ползучести и усталости используемого материала.

Дальнейшее направление работ связано разработкой методики синтеза конструкций тонкостенных поршней с учетом их ресурсной прочности.

Список литературы:

1. Шеховцов А.Ф. Метод расчетной оценки термоусталостной прочности поршней ДВС / Шеховцов А.Ф. // Двигателестроение. – 1979. – №11. – С. 15-19.
2. Анализ критериев разрушения материалов и их применение для расчета долговечности деталей камеры сгорания ДВС / Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Бачевский А.М. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: ХПИ. – 1986. – Вып. 44. – С. 55-65.
3. Чайнов Н.Д. Оценка долговечности поршней с учетом ползучести и усталости / Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Суцинин А.А. // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1993. – №2. – С. 95-104.
4. Турчин В.Т. Сукупність моделей оцінки ресурсної міцності поршнів форсованих дизелів в САПР / Турчин В.Т., Зотов О.О., Пильов В.О., Шевченко Л.П. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – С. 44-49.
5. Шеховцов А.Ф. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф. и др. Под ред. Шеховцова А.Ф. – К.: Техника, 1992. – 272 с.
6. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності / Пильов В.О. – Харків: Видавничий центр НТУ "ХПИ", 2001. – 332 с.
7. Троценко В.Т. Исследование прочности материалов поршней ДВС в условиях циклического и термоциклического нагружений / Троценко В.Т., Синяевский Д.П., Городецкий С.С. и др. // Проблемы прочности. – 1976. – №7. – С. 3-9.
8. Поспихил Б. Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования / Поспихил Б., Квитка А.Л., Третьяченко Г.Н. – К.: Наукова думка. – 1987. – 216 с.
9. Чайнов Н.Д. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении / Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. // Двигателестроение. – 1991. – №11. – С. 14-15.
10. Шеховцов А.Ф. Оценка накопленных повреждений поршней быстроходных форсированных дизелей / Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.А. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: ХПИ. – 1997. Вып. 56-57. – С. 44-50.
11. Шеховцов А.Ф. Процессы в перспективных дизелях / Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Крутов В.И. и др. Под ред. Шеховцова А.Ф. – Харьков: Изд-во "Основа", 1992. – 352 с.
12. Белогуб А.В. Исследование температурного поля поршня / Белогуб А.В., Зотов А.А. и др. // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць. – Харків: ХАІ, 2002. – Вып. 31. – С. 100-104.
13. Пылев В.А. Развитие представлений о механизме разрушения деталей КС двигателей в условиях воздействия повторных низкочастотных нагружений / Пылев В.А. // Труды Второго конгресса двигателестроителей Украины. – Киев-Харьков-Рыбачье: Гос. аэрокосм. ун-т "ХАИ". – 1997. – С.227-229.

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

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА СИСТЕМНОГО АНАЛИЗА ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ПАРО-ГАЗОТУРБИННЫХ И ДИЗЕЛЬГЕНЕРАТОРНЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

Введение. Для улучшения технико-экономических показателей производства энергоносителей на паротурбинных, газотурбинных, парогазотурбинных (когенерационных), бензиновых и дизельных энергоустановках широко применяются теплообменные аппараты различного типа. Из всего многообразия используемых типов аппаратов наибольшую долю составляют рекуперативные теплообменники с перекрестным током теплоносителей. Такие теплообменники предназначены для регенеративного подогрева воздуха и питательной воды на паротурбинных установках электростанций, регенерации теплоты и промежуточного охлаждения воздуха в компрессорах газотурбинных установок и компрессорных станций, охлаждения бензиновых и дизельных энергоустановок. Теплообменники по габаритам, весу и металлоемкости соизмеримы с установками, где они используются, а зачастую и – превосходят их. От эффективности работы аппаратов существенно зависит КПД энергетических установок и параметры отпускаемых потребителям энергоносителей (тепловой энергии, пара, сжатого воздуха и пр.). Поэтому задача системного анализа как серийно выпускаемых и действующих теплообменников, так вновь разрабатываемых аппаратов, является актуальной.

Постановка задачи. Традиционно разработчики и исследователи подобных теплообменников большое внимание уделяют интенсификации теплообмена со стороны теплоносителя, который имеет меньший коэффициент теплоотдачи. Для этого разрабатывают более совершенное оребрение наружной поверхности труб [1, 2 и др.] или улучшают форму самой поверхности. Однако эффективность подобных аппаратов с перекрестным током будет зависеть не только от интенсивности теплообмена, но и от схемы включения секций, их количества, числа рядов труб в одной секции и их компоновки по ходам, степени перемешивания каждого теплоносителя по ходу в каждой секции. Поэтому в данной работе поставлена задача на основе математической модели таких теплообменников создать методики и алгоритмы, позволяющие получить распределение температурных и тепловых характеристик по каждому элементу и в аппарате в

целом. С помощью этой методики можно проводить системный анализ эффективности, надежности и ресурса как вновь проектируемых, так и действующих аппаратов с учетом технологических факторов и факторов эксплуатации (загрязнения, отложения, коррозионно-эрозионный износ, контактные термические сопротивления и пр.).

Решение. Рассматриваемые аппараты могут иметь различную компоновку теплообменных поверхностей (см. рис. 1): параллельное или последовательное противоточное включение секций по наружному теплоносителю, секции могут быть одноходовыми или многоходовыми. В пределах одной секции наружный теплоноситель практически полностью не перемешивается. Степень неперемешивания наружного теплоносителя определяется количеством ребер, приходящихся на единицу длины ряда труб. В пределах одной секции внутренний теплоноситель перемешивается частично – только в пределах одного ряда труб. Между ходами внутреннего теплоносителя, как правило, перемешивается, а между секциями – перемешивается в промежуточных коробах. Основным элементом такого теплообменника есть одна секция со сложной двумерной (или трехмерной) схемой течения теплоносителей (см. рис. 2). Следует отметить, что для анализа подобных аппаратов традиционно используются графики или номограммы [3 и др.], применять которые в расчетах на ЭВМ неудобно. В [2, 3 и пр.] приводятся окончательные зависимости для анализа подобных аппаратов, однако они справедливы только для некоторых частных случаев компоновки поверхности. На основе математической модели теплообменников рассматриваемого вида и с учетом особенностей перемешивания движущихся сред авторами были получены решения двумерной сопряженной задачи теплопроводности и конвективного теплообмена с заданными температурами и расходами теплоносителей на входе. Решения получены в виде интегральных уравнений от двух координат (при условии абсолютного неперемешивания двух теплоносителей) или от одной координаты и номера ряда труб (при условии полного неперемешивания одного теплоносителя и частичного перемешивания другого). Первый вари-

ант актуален для пластинчатых теплообменников, а второй – для аппаратов, где поверхность теплообмена составляет пучок труб. Окончательное решение интегральных уравнений для температур теплоносителя, который движется внутри труб, позволило получить эффективности аппаратов. Для теплообменников, где внутри труб движется нагреваемый теплоноситель, эффективность нагрева будет определяться так:

$$\Phi_n = \frac{t_{в\text{ вых}} - t_{в\text{ вх}}}{t_{н\text{ вх}} - t_{в\text{ вх}}} \quad (1)$$

Для теплообменников, где внутри труб движется охлаждаемый теплоноситель, эффективность охлаждения будет определяться так:

$$\Phi_o = \frac{t_{в\text{ вх}} - t_{в\text{ вых}}}{t_{в\text{ вх}} - t_{н\text{ вх}}} \quad (2)$$

где температуры наружного и внутреннего теплоносителя определяются как средние на входе и выходе из всего аппарата и рассчитываются согласно разработанной авторами методике и комплексу алгоритмов.

Результирующие уравнения [4] зависят от компоновки аппарата и схемы включения секций (параллельная, последовательная противоток или прямоток), числа секций, ходов и рядов труб, числа

единиц переноса теплоты NTU , отнесенное к внутреннему теплоносителю:

$$NTU = \frac{K \cdot F}{c_{pв} \cdot G_{в}}; \quad (3)$$

и от отношения расходных теплоемкостей наружного к внутреннему теплоносителю R :

$$R = \frac{c_{pв} \cdot G_{в}}{c_{pн} \cdot G_{н}}, \quad (4)$$

где K и F – коэффициент и полная площадь теплопередачи, Вт/(м²·К) и м²; G и c_p – расходы и теплоемкости сред, кг/с и Дж/(кг·К).

Число NTU при неизменных расходах теплоносителей зависит от произведения коэффициента K и площади теплопередачи F . Параметр NTU при неизменной компоновке аппарата отражает интенсификацию теплообмена (что повышает K) либо увеличение площади теплопередачи F , а также эксплуатационные и технологические факторы (отложения, загрязнения и пр.), которые снижают K . Изменение расходов теплоносителей (т.е. режимные характеристики) отражает параметр R .

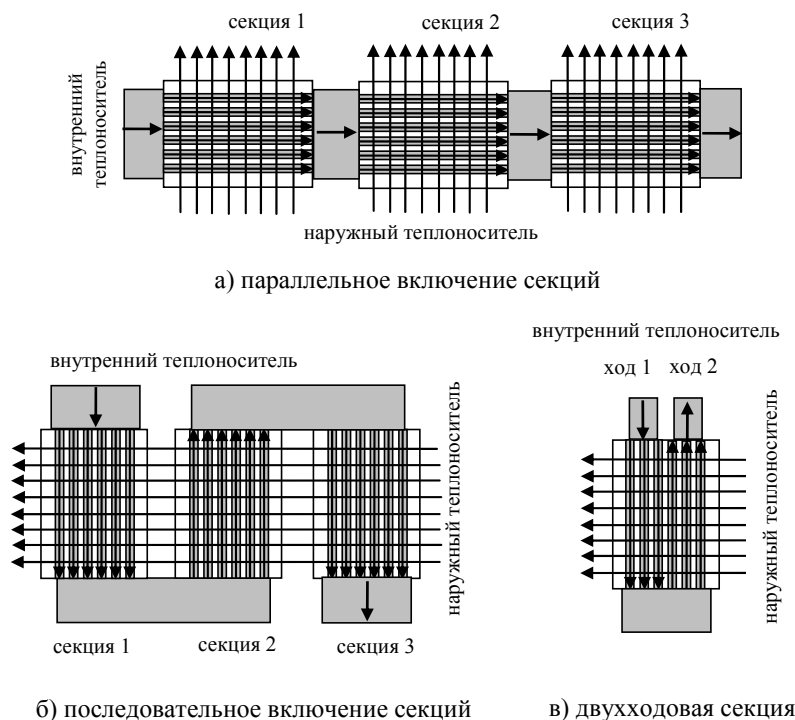
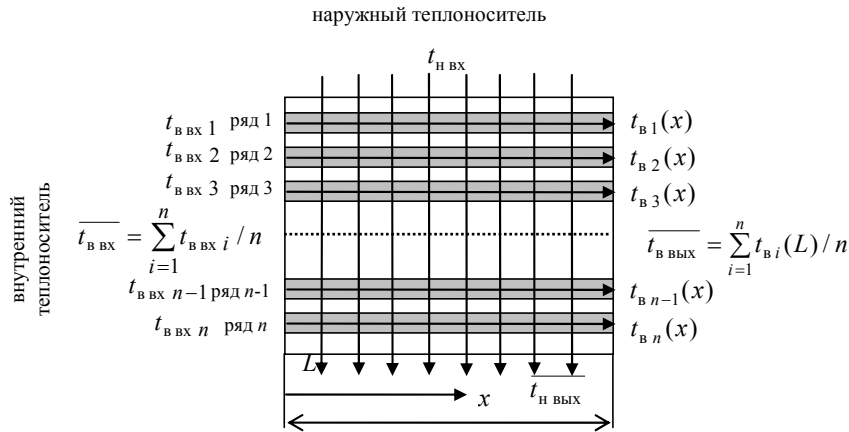


Рис. 1. Схемы теплообменных аппаратов



t – температура, °С;
 "н" – наружный теплоноситель; "в" – внутренний теплоноситель;
 x, L – координата и длина, м; i, n – индекс ряда и число рядов труб.

Рис. 2. Расчетная схема одной секции

При параллельном включении секций (см. рис. 1, а) в простом случае, где теплофизические свойства веществ и параметры, характеризующие теплопередачу, для всех секций одинаковы, эффективности всего аппарата будут:

$$\varphi_n = 1 - (1 - \varphi_{nc})^{n_c} \text{ и } \varphi_o = 1 - (1 - \varphi_{oc})^{n_c}, \quad (5)$$

где n_c – количество секций; φ_{nc} и φ_{oc} – эффективность нагрева или охлаждения в одной секции.

Для случая, где в пределах секции (рис. 2) в каждом элементе теплофизические свойства веществ и параметры, характеризующие теплопередачу, одинаковы или различны авторами были разработаны алгоритмы расчета эффективности нагрева или охлаждения в секции (φ_{nc} или φ_{oc}) на основе аналитических решений. Например, если внутри элементов находится теплоноситель, который нагревается, разработанная методика поиска локальных температур и расчета эффективности секции φ_{nc} на основе аналитических решений будет иметь вид (обозначения соответствуют рис. 2):

$$t_{в i}(x) = t_{в вх i} + \sum_{j=0}^{i-1} (t_{н вх} - t_{в вх(i-j)}) \cdot \beta_{xj}; \quad (6)$$

$$\beta_{x0} = 1 - e^{-ax}; \quad a = \frac{n}{R} \left(1 - e^{-\frac{R \cdot NTU}{n}} \right)$$

$$\beta_{xj} = -e^{-ax} \cdot \sum_{l=0}^{j-1} \left(\frac{j-1}{l} \right) \cdot \left(1 - \frac{aR}{n} \right)^{j-1-l} \left(\frac{aR}{n} \right)^{l+1} \cdot \frac{(ax)^{l+1}}{(l+1)!},$$

$$j = 1 \dots n; \quad (7)$$

$$\overline{t_{в вх}} = \sum_{i=1}^n t_{в вх i} / n \text{ и } \overline{t_{в вых}} = \sum_{i=1}^n t_{в вых i}(L) / n; \quad (8)$$

$$\varphi_{nc} = \frac{\overline{t_{в вых}} - \overline{t_{в вх}}}{\overline{t_{н вх}} - \overline{t_{в вх}}}. \quad (9)$$

Для более сложного случая компоновки многосекционного аппарата со смешанным током (рис. 1, б и в) авторами на основе аналитических решений и интегральных преобразований были созданы более сложные методики алгоритмы, которые носят итерационный характер [4].

Если в теплообменном аппарате присутствуют зоны с разными свойствами теплоносителей или фазовыми состояниями сред, параметрами, характеризующими теплопередачу (начальные участки, загрязнения, отложения и пр.) то необходимо применять интервально-итерационный метод расчета теплообменника. Для данного случая авторами были разработаны методика и комплекс алгоритмов дискретного расчета [4]. Предложено, что элементами (микротеплообменниками), из которых скомпонован аппарат, являются простейшие схемы однократного перекрестного течения с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Следует отметить, что большинство традиционных подходов к дискретному расчету предусматривает разбивку поверхности на большое число элементов (конечных разностей), где, как правило, не учитываются особенности движения сред в элементах. Еще одним преимуществом предложенного подхода является сокращение числа расчетных точек. Также о целесообразности подхода разбивки аппарата на микротеплообменники в дискретном расчете говорится и в работе [3].

На рис. 3 представлена зависимость эффективности нагрева воздуха в воздухоподогревателе ГТУ от количества включенных секций при значении $R = 1,05$, и числах $NTU = 1,2$ и $NTU = 10$. Величина R , как правило близка к 1, что соответствует реальным условиям работы регенераторов-воздухоподогревателей ГТУ, так как расходы воз-

духа внутри труб и отработавших газов снаружи труб практически равны и отличаются только на величину подаваемого топлива, а изобарная теплоемкость газов несколько выше, чем у воздуха. Величины NTU могут изменяться в больших пределах в зависимости от совершенства поверхности теплообмена.

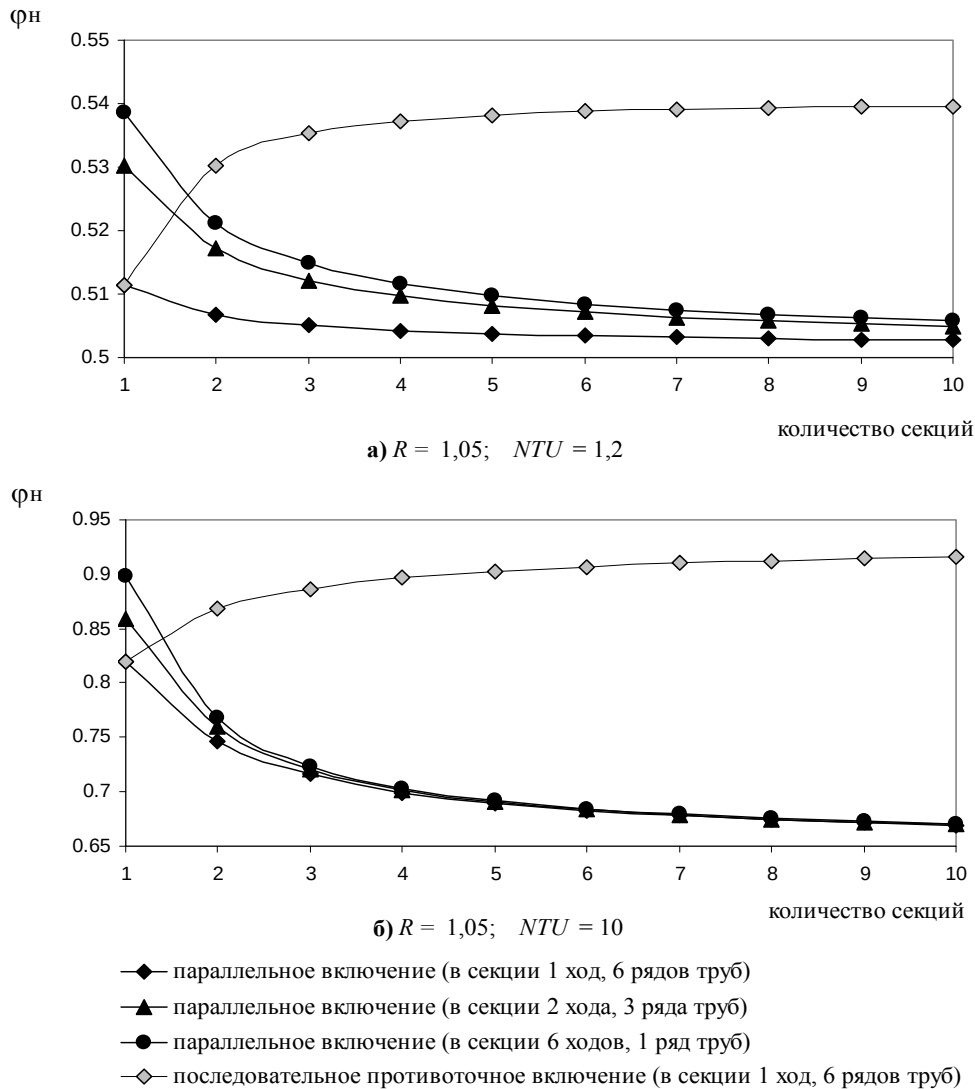


Рис. 3. Эффективность нагрева воздуха в регенераторе-воздухоподогревателе ГТУ в зависимости от компоновки теплообменных поверхностей

Как видно из представленных графиков, при параллельном включении секций эффективность односекционных аппаратов наибольшая. При противоточном включении секций наибольшая эффективность нагрева у многосекционного аппарата. Увеличение числа ходов нагреваемого воздуха с противоточным их включением повышает эффективность по сравнению с одноходовыми аппаратами. Эффективности многосекционного аппарата с

8÷10 шестирядными секциями, включенными последовательно противоточно, практически совпадают с эффективностью односекционного аппарата с 6 противоточными ходами и 1 рядом труб в ходу. Первый вариант обладает высоким аэродинамическим сопротивлением по охлаждаемым газам, а второй – по нагреваемому воздуху. Одинаковым аэродинамическим сопротивлением обладают аппарат с параллельным включением 6 одноходовых

секций с 6 рядами труб и аппарат с параллельным включением 6 секций с 6 ходами и 1 рядом труб. Однако второй вариант является более эффективным за счет включения элементов противоточной схемы, а первый – более простым в конструктивном исполнении. Увеличение интенсивности теплообмена с $NTU = 1,2$ до $NTU = 10$ (см. рис. 3) наиболее весомо влияет на рост эффективности односекционного аппарата и многосекционного с противоточным включением секций.

Выводы. Показано, что интенсификация теплообмена неоднозначно влияет на эффективность всего аппарата в целом. При разработке новых и реконструкции существующих теплообменных аппаратов необходимо проводить не только интенсификацию теплообмена, а и учитывать влияние на их эффективность компоновки теплообменных поверхностей, факторов эксплуатации (загрязнений, отложений и пр.) и технологических факторов изготовления поверхности. Разработанная методика может быть использована при проектировании но-

вых аппаратов и модернизации действующих, а также для системного анализа и оптимизации параметров теплообменных аппаратов и энергоустановки в целом с учетом эффективности работы теплообменного оборудования.

Список литературы:

1. Пиир А.Э., Кунтыш В.Б. Итоги экспериментальных и теоретических исследований пучков из биметаллических ребристых труб // V Минский Международный форум по тепло- и массообмену. Минск, 24-28 мая 2004 г. – Минск, 2004. – Т.2. – С. 317–318.
2. Кейс В.М. Компактные теплообменники / В.М. Кейс, В.М. Лондон – М.: Энергия, 1967. – 223 с.
3. Петухов Б.С. Справочник по теплообменникам: В 2 т. / Пер. с англ., под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т.1. – 560 с.
4. Ганжа А.М. Особливості розрахунку складних багатосекційних теплообмінних апаратів зі змішаним плином / А.М. Ганжа, Н.А. Марченко // Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". Системный анализ, управление и информационные технологии: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2010. – №. 9., С. 113–120.

УДК 621.438

А.И. Тарасенко, канд. техн. наук

ПРИМЕНЕНИЕ СТАНДАРТНЫХ АЛГОРИТМОВ В МАЛООБОРОТНОМ ДИЗЕЛЕ С РЕГУЛЯТОРОМ НА ОСНОВЕ УПРАВЛЯЮЩЕЙ ЭВМ

Введение

Рассматривается малооборотный дизель, как дискретная машина, имеющий регулятор на базе управляющей ЭВМ. Минимальная комплектация регулятора: управляющая ЭВМ, исполнительный механизм и датчик скорости.

Исполнительный механизм, приводит в движение отсечной вал топливных насосов. Положение отсечного вала отождествляется с осредненным крутящим моментом на валу дизеля. При этом отсечной вал влияет на рабочий процесс в цилиндрах только в районе верхней мертвой точки.

Формулирование проблемы

Требуется получить дифференциальное уравнение движения дизеля с учетом применяемых алгоритмов регулирования и дискретных процессов в цилиндрах.

Решая и анализируя полученные уравнения, необходимо сформулировать требования к системе управления.

Согласно [2] крутящий момент, передаваемый цилиндром к коленчатому валу, может быть определен с помощью следующего выражения

$$M_j(\varphi) = V_{\text{ц}} [P_c \cdot K(\varphi) + P_i \cdot S(\varphi)], \quad (1)$$

где φ – угол поворота коленчатого вала; $V_{\text{ц}}$ – объем цилиндра; P_c – давление в конце процесса сжатия; P_i – среднее индикаторное давление;

$K(\varphi) = \chi_K [\varphi_x e^{-\zeta_K \varphi_x} - \varphi_y e^{-\zeta_K \varphi_y}]$ – компрессионная

функция; $S(\varphi) = \chi_S \varphi_x e^{-\zeta_S \varphi_x}$ – силовая функция.

В этих выражениях:

$$\varphi_x = \varphi - 2\pi \cdot \text{entier} \left(\frac{\varphi}{2\pi} \right);$$

$$\varphi_y = 2\pi - \varphi_x;$$

$$\chi_K = 0,99 - 0,008 \varepsilon; \quad \zeta_K = 1,42 + 0,083 \varepsilon;$$

$$\chi_S = 1,62 + 0,28 \varepsilon; \quad \zeta_S = 1,43 + 0,062 \varepsilon,$$

где ε – геометрическая степень сжатия.

Номинальный крутящий момент на выходном фланце или момент, соответствующий режиму максимальной длительной мощности

$$M_{\text{мдм}} = \frac{P_{i\text{мдм}} V_{\text{ц}}}{2\pi} j_{\text{ц}},$$

где $P_{i\text{мдм}}$ – среднее индикаторное давление, соответствующий режиму максимальной длительной мощности; $j_{\text{ц}}$ – число цилиндров.

Тогда с учетом (1) запишем

$$\mu_j = \frac{M_j}{M_{\text{мдм}}} = \frac{2\pi}{j_{\text{ц}}} \left[\frac{P_c}{P_{i\text{мдм}}} K(\varphi) + h_j S(\varphi) \right], \quad (2)$$

где $h_j = \frac{P_i}{P_{i\text{мдм}}}$ – положение отсечного вала в момент вспышки цилиндра с номером j .

Уравнение движения дизеля может быть записано в виде [1, 3]

$$\dot{n} T_D = \mu_D - \mu_C, \quad (3)$$

где $n = \frac{\omega}{\omega_H}$ – нормированная скорость вращения;

ω – угловая скорость вращения дизеля; ω_H – номинальная угловая скорость вращения дизеля;

$$T_D = J \frac{\omega_H}{M_{\text{мдм}}} – \text{постоянная времени дизеля;}$$

$$\mu_D = \frac{M_D}{M_{\text{мдм}}} = \sum_{j=1}^{j_{\text{ц}}} \mu_j – \text{нормированный момент дизеля;}$$

$\mu_C = \frac{M_C}{M_{\text{мдм}}}$ – нормированный момент сопротивления (нагрузка).

Рассмотрим пропорциональный алгоритм регулирования [1, 3]

$$h_j = \begin{cases} 1 & \text{при } n \leq n_z - \Delta \\ \frac{n_z - n}{\Delta} & \text{при } n_z - \Delta < n < n_z, \\ 0 & \text{при } n > n_z \end{cases} \quad (4)$$

где n_z – заданная нормированная скорость вращения.

Уравнение (3) запишем в виде

$$\ddot{\phi} = \frac{\omega_H}{T_D} (\mu_D - \mu_C). \quad (5)$$

В рассматриваемом случае с топливоподачей отождествляется среднее индикаторное давление и только в одном цилиндре. При применении управляющей ЭВМ необходимо выполнить расчеты и сформировать положение отсечного вала так, что-

бы, осредненный момент на валу дизеля отвечал требованиям алгоритма.

Дифференциальное уравнение (5) с учетом уравнений (4) и (2) легко решить на ЭВМ численным методом, например Рунге-Кутты или Хемминга. Автор отдал предпочтение методу Хемминга [4].

Используя уравнение (4) в процессе решения уравнения (5) учитываем, что $n = \frac{\dot{\phi}}{\omega_H}$.

Момент сопротивления $\mu_C = \mu_{Cн}$ можно считать постоянным или задать квадратичной зависимостью $\mu_C = \mu_{Cн} \cdot n^2$. Изменение $\mu_{Cн}$, например, скачкообразное задается исходными данными.

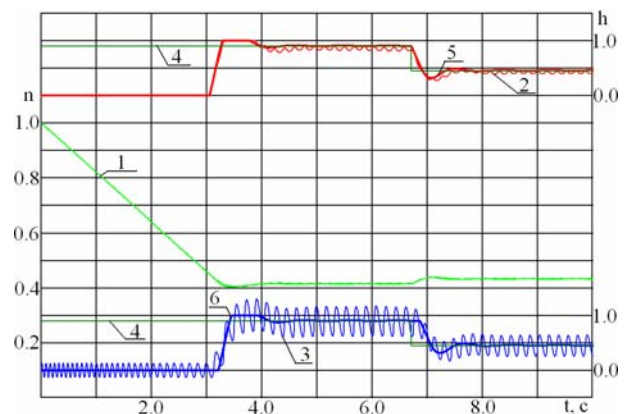


Рис. 1. Переходные процессы при пропорциональном регулировании с учетом мгновенной скорости вращения дизеля 1 – скорость вращения дизеля; 2 – положение отсечного вала; 3 – момент на валу двигателя; 4 – момент сопротивления; 5 – топливоподача для непрерывного регулятора; 6 – момент для непрерывного регулятора

На рис. 1 показан переходный процесс пропорционального регулятора без запаздывания. Запаздывание имеет только дизель за счет конечного числа цилиндров. Колебания положения отсечного вала не влияют на переходный процесс т.к. важны положения отсечного вала только в верхних мертвых точках. На этом же рисунке показан переходный процесс для непрерывно действующего регулятора с собственным запаздыванием 0,3 секунды. Следует отметить практически абсолютное совпадение графиков изменения скорости вращения.

Решение проблемы

Учитывая дискретную структуру дизеля, есть смысл осуществить дискретное его регулирование.

Регулятор генерирует положение отсечного вала только перед мертвыми точками цилиндров. Колебания скорости между мертвыми точками игнорируются.

Собственное запаздывание дизеля зависит от режима работы. Анализ результатов расчетов переходных процессов на ЭВМ позволил предложить осуществлять перестройку регулятора в зависимости от заданного режима с целью сохранить устойчивость процесса регулирования

$$\Delta = \Delta_n / n_z. \quad (6)$$

При применении пропорционально-интегрального алгоритма регулирования необходимо с понижением режима увеличивать постоянную времени при интегрировании.

В [3] показано что $\tau_z < \Delta \cdot T_D$. Это означает, что на низких режимах с возрастанием времени запаздывания τ_z необходимо понижать качество регулирования увеличивая параметр Δ . Для систем с низкой постоянной времени T_D это особенно критично и при стендовых испытаниях, когда нет гребного винта и присоединенных к нему масс воды это надо учитывать.

Замер скорости вращения дизеля и формирование необходимой топливоподачи для реверсивной машины необходимо завершить когда датчик скорости находится посередине между мертвыми точками. Тогда у привода отсечного вала есть время отработать задание.

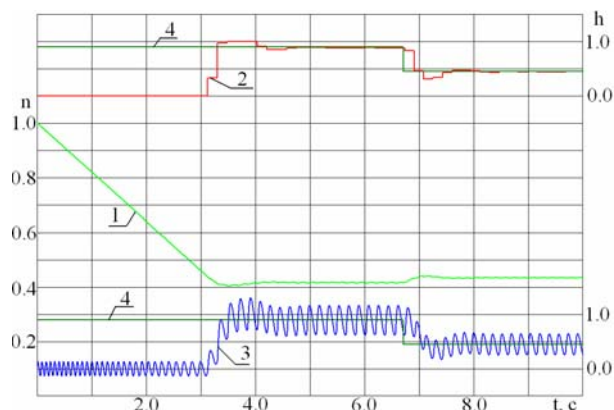


Рис. 2. Переходные процессы при пропорциональном дискретном регулировании

1 – скорость вращения дизеля; 2 – положение отсечного вала; 3 – момент на валу двигателя; 4 – момент сопротивления

На рис 2 показаны переходные процессы при дискретном регулировании. Следует отметить, что графики изменения скорости вращения и момента на валу двигателя совпадают абсолютно. Это означает, что переход к дискретному регулированию не повлиял на качество переходных процессов. Применение такого способа регулирования уменьшило колебания отсечного вала. Убранные колебания отсечного вала теоретически ни на что не влияют, однако, на практике с учетом запаздывания привода эти колебания вредны и дестабилизируют работу.

Заключение

Анализ графиков рис. 1 и рис. 2 показывает возможность применения пропорционально-интегрального регулирования для малооборотных дизелей.

Качество регулирования существенно зависит от режима работы и скорости вращения 30-40 мин⁻¹ надо определить как минимально устойчивые.

Для систем с постоянной времени менее 3 секунд качество регулирования на низких режимах резко ухудшается.

Параметры регулятора должны зависеть от задания и изменяться с изменением заданной скорости вращения. Возможность осуществить такие изменения является основным преимуществом регуляторов на основе управляющей ЭВМ.

Список литературы:

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания / В.И. Крутов. – М.: «Машиностроение», 1968. – 535 с.
2. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания / В.Л. Вейц, А.Е. Кочура. – Л.: Машиностроение, 1976. – 384 с.
3. Тарасенко А.И. Переходные процессы в малооборотном дизеле с регулятором на основе управляющей ЭВМ / А.И. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 9 (66). – С. 64–67.
4. Мак-Кракен Д. Численные методы и программирование на Фортране / Д. Мак-Кракен, У. Дорн. – М.: Мир, 1977.

**В.Т. Турчин, інж., В.В. Матвєєнко, асп., В.О. Пильов, д-р техн. наук.,
С.М. Бакланов, студ.**

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ЕКОНОМІЧНИХ ТЕОРЕТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ ДЛЯ ОЦІНКИ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНІВ

Сучасні вимоги щодо підвищення рівня форсування швидкохідних дизелів суттєво загострюють проблемну задачу прогнозування та забезпечення ресурсної міцності (РМ) деталей камери згоряння (КЗ) на стадії їх проектування. Розв'язання вказаної задачі на сьогодні, зокрема для поршнів, неможливо без досягнення граничних рівнів їх РМ.

На стадії проектування на розрахункову величину РМ впливає достовірність використаної математичної моделі (ММ), конструкція деталі, властивості матеріалу, модель теоретичної експлуатації двигуна певного призначення. Тоді при незмінних конструкції поршня та властивостях його матеріалу розрахункове значення РМ залежить від якості ММ та прийнятої моделі експлуатації.

За виконаним аналізом ММ опису втрати РМ поршнів найбільш ефективним методом є використання рівняння Поспішила та енергетичного критерію Сосніна [1,2]. Тут розрахункова величина накопичених пошкоджень в матеріалі d_{fs}^{proz} , як міра його РМ, залежить від сумісної дії процесів утоми d_f та повзучості d_s :

$$d_{fs}^{proz} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \cdot \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l (\varepsilon_{nl} \cdot \sigma_l \cdot \tau_l), \quad (1)$$

де j – кількість перехідних процесів обраної моделі експлуатації двигуна; k – кількість циклів навантажень j -го перехідного процесу; i – кількість розрахункових інтервалів k -го циклу навантаження; l – кількість підінтервалів i -го розрахункового інтервалу; N_{fk} – число циклів до руйнування матеріалу за умов навантаження k -го циклу; U^* – критична величина питомої енергії розсіювання за умов повзучості; ε_{nl} – швидкість повзучості матеріалу на підінтервалі l ; σ_l – дійсне напруження на підінтервалі l ; τ_l – тривалість розрахункового підінтервалу l .

З урахуванням вище наведеного, значення d_{fs}^{proz} слід розглядати як суму двох складових:

$$d_{fs}^{proz} = d_{fs}^{icm} + d_{fs}^*, \quad (2)$$

де d_{fs}^{icm} – істинне значення РМ, яке залежить від конструкції, матеріалу деталі та реальних умов експлуатації двигуна; d_{fs}^* – розрахункова доля РМ, що визначається якістю ММ та прийнятою теоретичною моделлю експлуатації.

Відповідно до концепції гарантованого забезпечення ресурсу, тобто виконання умови

$$d_{fs}^{proz} > d_{fs}^{icm} \quad (3)$$

в [1] відносний ресурс поршня на момент руйнування визначався у вигляді:

$$d_p = \frac{1}{k \cdot (d_f + d_s)} = 1, \quad (4)$$

де $k=1,2$ – коефіцієнт неврахованих факторів.

При цьому, підхід забезпечення гарантованого ресурсу (3) передбачає, що d_{fs}^* може бути від'ємною величиною.

При переході до концепції забезпечення граничних рівнів РМ величина d_{fs}^* не може бути від'ємною, та повинна бути мінімальною:

$$d_{fs}^{proz} \rightarrow d_{fs}^{icm}, \quad d_{fs}^* > 0, \quad d_{fs}^* \rightarrow 0. \quad (5)$$

На практиці розрахунки РМ поршнів виконують з використанням теоретичних нестационарних моделей експлуатації, які отримують за стаціонарними моделями. Прикладом таких моделей для тракторних двигунів є моделі ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України [3] або ГСКБД [4]. Відповідні нестационарні моделі експлуатації для тракторних двигунів 3-ї категорії наведені в табл. 1,2 [5]. Тут і далі введено наступні позначення: N_{em} – $\bar{N}_{em} = N_{em} / N_e$ – питома ефективна потужність двигуна на стаціонарному режимі m , з якого та на який здійснюється скидання-накидання навантаження; N_e – номінальна ефективна потужність двигуна; $\bar{P}_j = P_j / P$ – питомий наробіток j -го перехідного процесу скидання-накидання навантаження; P – призначений ресурс двигуна.

Таблиця 1. Теоретична економічна модель нестационарного експлуатаційного навантаження двигуна трактора 3-ї категорії за даними ГСКБД

Перехідний процес j	N_{em}	$\bar{P}_j$
1	$0 \leftrightarrow 0,93$	0,062
2	$0 \leftrightarrow 0,9$	0,008
3	$0,23 \leftrightarrow 0,9$	0,036
4	$0,23 \leftrightarrow 0,85$	0,008
5	$0,35 \leftrightarrow 0,85$	0,132
6	$0,35 \leftrightarrow 0,7$	0,150
7	$0,35 \leftrightarrow 0,65$	0,068
8	$0,5 \leftrightarrow 0,65$	0,316

Аналізуючи дані таблиць видно, що модель ІПМаш являється більш деталізованою – кількість перехідних процесів у порівнянні з моделлю ГСКБД є майже вдвічі більшою і дорівнює 15 проти 8. З цієї причини модель ІПМаш є неекономічною. Однак, зважаючи на економічність моделі ГСКБД, важливо відмітити, що вона була розроблена для оцінки середньоексплуатаційної витрати палива і її застосування в розрахунках РМ раніше пояснювалося саме перевагами економічності при дотриманні прийнятої концепції забезпечення гарантованого ресурсу.

Таблиця 2. Теоретична деталізована модель нестационарного експлуатаційного навантаження двигуна трактора 3-ї категорії за даними ІПМаш

Перехідний процес j	N_{em}	$\bar{P}_j$
1	$0,0825 \leftrightarrow 1,045$	0,040
2	$0,0975 \leftrightarrow 1,045$	0,026
3	$0,0975 \leftrightarrow 0,9487$	0,012
4	$0,0975 \leftrightarrow 0,9075$	0,024
5	$0,0975 \leftrightarrow 0,9$	0,046
6	$0,1075 \leftrightarrow 0,9$	0,152
7	$0,1045 \leftrightarrow 0,855$	0,040
8	$0,2475 \leftrightarrow 0,855$	0,032
9	$0,2475 \leftrightarrow 0,7425$	0,022
10	$0,2925 \leftrightarrow 0,7425$	0,026
11	$0,2925 \leftrightarrow 0,7175$	0,066
12	$0,315 \leftrightarrow 0,7175$	0,114
13	$0,4125 \leftrightarrow 0,665$	0,062
14	$0,475 \leftrightarrow 0,5775$	0,050
15	$0,475 \leftrightarrow 0,5125$	0,020

В [6] запропоновано методику згортки деталізованих моделей експлуатації двигунів та отримано економічну модель на основі моделі ІПМаш (див. табл. 3).

Порівняння нестационарних економічних моделей ГСКБД (табл. 1) та ІПМаш (табл. 3) свідчить, що більшість перехідних процесів j є близькими. Але економічна модель ІПМаш додатково має неврахований моделлю ГСКБД процес $j=9$, який не зважаючи на малу тривалість ($\bar{P}_j=0,066$) є найбільш важким, тобто вноситиме значний вклад у значення $d_{fs}^{розр}$ та зменшуватиме величину $|d_{fs}^*|$.

Таблиця 3. Теоретична економічна модель нестационарного експлуатаційного навантаження двигуна трактора 3-ї категорії за даними ІПМаш

Перехідний процес j	N_{em}	$\bar{P}_j$
1	$0,0973 \leftrightarrow 0,9632$	0,012
2	$0,0973 \leftrightarrow 0,9175$	0,222
3	$0,0973 \leftrightarrow 0,8680$	0,04
4	$0,2513 \leftrightarrow 0,8680$	0,032
5	$0,2513 \leftrightarrow 0,7411$	0,022
6	$0,3452 \leftrightarrow 0,7411$	0,206
7	$0,3452 \leftrightarrow 0,6307$	0,07
8	$0,5013 \leftrightarrow 0,6307$	0,05
9	$0,0973 \leftrightarrow 1,0609$	0,066

Порівняльний аналіз розрахунків РМ за різними моделями на сьогодні відсутній. Тому метою даної роботи є перевірка ефективності використання наведених вище моделей для розрахунку РМ поршня на початкових етапах проектування.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішувалися наступні задачі:

- виконання розрахунків РМ кромки КЗ поршня за моделями: економічною ГСКБД, деталізованою ІПМаш та економічною ІПМаш;
- аналіз ефективності застосування означених моделей на початкових етапах проектування.

Розрахунки накопичених пошкоджень кромки КЗ було виконано за виразом (1) для поршня дизеля 4ЧН12/14 трактора 3-ї та 4-ї категорії [7], різних рівнів форсування та при різних способах охолодження поршня (струминному та галерейному). Призначений ресурс роботи двигуна Р було прийнято 10000 год. Результати розрахунку наведено на рис. 1 та у табл. 4.

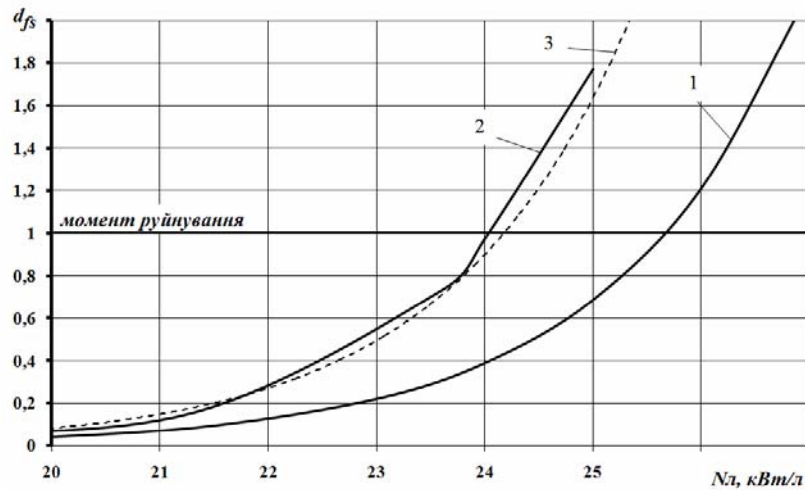


Рис. 1. Результати розрахунків накопичених пошкоджень $d_{fs}^{розр}$ для 3-ї категорії трактора в зоні кромки КЗ поршня зі струминним охолодженням: 1 – за моделлю ГСКБД; 2 – за деталізованою моделлю ІПМаш; 3 – за економічною моделлю ІПМаш

Таблиця 4. Результати розрахунків накопичених пошкоджень $d_{fs}^{розр}$ в зоні кромки КЗ поршня

Рівень форсування, кВт/л	Модель нестационарного навантаження	Категорія трактора та спосіб охолодження			
		3 струминне	3 галерейне	4 струминне	4 галерейне
18,5	За ГСКБД [4]	0,017055	-	-	-
	За ІПМаш [3]	0,038083	0,01766	0,04707	0,0228
	За економічною [6]	0,036025	0,021321	0,044627	0,02346
	відмінність, %				
	- ІПМаш-ГСКБД	55,2	-	-	-
21,3	- ІПМаш-економічна	5,40	3,55	5,19	2,89
	За ГСКБД [4]	0,0938	-	-	-
	За ІПМаш [3]	0,15474	0,0514	0,2105	0,065
	За економічною [6]	0,157546	0,058453	0,216472	0,07501
	відмінність, %				
25	- ІПМаш-ГСКБД	64,97	-	-	-
	- ІПМаш-економічна	1,83	13,72	2,84	15,40
	За ГСКБД [4]	0,68545	-	-	-
	За ІПМаш [3]	1,7723	0,323	2,622	0,458
	За економічною [6]	1,726749	0,379662	2,567439	0,546315
	відмінність, %				
	- ІПМаш-ГСКБД	158,6	-	-	-
	- ІПМаш-економічна	2,57	17,54	2,08	19,28

З рис. 1 видно, що при досягненні розрахункового моменту руйнування кромки КЗ ($d_{fs}^{розр} = 1$) за деталізованою моделлю ІПМаш, величина накопичених пошкоджень за економічною моделлю ГСКБД становить лише 0,4. Тобто, при використанні моделі ГСКБД має місце значне завищення запасу міцності кромки КЗ. Ясно, що концепція гарантованого забезпечення РМ (3, 4) є неоправданою. Водночас величина накопичених пошкоджень

за економічною моделлю ІПМаш складає близько 0,9, що є задовільним результатом.

З табл. 4 видно, що різниця результатів не-економічної та економічної моделей ІПМаш складає від 2 до 16% в області $d_{fs}^{розр} < 1$ і до 20% при $d_{fs}^{розр} > 1$.

Ці дані дозволяють рекомендувати застосування економічної моделі ІПМаш на початкових стадіях проектування.

Висновки:

- доведено ефективність застосування економічної теоретичної моделі експлуатації ПМаш для тракторних двигунів 3-ї та 4-ї категорії щодо прогнозування РМ поршнів на початкових етапах їх проектування;

- встановлено, що розробка економічних моделей експлуатації повинна проводитися відповідно до обраного критерію якості.

Подальший напрям робіт пов'язаний з розробкою економічних моделей експлуатації для двигунів автомобільного та комбайнового призначення.

Список літератури:

1. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності. Монографія. / Пильов В.О. – Х.: НТУ „ХПИ”, 2001. – 332 с. 2. Турчин В. Т. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів /

В. Т. Турчин, В. О. Пильов, А. П. Кузьменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С. 30–35. 3. Ажиппо Н.А. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / Ажиппо Н.А., Балюк Б.К. // Двигателестроение. – 1985, №8. – С.17-20. 4. Луцицкий Ю.В. Эксплуатационный расход топлива и метод его определения / Луцицкий Ю.В., Косулин А.Г. // Двигатели внутреннего сгорания: Респ. междувед. научный научн.-техн. сб. – Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1985. – Вып. 41. С. 96-104. 5. Пылева Т.К. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения двигателей машин различного назначения / Т.К. Пылева, В.Т. Турчин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. №1. – С. 125–132. 6. Білогуб О.В. Розробка економічної моделі експлуатації тракторного дизеля в системі прогнозування ресурсної міцності деталей камери згорання /О.В. Білогуб, В.Т. Турчин, В.О. Пильов, С.М. Бакланов, С.В. Силенок // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. №1. – С. 100–103. 7. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / [Н.П. Ксенович, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров и др.]; под ред. Н.П. Ксеновича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.

УДК 621.43.016.4

В.В. Шпаковский, канд. техн. наук

ВЛИЯНИЕ ЧАСТИЧНО-ДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕПЛОИЗОЛЯЦИИ НА ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЯ

Постановка проблемы

Срок службы ДВС до капитального ремонта в основном определяется износом деталей кривошипно-шатунного механизма, выходом из строя поршней. Высокий температурный уровень последних приводит к снижению механических свойств материала, а неравномерное температурное поле вызывает значительные термические напряжения и неравномерную деформацию. На поршнях растрескиваются кромки камер сгорания, происходит износ и поломка кольцевых перемычек, появляются задиры на цилиндрической части юбки и схватывание с гильзой цилиндра. Поэтому проблема снижения теплонпряженности поршня с целью повышения ресурса ДВС является актуальной.

Анализ публикаций и нерешенные вопросы

Снижение температурного уровня поршней достигают применением их охлаждения, изменением конструкции, применением теплоизолирующих накладок или покрытий [1 - 4]. Экспериментально установлено [5], что применение покрытия толщиной от $0,2 \cdot 10^{-3}$ до $0,8 \cdot 10^{-3}$ м позволяет снизить температуру тела головки поршня на 20–50°C, а зоны над первым кольцом – на 10-25°C. В частности при

покрытии алюминиевых поршней окисью алюминия Al_2O_3 толщиной $0,3 \cdot 10^{-3}$ м опытного дизеля 1Ч 10,5/13 температура в центре днища снизилась на 35 °С, а над первым поршневым кольцом на 25°С. При таком же покрытии поршня тепловозного дизеля Д100 температура наиболее теплонагруженного участка головки поршня снизилась на 85°С [6]. При теплоизоляции днища поршня опытного дизеля 1Ч 24/36 температура тела поршня снизилась на 20 - 25° по всей нагрузочной характеристике [7]. Однако, указанные, равно как и другие покрытия при работе отслаивались и поэтому они не нашли широкого применения для снижения температурного уровня поршней.

Способы решения проблемы

Эффективным способом снижения теплонпряженности поршня и повышения его работоспособности является образование теплозащитного корундового поверхностного слоя на рабочей поверхности поршня методом гальваноплазменной обработки. Образование корундового слоя малой толщины на рабочих поверхностях поршней дизеля тепловоза ЧМЭ-3 обеспечило явление частично-динамической теплоизоляции. При этом дизель

тепловоза отработал более 114 тыс. моточасов без замены цилиндропоршневой группы [8,9].

Цель исследований – установить влияние частично-динамической теплоизоляции на температурное состояние огневой поверхности поршня и установить рациональную толщину корундового слоя на огневой поверхности, обеспечивающую снижение максимума теплового потока в поршень в период сгорания в процессе топливоподдачи и диффузионного горения и наименьшую температуру поверхности поршня при наполнении.

Обоснование научных и практических результатов

Для оценки влияния частично-динамической теплоизоляции, реализованной путем применения поршней с корундовым слоем малой толщины, на характер изменения тепловых потоков в поршень и температур на поверхности поршня дизеля 6ЧН13/11,5 проведены расчётно-экспериментальные исследования. Постановка задачи нестационарной теплопроводности, начальные и граничные условия приведены в [10]. Исследования проводились для поршня из сплава АЛ25 без теплоизоляции и с теплоизолирующим корундовым слоем $\lambda=2,85\text{Вт/м}\cdot\text{К}$ толщиной $0,04\cdot 10^{-3}\text{м}$, $0,12\cdot 10^{-3}\text{м}$, $0,16\cdot 10^{-3}\text{м}$, $0,22\cdot 10^{-3}\text{м}$ и $0,32\cdot 10^{-3}\text{м}$.

Установлено, что среднецикловое значение теплового потока в поршень без теплоизоляции составило 392 кВт/м^2 . С увеличением толщины теплоизолирующего слоя до $0,12\cdot 10^{-3} - 0,16\cdot 10^{-3}\text{ м}$ происходит быстрое уменьшение теплового потока от рабочего тела в поршень до значений 377 кВт/м^2 . При дальнейшем увеличении толщины корундового слоя скорость уменьшения теплового потока несколько замедляется (рис. 1).

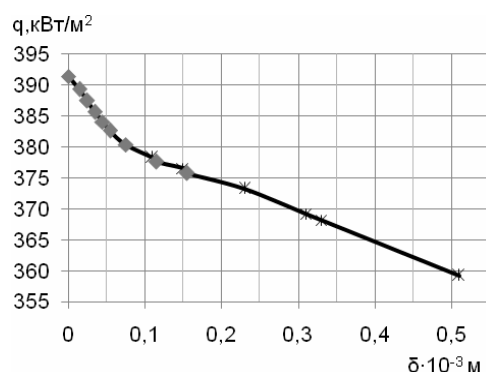


Рис.1. Расчётные значения теплового потока в поршень при разных толщинах корундового слоя на доньшке поршня

Влияние толщины теплоизолирующего слоя на величину удельных тепловых потоков на огневой

поверхности поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала приведено на рис.2. Из графика видно, что при работе двигателя с поршнем без теплоизоляции достигается наибольшее (3720 кВт/м^2) значение максимального удельного теплового потока в поршень. С увеличением толщины теплоизолирующего корундового слоя δ до $0,12\cdot 10^{-3}\text{ м}$ величина максимального удельного теплового потока снижается на 580 кВт/м^2 , т.е на 15%. Однако снижение удельного теплового потока в поршень не приводит к снижению максимальных значений температуры на поверхности поршня.

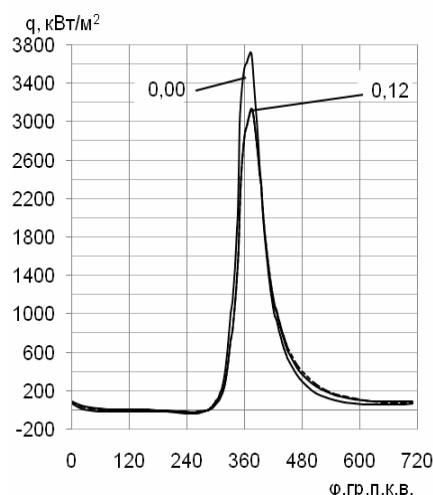


Рис. 2. Изменение величины удельного теплового потока в поршень в течении цикла. Цифры указывают толщину корундового слоя $\delta \cdot 10^{-3}\text{ м}$

Происходит увеличение размаха температурных волн на поверхности поршня (рис. 3).

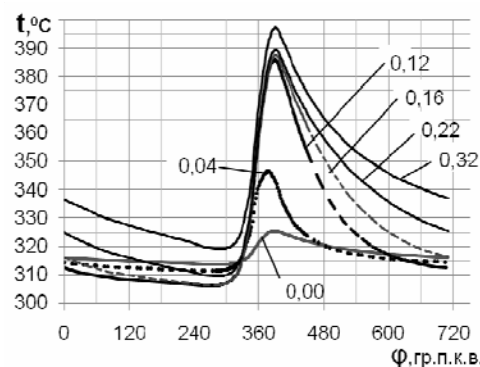


Рис. 3. Изменение температуры на огневой поверхности поршня в течении цикла. Цифры указывают толщину корундового слоя $\delta \cdot 10^{-3}\text{ м}$

Согласно выполненным расчётам растёт и среднецикловая температура на поверхности теплоизолирующего слоя (рис. 4). При увеличении толщины теплоизолирующего корундового слоя до $\delta \approx 0,12\cdot 10^{-3}\text{ м}$ происходит быстрый рост

среднецикловой температуры на огневой поверхности поршня, при толщинах $\delta \approx 0,12 \cdot 10^{-3}$ - $0,16 \cdot 10^{-3}$ м рост среднецикловой температуры замедляется, а затем снова возрастает.

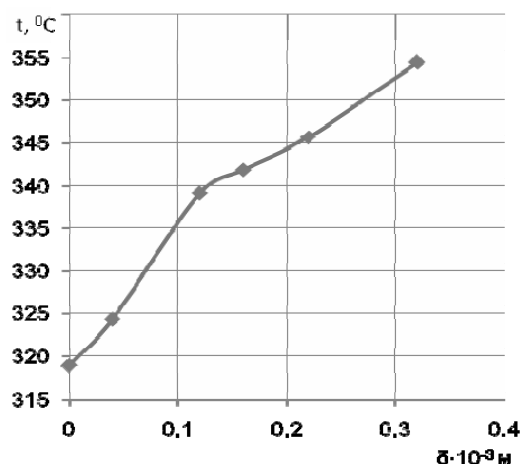


Рис. 4. Среднецикловая температура на огневой поверхности поршня при разных толщинах корундового слоя

Изменение тепловых потоков в диапазоне углов от 0 до 300 гр. п. к. в. приведено на рис. 5. При неизолированной поверхности тепловой поток на такте наполнения от 0 до 30 гр. п. к. в. направлен от газа к поверхности, то есть нагревает поршень. Затем, до $\varphi = 280$ гр. п. к. в. тепловой поток направлен от поверхности к газу, максимальное значение теплового потока равно 35 кВт/м^2 . Происходит подогрев воздушного заряда в течение 250 гр. п. к. в. И только после 280 гр. п. к. в. тепловой поток меняет направление и происходит нагрев поверхности поршня.

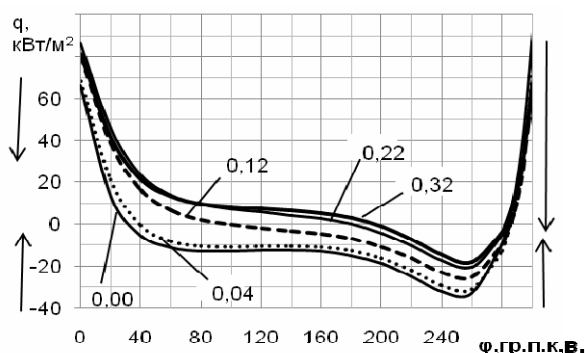


Рис. 5. Расчётные значения теплового потока в поршень на такте наполнения. Цифры указывают толщину корундового слоя $\delta \cdot 10^{-3} \text{ м}$

В поверхностном корундовом слое толщиной $\delta \approx 0,12 \cdot 10^{-3}$ м тепловой поток направлен от газа к поверхности поршня в диапазоне углов от 0 до 100 гр. п. к. в., нагревает её, а потом в диапазоне углов 100 - 285 гр. п. к. в. он направлен от поверхности

поршня к газу. Максимальное значение теплового потока, подогревающего заряд составило 26 кВт/м^2 . Таким образом время подогрева заряда сократилось на 70 гр. п. к. в. и составило 185 гр. п. к. в., а тепловой поток уменьшился на 9 кВт/м^2 . С увеличением толщины теплоизоляции до $\delta \approx 0,22 \cdot 10^{-3}$ м время подогрева заряда уменьшилось и составило 105 гр. п. к. в., а максимальное значение теплового потока, подогревающего заряд снизилось до 20 кВт/м^2 .

На такте наполнения на поверхности поршня без теплоизоляции минимальное значение размаха температурной волны составляет около 2°C , а при использовании корундовой теплоизоляции с толщиной $\delta \approx (0,12-0,16) \cdot 10^{-3}$ м минимальное значение размаха температурной волны составляет более 8°C (рис. 3). С увеличением толщины теплоизоляции это значение уменьшается и при $\delta > 0,25 \cdot 10^{-3}$ м минимальное значение размаха температурной волны становится меньше, чем у неизолированного поршня. Таким образом, существует рациональная толщина теплоизолирующего слоя $\delta \approx (0,12-0,16) \cdot 10^{-3}$ м при которой происходит наибольшее снижение минимального значения размаха температурной волны на такте наполнения. Этим подтверждается эффект частично-динамической теплоизоляции.

Рассмотрим значения удельных тепловых потоков в поршень без теплоизоляции и с теплоизолирующим корундовым слоем в период активного сгорания и догорания (рис. 6, 7). Можно считать, что увеличение толщины теплоизолирующего корундового слоя на огневой поверхности поршня более $\delta \approx 0,12 \cdot 10^{-3}$ м практически не приводит к снижению максимального значения теплового потока.

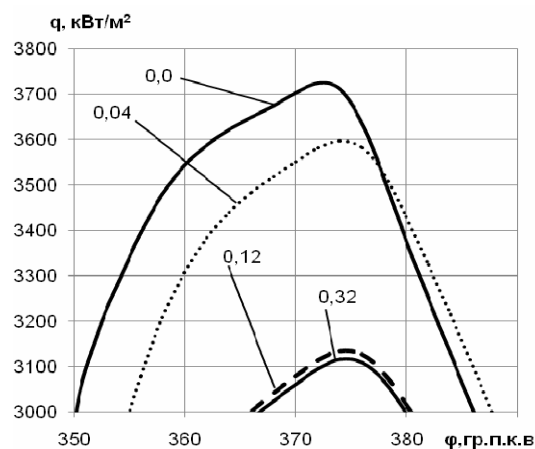


Рис. 6. Максимальные значения тепловых потоков в поршень при разных толщинах корундового слоя. Цифры указывают толщину корундового слоя $\delta \cdot 10^{-3} \text{ м}$

При догорании удельный тепловой поток в поршень с толщиной теплоизолирующего корундового слоя δ более $0,12 - 0,32 \cdot 10^{-3}$ м примерно на 100 кВт превышает значения удельного теплового потока в поршень без теплоизоляции. В этом случае температура поверхности поршня с увеличением толщины теплоизоляции повышается (рис. 3).

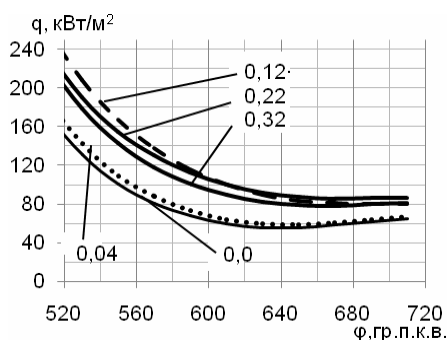


Рис. 7 Расчётные значения теплового потока на огневой поверхности поршня при догорании. Цифры указывают толщину корундового слоя $\delta \cdot 10^{-3}$ м

Увеличение толщины корундового слоя на огневой поверхности приводит к снижению температуры на внутренней стороне доньшка поршня (рис. 8).

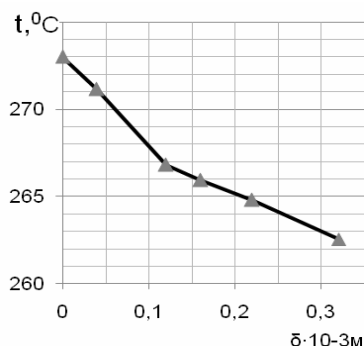


Рис. 8 Зависимость температуры на внутренней стороне доньшка поршня от толщины корундового слоя на огневой поверхности

Таким образом, выполненные расчётные исследования показали возможность применения частично-динамической теплоизоляции, с точки зрения снижения теплонапряженности поршня, с целью повышения ресурса ДВС.

Выводы

1. Установлено, что существует рациональная толщина корундовой теплоизоляции огневой поверхности поршня, обеспечивающая значительное снижение максимального теплового потока в поршень в период сгорания в процессе топливоподачи

и диффузионного горения а при наполнении - наименьшую температуру поверхности поршня.

2. Для дизеля 6ЧН13/11,5 толщина теплоизолирующего слоя $\delta \approx (0,12-0,16) \cdot 10^{-3}$ м обеспечивает:

- снижение на 15% максимального значения удельного теплового потока в поршень по сравнению с поршнем без теплоизоляции;
- повышение максимального значения размаха температурной волны на 60°C ;
- снижение температуры поверхности поршня в процессе наполнения до 8°C ;
- снижение температуры на внутренней стороне доньшка поршня примерно на $6,5^\circ\text{C}$.

Дальнейшее направление исследований связано с экспериментальными исследованиями температурного состояния поршня в рекомендуемом диапазоне толщин теплоизолирующего слоя.

Список литературы:

1. Щеголь А.Я. Влияние жаровой накладки на поршне на температурное состояние деталей двигателя / А.Я. Щеголь // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, 1965 - Вып.2 - С.41.
2. Бялобжеский А.В. Методы анодирования алюминия / А.В. Бялобжеский // Информация о научно-исследовательских работах. Филиал ВИНІ4ТЦ - 1956.
3. Михайлов А.С. Исследование влияния тепловой изоляции днища поршня на его температурное состояние и рабочий процесс при высоком наддуве / А.С.Михайлов // Тр. ЦНИДИ - 1961. - Вып. 57 - С.107-111.
4. Шрейдер А.В. Оксидирование алюминия и его сплавов / Шрейдер А.В. - М.: Металлургиздат. 1960.
5. Костин А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов В.И. - Л.: Машиностроение, 1979. - 222 с.
6. Коллегов Е.В. Поршни дизеля ОД100 с керамическими покрытиями / Е.В.Коллегов // «Вестник Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта». - 1965 - №1 - С. 44-51.
7. Никитин М.Д. Теплозащитные и износостойкие покрытия деталей дизелей / М.Д. Никитин, А.Я. Кулик, Н.И. Захаров - Л.: Машиностроение, 1977. - 165с.
8. Шпаковский В.В. Повышение ресурса цилиндра-поршневой 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. Шпаковский В.В. Результаты исследований износа поршней с корундовым поверхностным слоем дизеля тепловоза ЧМЭ-3 / В.В. Шпаковский // Авиационно-космическая техника и технология. - 2009. - №2 - С.140-144.
10. Шпаковский В.В. Результаты математического моделирования температурного состояния поверхности камеры сгорания поршня с керамическим поверхностным слоем / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, В.В. Пылёв // Авиационно-космическая техника и технология. - 2009. - №3(60) - С.80-84.

Д.Д. Матиевский, д-р техн. наук, С.С. Кулманаков, канд. техн. наук

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ НОРМ ДВС ЗА СЧЕТ ПРИМЕНЕНИЯ СМЕСЕВЫХ БИОТОПЛИВ

Введение

Улучшение экологических показателей дизелей невозможно достигнуть только совершенствованием их конструкций. Проблема может быть решена применением новых топлив с улучшенными экологическими свойствами.

Хорошими экологическими свойствами обладает биодизельное топливо (БТ). При его сгорании происходит уменьшение количества в отработавших газах (ОГ) углеводородов. Выбросы оксидов азота (NO_x) оцениваются практически в тех же цифрах, что и для нефтяного дизтоплива (ДТ). БТ не содержит серы. Оно безопасно для хранения и транспортировки, поскольку является биологически чистым продуктом и обладает высокой температурой вспышки. В то же время БТ обладает определенными недостатками. В холодных условиях двигатель работает на БТ заметно хуже, чем на ДТ, вследствие худших низкотемпературных свойств. Также данное топливо обладает агрессивными свойствами по отношению к некоторым конструктивным материалам, поэтому возникает необходимость в использовании более стойких материалов, что сказывается на стоимости двигателя.

БТ получают в результате химической реакции между растительными маслами или животными жирами и спиртами в присутствии катализатора. Учитывая климатические условия, в Европе наибольшее распространение получил эфир на основе рапсового масла. К тому же рапсовое масло может непосредственно применяться в качестве топлива. Преимуществами рапсового топлива являются его возобновляемость и более высокие экологические характеристики, по сравнению с ДТ.

Наибольшую экологическую опасность в ОГ дизелей представляют оксиды азота и сажа. Эффективным способом снижения эмиссии сажи является применение кислородсодержащих топлив и присадок. С этой целью применяют спирты (этанол или метанол). Но препятствием является то, что этанол (метанол) не образует смеси с дизельным топливом во всех пропорциях при температурах окружающей среды, поэтому возникает необходимость в применении третьего компонента – совместного растворителя. Растворитель должен иметь

свойства, как дизельного топлива, так и спирта. Наиболее подходящими являются – метиловый или этиловый эфиры рапсового масла (RME). Для проведения исследований были созданы топлива на основе рапсового масла (PM), этанола (Э), ДТ и RME.

Экспериментальная часть

Исследования проведены со следующими видами топлив:

- дизельное топливо;
- смешевое топливо, состоящее из 55% RME, 20% этанола и 25% ДТ;
- смешевое топливо, состоящее из 55% RME, 30% этанола и 15% ДТ.
- смешевое топливо, состоящее из 55% RME, 20% этанола и 25% PM;
- смешевое топливо, состоящее из 55% RME, 30% этанола и 15% PM.

Лабораторными и расчетными методами были получены физико-химические свойства для смешевых топлив (таблица 1).

Опытная установка представляла один из самых распространенных типов дизелей серии Д-440 и Д-460 размерностью 130/140 производства ОАО «ПО АМЗ», которые унифицированы с автомобильными дизелями ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238. Это четырехтактные быстроходные дизели с непосредственным впрыскиванием топлива, объемно-плечным смесеобразованием и жидкостным охлаждением. Установка была оснащена необходимыми контрольно-измерительными приборами и специальным оборудованием для проведения исследований. В ходе исследований регистрировались показатели работы двигателя, индицировались внутрицилиндровое давление и параметры топливopодачи (давление и подъем иглы распылителя форсунки), также измерялись показатели вредных выбросов NO_x , оксида углерода (CO) и сажевых частиц (C).

Анализ результатов

Анализ показателей топливной экономичности дизеля (рис. 1, 2) выполнен с использованием удельного индикаторного расхода топлива g_i и индикаторного КПД η_i .

Для смесевых топлив как на основе ДТ, так и на основе РМ наблюдается увеличением удельного индикаторного расхода топлива, связанное с уменьшением низшей теплоты сгорания, обуслов-

ленное наличием в топливе кислорода. В зависимости от состава топлива и режима работы двигателя расход может увеличиваться до 35 %.

Таблица 1. Физико-химические свойства топлив

	ДТ	РМ	Этанол	РМЕ	РМЕ(55)+Э(20)+ДТ(25)	РМЕ(55)+Э(30)+ДТ(15)	РМЕ(55)+Э(20)+РМ(25)	РМЕ(55)+Э(30)+РМ(15)
Молекулярная масса	230	932	46	310	237,2	218,8	412,7	324,1
Элементный состав:								
С	87	77,9	52,1	77,5	74,8	71,3	72,5	69,9
Н	12,6	11,8	13,04	12	12,4	12,4	12,2	12,3
О	0,4	10,3	34,8	10,5	12,8	16,3	15,3	17,8
Плотность при 20 °С, кг/м ³	830	915	794	877,75	849	845	870	858
Цетановое число	48,5	40	8	48	32,4	26,8	30,6	25,9
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	42,5	37,5	27,4	37,6	36,8	35,3	35,5	34,5
Теоретически необходимое количество воздуха для окисления 1 кг топлива, кг	14,5	12,7	9,1	12,7	12,4	11,9	12,0	11,6
кмоль	0,499	0,438	0,313	0,439	0,429	0,410	0,414	0,401
Теплосодержание топлива, МДж	2,752	2,741	2,719	2,742	2,741	2,738	2,738	2,736

Сравнивая индикаторный КПД, можно наблюдать его меньшие значения для смесевых топлив по сравнению с нефтяным ДТ, что объясняется различным цетановым числом топлив и настройкой топливной аппаратуры дизеля на работу на ДТ. С увеличением доли спирта в смесевых топливах наблюдается увеличение η_i . Это объясняется лучшим смесеобразованием, что предопределяет уменьшение продолжительности сгорания.

Для смесевых топлив на основе РМ индикаторный КПД имеет меньшие значения по сравнению с топливами на основе ДТ из-за различия физико-химических свойств ДТ и РМ.

Анализ коэффициента избытка воздуха α и температуры ОГ, даёт понять насколько качественно проходит процесс сгорания того или иного топлива.

Топлива на основе РМ имеют большую теплоту сгорания смеси по сравнению с топливами на основе ДТ, но отличие физико-химических свойств РМ приводят к увеличению продолжительности сгорания, а, соответственно, к уменьшению индикаторного КПД и возрастанию температуры ОГ. Для компенсации вышеозначенных потерь теплоты приходится увеличивать количество введенной теплоты за счет уменьшения α . Вследствие чего α получается на 3-4 % меньше, а в сравнении с дизельным топливом разница достигает 25%. В то же время, работа при более низких значениях коэффи-

циента избытка воздуха говорит о более качественном смесеобразовании для смесевых топлив.

Так как регулировки топливной аппаратуры настроены для работы на ДТ, а воспламеняемость для смесевых топлив хуже, то процесс сгорания сдвигается на линию расширения, в результате чего ухудшается индикаторный КПД и увеличивается температура ОГ.

Выполнен анализ эмиссии токсичных компонентов, характеризующихся различными механизмами образования в цилиндре дизеля: продуктов неполного окисления топлива на примере СО и наиболее токсичного компонента в ОГ дизеля – NO_x. Термохимический механизм образования NO_x в цилиндре дизеля обуславливает прямую взаимосвязь эмиссии NO_x с максимальной температурой цикла, либо максимальных температур в локальных зонах.

Так как при сгорании смеси топлива на основе РМ температура в локальных зонах будет выше за счет худшего смесеобразования, чем при смеси на основе дизельного топлива, то и концентрация NO_x в целом будет выше.

Отличительной особенностью работы на смеси с РМ является различие закономерности изменения выбросов NO_x по сравнению с работой на ДТ. На малых нагрузках выбросы NO_x в 1,5 – 2 раза меньше чем при работе на ДТ. но с увеличением нагрузки ухудшается качество смесеобразования вследствие больших значений максимального дав-

ления топлива и выбросы окислов азота резко возрастают.

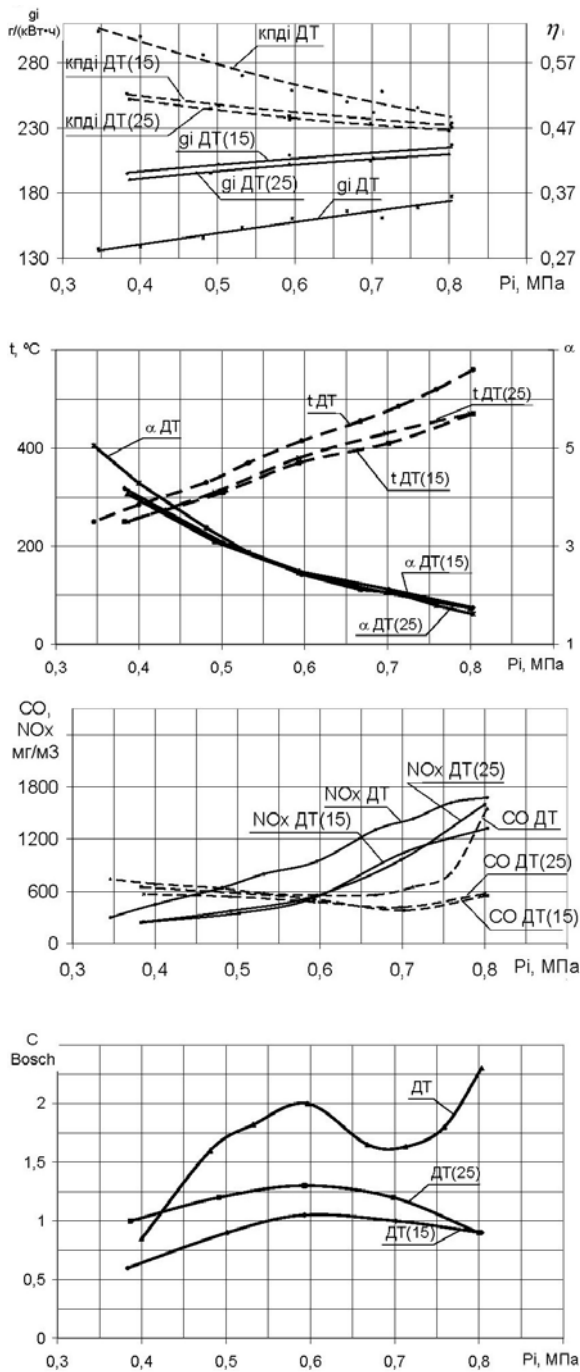


Рис. 1. Показатели смеси на основе дизельного топлива

При номинальной нагрузке работа на смешанных топливах сопровождается более высокой концентрацией NO_x . Увеличение составляет порядка 11 – 15 %.

При сгорании смеси на основе ДТ NO_x выбрасывается в среднем на 30 % меньше по сравнению с чистым ДТ, что объясняется более качественным смесеобразованием и меньшей максимальной тем-

пературой цикла вследствие неоптимального подвода теплоты в цикле.

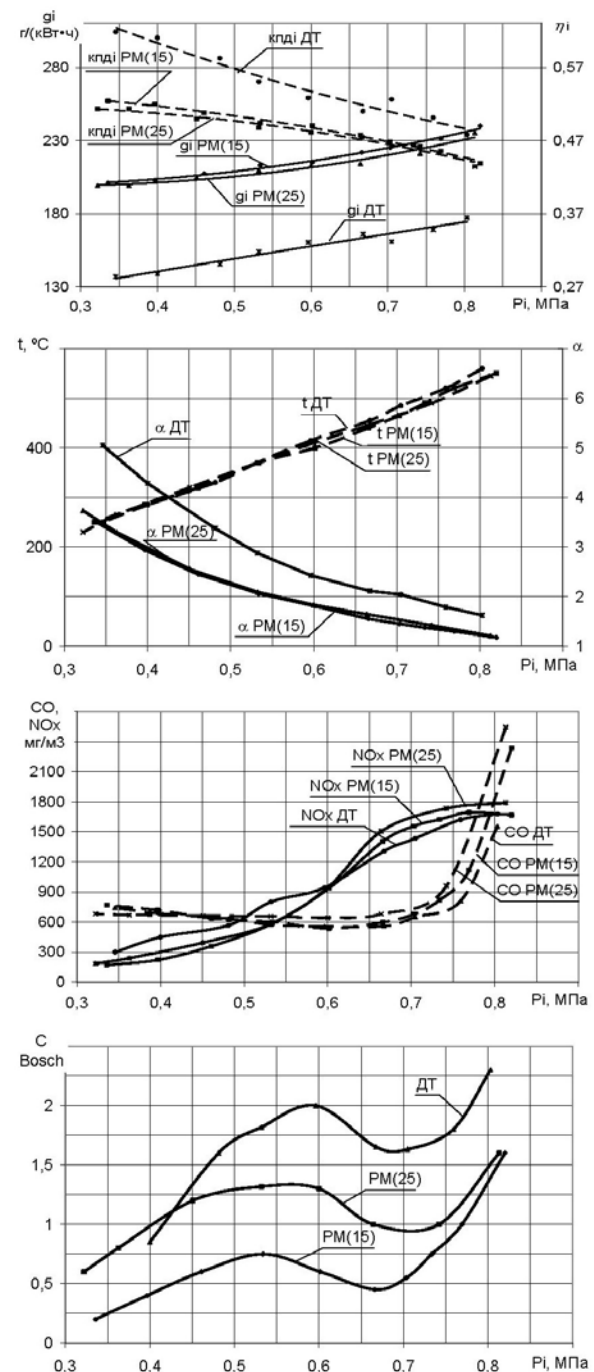


Рис. 2. Показатели смеси на основе рапсового масла

При работе на малых и средних нагрузках выбросы CO остаются примерно на одном уровне независимо от выбора топлива. С дальнейшим увеличением нагрузки при сгорании смеси на основе ДТ прослеживается уменьшение выбросов CO , обусловленное лучшим использованием воздушного заряда вследствие улучшения смесеобразования. По сравнению с ДТ и смесями на основе РМ, смесь

с ДТ на максимальных нагрузках образует соответственно в 3 и 4,5 раза меньше окислов углерода.

При работе дизеля с использованием смесового топлива на основе РМ уровень выбросов СО сравним с уровнем при работе на ДТ, но при нагрузках близких к номинальным уровни СО превышают уровень при работе на ДТ. Это объясняется тем, что при максимальных нагрузках вследствие больших давлений в топливной системе и повышенной вязкости смесевых топлив на основе РМ, ухудшается качество смесеобразования за счет увеличения доли пленочного смесеобразования. Вследствие этого испаряющееся со стенок топливо сгорает в конце расширения при недостатке окислителя, тем самым, способствуя увеличению выбросов СО.

Наибольший эффект улучшения экологических показателей дизеля при переводе его работы с ДТ на смесовое топливо получен за счет снижения концентрации сажи в ОГ. С увеличением нагрузки содержание сажи в ОГ возрастает для всех топлив, несколько уменьшаясь в районе средних и немного больших нагрузок. Однако при сгорании смесового топлива сажи образуется на 35 % и 60 % меньше, в зависимости от содержания РМ в смеси.

При сгорании смеси на основе ДТ характер изменения концентрации сажи иного рода. На малых и средних нагрузках происходит увеличение выбросов сажевых частиц. С дальнейшим увеличе-

нием нагрузки улучшаются условия смесеобразования, тем самым снижая уровень выбросов частиц в ОГ. Таким образом, на максимальных нагрузках обеспечивается снижение выбросов сажи в 2,5 раза по сравнению с ДТ.

Заключение

Лучшие экологические показатели имеет дизель, работающий на смесях с большим содержанием этанола. Дальнейшие исследования направлены на улучшение экономических показателей путём увеличения индикаторного КПД и подбора оптимального состава топлива, не снижая при этом достигнутых экологических показателей.

Список литературы:

1. Биотопливо вместо солярки, выход из «нефтяного» тупика // *Агро-Информ.* – октябрь 2006 (96).
2. Demirbas A. Biodiesel: a realistic fuel alternative for diesel engines / A. Demirbas. Springer-Verlag London Limited, 2008. – 208 p.
3. The biodiesel handbook // AOCS Press, Champaign, Illinois. – 2005 – 303 p.
4. Марченко А. П. Сравнительная оценка эффективности применения растительных топлив в дизельном двигателе / А.П.Марченко, А.А. Прохоренко, А.А. Осетров, В. Смайлис, В.Сенчила // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2004. – № 1. – С. 46-51.
5. Batsheor S.E. Rapeseed today and tomorrow / S.E. Batsheor, E.J. Booth, K.C. Walker // *A comparison of the energy balance of rape methyl ester and bioethanol: 9 th International rapeseed congress.* – 2005. – vol 4. – P. 1363.

УДК 621.43.068.4

А.П. Строков, д-р техн. наук, А.Н. Кондратенко, асп.

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ОЧИСТКИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ ОТ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ

Введение

Как известно, приоритетными направлениями совершенствования ДВС являются: улучшение экологичности, повышение топливной экономичности, увеличение надежности ДВС. Современные требования к ДВС, диктующие вышеуказанные задачи, сами по себе формулируются законами рынка, и только требования к экологичности закреплены законодательно. Выполнение этих задач зачастую невозможно без использования всех известных способов снижения токсичности одновременно. Особое место занимают различные способы

и методы очистки отработавших газов (ОГ) двигателя от твердых частиц (ТЧ) [1, 2].

Цель и постановка задачи

Целью работы является анализ современных систем очистки ОГ дизеля.

Для достижения поставленной цели решались такие задачи:

- проведен литературный обзор и патентный поиск по современным системам очистки ОГ;
- на основании анализа публикуемых данных предложены варианты совершенствования существующих способов и методов очистки ОГ.

Анализ публикаций

Дизели, ввиду специфики организации рабочего процесса, имеют свои особенности состава ОГ в сравнении с ДВС других типов. Так, в ОГ дизеля крайне мало продуктов неполного сгорания топлива (ПНСТ) – монооксида углерода (CO) и несгоревших углеводородов (C_nH_m), однако, присутствует значительное количество твердых частиц (ТЧ), оксидов азота (NO_x) и оксидов серы (SO_x). Главная особенность ОГ дизеля заключается в наличии в них ТЧ и NO_x , поскольку образованию этих токсичных компонентов способствуют антагонистические факторы. То есть, согласованием параметров дизеля невозможно получить одновременно абсолютный минимум эмиссий и ТЧ и NO_x , речь может идти лишь об отыскании некоторого оптимума [1]. Поэтому, производители дизелей придерживаются одной из следующих концепций: 1) снижать эмиссию NO_x за счет согласования параметров рабочего процесса, а ТЧ удалять уже из ОГ; 2) уменьшать эмиссию ПНСТ и ТЧ за счет согласования параметров рабочего процесса, а NO_x нейтрализовать в ОГ; 3) принять в качестве критерия качества топливную экономичность (или другой критерий), организовать рабочий процесс так, чтобы достигался некий локальный оптимум эмиссий ТЧ и NO_x , а излишки этих токсичных компонентов, превышающие действительные нормы, удалять из ОГ [1, 2, 5]. Последняя концепция более распространена, нежели первые две.

Твердые частицы - это все субстанции, которые, находясь в смеси ОГ с чистым воздухом при минимальной температуре 52°C, задерживаются фильтром из стекловолокна с тефлоновым покрытием и не являются водой. Все ТЧ делятся на растворимые и нерастворимые. Растворимые ТЧ – это абсорбированные (поглощенные всем объемом) углеводороды, выделившиеся из топлива или из смазочных масел. Они могут быть задержаны лишь при их конденсации или адсорбции (осаждении на поверхности) при соответствующих температурах. Нерастворимые ТЧ состоят из сажи (твердый углевод топлива), сульфатов (твердых солей серы топлива), оксидов металлов (из присадок топлива и масла), и абразивных частиц (продуктов износа деталей двигателя), зола (металлорганические соединения, образующиеся при сгорании в КС моторного масла). В 1 м³ сухих ОГ автотракторных дизелей растворимые и нерастворимые ТЧ соотносятся как 9:1. Нерастворимые ТЧ в среднем на

5...65 % по массе состоят из оксидов металлов и сульфатов, и на 25...95% из сажи, но конкретное соотношение этих компонентов ТЧ находится в зависимости от режима работы дизеля [1, 5, 21]. Сажа - это продукт крекинга (расщепления) углеводородов топлива под воздействием высокой температуры и при отсутствии кислорода, и представляет собой конгломераты атомарного аморфного углерода ветвистой структуры, включающие также в себя водород, и имеющие размеры в пределах 0,01...100 мкм. Но основная масса частичек сажи имеет размеры в пределах 0,5...10 мкм. Главной особенностью сажи является очень развитая наружная поверхность, и соответственно большая адсорбционная способность. Именно поэтому в саже присутствуют несгоревшие углеводороды и, что особенно опасно, бенз(а)пирен - самый токсичный компонент ОГ, представляющий из себя полициклический ароматический углеводород (ПАУ), сильнейший канцероген. Наиболее опасными частичками сажи являются наименьшие из них (0,1...1 мкм), они способны проникать в альвеолах легких непосредственно в кровь человека или животного. Кроме того, сажа ухудшает видимость в городах, входя в состав смога, загрязняет воду и грунт. Еще одной особенностью сажи, сильно усложняющей процесс очистки ОГ от нее, является ее малая плотность 0,05 г/см³, причем она представляет собой фракцию ТЧ, обладающую наибольшим удельным весом [1, 3, 7, 21].

К сожалению, распространенные и эффективные устройства очистки воздуха от пыли – циклоны и мультициклоны, сетчатые сухие и мокрые фильтры, бытовые НЕРА-фильтры, глубинные волокнистые и керамические фильтры, а также электрофильтры, не способны в полной мере удовлетворить требования к очистке ОГ от ТЧ. Не способны их удовлетворить и устройства, применяемые при очистке промышленных газов [10, 11].

Устройства и системы очистки ОГ применительно к ТЧ можно разделить по принципу действия на следующие:

- механические – изменяющие вектор скорости движения ТЧ относительно потока ОГ;
- химические (окислительные) – превращающие горючие составляющие ТЧ в нетоксичные вещества с помощью окислительно-восстановительных реакций (ОВР) [1, 2, 3, 5, 21];
- растворяющие – удаляющие растворимые компоненты ТЧ посредством растворения их в ра-

бочей жидкости нейтрализатора; при этом нерастворимые частицы удаляются посредством адсорбции их в рабочей жидкости нейтрализатора – так называемые жидкостные фильтры [1, 2, 3, 21, 22];

- комбинированные.

Механические устройства и системы очистки ОГ от ТЧ можно разделить на следующие:

1) фильтрующие, которые задерживают ТЧ при непосредственном соприкосновении их с материалом фильтрующего элемента (ФЭ).

2) инерционные, изменяющие направление движения специальным образом приготовленных совокупностей ТЧ, и отделяющие их от потока ОГ с помощью сил инерции.

3) электрические - изменяющие вектор скорости движения ТЧ, имеющих электростатический заряд, относительно потока ОГ за счет создания в теле ФЭ слабого электромагнитного поля. Это также способствует образованию совокупностей ТЧ капельным способом [1, 2, 5, 21, 6];

Химические устройства и системы очистки ОГ от ТЧ можно разделить на следующие:

1) каталитические, с использованием веществ, изменяющих скорость и/или условия протекания ОВР. При этом катализатор может: а) быть нанесенным на поверхности ФЭ в виде напыления или в виде желатиновой субстанции [8, 12]; б) добавляться или подаваться в топливо; в) подаваться непосредственно в ОГ;

2) термические, обеспечивающие необходимую температуру ОГ, при которой горючие элементы ТЧ окисляются избыточным кислородом ОГ. При этом источником теплоты может быть: а) топливо, дополнительно подаваемое в цилиндры дизеля или непосредственно в ОГ [1, 2, 3, 5]; б) электрические нагревательные элементы, конструктивно заключенные в теле или корпусе ФЭ, или же являющиеся отдельными агрегатами (свечи накаливания) [1, 2, 3, 5, 21]; в) посторонний источник, не находящийся на борту транспортного средства [21];

3) плазменные – в которых окислителем выступает низкотемпературная плазма, генерируемая специальными устройствами (плазмотронами). При этом носителем плазмы может быть либо сами ОГ, либо воздух, отдельно подаваемый в ОГ [2, 3, 4];

4) оксидные (пост-каталитические), в которых окислителем выступает диоксид азота, полученный в избытке в окислительном нейтрализаторе, установленном по потоку ОГ до СФ [2];

Фильтрующие устройства и системы очистки ОГ от ТЧ по соотношению размеров отверстий в материале ФЭ и размеров ТЧ, которые необходимо отфильтровать, могут быть:

1) с отверстиями, не превышающими размеров ТЧ (собственно фильтрующие), поглощающие и удерживающие ТЧ пространством в отверстиях ФЭ. По устройству тела ФЭ их можно разделить на монолитные керамические, полученные методами осаждения, вспенивания или порошковой металлургии; с регулярной или хаотичной навивкой из волокнистых материалов; из металлических микросеток и микросит и насыпные в виде спрессованного порошка из керамических материалов, помещенного между перфорированными металлическими пластинами [1, 2, 17];

2) с отверстиями, превышающими размеры ТЧ. Используются только совместно с инерционными или электрическими методами, а также со средствами, организующими поток ОГ специальным образом.

В зависимости от свойств материала ФЭ по месту удержания ТЧ их можно разделить на:

а) адсорбционные, поглощающие и удерживающие ТЧ своим поверхностным слоем. В зависимости от вида материала они могут быть: либо высокопористыми (которые могут иметь вид монолитного твердого тела определенной пористости или напыления определенной толщины и пористости на непористом материале); либо мокрого типа с навивкой,

б) абсорбционные, поглощающие и удерживающие ТЧ всем своим объемом.

По агрегатному состоянию тела ФЭ могут быть либо монолитные пористые [16], либо жидкостные [1, 2, 22];

По своей конфигурации монолитные керамические устройства очистки ОГ от ТЧ могут иметь вид:

1) монолитного пористого твердого тела, в котором процесс очистки происходит при прохождении потока ОГ сквозь все тело ФЭ (может выполняться в виде призматического, цилиндрического, кольцеобразного тела или конического насадка);

2) твердого тела ячеистой (сотовой) структуры, имеющего каналы призматической, цилиндрической либо пирамидальной формы, заглушенные в шахматном порядке – одни используются для входа потока ОГ в фильтр (заглушены на выходе), а

другие – для выхода потока ОГ из фильтра (заглушены на входе), а процесс очистки происходит при прохождении потока ОГ сквозь стенки между каналами.

ФЭ монолитных пористых сажевых фильтров (СФ) изготавливают из хорошо себя зарекомендовавших керамических материалов, таких как: кристобалит, протоэнстатит, кордиерит, сапфирин, муллит, периклаз, шпинель, корунд [21], карбида кремния, компаунда Si-SiC [1, 20], никелевой пены [9], кремний-металлических материалов (с нитрированием поверхности) [14] и т.д. Также известны и широко используются ФЭ из металлических микросит [13] и сеток [15] с нанесенным на поверхность металла пористого покрытия, волокнистых естественных или искусственных материалов (силикатных волокон) [1, 18, 19]. Часто эти материалы являются носителями каталитических напылений, придающих фильтру ТЧ свойства окислительных нейтрализаторов и поглотителей оксидов азота. Иногда один и тот же пористый материал может быть телом сразу и каталитического окислительного нейтрализатора, и фильтра ТЧ, и каталитического поглотителя NO_x (KPiNO_x), при одинаковой или различной пористости. Немаловажными требованиями к материалу ФЭ являются: термостойкость, коррозионная стойкость, стойкость к газовой эрозии, стабильность свойств [2].

Основными недостатками этих типов фильтров являются высокая себестоимость и необходимость в высокой культуре производства (серийно выпускаемые СФ стоят 400...600 Евро для легковых автомобилей, а для грузовых по стоимости могут превышать стоимость самого ДВС), значительное гидравлическое сопротивление, отсутствие достоверной информации об их возможностях и особенностях технологии производства.

Инерционные устройства и системы очистки ОГ от ТЧ по способу формирования частиц с достаточной массой могут быть:

1) капельные – формируют совокупности из ТЧ и капель распыленных в потоке ОГ жидкостей (воды или машинного масла) [5, 10, 11, 21, 22];

2) коагулирующие - формируют совокупности только из ТЧ и поверхностно активных веществ (ПАВ), посредством введения в топливо или ОГ специальных присадок, содержащих ПАВ [5];

3) конденсирующие - формируют совокупности из ТЧ и капель жидкостей, образующихся из конденсирующихся компонентов ОГ (воды, несо-

ревших углеводов) при их принудительном охлаждении [16].

Из них на практике используют только комбинированные устройства и системы очистки ОГ от ТЧ, ввиду того, что в ТЧ входят весьма разнообразные вещества, как по своим химическим, так и по физическим свойствам. А именно, из-за дороговизны СФ их после засорения не заменяют, а регенерируют, то есть сажу, накопленную фильтрацией, удаляют из самого фильтра термическим методом. Кроме ФТЧ для очистки ОГ дизеля от ПНСТ используют окислительные каталитические или термические нейтрализаторы, в которых частично окисляется и сажа, но в полном объеме ее окислить там затруднительно, поэтому этот способ применяют только в комбинации с СФ. Отдельно стоит упомянуть, что устройства очистки ОГ стационарных мощных дизелей - скрубберы с водными струями или трубками Вентури и жидкостные фильтры, рассчитанные на уменьшение эмиссий ПНСТ и ТЧ [1, 2, 10, 11]. Иногда используют ФТЧ с пористым фильтрующим элементом, на поверхности которого нанесен катализатор для частичного доокисления ПНСТ, уменьшения температуры регенерации СФ и KPiNO_x , и т.д.

Ввиду особой опасности некоторых компонентов ТЧ совершенствование экологических показателей дизелей не стоит ограничивать лишь процессом очистки их ОГ. Очевидно, что пристального внимания заслуживает процесс очистки ФЭ от накопившихся в них ТЧ, а также процесс утилизации ТЧ. Тем более что потребность в периодической очистке ФЭ от накопившихся в них ТЧ (регенерация) принципиально не устранима, и является неотъемлемой особенностью функционирования фильтра ТЧ любой конструкции.

В зависимости от типа фильтра ТЧ, регенерация может быть осуществлена:

1) сменой рабочего тела ФЭ – для так называемых жидкостных фильтров, а также для монолитных и других типов СФ без бортовой системы регенерации, с последующей очисткой тела ФЭ на специализированном предприятии в ходе выполнения очередного ТО ТС и ДВС;

2) очисткой тела ФЭ – для твердотельных СФ при наличии бортовой системы регенерации.

Результаты исследования

Исследования показывают, что фильтры ТЧ возможно создать на основе ФЭ не только объемного, но и адсорбционного типа. Предлагаемая

конструкция фильтра ТЧ представлена на рисунке 1, где специальным образом организованный поток ОГ, сквозь отверстия (3) определенного диаметра будет проходить в полостях ФЭ (1), ограниченных металлическими пластинами различной формы (2) с нанесенными на их поверхности высокопористым покрытием с большой адсорбционной способностью, на которых будет осаживаться и удерживаться сажа вплоть до момента регенерации фильтра.

Такой фильтр, предположительно, будет обладать неоспоримыми преимуществами:

- малое гидравлическое сопротивление;
 - низкая себестоимость за счет простоты конструкции, высокой технологичности, отсутствия элементов из дорогих материалов;
 - возможность создания на основе его конструкции типоразмерного ряда фильтров для дизелей различной мощности и назначения;
- возможность быстро наладить серийный выпуск такой продукции.

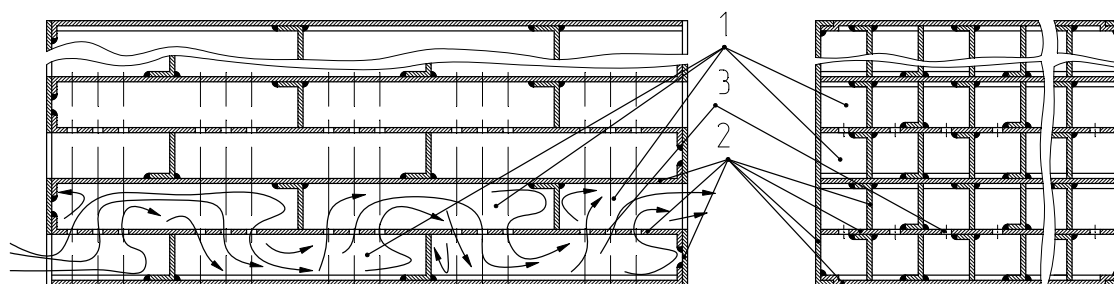


Рис. 1. ФТЧ предлагаемой конструкции

Выводы

В результате проведенной работы можно отметить следующее:

- анализ материалов публикаций в последнее время указывают на смещение акцента в вопросах очистки ОГ дизеля на удаление ТЧ;
- предложена конструкция и способ функционирования устройства очистки ОГ дизелей от ТЧ.

Список литературы:

1. Марков В. А. Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд. перераб. и доп. / Марков В. А., Баширов Р. М., Гамбитов И. И. - М.: Изд-во МГТУ им. М. Э. Баумана, 2002. - 376 стр., ил. 2. Сарры Л. О. Защита воздуха от выбросов автотранспорта. Аналитическая справка. Рига: Латвийский информационный центр, 1991, 16 с. 3. Шеховцов Ю. И. Исследование термokatалитической регенерации сажевого фильтра дизелей / Шеховцов Ю. И., Заиграев Л. С. // Двигатели внутреннего сгорания. - 2004. - №2. - С. 57-59. 4. Бородин Ю. С. Нейтрализация отработавших газов дизелей с помощью плазменной технологии / Бородин Ю. С., Перерва П. Я., Кудряш А. П., Мараховский В. П., Семикин В. М. // Авиакосмическая техника и технология. Сб. научн. трудов. - Харьков: Гос. Аэрокосмический университет "ХАИ". - вып. 19. Тепло-вые двигатели и энергоустановки. - 2000. - С. 11-13. 5. Парсаданов І. В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: Монографія. / Парсаданов І. В. - Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2003. - 244 с. - Російською мовою. 6. Обзорение нейтрализаторы: евро не пахнет [Электронный ресурс] / Журнал "Украина За рулем" // Украина За рулем. - 2001. - №1. - Режим доступа: http://old.uzr.com.ua/pbs.php?pbl_ac-

- tion=view&pbl_id=615. 7. В гармонии с природой [Электронный ресурс] / Ожерельев Л. // Журнал "Автомарк". - Режим доступа: <http://www.cstore.ru/materials/articles/5>. 8. Грузовики MAN компании MAN Nutzfahrzeuge [Электронный ресурс] / Семёнов В. // Журнал "Грузовикпресс". - 2007. - №3. Режим доступа: <http://www.manservice.ru/articles/1/68.html>. 9. Управляя автомобилем с дизельным двигателем [Электронный ресурс] / Макормик К. // Журнал "Никель". - 2007. - №3. Режим доступа: http://www.nickelinstitute.org/multimedia/magazine/June_2007/Diesel. 10. Очистка от газовых выбросов котелен и ТЭЦ (ТЭС) [Электронный ресурс] / Режим доступа: http://ekmon.ru/gas_treating/flue_gas. 11. Промышленная газоочистка. Проектирование установок для очистки воздуха от вредных газов и паров, очистка воздуха от пыли и аэрозолей. [Электронный ресурс] / Режим доступа: www.aces-group.ru/index.html. 12. "Чистые" вилочные погрузчики [Электронный ресурс] / ЛОГИСТ // Журнал "Склад и техника". - 2005. - №6. - Режим доступа: http://www.logist.com.ua/warehouse/tehnika/clean_forklifts.htm. 13. Weisse Weste für den Diesel. Jeryembek Manfred. Autofachmann. 2003, №4, с. 8-11, 10 ил. Нем. 14. Porous silicon nitride article and method for production thereof: Заявка 1298111 ЕВП, МПК⁷ С 04 В 38/00. NGK Insulators, Ltd, Inoue Katsuhiko, Morimoto Kenji, Masuda Masaaki, Kawasaki Shinji, Sakai Hiroaki (Paget Hugt Charles Edward et al MEWBURN ELLIS York House 23 Kingsway London WC2B 6HP (GB)). №02705469.1; Заявл. 25.03.2002; Опубл. 02.04.2003; Приор 26.03.2001, №2001087911 (Япония). Англ. 15. Diesel-Partikelfilter in Serie. KFZ-Betrieb. 2003. 93, №46, с. 54, 1 ил. Нем. 16. Apparatus and method for the recovery and purification of water from the exhaust gases of internal combustion engines: Пат. 6581375 США, МПК⁷ F 01 N 3/02. Lexington Carbon Co., LLC, Jagtoyen Marit, Kimber Geoffrey M. №10/024910; Заявл. 19.12.2001; Опубл. 24.06.2003; НПК 60/309. Англ. 17. Abgasfilter zum Beseitigen von in dem Abgasstrom einer Brennkraftmaschine enthaltenen Partikeln: Заявка 10219415 Германия, МПК⁷ F 01

N 3/021. HJS Fahrzeugtechnik GmbH & Co., Karft Franz (Patentanwalte Schroter und Haverkamp, 58636 Iserlohn). №10219415.7; Заявл. 02.05.2002; Опыл. 20.11.2003. Нем. 18. Neues innovatives Material für die Filtrationstechnik. Draht. 2004. 55, №1, с. 25, 1 ил. Нем. 19. AKONDIES Abgaskonzept für einen Euro-IV-Pkw-DI-Dieselmotor. Knab Christian*, Wiedmann Kurt, Franke Hans-Ulrich, Jutka Carsten, Tschoke Helmut, Hauser G., Hojgr Marek, Smolenski Christian (Oberland Mangold GmbH, Garmisch-

Partenkirchen, Deutschland). MTZ: Motortechn. Z. 2003. 64, №11, с. 960-965, 5 ил. Нем. 20. Filtermaterialien für die additivegestutzte und Katalytische Dieselpartikelreduktion. Schafer-Sindlinger Adolf, Vogt Claus Dieter (NGK Europe GmbH). MTZ: Motortechn. Z. 2003. 64, №3, с. 200, 201-207, 10 ил. Нем. 21. Кульчицкий А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие / Владимир. гос. ун-т. Владимир, 2000. 256 с.

УДК 669.85/86+502.7

П.М. Канило, д-р техн. наук, И.В. Парсаданов, д-р техн. наук

ПРОБЛЕМЫ СЖИГАНИЯ ИСКОПАЕМЫХ ТОПЛИВ И ГЛОБАЛЬНОЕ ПОТЕПЛЕНИЕ КЛИМАТА

Введение

Обеспечение потребности в продуктах питания и энергии при сохранении окружающей среды – вот основные проблемы, которые стояли, стоят и, видимо, всегда будут стоять перед человечеством.

Современный состав земной атмосферы сформировался после того, как, благодаря уникальным процессам фотосинтеза, возникла и развивалась жизнь, при этом одну из главных ролей в этом процессе играл диоксид углерода (CO_2). За последние 600 миллионов лет концентрация CO_2 в воздухе нашей планеты постоянно менялась, но никогда не была выше 0,4 % об., что примерно на порядок выше современного уровня. Установлена взаимосвязь между увеличенным содержанием CO_2 в атмосфере и развитием всех форм жизни на планете. Примерно сто миллионов лет назад, в мезозойскую эру, при повышенной концентрации в атмосфере CO_2 , средняя годовая температура воздуха на планете была на шесть градусов выше, чем сейчас. Даже на побережье нынешнего Северного Ледовитого океана буйствовала пышная растительность. В последующем концентрация CO_2 в атмосфере понижалась, так как растения поглощали углекислоту воздуха, а температура воздуха снижалась. Таким образом, за счет увеличения количества фотосинтезирующих растений и биомассы обеспечивалось снижение CO_2 в атмосфере Земли [1 – 3].

Ежегодно фотосинтезирующие растения и микроорганизмы (суши и гидросферы) поглощают из атмосферы и из воды примерно 700 миллиарда тонн CO_2 , образуя около 400 миллиардов тонн органических веществ и выделяя при этом около 400 миллиардов тонн кислорода. Одновременно идет процесс переработки кислорода и углерода снова в CO_2 . Таким образом, диоксид углерода находится в

подвижном равновесии, которое регулируется процессами, протекающими в биологических системах (экосистемах) так и физико-химическими процессами (адсорбцией, хемосорбцией, диффузией, обменными реакциями CO_2 между атмосферой, суши и водами океанов). Количество CO_2 в виде растворенного газа в мировом океане более чем в 50 раз превосходит его количество, содержащееся в атмосфере. Этот огромный резервуар, как и фотосинтезирующие растения и микроорганизмы планеты, обеспечивали до 1970 г. стабильность концентраций CO_2 в атмосфере [3].

Растения очищают атмосферу, делают воздух вновь пригодным для дыхания. Сотни миллионов лет понадобилось растениям, чтобы наработать столько кислорода, сколько нас окружает сейчас. Несмотря на огромное потребление кислорода для обеспечения жизнедеятельности всего живого и на окислительные процессы в природе, в том числе, при современном сжигании в год почти 15 миллиардов тонн условного топлива, содержания кислорода в атмосфере остается неизменным. Это объясняется также и наличием еще одного источника кислорода – водяных паров, которые в верхних слоях атмосферы под действием ультрафиолетового солнечного излучения разлагаются на кислород и водород.

Проблема глобального потепления климата

В 1988 году Всемирная метеорологическая организация в соответствии с программой ООН по окружающей среде создала Межправительственную группу экспертов по изменению климата (МГЭИК) планеты, которая периодически публикует доклады об изменениях климата и возможном влиянии этих изменений на различные виды хозяйственной деятельности. По данным МГЭИК "глобальное потепление" климата, начавшееся с сере-

дины 70-х годов XX века, не вызывает сомнений [4 – 6] и подтверждается повышением среднегодовой температуры приземного слоя атмосферы (рис. 1) и океана, сокращением площади морского льда.

Многие ученые считают, что процесс потепления климата вызван увеличением выбросов в атмосферу парниковых газов (ПГ), в первую очередь CO_2 , с продуктами сжигания ископаемых топлив и их накоплением в атмосфере. Ряд авторитетных экологов и климатологов полагают, что климат на Земле меняется циклически, а цивилизация лишь ускоряет ход естественных процессов.

Изменение климата на Земле тревожит ученых, общественные и правительственные организации, практически всех людей. Словосочетание "глобальное потепление" климата в средствах массовой информации стало, чуть ли не символом "конца света". Поэтому мировое сообщество заинтересовано в получении объективной информации об изменении климата и в снижении существующих неопределенностей климатических прогнозов.

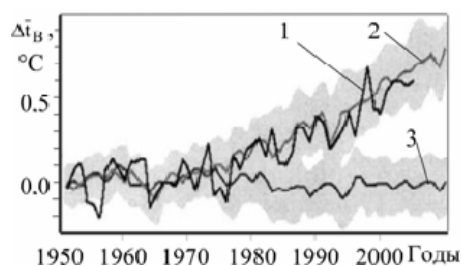


Рис. 1. Изменения глобальной приземной температуры воздуха в период с 1950-го по 2008 г.

1 — данные наблюдений; 2 — аномалия температуры, с учетом известного роста парниковых газов (ПГ) и аэрозолей (расчет по модели общей циркуляции атмосферы и океана); 3 — тот же расчет, но при значениях ПГ и аэрозолей, соответствующих 1970 г.

Существуют три гипотезы, объясняющие причины, возможного изменения климата [2 – 9]:

- изменение орбитальных параметров Земли и, соответственно, уровней поступающего на верхнюю границу атмосферы потока солнечной радиации;
- изменение доли солнечной радиации, которая отражается в мировое пространство в результате изменений облачности, концентраций атмосферного аэрозоля или отражательных свойств подстилающей поверхности;
- снижение доли длинноволнового излучения от земной поверхности, в результате повышения концентраций ПГ, в первую очередь CO_2 , в

атмосфере.

Повышение концентрации CO_2 в атмосфере часто связывают с увеличением доли энергии, вырабатываемой теплоэнергетическими установками, и в первую очередь транспортом с двигателями внутреннего сгорания. Вместе с тем, известно, что вырабатываемая в настоящее время энергия по отношению к энергии солнечной радиации, поглощаемой Землей, составляет сотые и тысячные доли процента и всего лишь несколько процентов от ее периодических изменений. Поэтому увеличение в 2...3 раза производства энергии не может существенно повлиять на глобальное изменение климата [3, 7 – 9] и может лишь, в некоторой степени, сказаться на региональном климате в зонах городов-мегаполисов, районах расположения ТЭС, ТЭЦ или АЭС. Следовательно, предполагаемое в ближайшем будущем двукратное увеличение производства энергии не может существенно влиять на потепление климата.

Более опасным, с нашей точки зрения, представляется не потепление климата за счет сжигания ископаемых топлив, а нарушение замкнутости углеродного цикла. Разрушение биосферы Земли, обусловлено высоким уровнем использования природных ресурсов, истощением плодородия земель, вырубкой и старением лесов (тропические и другие леса исчезают со скоростью 21 га в минуту [9]), загрязнением атмосферы, предельно опасными токсичными и канцерогенными химическими соединениями, выбрасываемыми, в том числе, с продуктами сгорания топлив. В результате деградирует и уничтожается растительность, что, как следствие, способствует ослаблению естественных стоков CO_2 , снижению поглощения CO_2 фотосинтезирующими системами и уменьшению его растворимости в водах мирового океана. В этом, видимо, и заключается основной антропогенез проблемы "глобального потепления" климата на планете Земля.

Климатическая система Земли включает пять составляющих: атмосферу, гидросферу, криосферу, поверхность суши, биосферу, и ее функционирование в значительной степени определяется условиями взаимодействия между ними. Динамическое равновесие CO_2 в атмосфере определяется механизмами его переноса между атмосферой, гидросферой (мировым океаном) и биосферой (рис. 2).

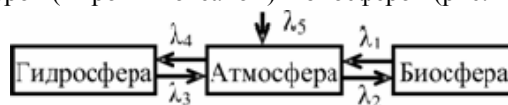


Рис. 2. Механизм переноса CO_2 из одного "резервуара" в соседний (доли: $\lambda_1 - \lambda_4$), λ_5 — доля вносимая с продуктами переработки и сжигания топлив

В работах [3, 9] приведены данные о том, что природными источниками в атмосферу выбрасывается в год примерно 700 млрд т CO₂: суша ~ 370 млрд т, океан ~ 330 млрд т, вулканическая деятельность ~ 2 млрд т. Годовые уровни выбросов CO₂ в атмосферу с продуктами сжигания ископаемых топлив (см. табл. 1) составляли: в 1970 г. ~ 16 млрд т, а в 2008 г. ~ 32 млрд т, т.е. не превышали 5 % от суммарной эмиссии CO₂ в атмосферу. Поэтому увеличение содержания CO₂ в атмосфере с 1971 г. по 2009 г. определялось, видимо, с большой степенью вероятности, уменьшением поглощения CO₂ наземными фотосинтезирующими системами и снижением его растворимости в водах мирового океана.

Климатическая система изменялась во времени в результате внешних воздействий, обусловленных "неразумной" хозяйственной деятельностью человека. В результате изменялся состав атмосферы, гидросферы и литосферы из-за загрязнения ОС выбросами энергетики, промышленности, бытовыми отходами, ухудшения землепользования, вырубки и старения лесов. Как следствие, снижался объем и продуктивность фотосинтезирующей растительности и микроорганизмов на поверхности суши и в водах мирового океана (уменьшение λ_2 и λ_4 , рис. 2). Растительный мир особо чувствителен к концентрациям вредных веществ в атмосфере (оксидов азота и серы, озона, канцерогенных веществ и др.), при этом нарушается его жизнедеятельность, снижается фотосинтезирующая активность и продуктивность. Физико-химическое, биологическое и тепловое загрязнение внутренних водоемов, морей и океанов нарушает газообмен воды с атмосферой, что приводит к снижению растворимости CO₂ в водах мирового океана (уменьшение уровня λ_4), к исчезновению многих видов животных и растений. Способность природных систем к самоочищению атмосферы серьезно нарушена, атмосферный воздух не в полной мере выполняет свои защитные жизнеобеспечивающие экологические функции [1 – 3, 7 – 9]. Из этого следует, что современное глобальное потепление приземного слоя атмосферы в значительной степени является антропогенно-экологической проблемой, определяемой, в том числе, снижением способности деградируемых наземных и океанических экосистем поглощать (CO₂) по мере роста их концентраций в атмосфере.

В период с 1970 г. по 2008 г. нарушен глобальный газообмен CO₂ между атмосферой и био-

сферой (существенное снижение объемов и продуктивности фотосинтеза), атмосферой и гидросферой (снижение растворимости CO₂ в водах мирового океана) при одновременном увеличении уровней выбросов CO₂ с продуктами переработки и сжигания ископаемых топлив. При этом наблюдается следующая закономерность (табл. 1, рис. 3, 4):

$$\sum_{i=1971}^{2008} [(\lambda_1 - \lambda_2) + (\lambda_3 - \lambda_4)] > \sum_{i=1971}^{2008} [\lambda_{5(i)} - \lambda_{5(1970)}].$$

В табл. 1 представлены данные по мировым уровням потребления ископаемых топлив [10], суммарным (усредненным) выбросам вредных веществ (ВВ) и основного парникового газа CO₂ в атмосферу с продуктами сжигания топлив и по тепловому воздействию энергосистем на ОС.

Уровни годовых массовых выбросов CO₂ в атмосферу при сжигании топлив определялись по формуле:

$$\overline{M}_{CO_2(i)} = \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_C} \cdot \overline{M}_{T(i)} \cdot g_{C(i)} = 3,67 \cdot \overline{M}_{T(i)} \cdot g_{C(i)},$$

где $\overline{M}_{T(i)}$ – усредненное массовое потребление *i*-го углеводородного топлива в млн т/год; $g_{C(i)}$ – массовая доля углерода в *i*-м топливе (для углей ~ 0,6; для природного газа ~ 0,75; для нефти ~ 0,84); μ_C и μ_{CO_2} – соответственно молекулярные массы углерода и CO₂. Суммарный выброс ВВ с продуктами сжигания ископаемых топлив, приведенный к NO₂ с учетом суммации и явлений синергизма ($\sum \overline{BB}_{NO_2}$), определялся по следующей зависимости:

$$\begin{aligned} \sum \overline{BB}_{NO_2} = & \left\{ (0,1 + 0,9 \frac{\mu_{NO_2}}{\mu_{NO}}) \cdot \overline{NO}_x + \right. \\ & + \frac{k_{SO_2}}{k_{NO_2}} \cdot \frac{[ПДК_{NO_2}]_{CC}}{[ПДК_{SO_2}]_{CC}} \cdot \overline{SO_2} + \frac{k_{Tq}}{k_{NO_2}} \cdot \frac{[ПДК_{NO_2}]_{CC}}{[ПДК_{Tq}]_{CC}} \cdot \overline{Tq} + \\ & \left. + \frac{k_{KV}}{k_{NO_2}} \cdot \frac{[ПДК_{NO_2}]_{CC}}{[ПДК_{BP}]_{CC}} \cdot \overline{BP} \right\}, \end{aligned}$$

где μ_i , $[ПДК_i]_{CC}$ – соответственно, молекулярная масса ВВ, кг/кмоль; предельно допустимые среднесуточные концентрации ВВ в атмосфере, мг/м³; k_i – экспертные коэффициенты агрессивности ВВ в условиях ОС с учетом их суммации и явлений синергизма $k_{NO_2} = 3$, $k_{SO_2} = 2$, $k_{Tq} = 2$, $k_{KV} = 5,3$ [2].

Таблица 1. Мировые уровни потребления ископаемых топлив и выбросов ВВ в атмосферу с продуктами сжигания

Потребление топлив и суммарный выброс ВВ	По годам				
	1970 г	1980 г	1990 г	2000 г	2008 г
Нефть, млн т/год	2254	2980	3150	3551	3928
CO ₂ , млн т/год	7123	9417	9954	11221	12412
NO _x , млн т/год	46	60	65	70	80
SO ₂ , млн т/год	7	9	10	11	12
ТЧ*, млн т/год	5,6	7,5	8,0	9,0	10
БП* (КУ), т/год	100	134	142	150	177
Природный газ, млн т/год	790	1150	1568	1940	2415
CO ₂ , млн т/год	2173	3163	4312	5335	6641
NO _x , млн т/год	19	24	27	29	35
SO ₂ , млн т/год	0,03	0,033	0,04	0,044	0,05
ТЧ, млн т/год	следы	следы	следы	следы	следы
БП (КУ), т/год	следы	следы	следы	следы	следы
Уголь, млн т/год	3066	3616	4466	4900	5780
CO ₂ , млн т/год	6745	7955	9825	10800	12716
NO _x , млн т/год	28	36	40	44	52
SO ₂ , млн т/год	92	108	134	147	173
ТЧ (летучая зола), млн т/год	6	7	9	10	12
БП (КУ), т/год	5,6	7,2	8,0	8,8	10,4
Суммарное потребление топлив, млн т/год	7155	9286	10920	12491	14555
Суммарный выброс CO ₂ , млн т/год	16041	20535	24091	27356	31770
Суммарный выброс NO _x , млн т/год	93	120	132	143	167
Суммарный выброс SO ₂ , млн т/год	99	117	144	158	185
Суммарный выброс ТЧ, млн т/год	11,6	14,5	17	19	24
Суммарный выброс БП, т/год	105,6	141,2	150	168,8	187,4
Суммарный выброс ВВ приведенный к NO ₂ , млн т	200	260	290	320	370
Тепловое воздействие на ОС от сжигания топлив, ГДж/год·10 ⁻⁹	210	272	320	366	426
Доля от уровня поступающей солнечной энергии, %	0,009	0,011	0,013	0,015	0,018

*Усредненные суммарные выбросы: твердых частиц (ТЧ), бенз(а)пирена (БП – C₂₀H₁₂), характеризующего выбросы канцерогенных углеводородов (КУ).

На рис. 3 представлены уровни повышения: среднегодовых температур приземного слоя воздуха ($\Delta \bar{t}_B$), концентраций ($\bar{C}_{CO_2(атм.)}$) и массового содержания CO₂ в атмосфере $\bar{M}_{CO_2(атм.)} = \bar{M}_{(атм.)} \bar{C}_{CO_2(атм.)} \cong 5,9 \cdot 10^{15} \bar{C}_{CO_2}$, а также

численности населения планеты ($\bar{N}$) за период с 1970 г. по 2008 г. [2 – 6].

На рис. 4 приведены данные по дополнительному суммарному накоплению CO₂ в атмосфере в период с 1971 г. по 2009 г. (в сравнении с 1970 годом), суммарному превышению массовых уровней выбросов CO₂ с продуктами сгорания топлив (табл. 1), в том числе, с отработавшими газами (ОГ) двигателей внутреннего сгорания за тот же период, а также – суммарному превышению уровней выбросов CO₂ при дыхании увеличивающейся численности населения планеты за рассматриваемый период.

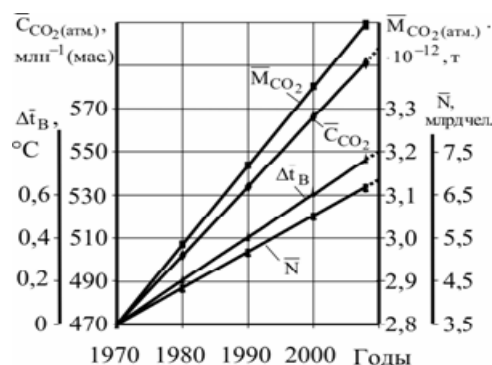


Рис. 3. Уровни изменения параметров атмосферы Земли и численности населения в мире

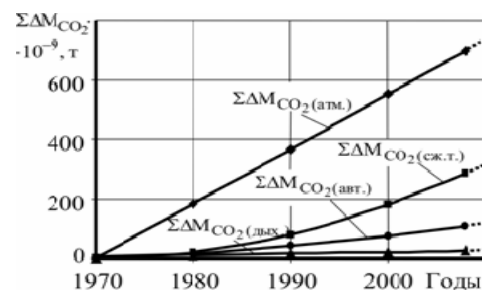


Рис. 4. Суммарные уровни накопления CO₂ в атмосфере, увеличения его выбросов с продуктами сжигания топлив и при дыхании человечества по сравнению с 1970 г.

Суммарное превышение уровней выбросов CO₂ с продуктами сгорания топлив за период с 1971 г. по 2008 г. (в сравнении с 1970 г.) определялось по следующей зависимости:

$$\sum_{i=1971}^{2008} \Delta M_{CO_2(сжсж)} = \sum_{i=1971}^{2008} [M_{CO_2(i)} - M_{CO_2(1970)}].$$

По этой же зависимости определялось суммарное превышение уровней выбросов CO₂ с ОГ двигателей внутреннего сгорания за тот же период (в сравнении с 1970 г.). К 2009 г. это превышение составило ~ 60 млрд т CO₂, что соответствовало ~ 8

% от общего суммарного накопления CO_2 в атмосфере за рассматриваемый период времени.

Суммарное превышение уровней выбросов CO_2 при дыхании увеличивающегося населения на Земле (по сравнению с 1970 г.) определялось из следующего. Человек в среднем выделяет при дыхании $\sim 0,36$ т CO_2 в год [1, 7, 8]. Человечество выделяло в атмосферу в 1970 году ($\sim 3,5 \cdot 10^9 \cdot 0,36 \equiv 1,19 \cdot 10^9$ т $\text{CO}_2/\text{год}$), а в 2008 году ($\sim 6,5 \cdot 10^9 \cdot 0,36 \equiv 2,2 \cdot 10^9$ т $\text{CO}_2/\text{год}$). Суммируя по каждому году (с 1971 г. по 2008 г.) превышение выброса CO_2 при дыхании человечества относительно 1970 года, получаем суммарное превышение за рассматриваемый период, которое равно $\equiv 23 \cdot 10^9$ т CO_2 .

Из приведенных данных следует, что за рассматриваемый период $\bar{N}$ увеличились: с 3,5 до 6,5 млрд человек; $\bar{C}_{\text{CO}_2}$ – с 470 до 590 млн^{-1} (масс.); массовое содержание CO_2 в атмосфере $\sim$ на $700 \cdot 10^9$ т (с $2,8 \cdot 10^{12}$ до $3,5 \cdot 10^{12}$ т), т.е. на 25 %; $\Delta \bar{t}_B \approx 0,7^\circ\text{C}$ (рис. 3), т.е. происходило повышение температуры приземного слоя воздуха примерно на $0,1^\circ\text{C}$ при росте содержания CO_2 в атмосфере на 100 млрд т.

В период 1971 г. по 2008 г. ежегодные дополнительные уровни выбросов CO_2 в атмосферу с продуктами сгорания топлив (по сравнению с 1970 г.) составляли от 5 % (1980 г.) до 40 % (2008 г.) ежегодного суммарного накопления CO_2 в атмосфере, а доля дополнительных ежегодных выбросов в атмосферу CO_2 при дыхании увеличивающегося населения не превышала 3 %. В работах [4 – 6] показано, что существует линейная зависимость между увеличением массового содержания CO_2 в атмосфере и ростом среднегодовой температуры приземного слоя воздуха. Таким образом, если динамика роста содержания CO_2 в атмосфере останется неизменной, то его масса к 2020 г. возрастет примерно на 200 млрд т (см. рис. 3) и составит $\sim 3,75 \cdot 10^{12}$ т, при этом среднегодовая температура приземного слоя атмосферы может подняться примерно на $0,2^\circ\text{C}$.

США и Китай, которые ответственны за 40 % мировых выбросов CO_2 в атмосферу с продуктами сгорания топлив, на 15-й климатической конференции ООН предложили к 2020 г. снизить годовые выбросы CO_2 на 14 – 17 % по сравнению с 2005 г., т.е. (см. табл. 1) на $\Delta G_{\text{CO}_2} \approx 30 \cdot 10^9 \cdot 0,4 \cdot 0,17 \approx 2 \cdot 10^9$ т/год. Страны Европы, Индия, Япония и другие, ответственные практически за 60 % мировых

выбросов CO_2 , попытаются уменьшить выбросы CO_2 к 2020 г. в среднем на 25 % по сравнению с 1990 г., т.е. (см. табл. 1) на $\Delta G_{\text{CO}_2} \approx 24 \cdot 10^9 \cdot 0,6 \cdot 0,25 \approx 3,6 \cdot 10^9$ т/год.

Итак, общее снижение мировых уровней выбросов CO_2 в 2020 г. может составить $\sim 5,6 \cdot 10^9$ т/год. Если учесть, что повышение содержания CO_2 в атмосфере на 100 млрд т приводит к росту температуры приземного слоя атмосферы $\sim$ на $0,1^\circ\text{C}$, то указанное снижение уровней выбросов CO_2 в 2020 г. сможет обеспечить уменьшение указанной температуры на $\Delta \bar{t}_B \approx 0,1 \cdot (5,6/100) \approx 0,006^\circ\text{C}$.

Поэтому, предложенные на 15-й климатической конференции ООН решения, связанные со снижением уровней выбросов CO_2 с продуктами сгорания топлив, кажутся неконструктивными и не направлены на решение важнейших для всего человечества глобальных проблем: продовольственной, топливно-энергетической и экологической, которые последовательно способствовали бы стабилизации климата на планете. Создание же транснациональными корпорациями "виртуального" рынка перепродажи между государствами свободных единиц сокращения выбросов CO_2 представляется одной из афер XXI века. Диоксид углерода является "хлебом насущным" для всего живого на Земле и его необходимо с максимальной пользой использовать, в том числе, для решения проблемы дополнительного производства продуктов питания.

Природа изменений мировой климатической системы очень сложна, поэтому объяснить перемены климата воздействием какого-либо одного фактора, например, только увеличением уровней выбросов CO_2 с продуктами сжигания топлив, невозможно. В числе основных неопределенностей прогностических оценок изменения климата на планете остаются вопросы, связанные с достоверностью определения механизма "аномалий" между естественными источниками выбросов и стоков ПГ, особенно CO_2 , с учетом численных оценок взаимосвязи по степени нарушения подвижного баланса между ними и массовым содержанием CO_2 в атмосфере.

Заключение

1. К одной из причин повышения содержания CO_2 в атмосфере следует отнести увеличение антропогенно-экологической нагрузки на природную среду и соответствующее снижение способности деградируемых наземных и океанических экоси-

стем поглощать CO₂ по мере роста его концентрации в атмосфере. Увеличение содержания CO₂ в атмосфере с 1970 г. по 2009 г. можно объяснить "неразумной" хозяйственной деятельностью человечества, что способствовало ослаблению естественных стоков CO₂ и привело к снижению уровней поглощения CO₂ фотосинтезирующими системами, уменьшению его растворимости в водах мирового океана. В этом, видимо, и заключается основной антропогенез проблемы "глобального потепления" климата на Земле.

2. Предполагаемое в ближайшие десятилетия увеличение производства и использования энергии человечеством (~ в 2 раза к 2050 г.) не является ограничивающим, с точки зрения "глобального потепления" климата на планете, так как уровни антропогенного "теплого загрязнения" ОС не превышают сотых-тысячных долей процента от уровня солнечной энергии, достигающей поверхности Земли.

3. Для стабилизации климата на планете человечеству необходимо скоординировать свои действия на решении трех важнейших глобальных проблем:

- Увеличении объемов и продуктивности фотосинтеза на планете (восстановление и посадка новых лесных массивов, расширение угодий под кормовые и продуктовые растения, в том числе, использование искусственных фотосинтетиков), что обеспечит: оздоровление биосферы, повышение интенсивности стоков CO₂ из атмосферы, а также – расширение продовольственного потенциала планеты. "Озеленение" планеты Земля – должно стать основной социально-экономической целью дальнейшего развития и существования общества.

- Экологизации хозяйственной деятельности, в первую очередь промышленности, энергетики, транспорта, быта, на основе использования наукоемких экологически чистых технологий, в том числе, применение технологий с замкнутыми производственными циклами, не нарушающих природного равновесия, что приведет. Для этого

необходимо широкое развитие мирового рынка экотехнологий.

- Экономизации хозяйственной деятельности на основе высокоэффективных технологий использования природных ресурсов, в том числе, высокоэкономичных и экологически чистых технологий сжигания как традиционных, так и альтернативных энергоносителей, в том числе, водорода, а также технологий, с широким применением возобновляемых источников энергии, что приведет снижению удельного потребления энергоносителей, уровней выбросов в атмосферу экологически опасных ингредиентов, а также CO₂.

XXI век должен стать веком наукоемкой энергетики, промышленности и экономики, в котором новому поколению людей необходимо продвинуть экологическое мировоззрение до уровня государственной и мировой политики.

Список литературы:

1. Чирков Ю.Г. Фотосинтез: два века спустя / Ю.Г.Чирков. – М.: Знание, 1981. – 192 с.
2. Семиноженко В.П. Энергия. Экология. Будущее / В.П. Семиноженко, П.М. Канило, В.Н. Остапчук, А.И. Ровенский – Харьков: Прапор, 2003. – 464 с.
3. Козин Л.Ф. Современная энергетика и экология: проблемы и перспективы / Л.Ф. Козин, С.В. Волков. – Киев: Наук. Думка, 2006. – 775 с.
4. Мелешко В.П. Потепление климата: причины и последствия / В.П.Мелешко // Химия и жизнь – 2007. – № 4. – С. 1 – 7.
5. Оценочный доклад об изменениях климата и их последствиях на территории Российской Федерации. Москва. Федеральная служба по гидрометеорологии и мониторингу окружающей среды (Госгидромет). – Т. 1. Изменение климата, 2008. – 230 с.
6. Мировое (глобальное) потепление на планете Земля. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.worldwarming.info/printout253.htm>. – 10.02.2010.
7. Цыганкова А.П. Химия окружающей среды: пер. с англ. / под ред. А.П. Цыганкова. – М.: Химия, 1982. – 672 с.
8. Рудько Г.І. Конструктивна геоекологія: наукові основи та практичне втілення / Г.І. Рудько, О.М. Адаменко. – Ч.: ТОВ "Маклауд", 2008. – 320 с.
9. Путвинский С.В. Возможна ли будущая мировая энергетическая система без ядерного синтеза // Успехи физических наук. – Т.168. – № 11, 1998. – С. 1235 – 1246.
10. BP Statistical Review of World Energy June 2009 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.bp.com/statisticalreview>. – 10.11.2009.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ГРАВИМЕТРИЧЕСКОГО МЕТОДА ИЗМЕРЕНИЙ УДЕЛЬНОГО ВЫБРОСА ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛЯ

Введение

Сегодня в число основных экологических нормативов дизелей входит показатель РТ (от англ. Particles - частицы) – удельный выброс твердых частиц (ТЧ) с отработавшими газами (ОГ) дизеля. Для определения данной величины используется гравиметрический метод, суть которого состоит в непосредственном измерении массы ТЧ, содержащихся в разбавленном воздухом ОГ при работе двигателя на установленных режимах испытаний.

С ужесточением международных экологических нормативов (с 1993 г. в странах ЕС нормы выбросов ТЧ уменьшились в 18 раз [1]) возросли требования к точности измерительных методов и оборудования, используемых в экологическом диагностировании дизелей. Анализ практического применения гравиметрического метода измерений массовых выбросов ТЧ показывает его несовершенство, которое проявляется в следующем: а) регламентируемая точность измерительного оборудования допускает достаточно высокие инструментальные погрешности измерений показателя РТ; б) установленные требования к условиям проведения испытаний допускают возможность возникновения существенных методических погрешностей измерений величины РТ. В данной работе предлагается ряд мероприятий по усовершенствованию упомянутого метода измерений, позволяющих существенно повысить его точность.

Постановка задачи

Целью исследований являлось повышение точности гравиметрического метода измерений удельного выброса ТЧ путем снижения инструментальной и методической погрешностей измерений данной величины. Для достижения данной цели решены следующие задачи: 1) анализ несовершенства гравиметрического метода измерений удельного выброса ТЧ и предложение мероприятий по его усовершенствованию; 2) разработка методики определения результирующей погрешности измерений РТ; 3) оценка точности гравиметрического метода измерений до и после совершенствования.

Анализ исследуемой проблемы. Рекомендации по совершенствованию гравиметрического метода

Удельный выброс ТЧ определяется на основе результатов испытаний дизеля по циклу с помощью зависимостей:

$$PT = \frac{PT_{mass}^{cp}}{P_e^{cp}} = \frac{\sum_{i=1}^n PT_{massi} \cdot WF_i}{\sum_{i=1}^n P_{ei} \cdot WF_i}, \text{ (г/кВт·ч)}, \quad (1)$$

где PT_{mass}^{cp} , PT_{massi} – средний за цикл и измеренный на i -м режиме массовые выбросы ТЧ (г/ч); P_e^{cp} , P_{ei} – средняя за цикл и измеренная на i -м режиме эффективная мощность дизеля (кВт·ч); WF_i – весовой фактор i -го режима; n – число режимов испытательного цикла.

$$PT_{massi} = \frac{M_{fi}}{M_{sami}} \cdot q_i \cdot G_{exhi}, \text{ (г/ч)}, \quad (2)$$

где M_{fi} – масса ТЧ, собранная на фильтрах на i -м режиме (мг); M_{sami} – масса пробы разбавленных ОГ, прошедшая через фильтры на i -м режиме (г); q_i – коэффициент разбавления ОГ воздухом; G_{exhi} – массовый расход ОГ в выхлопной системе дизеля (кг/ч).

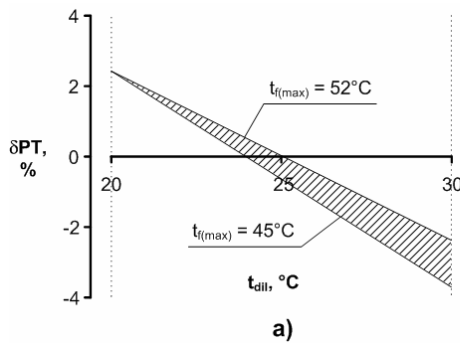
Таким образом показатель РТ – величина, определяемая косвенным путем по результатам прямых измерений величин M_{fi} , M_{sami} , q_i , G_{exhi} и P_{ei} . Погрешности определения данных величин, допускаемые нормативными документами [2], соответствуют среднему классу точности измерительного оборудования, их значения в реальных условиях испытаний могут быть уменьшены.

С целью снижения инструментальной погрешности измерений показателя РТ рекомендуется *мероприятие 1*: использовать для измерения параметров, определяемых непосредственно в ходе испытаний, приборы и системы высокого класса точности.

Анализ результатов исследований фирмы Mitsubishi [3] (рис. 1) показывает, что при определении удельного выброса дизельных ТЧ возникают методические погрешности измерений, обусловленные влиянием на результаты испытаний 2-х факторов:

1) условий разбавления ОГ дизеля воздухом, которые характеризуются:

- максимальной температурой отбираемой пробы перед фильтрами – $t_{f(max)}$, которая не должна превышать 52 °С;
- температурой разбавляющего воздуха – t_{dil} , которая может варьироваться в диапазоне 20...30 °С;



2) условий температурной стабилизации рабочих фильтров перед взвешиванием, которые характеризуются:

- температурой атмосферного воздуха – t_{st} , которая может изменяться в диапазоне 19...25 °С;
- продолжительностью процедуры стабилизации фильтров – τ_{st} , которая составляет 1 час и более [2].

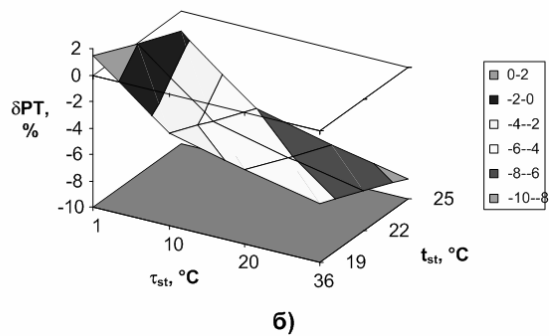


Рис. 1. Влияние условий разбавления ОГ (а) и температурной стабилизации фильтров (б) на результаты измерений показателя РТ

Причина, по которой возникает неопределенность результатов измерений показателя РТ – влияние параметров $t_{f(max)}$, t_{dil} , t_{st} и τ_{st} на растворимую органическую фракцию ТЧ, часть которой испаряется с поверхности ТЧ.

С целью уменьшения методических погрешностей измерений показателя РТ рекомендуется:

мероприятие 2: зафиксировать максимальную температуру разбавленных ОГ перед фильтрами $t_{f(max)}$ на уровне 52 °С и сократить ширину допустимого диапазона варьирования температуры разбавляющего воздуха с 10 °С до 2 °С – $t_{dil} = 23...25$ °С;

мероприятие 3: сократить ширину допустимого диапазона варьирования температуры воздуха, при которой протекает стабилизация с 4 °С до 2 °С – $t_{st} = 23...25$ °С и установить интервал для продолжительности выдержки фильтров $\tau_{st} = 20...24$ ч (в данном диапазоне скорость изменения массы рабочих фильтров не превышает 0,1 %/ч [3]).

Методика определения результирующей погрешности измерений показателя РТ

Результирующая погрешность измерений удельного выброса ТЧ – δPT определяется, как сумма 3-х составляющих: инструментальной – δPT_{in} и 2-х методических – δPT_{m1} и δPT_{m2} :

$$\delta PT = \delta PT_{in} + \delta PT_{m1} + \delta PT_{m2} \quad (3)$$

Величина δPT_{in} определяется, как погрешность результата косвенных измерений [4] с помощью формул:

$$\delta PT_{in} = \sqrt{(\delta PT_{mass}^{cp})^2 + (\delta P_e^{cp})^2} \quad (4)$$

$$\delta PT_{mass}^{cp} = \delta PT_{massi} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\delta PT_{massi}}{\delta PT_{mass}^{cp}} \cdot WF_i \right)^2} \quad (5)$$

$$\delta P_e^{cp} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\delta P_{ei} \cdot \frac{\delta P_{ei}}{\delta P_e^{cp}} \cdot WF_i \right)^2} \quad (6)$$

$$\delta PT_{massi} = \sqrt{\delta M_{fi}^2 + \delta M_{sami}^2 + \delta q_i^2 + \delta G_{exhi}^2} \quad (7)$$

Для определения погрешностей δPT_{m1} и δPT_{m2} используются зависимости, полученные в ходе обработки результатов экспериментальных исследований фирмы Mitsubishi (см. рис. 1):

$$\delta PT_{m1} = (-0,46 - 0,02 \cdot (52 - t_f)) \times (t_{dil} - 25) - 0,1 \cdot (52 - t_f) \quad (8)$$

$$\delta PT_{m2} = -0,5 \cdot (t_{st} - 25) - 4,5 \cdot Lg \tau_{st} \quad (9)$$

Оценка точности гравиметрического метода до и после совершенствования

С помощью изложенной методики определены диапазоны варьирования результирующей погрешности δPT и ее составляющих для допустимых стандартом ISO 8178 и рекомендуемых условий проведения испытаний (рис. 2, 3). При определении инструментальной погрешности δPT_{in} использовались результаты экологических испытаний тепловозных дизелей по циклу ISO 8178-F [5] (табл. 1).

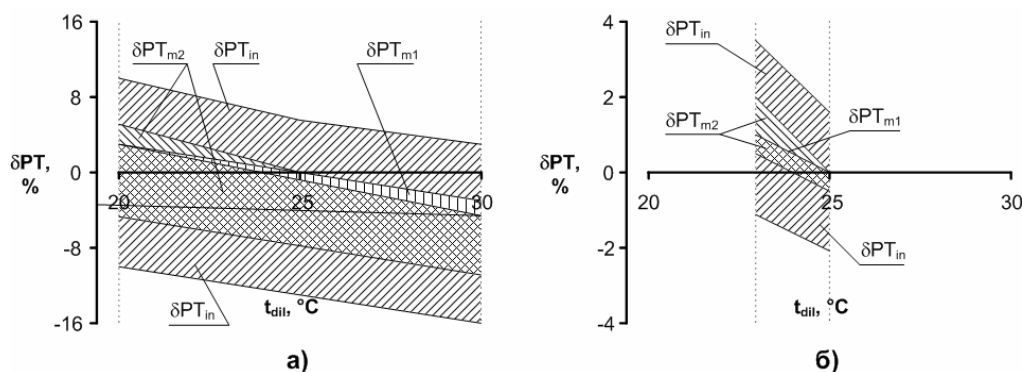


Рис. 2. Возможные диапазоны варьирования погрешности δPT :
а) допускаемые нормативными документами;
б) при выполнении сделанных рекомендаций

Результаты исследований показывают:

- разброс измеренных значений показателя РТ при допустимых стандартом ISO 8178 условиях проведения испытаний составляет 26,7% ($\delta PT = -16,3...10,4\%$); максимальные значения составляющих результирующей погрешности: $\delta PT_{in} = \pm 5,6\%$ (разброс показаний 11,2%), $\delta PT_{m1} = 6,0\%$, $\delta PT_{m2} = 9,5\%$

- разброс измеренных значений показателя РТ при рекомендуемых условиях проведения испытаний составляет 5,7%, т.е. уменьшается в 4,7 раза ($\delta PT = -2,1...3,6\%$); максимальные значения составляющих результирующей погрешности: $\delta PT_{in} = \pm 1,7\%$ (разброс показаний 3,4%, т.е. снижается в 3,3 раза), $\delta PT_{m1} = 0,9\%$, т.е. снижается в 6,7 раза, $\delta PT_{m2} = 1,4\%$, т.е. снижается в 6,8 раза.

Таблица 1. Результаты вычислений погрешности δPT_{in}

Величина	Погрешность измерений величины, %	
	Допускаемая ISO 8178	Обеспечиваемая высокоточным оборудованием
M_f	2,7	1
M_{sam}	2	0,5
q	4	1
G_{exh}	4	2
P_e	2 от номин. P_e	1 от номин. P_e
PT_{mass}^{cp}	6,6	5,2
P_e^{cp}	2	1
PT	5,6	1,7

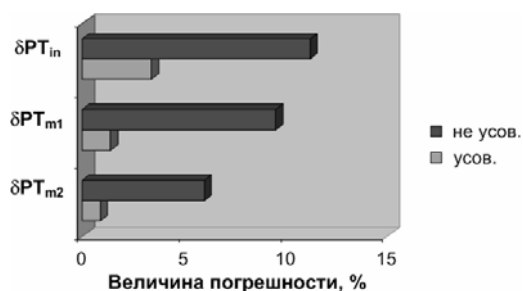


Рис. 3. Изменение составляющих погрешности δPT до и после совершенствования гравиметрического метода измерений

Вывод

В результате выполнения рекомендуемых мероприятий по усовершенствованию гравиметрического метода измерений удельного выброса дизельных ТЧ существенно возрастает его точность: разброс измеренных значений показателя РТ уменьшается в 4,7 раза – с 26,7% до 5,7%; составляющие результирующей погрешности снижаются: инструментальная – в 3,3 раза: с $\pm 5,5\%$ до $\pm 1,7\%$; методическая – в 6,8 раза: 15,5% до 2,3%.

Список литературы:

1. Экология автомобилей двигателей внутреннего сгорания / [Звонов В.А., Заиграев Л.С., Черных В.И., Козлов А.В.]; под редакцией В.А. Звонова.- Луганск: изд-во ВГУ им.В.Даля, 2004 - 268с.
2. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test – bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 1996. – 94 p.
3. N. Hirakouchi, Measurement of Diesel Exhaust Emissions with Mini-Dilution Tunnel / Hirakouchi N., I. Fukano, T. Shoji // SAE Technical Paper Series. - 1989. – № 890181. - 11p.
4. 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.
5. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 4: Test cycles for different engine applications, 1996. – 18 p.

А.М. Левтеров, канд. техн. наук, Л.И. Левтерова, инж., Н.Ю. Гладкова, инж.

ОБРАЗОВАНИЕ МОНООКСИДА АЗОТА И ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НА ЕГО ЭМИССИЮ РЕГУЛИРУЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ И ВИДА ИСПОЛЬЗУЕМОГО ТОПЛИВА

Источниками антропогенного загрязнения атмосферы являются теплоэнергетика, нефтегазопереработка, промышленность, транспорт. Негативные изменения атмосферы Земли связаны, главным образом, с изменением концентрации второстепенных компонентов атмосферного воздуха. Такие соединения, как угарный газ, монооксиды азота и серы, кроме того, что сами опасны для живых организмов, будучи активными окислителями, создают не менее опасные соединения. Так, окислы азота становятся пусковыми веществами фотохимического смога. А их доля постоянно растет с ростом количества отработавших газов, выбрасываемых в атмосферу автомобилями, парк которых увеличивается и будет неуклонно расти, таким образом превращая ДВС в основной антропогенный источник оксидов азота в атмосфере.

Оксиды азота представлены следующим рядом: NO , NO_2 , N_2O , N_2O_3 , N_2O_5 , N_2O_4 . Они физиологически активны: в больших концентрациях как оксиды, так и диоксиды азота могут вызывать удушье, поражать центральную нервную систему. Около 80% всех оксидов азота приходится на долю NO . Образованием монооксидов азота окружающая среда обязана сжиганию топливовоздушных смесей в энергоустановках различного типа, когда безобидный азот воздуха, попадая в пламя, окисляется в основном до монооксида азота кислородом воздуха, участвующего в горении. Как соединение с промежуточной степенью окисления, монооксид азота может быть как восстановителем, так и окислителем. Попадая в атмосферу NO , постепенно превращается в гемииоксид азота (N_2O) путем взаимодействия с озоном и гидроперекисными радикалами, при обычных условиях NO быстро окисляется до NO_2 . Образующаяся в процессе сгорания углеводородного топлива окись азота после выхода из выпускной системы двигателя вступает в реакцию с кислородом воздуха и дает неустойчивое соединение диоксида азота NO_2 , а затем ряд устойчивых соединений с разным содержанием элементов в молекуле и обозначается как NO_x . Проблема нейтрализации монооксидов азота, а, следовательно, изучение условий их образования и ко-

личественной оценки даже в случае использования в качестве топлива чистого водорода «с повестки дня» не снимается.

Современное состояние теории и практики процесса горения топливно-воздушной смеси в ДВС характеризуется все возрастающей сложностью решаемых научно практических проблем и рассматриваемых при этом динамических задач и связанной с этим необходимостью адекватного количественного и качественного описания сложнейших гидродинамических и термодинамических, химических и физических процессов, включая процессы переноса энергии, импульса, массы. К сожалению, классификация подобных динамических задач по данным [1], где автор делает попытку такой классификации, отсутствует.

Адекватное описание процессов горения возможно только с учетом детальной кинетики химических реакций (микрокинетики). Важной проблемой является учет равновесного состава продуктов сгорания при наличии в них градиента температуры, обусловленного Махе–эффектом, т. е. различной эволюцией отдельных объемов, которые изменяются в процессе сгорания.

Можно выделить несколько работ, посвященных методике определения эмиссии NO в процессе горения. Так, в [2] согласно принятой гипотезе массовый выброс NO пропорционален количеству теплоты, выделившийся к моменту достижения в камере сгорания максимального давления. Взаимосвязь этих параметров основывается на материалах экспериментальных исследований.

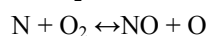
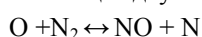
В работе [3], опираясь на модель сгорания Разлейцева Н.Ф., реакции горения углеводородов сводят к бимолекулярным реакциям, идущим в одну сторону и дополняют их моделированием эмиссии NO в соответствии с механизмом Зельдовича. В работе [4] моделирование горения в ДВС и образование продуктов сгорания, в том числе и токсических веществ, рассматривается в рамках многозонной модели. В [5,6,7] представлен метод химического турбулентного теплообмена в ДВС, где рассматривается горение неоднородной в пространстве смеси, химическая кинетика горения на

микроламинарном участке фронта горения, турбулентное догорание в объеме за фронтом горения и в процессе расширения. Там же представлены результаты исследований на базе этого метода двигателя GDI фирмы "MITSUBISHI" с непосредственным впрыском и двигателя ВАЗ 21011.

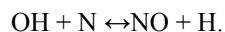
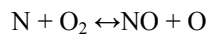
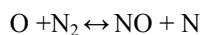
Снижение норм на эмиссию оксидов азота обуславливает применение новых технологий организации процесса сгорания в ДВС, как-то: рециркуляция отработавших газов, турбонаддув, добавки к топливу, изменение геометрии камеры сгорания, использование альтернативных топлив. Естественно, использование таких технологий требует предварительных расчетных исследований.

Используя результаты численного эксперимента, частично представленные в [8, 9], проведем дополнительные расчетные исследования, рассмотрим, как влияют методы расчета и основные параметры двигателя на эмиссию монооксидов азота.

Согласно общепринятой теории термического механизма Зельдовича Я.Б. окисление азота воздуха в топливовоздушной смеси происходит за фронтом пламени с температурой выше 1800 К в зоне продуктов сгорания комбинацией свободных радикалов О и N, которые соединяются при высоких температурах. Окисление происходит по цепному механизму, насчитывающему несколько десятков реакций, но хорошо себя зарекомендовала и широко используется как в упрощенных термодинамических моделях процесса горения топлива, так и в 3-мерных постановках аналогичных задач, схема образования NO, включающая двух-



и трех-ступенчатый механизмы



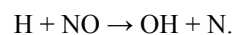
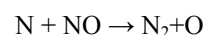
При условиях, близких к стехиометрическим, становится важной последняя реакция [10].

Значительно увеличить концентрацию NO может флуктуация температуры, так как при механизме его образования имеет место большая зависимость скорости реакции от температуры [11].

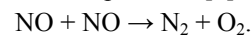
Опираясь на то, что в случае рассмотрения горения легких и тяжелых углеводородов с точки зрения детального кинетического механизма В.Я.Басевича в кинетическую схему реакций окисления топлива вводятся реакции окисления азота воздуха по механизму Л.Б.Зельдовича [5], считаем

правомочным рассмотреть автономно эмиссию монооксида азота при горении различных топлив на основе совместного решения уравнений, определяющих получение равновесных концентраций N, O, H, OH, N₂, O₂, и уравнения кинетического механизма образования NO. Согласно механизму Зельдовича скорость образования NO много меньше скорости сгорания, и основная часть NO образуется после завершения горения. Отсюда следует, что процесс образования NO может быть выделен из процесса горения и скорость образования монооксида азота $\frac{d}{dt}(NO)$ может быть рассчитана в предположении равновесности реакций горения.

В области высоких температур все реакции окисления углеводородного топлива интенсивно генерируют NO, вдали от фронта горения концентрация NO уменьшается под воздействием ведущих реакций восстановления азота.



Это уменьшение значительно усиливается в пограничном слое за счет реакции [7].



Там же показано, что основное изменение температуры и содержания NO, O₂ и OH в цилиндре наблюдается на такте расширения.

При моделировании эмиссии NO не учитывалось образование оксидов азота в соответствии с механизмом Фенимора, так называемых "быстрых", и "топливных" оксидов в виду малости их величины по отношению к превалирующей роли "термических" оксидов [3].

На рис. 1 и 2 представлен характер взаимовлияния эмиссии NO, максимальной и текущей температуры в камере сгорания, атмосферного азота и свободного кислорода в зависимости от коэффициента избытка воздуха и продолжительности процесса сгорания в фазах "горение-расширение", полученный для бензиновоздушной смеси, сгорающей с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1$ в камере сгорания автомобильного двигателя 4Ч 7,9/8,0 с жидкотопливной системой питания и искровым зажиганием.

Выход NO определяется максимальной температурой сгорания и равновесными концентрациями азота и кислорода в продуктах сгорания.

Умеренная эмиссия NO соответствует обогащенной и обедненной смесям. Концентрация NO в богатой смеси ограничивается недостатком кисло-

рода и низкой температурой горения, в зоне бедной смеси – температурой и временем пребывания в фазе горения. С уменьшением температуры до 2300 К и $\alpha > 1$ концентрация азота становится постоянной.

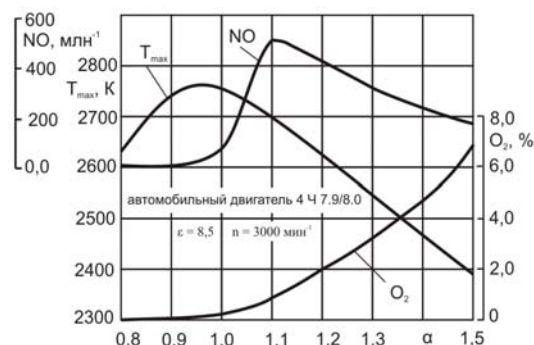


Рис.1. Соотношение в продуктах сгорания содержания кислорода и оксида азота на фоне температуры и коэффициента избытка воздуха

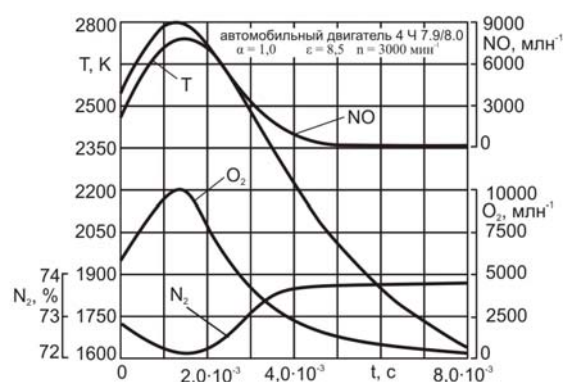


Рис.2. Зависимость температуры, NO, O₂ и N₂ на такте сгорания-расширение от времени

Сравнение расчетных значений эмиссии монооксида азота по разным видам топлива для режима максимального крутящего момента указанного двигателя представлено на рис. 3. Преимущество явно на стороне природного газа и биогаза. Спирты, как и водород, по эмиссии NO сопоставимы с бензином.

На рис. 4 дана диаграмма изменений эмиссии NO для бензоэтанола и биогаза в зависимости от процентного соотношения компонент смесевых топлив. С увеличением доли этанола в смеси наблюдается и рост эмиссии NO. Об увеличении токсичности ОГ двигателя на смесевых топливах на основе легких спиртов по оксидам азота на 10 – 15 % отмечено и в работе [12], что объясняется большей максимальной температурой цикла.

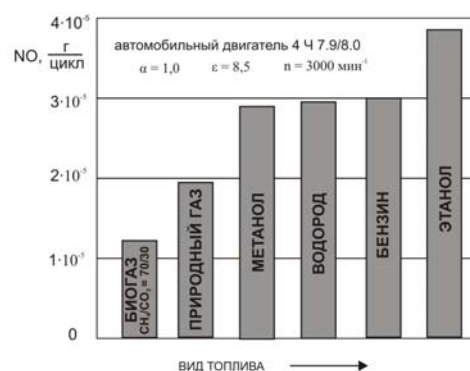


Рис.3. Значение эмиссии NO для разных видов топлива

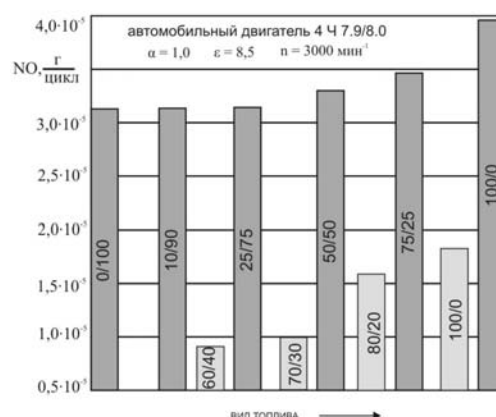


Рис.4. Зависимость эмиссии NO от процентного соотношения компонент смесевых топлив
■ – этанол-бензин в; □ – метан-CO₂

Предварительный прогноз уровня токсичности в зависимости от режимных, регулировочных и конструктивных параметров двигателя получен варьированием в заданных пределах коэффициента избытка воздуха (α), степени сжатия (ϵ), частоты вращения коленчатого вала (n), угла опережения зажигания (ϕ) и нагрузки для двух типов двигателей — 4Ч 7,9/8,0 и газового двигателя с искровым зажиганием 2Ч 10,5/12, полученного конвертированием дизеля Д21А. Рисунок 5 демонстрирует зависимость от варьируемых параметров эмиссии NO при работе на бензине, безэтаноле и биометане, т.е., метане, полученном очисткой биогаза. Подобный прогноз позволяет с достаточной точностью (в пределах 3 – 12 %) сделать оптимальный по критериям токсичности ОГ или экономичности выбор регулируемых параметров.

Влияние частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на содержание NO в ОГ незначительно. Можно отметить тенденцию к увеличению содержания NO при большей частоте и рост ее влияния по мере уменьшения угла опережения зажигания.

Зависимость образования NO от угла опережения зажигания носит нелинейный характер, хорошо видна область минимального его содержания для

угла опережения зажигания в интервале 20 – 30 градусов п.к.в. до ВМТ.

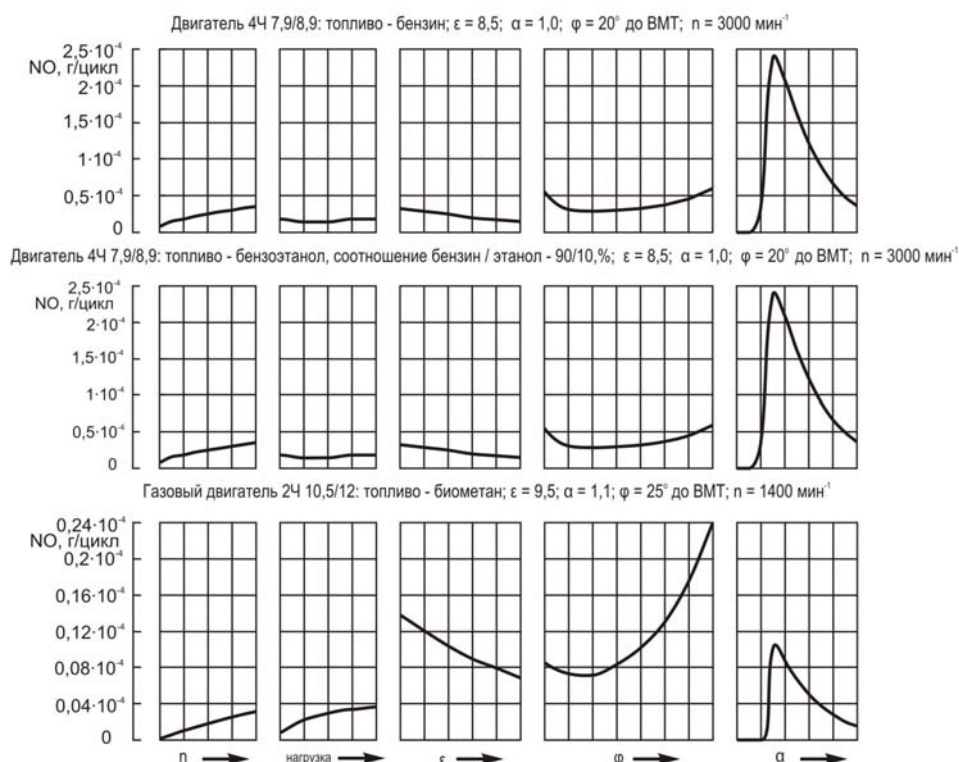


Рис.5. Зависимость эмиссии NO от регулировочных параметров двигателя и топлива

Максимальная концентрация монооксида азота соответствует $1,05 \leq \alpha \leq 1,2$.

Уменьшение содержания NO в ОГ наблюдается с ростом степени сжатия. Именно введение ограничений по показателям эмиссии NO, в свое время, стало мотивом повышения степени сжатия на дизеле фирмы MTU [2].

Выводы, сделанные по результатам численного эксперимента, согласуются с аналогичными исследованиями [2,7]. Следует отметить, что в работе [4], где исследования горения в ДВС альтернативных и традиционных топлив проводятся в рамках многозонной модели сгорания, сделаны противоположные выводы по влиянию степени сжатия и коэффициента избытка воздуха на эмиссию монооксидов азота. По нашему мнению, это объясняется использованием равновесной модели образования продуктов сгорания, которая для моделирования образования монооксидов азота является недостаточно точной: равновесные концентрации монооксида азота по реакции $N_2 + O_2 \leftrightarrow 2 NO$ согласно химической энциклопедии [13] составляют в процентах: при 2000°C – 61%, а при температуре 3200°C уже только 4,48%.

И, действительно, если провести сравнение величины NO (двигатель 4Ч 7,9/8,0), получаемой по равновесной и кинетической моделям образования, будем иметь разницу в три порядка, а максимум значений эмиссии NO сместится из области $\alpha = 1,2 - 1,3$ в область $\alpha = 1,05 - 1,1$. Таким образом, проведенное комплексное исследование образования монооксидов азота и характера влияния на его эмиссию изменения в широком диапазоне режимных параметров автомобильного двигателя 4Ч 7,9/8,0 и газового двигателя 2Ч 10,5/12, позволило сравнить различные топлива, в том числе и альтернативные, по токсичности ОГ, дать рекомендации по рациональному сочетанию регулируемых параметров двигателя и проведению стендовых испытаний альтернативных топлив.

Список литературы:

1. Сеначин П. К. Некоторые вопросы моделирования процессов самовоспламенения и горения в ограниченных объемах и двигателях внутреннего сгорания / П. К. Сеначин // Вестник АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – 2000. – № 2. – С. 54–61.
2. Лебедев С. В. Формирование рационального поля технических характеристик дизелей унифицированного типоразмера / С. В. Лебедев, В. И. Решетов, Г. В. Лебедева // Двигателестроение. –

2002. – №3. – С. 18–22. 3. Гаврилов В. В. Математическое моделирование горения топлива и образование окиси азота в дизеле / В. В. Гаврилов // Изв. вузов. Машиностроение. – 2003. – № 7. – С. 3–40. 4. Жгутова В. И. Моделирование горючей смеси в ДВС с искровым зажиганием с образованием токсичных веществ в рамках многозонной модели / В. И. Жгутова, М. Ю. Свердлов, Д. Д. Матиевский, П. К. Сеначин // Вестник АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – 2000. – № 2. – С. 65–75. 5. Чесноков С. А. Моделирование смесеобразования и горения в ДВС с непосредственным впрыском / С. А. Чесноков, Н. Н. Фролов // Двигателестроение. – 2005. – №1. – С. 3–5. 6. Чесноков С. А. Турбулентность при горении в ДВС / С. А. Чесноков, Н. Н. Фролов // Двигателестроение. – 2008. – № 1. – С. 13–16. 7. Чесноков С. А. Моделирование горения и образования токсических веществ в ДВС / С. А. Чесноков, Н. Н. Фролов // Двигателестроение. – 2005. – № 2. – С. 18–22. 8. Левтеров А. М. Исследование характеристик двигателя с искровым зажиганием, работающего на бензоэтанольных топливных композициях / А. М. Левтеров, Л. И. Левтерова, Н. Ю. Гладкова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – № 1. – С. 52–57. 9. Левтеров А. М. Прогнозирование характеристик поршневого двигателя, работающего на биогазе / А. М. Левтеров, Л. И. Левтерова, Н. Ю. Гладкова // Пробл. машиностроения. – 2009. – №4. – С. 59–64. 10. Зельдович Я.Б. Окисление азота при горении. / Я. Б. Зельдович, П. Я. Садовников, Д. А. Франк-Каменецкий. – М.-Л.: Изд-во АН СССР. – 1947. – 145 с. 11. Куценко Ю.Г. Применение методов вычисления газовой динамики для моделирования многокомпонентного потока газа, горения, теплообмена в камере сгорания газотурбинного двигателя / Ю.Г. Куценко, С.Ф. Онегин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. С.П. Королева. – 2002. – Вып. 2(2), – С. 60–64. 12. Вагнер А. А. Применение альтернативных топлив в ДВС / А. А. Вагнер // Вестник АлтГТУ им. И. И. Ползунова. – 2000. – № 2.– С. 76–84. 13. Химическая энциклопедия в 5 т. том 1, Изд-во советская энциклопедия. – М. – 1988. – С. 58–60.

УДК 539.3:621.432.3

В.Н. Шеремет, асп., Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, В.Г. Гончаров, канд. техн. наук

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДВС ПУТЕМ ДИСКРЕТНОГО УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ. МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

Введение

В настоящее время вопросы конструирования и расчета двигателей внутреннего сгорания получили значительное развитие и изложены во многих монографиях, статьях, учебниках [1]. При этом резервы повышения технических характеристик двигателей заложены во многом не только в конструкции, а в технологии изготовления и свойствах материалов, из которых они производятся, и также в свойствах поверхностных слоев деталей двигателей. В связи с этим особое внимание в настоящее время уделяется разработке и внедрению новых прогрессивных технологий обработки поверхностей тяжело нагруженных деталей двигателей, которые позволяют повысить их прочность и износостойкость. В частности, перспективной является технология дискретного упрочнения поверхностных слоев деталей двигателей, описанная, в частности, в работах [2-6]. Ее применение, в отличие от традиционных методов, приводит к одновременно повышению и прочностных, и трибологических характеристик обработанных деталей. При этом открытым остается вопрос определения рациональных параметров технологического процесса дискретного упрочнения. Поскольку прочность и жесткость поверхностных слоев обработанных деталей напрямую связана с исследованием их напряженно-деформированного состояния (НДС), то в работе описаны методы, модели и результаты анализа НДС поверхностных слоев деталей ДВС, обработанных методом дискретного упрочнения, проиллюстрированные на примере коленчатых валов тепловозных двигателей.

Постановка задачи

Целью комплекса научно-исследовательских работ [1-7], проводимых авторами, является повышение ресурса двигателей магистральных тепловозов и других машин путем научного обоснования, создания и внедрения в производство новых комплексных энергосберегающих технологий изготовления и ремонта тяжело нагруженных деталей на базе дискретного упрочнения.

В соответствии с поставленной целью в работе описано решение задачи оптимизации режимов дискретной обработки для получения необходимых прочностных и триботехнических характеристик на основе расчета НДС фрагмента коленчатого вала тепловозного двигателя.

Подходы к решению поставленных задач

Износ поверхностей трения происходит в результате двух разновидностей механического изнашивания – абразивного и усталостного [7]. Таким образом, например, долговечность и ресурс работы коленчатых валов двигателей определяются двумя параметрами – усталостной прочностью изделия и износостойкостью поверхности шеек. Если вопрос повышения усталостной прочности коленчатого вала и вообще всех элементов трибосистем двигателя решается в значительной мере на стадии проектирования и назначения объемной термической обработки, то износостойкость деталей полностью зависит от методов упрочнения их поверхностных элементов.

Общим и наиболее существенным недостатком всех традиционных методов поверхностного упрочнения является то, что они сводятся лишь к повышению твердости материала поверхностного слоя детали. Но, как известно, одна твердость не может однозначно характеризовать износостойкость. В результате вышесказанного ресурс двигателей до отправки на капитальный ремонт в реальных условиях эксплуатации оказывается существенно ниже нормативного.

В данной работе проблема повышения ресурса и надежности двигателей тепловозов решается применением дискретного упрочнения поверхности тяжело нагруженных деталей, работающих в условиях трения [1-7]. Дискретное покрытие наносится электроискровым методом на внешнюю поверхность изделия из легированных материалов в виде расположенных на определенном расстоянии один от другого островков разной конфигурации (метод электроискрового легирования – рис. 1). После этого поверхность шлифуют – происходит срезка приращенной части дискретных покрытий, которые име-

ют макро- и микродефекты, и их поверхность нивелируется относительно поверхности детали. Срезается и внешний слой детали, что делает практически невозможным появление концентраторов напряжений и уменьшает шероховатость поверхности.

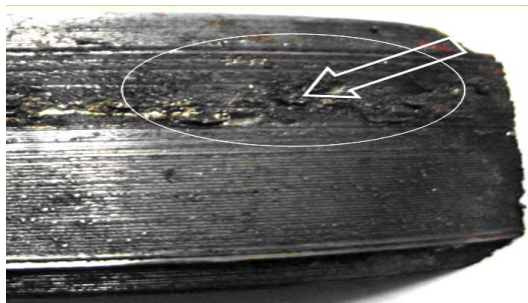


Рис. 1. Вид поверхности после дискретного упрочнения (до шлифования)

Поставленная задача сводится к необходимости проведения многовариантных исследований объекта сложной формы с неоднородными материалами при различных сочетаниях параметров технологического процесса. При этом возникает необходимость разработки общего метода описания расчетных моделей сложных и сверхсложных механических систем, которые учитывают количественные, качественные, структурные характеристики исследуемых объектов.

Для решения задачи предлагается привлечение разработанного и описанного в ряде статей [8-12] метода обобщенного параметрического описания при исследовании характеристик прочности и жесткости элементов сложных механических систем. Анализ НДС исследуемых элементов выполнен с привлечением метода конечных элементов (МКЭ).

Численный анализ НДС элементов, поверхности которых обработаны по технологии дискретного упрочнения

Теоретическая база метода обобщенного параметрического моделирования сложных и сверхсложных механических систем, предложенная и реализованная в виде современного мощного программно-аппаратного комплекса, дает возможность перейти к постановке и решению собственно проблемы исследования и обоснования схем и параметров технологических процессов упрочнения поверхностей высоконагруженных машин.

На рис. 3 приведена схема нанесения упрочняющих зон (на примере опорной части вала), а на рис. 4 – параметры технологического процесса.

В работе ставится задача получить результаты исследования НДС фрагмента коленчатого вала, обработанного методом дискретного упрочнения (рис. 2).

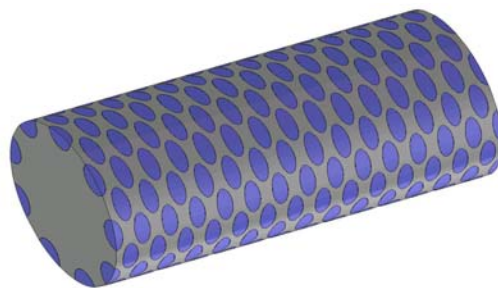


Рис. 2. Фрагмент упрочненной части опорной поверхности вала (геометрия показана условно)

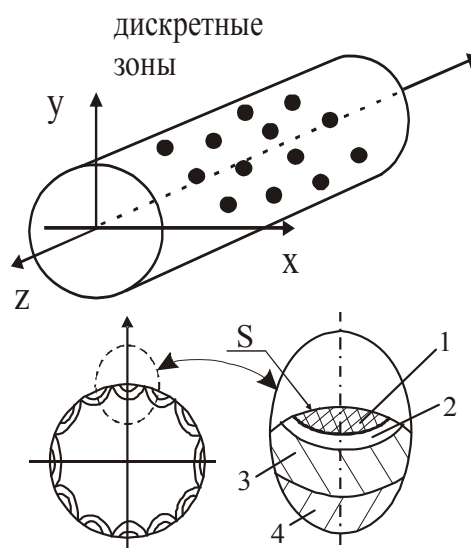


Рис. 3. Схема нанесения и характерные зоны при дискретно-континуальном упрочнении (S – поверхность упрочнения)

1 – дискретная зона упрочнения – зона «белого металла»; 2, 3 – переходные зоны; 4 – основной материал

Как видно из металлографических исследований [2-6], на поверхности упрочнения S (рис. 3, 4) в тело основного металла 4 вкрапляется высоколегированный металл (1 – дискретная зона упрочнения – ДЗУ – диаметром d и глубиной h). По толщине дальше идет тонкая зона „белого металла” b , переходная зона глубиной H . Размещение ДЗУ на поверхности S характеризуется шагами τ_{xy} в окружном направлении и τ_z – в осевом. При этом плотность покрытия поверхности S (так называемый коэффициент дискретности) определяется зависимостью

$f = \pi d^2 / 4 \tau_{xy} \tau_z$. Свойства материалов: $E_i, \nu_i (i = 1, 2, 3, 4)$ – соответственно модули упругости и коэффициенты Пуассона (номера отвечают обозначениям на рис. 5); аналогичная нумерация для σ_T^i, σ_b^i – границы текучести и границы прочности материалов. Таким образом, перечень параметров технологи-

ческого процесса дискретно-континуального упрочнения – $P = \{d, \tau_z, \tau_{xy}, E, \nu, \sigma_T, \sigma_b, h, b, H\}$, где $E, \nu, \sigma_T, \sigma_b$ – это вся совокупность индексированных по номеру материала физико-механических и механических свойств материалов.

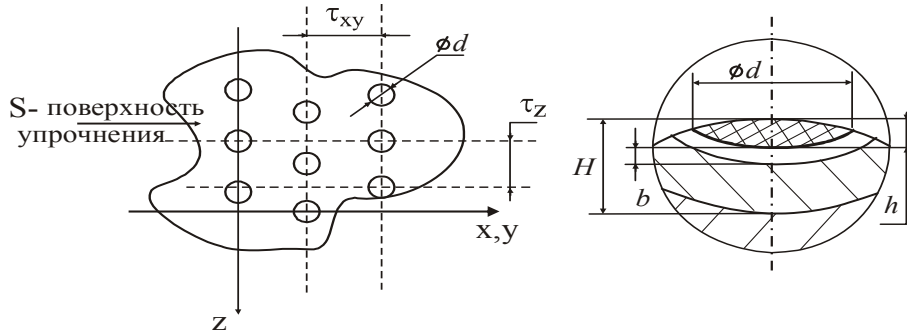


Рис. 4. Параметры технологического процесса

На первом этапе исследования определяется характер НДС в области отдельной дискретной зоны упрочнения. На рис. 5 проиллюстрирована расчетная схема для определения осесимметричной картины НДС в области ДЗУ. Конечно-элементная модель состоит из 1,5 млн. узлов и 403 тыс. элементов.

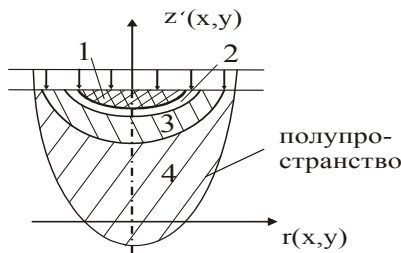
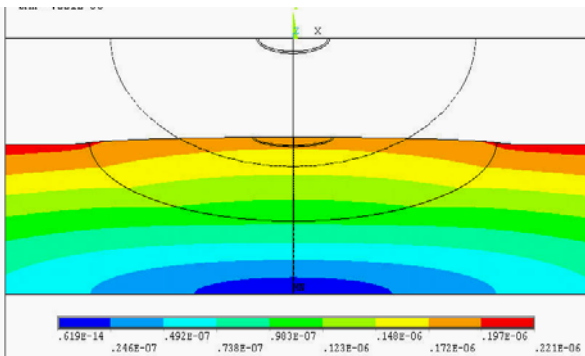
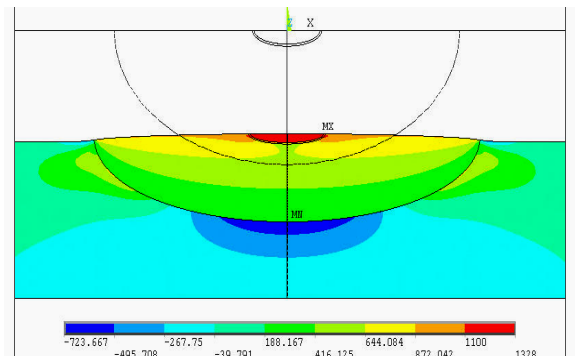


Рис. 5. Расчетная схема для определения НДС в области отдельной ДЗУ

Качественные картины компонент НДС при соотношении модулей упругости $\alpha_1 = E_1 / E_4 = 1,2; \alpha_2 = E_2 / E_4 = 1,1; \alpha_3 = E_3 / E_4 = 1,0;$



а)



б)

Рис. 6. Компоненты НДС в области ДЗУ

а) вертикальные перемещения; б) первые главные напряжения

Для анализа влияния разных факторов на НДС реальных конструкций, построена пространственная конечно-элементная модель (КЭМ) фрагмента приповерхностной части опорной части вала, подвергнутого дискретно-континуальному упрочнению. Поскольку для полного моделирования опорной части вала нужна слишком большая (сотни миллионов степеней свободы) КЭМ, то было определено репрезентативное множество ДЗУ, которое входит в состав соответствующего секторного выреза (рис. 7).

На рис. 8, 9 – типичная картина распределения вертикальных перемещений вдоль отрезка прямой, проходящей через центры ДЗУ. Видно, что наблюдается та же картина перемещений, что и в случае единичных ДЗУ, но с периодом повторения, который равен шагу размещения дискретных зон упрочнения.

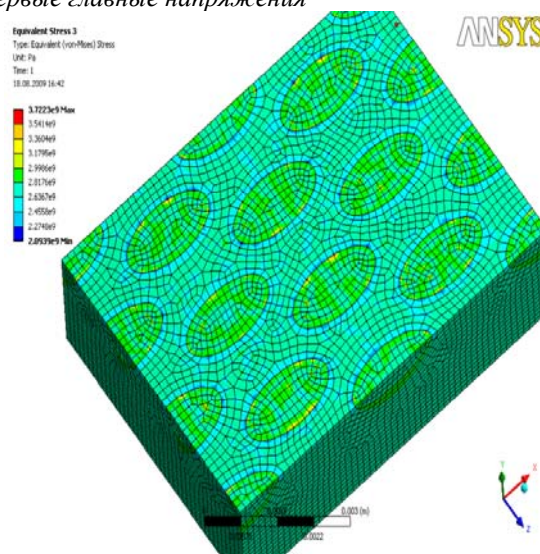
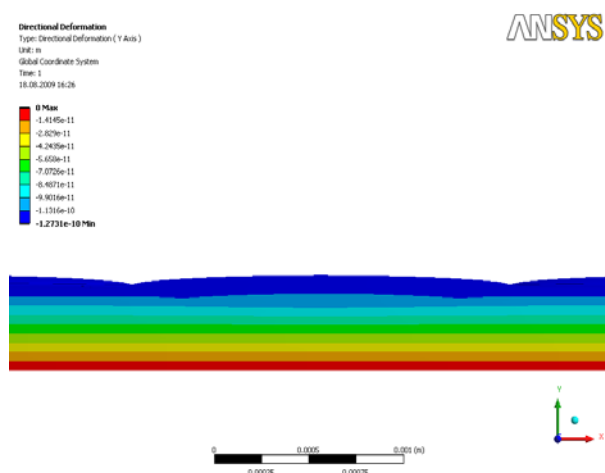
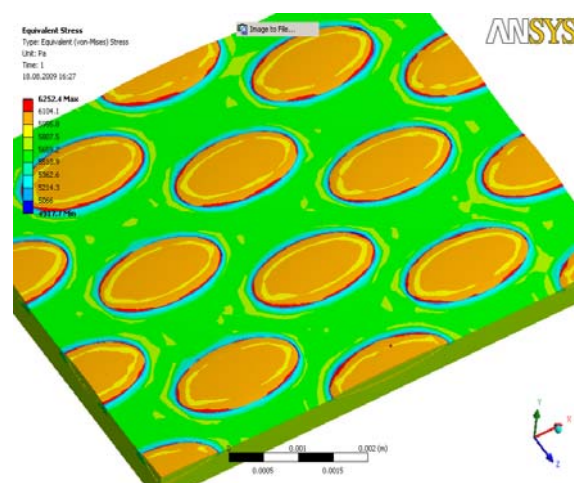


Рис. 7. КЭМ подповерхностного слоя опорной части вала



а)



б)

Рис. 8. Картина перемещений и напряжений в приповерхностном слое детали
а) деформированное состояние; б) напряженное состояние

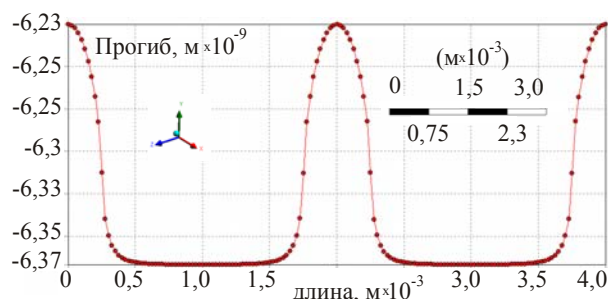


Рис. 9. Картина перемещений поверхности детали

Как видно из сравнительного анализа полученных распределений компонентов НДС (рис. 8–10), увеличение относительной жесткости материала упрочнения способствует усилению позитивного

влияния обнаруженного Δ -эффекта упрочнения и увеличению устойчивости поверхности S к износу. Что касается влияния параметра f , то наблюдается рекомендованная зона ($f \in [0,6; 0,8]$), при попадании коэффициента дискретности в который Δ -эффект наиболее действенный.

Как показал анализ НДС опорной части вала, кроме обнаруженного Δ -эффекта, значение имеет еще и так называемый « σ -эффект». Он заключается в том, что при совместном деформировании расплавленного материала ДЗУ создается остаточное напряженное состояние, которое при суперпозиции с напряженным состоянием от действия давления P дает эффект уменьшения уровня результирующих

напряжений. Анализ показывает, что наибольший « σ -эффект» достигается в диапазоне $f \in [0,5 \div 0,8]$.

Таким образом, сопоставление « Δ -эффекта» и « σ -эффекта» с учетом других требований [2-6] дает возможность определить рекомендованный интервал параметра дискретности покрытия: $f^* \in$

$[0,65 \div 0,75]$.

Можно утверждать, что в результате комплекса пробных исследований обоснованы рациональные параметры предложенного технологического процесса дискретно-континуального упрочнения элементов двигателей внутреннего сгорания.

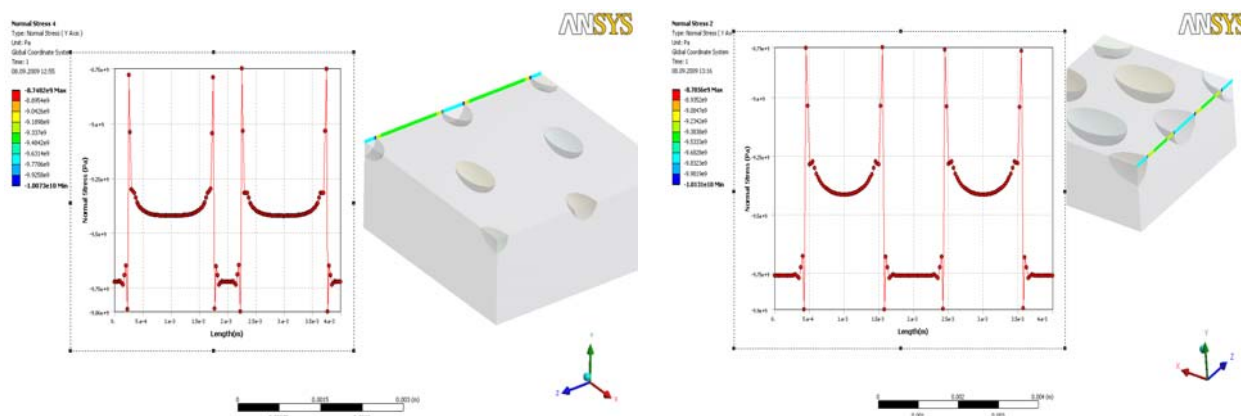


Рис. 10. Картины распределения контактного давления в поверхностном слое детали

Выводы и рекомендации

В результате проведенных численных исследований установлено:

1. Теоретические основы обобщенного параметрического метода моделирования физико-механических процессов в сложных и сверхсложных механических системах создают потенциальные возможности для глубокого анализа и синтеза параметров новых технологий упрочнения высоконагруженных элементов ДВС.

2. Разработанные конечно-элементные модели адаптируются к анализу и синтезу принципиально новых способов упрочнения высоконагруженных элементов ДВС, что качественно отличает их от построенных традиционными способами.

3. Разработанное теоретико-множественное математическое и программное обеспечение в процессе исследований позволило обнаружить два эффекта, названных « Δ -эффект» и « σ -эффект». Первый из них заключается в позитивном характере изменения деформированного профиля в контакте упрочненного элемента машины с сопряженными элементами. Второй эффект заключается в создании благоприятного остаточного напряженного состояния после упрочнения исследуемого объекта с применением новой дискретно-континуальной технологии, которые после наложения на распределение рабочих напряжений создает такое результирующее напряженное состояние, которое значи-

тельно дальше от опасного уровня, чем для неупрочненных деталей.

Таким образом, проведенные исследования и численное моделирование продемонстрировали новизну и эффективность подходов и моделей, а также позитивность результатов. В конечном результате при масштабных исследованиях могут быть обоснованы параметры технологии дискретно-континуального упрочнения.

В качестве направлений дальнейших исследований можно выделить распространение предложенной технологии на новые виды деталей ДВС, исследование их напряженно-деформированного состояния и выявление новых характерных особенностей применения предложенной технологии.

Список литературы:

1. Двигуни внутрішнього згорання: серія підручників у 6 томах / За ред. А.П. Марченка та А.Ф. Шеховцова. – Харків: Прапор, 2004.
2. Гончаров В.Г. Повышение износостойкости коленчатых валов форсированных дизелей большой мощности / В.Г. Гончаров, Э.К. Посвятенко, С.С. Дяченко // Резание и инструмент в технологических системах. – 2009. – Вып. 77. – С. 53–65.
3. Гончаров В.Г. Повышение износостойкости трибосистем / В.Г. Гончаров, Б.В. Савченко // Автомобильный транспорт: Сб. научн. тр. Харьк. нац. авт.-дор. ун-та. – 2003. – Вып.13. – С. 117–119.
4. Гончаров В.Г. Исследование изменения характеристик трения по глубине дискретного слоя / В.Г. Гончаров, А.К. Олейник, Г.Г. Гринченко // Збірник наукових праць Запорізького національного техніч. ун-ту. – 2003. – С. 100–101.
5. Влияние режимов дискретного упрочнения на эксплуатационные свойства

деталей автомобилей / Б.В. Савченко, В.Г. Гончаров, Н.Г. Александров, А.Л. Самсоник // *Автомобильный транспорт: Сб. научн. тр. Харьк. нац. авт.-дор. ун-та.* – 2005. – Вып.16. – С. 83–85. 6. Гончаров В.Г. Підвищення ресурсу транспортної техніки удосконаленням технології ремонту колінчастих валів: Автореф. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / В.Г. Гончаров: Харківський національний автомобільно-дорожній ун-т. – Х., 2008. – 19 с. 7. Ткачук М.А. Розробка наукових основ створення сприятливих поверхневих дискретно-континуальних полів напружень у високонавантажених елементах машин / М.А. Ткачук, В.М. Шеремет, Г.В. Ткачук, А.В. Грабовський // *Механіка та машинобудування.* – 2009. – №1. – С. 147-156. 8. Ткачук Н.А. Параметрические модели элементов сложных систем как основа построения специализированных расчетных схем / Н.А. Ткачук, Ю.В. Веретельник, Ю.Я. Миргородский, Е.В. Пелешко // *Механіка та машинобудування.* – 2004. – № 2, т. 2. – С.79-84. 9. Ткачук Н.А. Решение задач расчетно-экспериментального исследо-

вания элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, Г.Д. Гриценко, Э.В. Глуценко, Г.В. Ткачук // *Механіка та машинобудування.* – 2004. – № 2, т. 2. – С.85-96. 10. Ткачук Н.А. Концептуальные основы интегрированных систем проектирования, изготовления и исследования элементов сложных механических систем / Н.А. Ткачук, А.Н. Ковальчук, В.И. Кохановский, Л.С. Липовецкий // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2005. – № 1(17) - С.86-90. 11. Ткачук Н.А. Структура специализированных интегрированных систем автоматизированного анализа и синтеза элементов транспортных средств специального назначения / Н.А. Ткачук, С.Т. Бруль, А.Н. Малакей и др. // *Механіка та машинобудування.* – 2005. – №1. – С.184-194. 12. Ткачук М.А. Метод скінчених елементів у спеціалізованих інтегрованих системах автоматизованого аналізу і синтезу елементів механічних систем / Н.А. Ткачук, А.Д. Чепурний, В.І. Головченко, Є.А. Орлов // *Машинознавство.* – 2005. – №6. – С. 18-23.

УДК 521.4-2

**А. К. Каукаров, магистр, Т. М. Мендебаев, канд. техн. наук,
В.Г. Некрасов, канд. техн. наук, М.К. Куанышев, канд. техн. наук**

ИССЛЕДОВАНИЕ СУХОГО УПЛОТНЕНИЯ ПОРШНЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Введение

Анализ конструкций цилиндропоршневой группы современных ДВС показал наличие ряда существенных недостатков. В цилиндропоршневой группе происходят наиболее значительные потери на трение, достигающие 50% от всех механических потерь в двигателе. Использование гильзы цилиндра в качестве направляющей для движения поршня в сочетании с кривошипно-шатунным механизмом приводит к эллиптическому износу гильзы. Конструкция компрессионных колец допускает прорыв газов в картер, повышенный износ верхнего компрессионного кольца и верхней части гильзы цилиндра. Смазка гильзы цилиндра и охлаждение гильзы и поршня маслом приводит к снижению вязкости масла и его термическому разложению, а при сгорании пленки масла на стенке гильзы образуются высокотоксичные углеводороды.

Формулирование проблемы

Отмеченные недостатки требуют пересмотра конструкции цилиндропоршневой группы в составе комплексной оптимизации ДВС [1]. Решить проблему разгрузки поршня от боковых сил может механизм, создающий линейное движение штока, связывающего поршень с кинематическим механизмом преобразования движения. Такие механиз-

мы разрабатывались и предлагались многими авторами на всем протяжении развития поршневых ДВС. Ряд специалистов работают над этой проблемой и в настоящее время, исследуя схемы аксиального, кулачкового, эксцентрикового, кулисного механизмов. В промышленном варианте для разгрузки поршня от боковых сил используется крейцкопфный вариант кривошипно-шатунного механизма. Однако такой механизм увеличивает габарит двигателя по высоте и применяется только на стационарных или судовых двигателях большой мощности. Перспективен одновалный кривошипно-кулисный механизм [2, 3].

Пути решения проблемы

Механизм, задающий линейное движение штока поршня разгружает поршень от боковых сил, перенося их на узлы в картере двигателя при хорошей смазке. Кроме этого, такой механизм позволяет отделить цилиндр от картера, исключив угар масла и его термическое разложение. Но при этом возникает проблема снижения потерь на трение поршня в цилиндре. Использование подачи масла по штоку не применимо ввиду потерь масла и по экологическим требованиям. Задача снижения потерь на трение решается применением уплотнения без использования жидкой смазки (сухое уплотне-

ние) с использованием твердого антифрикционного материала. В качестве антифрикционного материала используется графит, обладающий свойством твердой смазки [4].

Расчеты показывают, что применение антифрикционного материала на основе графита для

уплотнительных колец обеспечивает существенное снижение потерь на трение, потери на трение сухого уплотнения достигает 15% от величины потерь для обычного уплотнения (табл. 1).

Таблица 1. Сравнение затрат энергии на преодоление трения в цилиндропоршневой цилиндра с поршневыми кольцами традиционного типа и в «сухом» цилиндре с уплотнением в виде кольца из медно-графитового материала

Статьи расчета	Традиционные кольца	Сухое уплотнение
Число колец, шт. в. ч.: компрессионных маслосъемных	2 1	Одно сдвоенное в едином пазу -
Высота колец, мм: компрессионных маслосъемных	3 2 x 1	6 x 2 = 12 -
Площадь трения колец: компрессионных маслосъемных	1,884D 0,628D	4,082D
Удельное давление, МПа: для компрессионных колец маслосъемных колец	0,5 1,0	0,02 -
Коэффициент трения	0,07 (при смазке)	0,2
Усилие на сдвиг колец: компрессионных маслосъемных всего комплекта колец	0,660D 0,440D 1,100D	0,163D - 0,163D
Затраты энергии на трение колец за один ход поршня, .	1,100DS	0,163DS
Относительная величина затрат энергии, %	100	14,8

Экспериментальные исследования

Для исследования сухого уплотнения была разработана конструкция уплотнительных колец (рис. 1) [5]. Уплотнение осуществляется двумя кольцами в одной проточке поршня. Каждое из колец состоит из двух полуколец со стыковкой полуколец, исключающих попадание газа в полость под кольца. Стыки полуколец сдвинуты относительно друг друга на 90 градусов, а прижатие полуколец к стенке гильзы осуществляется пружинами.

Для исследования было изготовлено два комплекта уплотнительных колец аналогичной конструкции, один из бронзы, второй комплект – из стали.

Исследование уплотнения включало следующие этапы: подбор антифрикционного материала, испытание на прочность и термостойкость; оценка силы трения уплотнения поршня в цилиндре; компрессии в цилиндре при сухом уплотнении; оценка интенсивности изнашивания и ресурса уплотнительных колец. Далее рассмотрим результаты этих исследований.

В качестве антифрикционного заполнения проточки в уплотнительном кольце применялась паста из порошка графита на связующем – жидком стекле. Было приготовлено три состава графитовой пасты с содержанием графита 25%, 50% 75%. Пасту отдельно, а также при внесении ее в проточку на уплотнительном кольце проверили на твердость и термическую стойкость при выдержке в течение 1 часа при температуре 900°C. По условиям прочности, отсутствия растрескивания при сушке и прокаливании, удерживанию в проточке кольца для моторных испытаний была применена смесь при содержании графита 75%.

Кольца с антифрикционным заполнением пазов были смонтированы в цилиндре опытного двигателя и после приработки определено усилие на сдвиг поршней. Усилие определялось при горизонтальном положении цилиндра по моменту начала сдвига поршня при помощи динамометра табл. 2. Усилие для сухого варианта составило 58% от значения при смазке маслом.

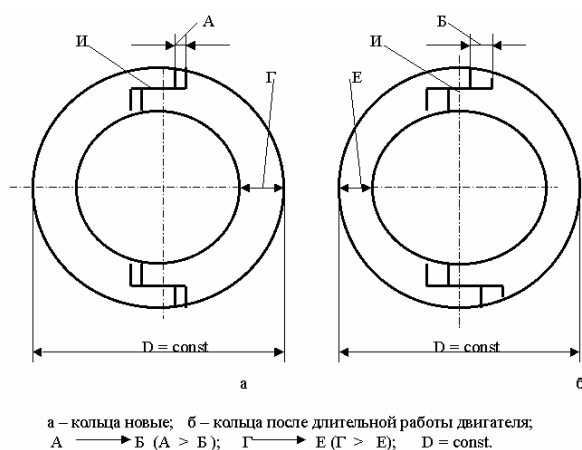
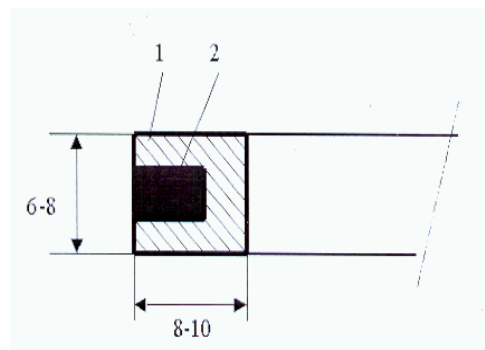
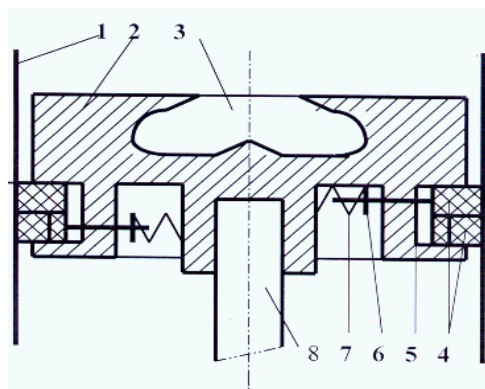


Рис. 1. Конструкция сухого уплотнения (слева): 1 - зеркало гильзы цилиндра; 2 - поршень; 3 - камера сгорания в поршне; 4 - уплотнительные кольца; 5 - проточка для колец; 6 - шток для отжима полуколец; 7 - пружины; 8 - шток поршня. Разрез уплотнительного кольца с антифрикционным заполнением проточки в кольце (внизу). Положение полуколец по мере износа скользящей поверхности (справа): а - новое кольцо; б - кольцо при наличии износа с сохранением герметичности замка

Опытный двигатель для моторных испытаний модернизировался при выполнении крейцкопфа. В качестве базового двигателя был взят двухцилиндровый четырехтактный двигатель УД-2М с отношением $D/S = 72/72$. Модернизация двигателя заключалась в следующем. Штатные цилиндры были

заменены цилиндрическими вставками в качестве направляющих.

Таблица 2. Величина усилий сдвига поршня со стандартным и сухим уплотнением

№ замера	Величина усилия сдвига поршня, Н·10	
	Стандартное	Сухое
1	9,0	8,0
2	11,0	7,0
3	12,0	5,0
4	11,0	6,0
5	9,0	5,5
6	10,0	7,0
7	11,0	6,0
8	12,0	5,5
9	10,0	5,0
10	9,0	5,5
Среднее	10,4	6,05
То же, в %	100%	58%

Сверху цилиндрических вставок крепились основные цилиндры, а поршни с сухим уплотнением устанавливались на штоки, которые крепились к дну штатных поршней - ползунов крейцкопфа. Были удлинены толкатели клапанов. Двигатель был оснащен приводом от электродвигателя для холодной прокрутки.

На опытном двигателе проверялась работоспособность сухого уплотнения, его надежность, а также оценивалась интенсивность изнашивания уплотнительных колец сухого уплотнения.

Для прижатия уплотнительных полуколец к зеркалу цилиндра использовались плоские пружины. Усилие для прижатия определялось по аналогии с использованием антифрикционных материалов на основе графита в электротехнике.

Компрессия в двигателе определялась компрессометром при прокрутке двигателя от электромотора при частоте 1000 мин^{-1} (номинальная частота вращения двигателя 3000 мин^{-1}). Получена величина компрессия около 0,4 МПа, что соответствует степени сжатия 5 с учетом частоты вращения.

В режиме холодной прокрутки и в горячем режиме работающего на бензине двигателя определялась интенсивность изнашивания. Для оценки изнашивания использовались три метода: по изменению массы полуколец весовым методом, метод прямого замера изменения толщины уплотнительного кольца микрометром, а также метод, рекомендуемый ГОСТ [6]. Метод был модернизирован для условий замера величины износа на дуговой части

кольца и заключается в измерении изменения длины хорды, через которую оценивается износ цилиндрической поверхности кольца с кратностью 15-78, причем, с тем большей кратностью, чем

меньше величина износа. Ниже приводятся результаты исследования уплотнения на интенсивность изнашивания (табл. 3-5).

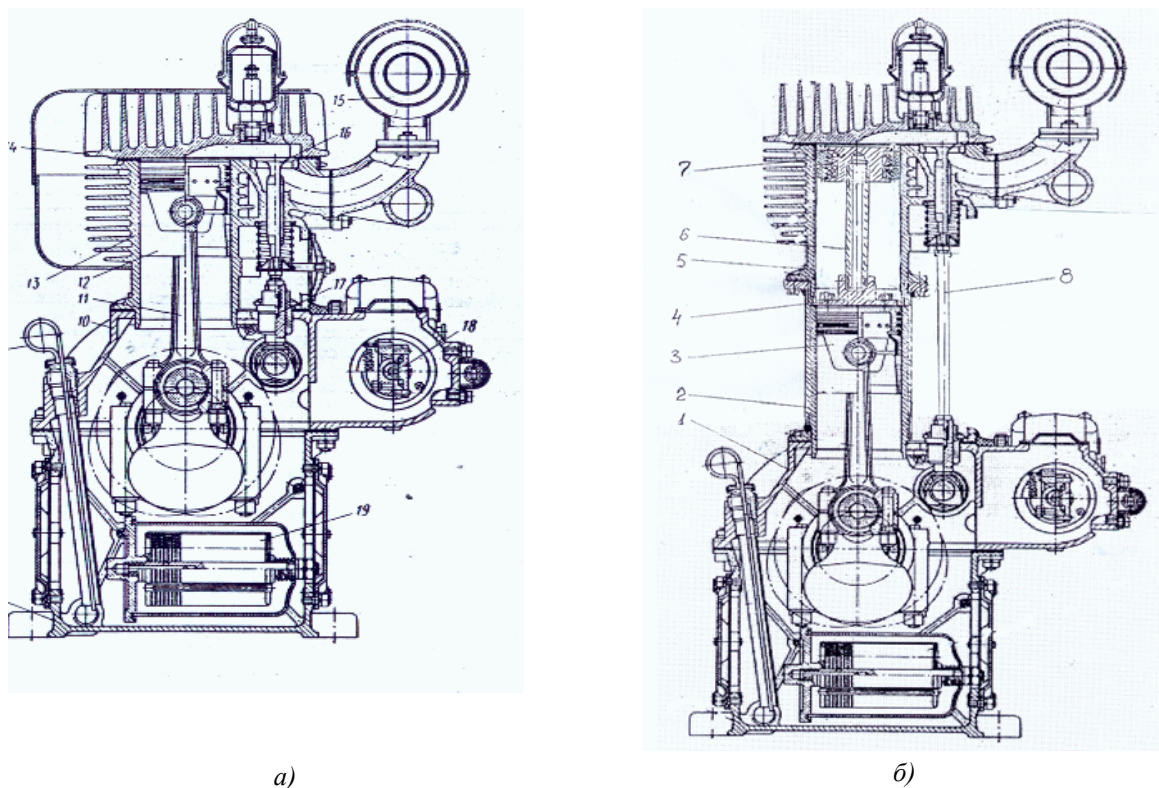


Рис. 2. Схемы двигателя для испытаний сухого уплотнения
а – базовый двигатель УД-2М, б – модернизированный двигателя

Таблица 3. Оценка износа колец по изменению массы кольца

Кольцо		Масса полукольца										
		Начальная		100 час.		200 часов			300 часов			
Маркировка		г	%	г	%	г	%	Сред. %	г	%	Сред. %	
Пара 1 по- луколец	0	42,00	100	42,00	100	41,00	97,62	98,76	40,60	96,67	98,24	
	5	42,16	100	42,16		42,12	99,11		42,08	99,81		
Пара 2 по- луколец	2	40,00	100	40,00	100	39,90	99,75	98,80	39,86	99,65	99,15	
	6	40,00	100	40,00		39,94	99,85		39,86	99,65		
Средний		Средний износ по массе за 300 часов 1,305%										98,695

Таблица 4. Оценка износа колец непосредственным замером микрометром

Кольцо		Радиальный размер									
Маркировка		Начальный		100 час.		200 час.			300 час.		
		мм	%	мм	%	мм	%	Сред %	мм	%	Сред, %
Пара 1 полукол.	0	9,400	100	9,400	100	9,390	99,89	98,93	9,380	96,67	99,865
	5	9,330	100	9,330		9,328	99,97		9,325	99,81	
Пара 2 полукол.	2	9,200	100	9,200	100	9,190	99,89	99,94	9,180	99,65	99,780
	6	9,310	100	9,310		9,309	99,98		9,290	99,65	
Средний		Средний износ по замеру радиального размера за 300 часов 0,175%									99,825

Таблица 5. Оценка износа колец по изменению длины хорды

Кольцо		Длина хорды, мм									
		Начальная		100 час.		200 час.			300 час.		
Маркировка		мм	%	мм	%	мм	%	Сред.%	мм	%	Сред. %
Пара 1 по- луколец	0	26,80	100	26,80	100	26,05	97,20	97,975	25,05	93,47	96,055
	5	28,10	100	28,10		27,75	98,75		27,55	98,04	
Пара 2 по- луколец	2	28,00	100	28,00	100	27,61	98,61	98,535	27,26	97,36	97,140
	6	26,00	100	26,00		25,60	98,46		25,20	96,92	
Средний		27,225	Средний износ по замеру длины хорды за 300 часов 0,14%								96,597

Итоговые результаты определения изнашивания уплотнения следующие.

Износ колец за 300 часов работы:

- по замеру массы – 1,3%

- по замеру радиального размера микрометром – 0,01625 мм (0,17%)

- по замеру длины хорды - 0,0128 мм (0,14%)

Интенсивность изнашивания 0,00174 г/ч.

Ресурс (диаметр цилиндра 72 мм) - 3277 часов.

Проведенные исследования послужили основанием для разработки рекомендаций по изготовлению сухого уплотнения. Основные операции по изготовлению включают токарные и фрезерные работы. А также выполнение антифрикционного слоя на скользящей поверхности колец

Выводы

На основании проведенных исследований были подтверждены работоспособность и надежность сухого уплотнения, оно имеет меньшие потери на трение, а также существенно больший ресурс. Сокращаются затраты на ремонт, исключается угар и изменение свойств масла, уменьшается эксплуатационный расход топлива. В итоге обосновано

применение сухого уплотнения поршня в цилиндре, разработана конструкция такого уплотнения, выполнена опытная установка для его испытания и по полученным результатам исследований разработана технология изготовления сухого уплотнения поршня в цилиндре.

Список литературы:

1. Некрасов В.Г. Оптимизация конструкции двигателя внутреннего сгорания. "Trans&MOTO'06" / В.Г. Некрасов, М.К. Куанышев, А.К. Каукаров, А.Т. Мухтаров // Доклады «Двигатели за транспортные средства. Горюва». Болгария, Варна – 2006. – С.88-91.
2. Некрасов В.Г. Виртуальный шатун/ В.Г. Некрасов // Автомобильная промышленность – 2006. – №1. – с. 25-26.
3. Некрасов В.Г. Механизм преобразования движения поршневого двигателя / В.Г. Некрасов // Вестник машиностроения. – 2005. – №8. – с. 83-86.
4. Гаркунов Д.Н. Триботехника / Д.Н.Гаркунов. – М. Машиностроение. – 1989. – 327 с.
5. Каукаров А.К. Опытная установка по исследованию сухого уплотнения поршня в цилиндре / А.К. Каукаров, В.Г. Некрасов, А.Ж. Мурзагалиев, М.К. Куанышев, А.Т. Мухтаров, А.К. Байбулов // Вестник Актыбинского государственного университета. – 2008. – №4. – с. 60-66.
6. Обеспечение износостойкости изделий. Методы испытания на износостойкость. Общие требования: ГОСТ 30480. – [Введен 1998-07-01] Минск: Международный совет по стандартизации.

УДК 621.891

С.Н. Соловьев, канд. техн. наук, С.Ж. Боду, инж.

К НАЗНАЧЕНИЮ ПОСАДОК И ЗАЗОРОВ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВЫХ СОПРЯЖЕНИЙ ГЕРМЕТИЧНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Введение

В большинстве механических систем надежность и ресурс определяются явлениями износа, а причины отказов чаще всего формируются на технологическом этапе изготовления [1-3].

Особенности эксплуатации герметичных компрессоров (ГК) ставят перед проектантами и технологами ряд специфических ограничений, существенно влияющих на надежность техники. Для подобных узлов понятие нагруженность включает

в себя, кроме давления, скорости, температуры, цикличность приложения нагрузки (пусковые износ) и воздействия среды на трибоконтакты.

Параметрические показатели ГК во многом зависят от проектных решений, связанных с точностью изготовления сопрягаемых деталей цилиндрической группы и зазоров между ними.

Соблюдение заданных характеристик в процессе изготовления достигается методами селективной сборки. Точность показателей сопряжений

непосредственно влияют и на надежность ГК [4].

Формулирование проблемы

Неоднократно наблюдавшиеся отказы ГК вследствие схватывания рабочих поверхностей при работе их на неустойчивых режимах [5-8] потребовали установления адекватности расчетных зависимостей, используемых при назначении зазоров, как одной из возможных причин этих явлений.

В работе [9] величины зазоров между поршнем и цилиндром (без уплотнительных колец) ГК мощностью до 3 кВт, рекомендуется назначать, исходя из соотношения: на каждые 10 мм диаметра зазор составляет 3...4 мкм (поршень – сталь, втулка – чугун).

Для компрессоров больших типоразмеров (с уплотнительными кольцами), мощность которых превышает 4 кВт, соотношения между цилиндром и рекомендуемой величиной зазора иные. На каждые 10 мм диаметра – 7...8 мкм зазора (поршень – алюминиевый сплав, втулка цилиндра – чугун), и 5...6 мкм, если поршень стальной.

Целью работы является сопоставление расчетных и экспериментальных значений габаритов цилиндропоршневого сопряжения при экстремальных температурных режимах, установление адек-

ватности и изучение возможности влияния размерных характеристик на показатели надежности поверхностей трения.

Решение проблемы

Для объективной оценки явлений, происходящих в сопряжении цилиндр-поршень, проведены испытания компрессоров КХГ-14.

Исследования осуществлялись в Отраслевой научно-исследовательской лаборатории «Надежность судовых машин» Национального университета кораблестроения (НКИ).

Основные триботехнологические характеристики цилиндропоршневого сопряжения приведены в таблице 1.

Основные характеристики компрессора:

- тип поршневой, герметичный, одноступенчатый;
- холодопроизводительность 14000 ккал/ч (16,3 кВт);
- число цилиндров – 4;

номинальный диаметр цилиндра $5,0 \cdot 10^{-2}$ м.

Таблица 1. Основные триботехнологические характеристики цилиндропоршневого сопряжения компрессора

Детали узла трения	Номинальный диаметр, мм	Материал	Твердость поверхности трения, НВ	Шероховатость поверхности, мкм	Скорость скольжения v , м/с	Кэф. линейного расширения, $(^{\circ}\text{C})^{-1}$.
Цилиндр	$50^{+0,27}$	Чугун АСЧ-4	180...229	0,16	0,22	$10 \cdot 10^{-3}$
Поршень	$50^{+0,005}_{-0,020}$	Сталь 45	241	0,16		$11,7 \cdot 10^{-3}$

Для сопряжения поршень (сталь) – цилиндр (чугун) диаметром 50 мм номинальный зазор составляет ~ 30 мкм.

Допуски и зазоры соединения назначали, исходя из рекомендаций [9], которые коррелируются с данными других исследователей.

Проверка правильности выбора величины зазора осуществлялась расчетом изменения зазора вследствие температурных деформаций:

$$\Delta z = (\alpha_n - \alpha_c) \cdot d \cdot t_{ct},$$

где Δz – изменение зазора, мкм; α_n и α_c – коэффициенты линейного расширения поршня и втулки цилиндра; d – диаметр цилиндра, мм; t_{ct} – температура стенок, $^{\circ}\text{C}$.

Тогда при температуре стенок цилиндра и поршня $t_{ct} = 70$:

$$\Delta z = (11,7 - 10) \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 70 = 6,0 \text{ мкм}$$

Следовательно, назначенный зазор достаточен и при экстремальном температурном режиме.

Исходные параметры сопряжения цилиндр-поршень КФГ-14 приведены в таблице 2.

Испытания компрессора были проведены на различных режимах работы кондиционера. На каждом из режимов осуществлялась диагностика сопряжений. Анализ осциллограмм показал, что величина зазоров изменялась незначительно (табл. 3).

Визуальный осмотр позволил, однако, в некоторых случаях зафиксировать следы схватывания на поверхностях трения.

Сделано предположение, что причиной могут являться пусковые износы, которые при циклической работе кондиционера являются критическими.

Таблица 2. Исходные параметры сопряжения цилиндр-поршень КФГ-14

Детали сопряжения	Диаметр, мм	Зазор в сопряжении, мкм
Цилиндр 1 Поршень 1	50,022 49,993	29
Цилиндр 2 Поршень 2	50,015 49,986	29
Цилиндр 3 Поршень 3	50,018 49,990	28
Цилиндр 4 Поршень 4	50,020 49,992	28

Таблица 3. Изменение зазоров в сопряжениях на различных режимах работы кондиционера

Режимы	Зазор в сопряжении, мкм	Температуры поверхности трения цилиндра, К.
1	31	329
2	30	303
3	28	278
4	27	276

Заключение

Расчетные зависимости, используемые при назначении допусков и зазоров цилиндропоршневого сопряжения надежны.

Необходимы углубленные исследования пусковых износов циклически работающих компрессоров.

Список литературы:

1. Solovyov S.N. Tribotechnology is a new trend of improved quality and reliability of mechanical systems / S.N. Solovyov // 3-rd International Tribology Congress, Warszawa, Poland, 1981, vol. IV A. – P. 221-224.
2. Соловьев С.Н. Триботехнологические принципы создания долговечной техники / С.Н. Соловьев // Трение, износ и смазочные материалы : тр. междунауч. конф. – Ташкент: ФАН, 1985. – Т. 3.4.2. – С. 67-72.
3. Чихос Х. Системный анализ в триботехнике : монография / Х. Чихос. – М.: Мир, 1982. – 351 с.
4. Прогнозирование надежности трибосистем, работающих в экстремальных условиях / С.Н. Соловьев // Проблемы трибологии. – 2003. – № 2. – С. 27-34.
5. Соловьев С.Н. Исследование работоспособности герметичного холодильного компрессора на неустановившихся режимах «влажного холода» / С.Н. Соловьев, Н.П. Стрижак, С.Н. Блиндер // Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок : тр. V Всесоюзной науч.-техн. конф. по компрессоростроению. – М., 1978. – С. 137-139.
6. Соловьев С.Н. Экспериментальные исследования работоспособности узлов трения компрессоров / С.Н. Соловьев, Н.П. Стрижак // Трение и смазка в машинах : тр. Всесоюзной науч.-техн. конф., Челябинск, Транспорт, 1983. – С. 121-125.
7. Стрижак Н.П. Исследование влияния цикличности на интенсивность изнашивания узлов трения герметичных компрессоров / Н.П. Стрижак // Надежность судовых машин: сб. науч. тр. / М-во образования и науки Украины, Николаевский кораблестроительный институт им. адм. С.О. Макарова. – Николаев, 1985. Вып. 141 (2) – С. 25-36.
8. Соловьев С.Н., Модернизированный стенд для моделирования рабочих условий и диагностики пар трения герметичных поршневых компрессоров / С.Н. Соловьев, Н.П. Стрижак // Оптимизация конструкции и моделирование процессов поршневых и центробежных компрессоров высокого давления : тез. докл. всесоюз. науч.-техн. семинара. – М., 1988. – С. 19-21.
9. Кавахара М. Герметичные холодильные компрессоры / М. Кавахара // Рэпто кумё кидзюцу. – 1970. – № 248. – С. 11-21.

УДК 621.436: 621.74

С.Б.Таран, инж., О.В. Акимов, д-р техн. наук, А.П. Марченко, д-р техн. наук

РЕАЛЬНЫЕ ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЧУГУНА С ВЕРМИКУЛЯРНЫМ ГРАФИТОМ ДЛЯ ПОРШНЕЙ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДВС

В Харьковском национальном техническом университете (НТУ «ХПИ») в течение многих лет ведутся конструкторско-технологические разработки и научные исследования поршней для высокофорсированных дизелей. Были разработаны, изготовлены и испытаны на двигателях серии СМД оригинальные конструкции составных и цельнолитых чугунных поршней. Полученные результаты свидетельствуют о возможности использования высокопрочного чугуна с вермикулярным графитом (ВЧВГ) как материала высокофорсированных поршней ДВС. [1,2].

Безусловно, при применении вместо алюминиевых сплавов других материалов необходимо тщательно изучать требования, предъявляемые к материалу поршня для работы в условиях сложного термоциклического нагружения.

Известно, что поршневой материал должен обладать достаточной прочностью при рабочих температурах, износоустойчивостью, жаростойкостью, малой плотностью, невысоким коэффициентом линейного расширения, хорошей теплопроводностью и т.д. Практически всем этим требованиям одновременно не может удовлетворять ни один из

существующих поршневых материалов. Поэтому выбор того или иного сплава должен производиться с учетом условий эксплуатации дизеля, степени его форсирования, размеров и конструкции поршня, т.е. необходимо обеспечивать основные требования к материалу поршня, зачастую в ущерб другим, менее важным для данной конструкции.

Следует отметить, что срок службы поршней форсированных дизелей лимитируются не только образованием трещин термической усталости, а также износом канавок уплотнительных колец и тронковой части поршня. Поэтому для обеспечения длительной работы поршня следует принимать меры по повышению антифрикционных свойств и износостойкости поршневых сплавов.

По мере повышения механических и термических нагрузок на поршни и увеличения срока их службы более отчетливыми становятся ограниченные возможности некоторых традиционных конструкций поршней и применяемых для них материалов. Так, при цилиндровой мощности 300 кВт на дизелях используют поршни из алюминиевых сплавов с охлаждением. Согласно экспериментам такие поршни можно применять до средних эффективных давлений 1,5 – 1,6 МПа, а при цилиндровой мощности свыше 370 кВт уже необходимы поршни из других материалов, выдерживающих более высокие температуры и давления. Увеличение степени форсирования двигателя до значений среднего эффективного давления $p_e = 2,5$ МПа и максимального давления сгорания $p_z = 15-20$ МПа (для высокофорсированных дизелей) приводит к повышению температуры поршня до 500°C и более. Алюминиевые поршни в таких условиях работать не могут. Поэтому важной задачей является выбор альтернативного материала поршня. Повышение долговечности и надежности поршней с точки зрения выбора сплава для их изготовления, может осуществляться по нескольким направлениям:

- улучшение свойств алюминиевых сплавов;
- замена алюминиевых сплавов сталью или высококачественными чугунами, которые отличаются повышенными механическими, специальными и технологическими свойствами;
- применение составных поршней.

До настоящего времени наибольшее распространение получили поршни из алюминиевокремниевых сплавов. Эти сплавы имеют ряд преимуществ: малая плотность, высокая теплопроводность, хорошие литейные свойства и обрабатываемость.

Однако они имеют ограниченную прочность, особенно при температуре выше 200°C, а также недостаточную износостойкость. В форсированных же двигателях резко повышаются рабочие температуры и давления на поршневые кольца. Под действием циклических изменений температур и давлений газов в цилиндре, в поршне возникают переменные термические и механические напряжения. Они и являются причиной образования радиальных трещин на кромках камеры сгорания, длина которых увеличивается со временем, приводя поршень к аварийному состоянию. Этот дефект, а также износ канавок под поршневые кольца лимитируют общую долговечность алюминиевых поршней, лишь некоторое увеличение долговечности может быть достигнуто за счет повышения свойств применяемых новых алюминиевых сплавов.

В высокофорсированных дизелях применение алюминиевых сплавов для поршней вообще проблематично ввиду высоких рабочих температур, приближающихся к температуре плавления сплава, и высоких давлений, способствующих резкому увеличению износа канавок под поршневые кольца.

Возникает необходимость замены алюминиевых и применения стальных, составных или чугунных поршней.

Учитывая необычно высокие термические и механические нагрузки, необходимо принимать меры по обеспечению достаточной усталостной прочности поршня. В связи с этим в последние годы развитие получили работы по снижению температур и термических напряжений в поршнях, по повышению их прочности, что привело к разработке новых методов конструирования поршней и новых методик расчета (метод конечных элементов). Очевидно, что выбор исходной конструкции поршня для нового типа двигателя должен основываться на точной оценке пределов его форсирования. С технической точки зрения конструкция поршня должна удовлетворять пяти основным требованиям: обеспечить достаточную прочность, иметь эффективное охлаждение, не являться источником сильного шума, иметь приемлемые массу и размеры, обеспечивать нормальные условия для работы поршневых колец. Допустимая температура наиболее нагретой части поршня зависит от применяемого материала и не должна превышать для поршневых сплавов на алюминиевой основе 300-350 °C, для чугунов 500-550 °C и для жаростойких сталей

600-650 °С. При более высоких температурах усиливается агрессивное химическое воздействие горячих газов и наблюдается снижение прочностных характеристик материала. Для дизеля, уровень форсирования которого составляет $p_z = 16$ МПа, а $p_e = 2,0-2,5$ МПа, возникающие термические и механические нагрузки возрастают до значений, при которых надежность работы может обеспечить материал, отличающийся высокими прочностными характеристиками [1]. Его предел прочности должен составлять $\sigma \geq 210$ МПа.

В последнее время для дизелей со сверхвысоким форсированием p_e и p_z возрастают, соответственно, до значений 3,5 МПа и 21 МПа. Такое увеличение среднего эффективного давления и давления сгорания осуществляется применением двухступенчатой системы турбонаддува.

Большое значение при выборе поршневых сплавов имеют показатели их физических свойств. Высокое значение коэффициента линейного расширения приводит к необходимости увеличения зазоров между поршнем и гильзой в «холодном» состоянии. Поэтому его значение находится в пределах $8-10 \cdot 10^{-6}$ 1/град. Кроме того, распределение температур в поршне и уровень термических напряжений определяются величиной коэффициента теплопроводности материала. Ее значение должно быть по возможности больше и составлять $\lambda \geq 30$ Вт/м град.

Из всего сказанного следует, что к материалу поршней высокофорсированных двигателей, наряду с общими традиционными требованиями (достаточная длительная прочность, твердость, низкий коэффициент термического расширения, повышенная теплопроводность, малая плотность) предъявляется требование высокой термической выносливости, т.е. сопротивляемости термоциклическому воздействию.

Преимуществом алюминиевых сплавов для поршней, безусловно, является их высокая удельная прочность (отношение предела прочности к плотности) и высокая теплопроводность. В то же время алюминиевые сплавы, используемые для поршней дизелей, имеют высокий коэффициент термического расширения $\alpha = 24 \cdot 10^{-6}$ 1/град, что вызывает необходимость увеличения «холодных» зазоров между поршнем и гильзой, приводит к увеличению расхода масла, уровня шума. Низкая их износостойкость, приводит к быстрому изнашиванию канавок под поршневые кольца.

Практика показала, что применяемые в настоящее время алюминиевые сплавы не в состоянии удовлетворять требованиям, предъявляемым к материалу поршня в случае форсирования дизеля, особенно при работе на тяжелом топливе.

Основным направлением увеличения надежности и долговечности поршней из алюминиевых сплавов являются работы по повышению прочностных характеристик и упрочнению канавок для поршневых колец путем плазменного переплава, а также применение специальных покрытия, снижающих износ.

Для высокофорсированных дизелей применяются составные поршни, в которых днище изготовлено из более прочного материала (стали или чугуна). Такое решение позволяет обеспечить высокую жаропрочность и стойкость днища поршня при сохранении хороших антифрикционных свойств тронковой части.

К сожалению, составные поршни имеют целый ряд существенных недостатков. Их вес больше, чем алюминиевых, поэтому величина инерционных сил также больше, что приводит к увеличению нагрузок на коренные и шатунные подшипники. Во время работы при больших нагрузках ($p_e > 2$ МПа) зачастую происходит разрушение тронка поршня. В винтах, скрепляющих тронк с головкой, возникают усталостные деформации. Винты отпускаются и зажимаются между выемкой в тронке поршня и втулкой цилиндра, в результате тронк поршня разрушается. Одним из недостатков составных поршней является также их повышенная стоимость.

Последние достижения в области производства тонкостенных отливок из чугуна вызвали повышенный интерес к чугуну, как материалу для поршней [3,4]. Чугун по сравнению с алюминиевыми сплавами имеет более высокие прочность и уровень рабочих температур, что определяет его преимущества. Повышенная твердость обеспечивает меньший износ канавок под поршневые кольца.

Значительно меньшая величина коэффициента линейного расширения чугуна по сравнению с алюминиевыми сплавами, позволяет уменьшить зазор между поршнем и гильзой, тем самым снизить уровень шума двигателя, обеспечить оптимальное прилегание поршня к стенкам чугунной гильзы, а также правильное скольжение. Резко уменьшается опасность удара поршня в холодном состоянии и схватывания в горячем. Кроме того,

циклическая вязкость чугуна значительно больше, чем алюминиевых сплавов, благодаря чему уменьшается скорость распространения трещин усталости. Из всех вариантов повышения надежности и долговечности поршней применение ВЧВГ является наиболее приемлемым и эффективным.

Сравнительные исследования чугунов с различной формой графита (табл. 1) свидетельствуют о лучшем сочетании механических и теплофизических свойств у чугуна с вермикулярным графитом.

Таблица 1. Сравнительные исследования чугунов с различной формой графита

Свойства	Пластинчатый графит	Вермикулярный графит	Шаровидный графит
σ_b , МПа при 20° С	250	400	600
при 600° С	140	320	400
δ , % при 20° С	1,2	3,2	5,0
при 600° С	2,0	4,8	10,0
E, МПа при 20° С	13,9	16,5	17,8
при 600° С	11,5	13,4	14,5
λ , 100 Вт/м °С при 20° С	54,0	46,5	33,5
при 600° С	42,0	41,0	25,1
α , 10 ⁻⁶ м/м °С при 20° С	10,0	12,0	11,0
при 600° С	12,3	15,0	11,5

Дополнительным резервом повышения свойств ЧВГ может стать применение в качестве материала поршней высокофорсированного ДВС низкокремнистого алюминиевого чугуна системы Fe-C-Al.

К настоящему времени в промышленности применяется более 300 марок чугунов. Они отличаются по химическому составу, свойствам, структуре и технологии получения, но обладают одним общим признаком – все они построены на базе известной системы Fe-C-Si. Использование этой системы обусловлено традиционной технологией переработки железной руды в доменных печах, где основной продукт доменного производства – чугун всегда содержит углерод и кремний, которые являются основными составляющими химического состава.

В начале 70-ых годов прошлого столетия Ю.Г. Бобро показал [5], что чугуны могут быть построены на принципиально новой системе Fe-C-Al, на базе которой можно получить такое же разнообразие чугунов и их свойств, как и для системы Fe-C-Si. Эти чугуны называли алюминиевыми.

Как показали многочисленные исследования их свойства значительно выше традиционных чугунов. Только вермикулярная форма графита в чугуне может обеспечить ему прочность более 500 МПа. Ощутимо лучшие и другие характеристики алюминиевого чугуна. Именно поэтому в работе уделено особое внимание использованию алюминиевого ВЧВГ при изготовлении монолитных тонкостенных поршней высокофорсированных дизелей.

Проведенные нами исследования термической выносливости алюминиевого ВЧВГ показали рост этого показателя в 2-2,5 раза по сравнению с ЧВГ системы Fe-C-Si.

Технология производства низкокремнистого ЧВГ системы Fe-C-Al может быть легко освоена для производства тонкостенных поршней ДВС.

Таким образом, накопленный опыт конструкторско-технологических разработок по использованию ВЧВГ в качестве материала высокофорсированных дизелей свидетельствует о перспективности изготовления монолитных чугунных поршней. С целью дальнейшего повышения рабочих характеристик ВЧВГ необходимо углубить исследования по оптимальному его легированию, особое внимание следует уделить чугуну системы Fe-C-Al.

Список литературы:

1. Варожейнов А.И. Разработка конструкции и исследование теплонпряженного состояния поршней дизеля для энергонасыщенного трактора: Дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Варожейнов Анатолий Иванович. – Харьков, 1983. – 205 с. 2. Пыльов В.А. Повышение долговечности деталей камеры сгорания быстроходных дизелей: Дис. доктора техн. наук: 05.0503 / Пыльов Владимир Александрович. – Харьков, 1990. – 400с. 3. Балакин В.И. Форсированные дизели / В.И. Балакин, Н.Н. Иванченко, М.Г. Круглова – М.: Машиностроение, 1978. – 360 с. 4. Дзучкоева Р.Б. Перспектива развития материалов и технологии изготовления литых поршней форсированных дизелей / Р.Б. Дзучкоева, М.Д. Никитин // - Энергомашиностроение. – 1976. – № 8. – с. 24-25. 5. Бобро Ю.Г. Алюминиевые чугуны / Ю.Г. Бобро. – Харьков.: ХГУ, 1964. 195 с.

УДК 621.436

Н.Я. Яхьяев, д-р техн. наук, Н.М. Вагабов, инж.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИИ ВТУЛОК ЦИЛИНДРОВ ПРИ СБОРКЕ ДИЗЕЛЯ 4С48,5/11

Введение

В конструкциях большинства судовых дизелей втулки цилиндров, головки цилиндров, коленчатый вал с блок-картером образуют групповые резьбовые и прессовые соединения.

Каждая деталь, поступившая на сборку, до ее соединения в узел, как правило, имеет относительно высокие допуски на отклонения макрогеометрии, соответствующие требованиям нормативно-технической документации. Силы затяжки, передаваемые на детали через силовые шпильки, должны создавать равномерные контактные давления по всему периметру стыка деталей и обеспечивать надежность соединения деталей в узле. Однако это не всегда достижимо из-за неравномерной конструктивной жесткости по периметру опорных буртов блоков цилиндров, неточности усилий затяжки, погрешностей размеров и формы, допущенных при изготовлении сопрягаемых деталей и усиливающих отклонения точности детали в собранном узле и др.

Неравномерные упругие деформации по периметру гнезд передаются на опорные бурты втулок цилиндров (ВЦ) и являются фактором неравномерной деформации в узле, что приводит к искажениям геометрической формы рабочих поверхностей цилиндров, и, соответственно, ухудшают условия работы маслосъемных и компрессионных колец. Кроме того, этим сводятся к минимуму усилия технологов по обеспечению высокой точности формы цилиндров на операциях механической обработки цилиндров, т.к. после сборки ДВС отклонения геометрической точности цилиндров возрастают в несколько, а иногда и в десятки раз [1]. Большая часть работ, направленных на исследование отклонений макрогеометрии гильз цилиндров и влияния их на эксплуатационные показатели, посвящена тепловозным, автомобильным и тракторным двигателям. Для судовых дизелей отдельные работы в данном направлении выполнены в СПб ГМТУ, СПб ГУВК, НИИВТ, Гипрорыбфлоте, ДГТУ и др.

Недостаточная изученность отклонений макрогеометрии цилиндров после сборки ДВС объясняется труднодоступностью измерений при контроле точности. Поэтому, разработка и исследование новых эффективных методов измерения на-

пряжений и деформаций втулок цилиндров, от точности геометрической формы которых зависят показатели работоспособности ДВС, является актуальной задачей для инженерной практики.

Постановка задачи. Из-за трудностей измерения деформации ВЦ в процессе сборки ДВС (отсутствует доступ к поверхностям для контактных измерительных инструментов, применяемых в производстве), объективную информацию о характере и величинах деформаций можно получить лишь на основе лабораторных экспериментальных исследований. Научный и практический интерес представляют разработка и апробирование методики измерения деформации ВЦ.

Методы испытаний. Общий вид экспериментальной установки, созданной на базе дизеля 4С48,5/11, показан на рис.1.

Экспериментальная установка состоит из цифрового тензометрического моста ЦТМ-5, записывающего устройства (ЗУ) к нему, тензорезисторов и позволяет контролировать напряженно-деформированное состояние одновременно в 56 точках на исследуемых поверхностях блок-картера и втулок цилиндров.

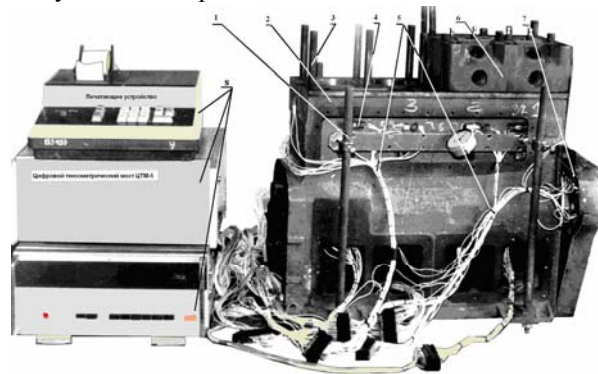


Рис. 1. Общий вид экспериментальной установки
1 – штатив с индикаторной головкой; 2 – блок-картер дизеля; 3 – шпилька крепления головки цилиндров к блок-картеру; 4 – тензорезистор; 5 – провода от тензорезисторов; 6 – головки цилиндров; 7 – место наклейки компенсационных тензорезисторов; 8 – комплект измерительной аппаратуры (ЦТМ-5)

В работе использовали тензорезисторы на бумажной основе типа ПКБ.10.100Х с базой 10мм. Статическое тарирование датчиков проводилось на балках равного сопротивления, изготовленных из материала блока и втулок цилиндров.

Точность измерения напряжений составляло $\pm 0,6$ МПа. Деформации втулок и блока измерялись индикаторными головками с ценой деления 0,001 мм. Напряжения и деформации регистрировались при сборке блока с втулками цилиндров и коленчатым валом. Затяжка шпилек крепления опор коленчатого вала осуществлялась моментом $M_{\text{зат}} = 100$ Н·м и шпилек крепления головок цилиндров — $M_{\text{зат}} = 200$ Н·м. Последовательность и моменты затяжки соответствовали техническим условиям на сборку серийных дизелей 4С8,5/11.

Для повышения точности результатов измерений и уменьшения влияния случайных погрешностей каждое измерение повторяли трижды. Окончательный результат определялся, как математическое ожидание этих измерений. Обработка экспериментальных данных заключалась в определении приращения напряжений по сравнению с исходными показателями (перед каждой операцией сборки). Анализ погрешностей позволил оценить их суммарную величину при проведении опытов, не превышающую $\pm 6\%$. На рис. 2 показан общий вид размещения тензорезисторов в исследуемом групповом резьбовом соединении (ГРС).



Рис. 2 Общий вид размещения тензорезисторов в ГРС дизеля 4С8,5/11

Жесткость исследуемого ГРС формируется путем интегрирования характеристик жесткости каждой детали входящей в соединение, а также напряженно-деформированного состояния, возникающего в прессовых и резьбовых соединениях узла.

Поэтому, научно-практический интерес представляет процесс формирования жесткости в результате сборки узлов:

- блок-картер — головки цилиндров — коленчатый вал (без ВЦ);
- блок-картер — головки цилиндров — втулки цилиндров — коленчатый вал.

Такая последовательность проведения экспериментов позволяет определить технологическую

наследственность процессов образования и наследования погрешностей формы деталей ГРС.

Для определения степени влияния последовательности сборки на деформацию ВЦ дизеля на первом этапе были выполнены исследования характера напряженно-деформированного состояния блок-картера, изменения формы и размеров его посадочных поясков при сборке без ВЦ, а на втором этапе — НДС исследуемого узла, но уже с установленными ВЦ. На втором этапе измерялись также деформации и напряжения на зеркале ВЦ. Принятая методика проведения экспериментов позволила исследовать основные операции сборки с учетом технологической наследственности.

Результаты эксперимента и их обсуждение

На рис. 3 показано изменение напряжений на посадочных поясах блок-картера в зависимости от момента затяжки гаек крепления головок цилиндров и опор коленчатого вала. Как видно, наибольшая неравномерность напряженного состояния наблюдается в верхних поясах второго и третьего цилиндров блока ($\Delta\sigma_{\text{max}}^{(2)} = 31,5$ МПа; $\Delta\sigma_{\text{max}}^{(3)} = 50,6$ МПа). Причем большее влияние на деформацию посадочных поясков оказывает затяжка шпилек крепления опор коленчатого вала, меньшее — затяжка шпилек при соединении блока с головками цилиндров. Для этих цилиндров также характерна наибольшая неравномерность деформации поясков, так овальность их достигает 0,08 мм (третий цилиндр) с расположением большей оси овала в плоскости качания шатуна.

Исследованы напряжения на рабочих поверхностях втулок цилиндров, возникающие при различных операциях сборки: после установки ВЦ в блок-картер, после затяжки шпилек крепления головок цилиндров и крепления опор коленчатого вала. На рабочих поверхностях ВЦ напряжения, а следовательно их упругие деформации неравномерны сразу после установки в блок-картер ($\Delta\sigma_{\text{max}}^{(1)} = 16$ МПа, для первого цилиндра в верхнем пояске). Однако большее влияние на возникновение неравномерной деформации ВЦ оказывают усилия затяжки шпилек головок цилиндров (до $\Delta\sigma_{\text{max}}^{(1)} = 20$ МПа, для первого цилиндра в верхнем пояске) и опор коленчатого вала (до $\Delta\sigma_{\text{max}}^{(3)} = 49,2$ МПа, для третьего цилиндра в верхнем пояске).

Все ВЦ после сборки деформируются неравномерно и характер их деформации соответствует данным, полученным при статистическом анализе результатов измерения втулок серийных дизелей и

результатов предварительных расчетов. Овальность ВЦ находилась в пределах от 0,005 до 0,035 мм при наибольших значениях в третьем и втором цилиндрах. Большие оси овалов располагаются в плоскости качания шатуна, т.е. совпадают с направлением овальности посадочных поясков блока при их измерении без втулок. Сравнение полученных результатов позволило сделать вывод о том, что на деформацию втулок цилиндров большее влияние оказывает искаженная форма отверстий посадочных поясков, с которыми сопрягаются цилиндровая втулка, а деформация ВЦ от приложения изгибающего момента $M_{изг}$ к опорному торцу менее значительна.

Анализ результатов исследования сборки ди-

зеля с втулками цилиндров и без них показал значительное влияние жесткости самих ВЦ на качество сопряжения Б-Г-ВЦ. Так, наибольшая овальность отверстий ВЦ составляет 0,035 мм, в то время как овальность посадочных поясков блок-картера, с которыми сопрягаются втулки, была 0,08 мм. Кроме того, наибольшая интенсивность деформации ВЦ возникает при затяжке силовых шпилек до величины $M_{зат}=50$ Нм. Дальнейшее увеличение $M_{зат}$ с 50 Нм до 200 Нм оказывает заметное влияние на деформацию втулок лишь в зоне верхних посадочных поясков блока. В зоне нижних посадочных поясков блока деформация втулок незначительна – овальность увеличивается только на 0,005 мм.

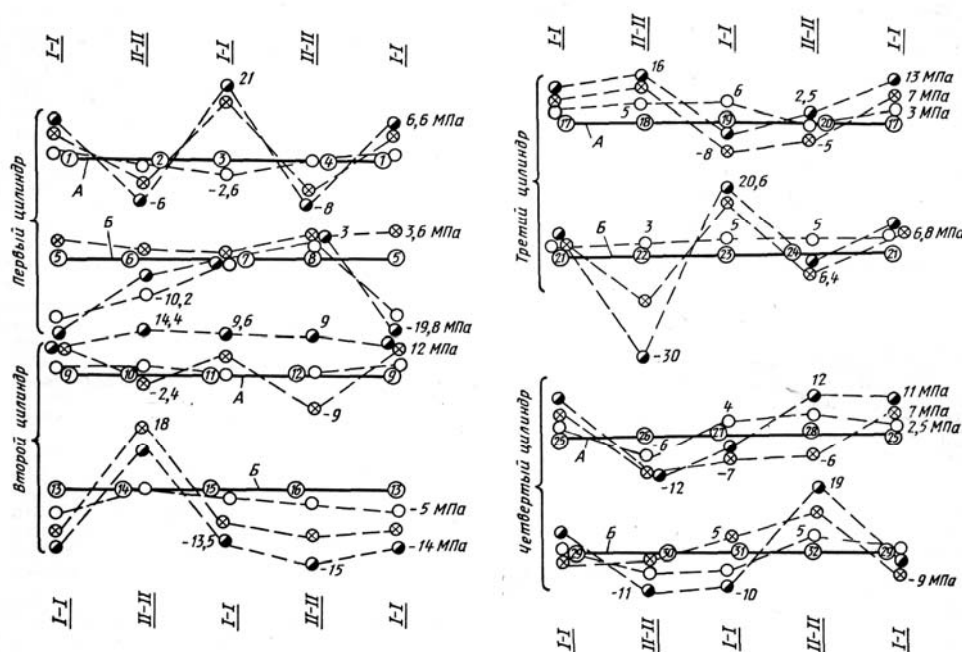


Рис. 3 Напряжения на посадочных поясах блок-картера в сопряжении блок-картер – головки – коленчатый вал дизеля 4Ч8,5/11

—⊗— - после затяжки опор коленчатого вала; —●— - после затяжки головок цилиндров; —○— - после затяжки коленчатого вала и головок цилиндров

Можно заключить, что втулки цилиндров деформируются от усилий затяжки силовых шпилек главным образом до тех пор, пока поверхности сопрягаемых деталей будут полностью прилегать друг другу, т.е. до полной выборки всех технологических зазоров между деталями. Следовательно, искажение базовых поверхностей посадочных поясков блок-картера от сил затяжки резьбовых шпилек ГРС является одним из факторов, определяющих характер деформации втулок цилиндров.

Аналогичные исследования были выполнены также на дизеле 4Ч9,5/11, имеющем похожую силовую схему ГРС.

Анализ полученных данных о погрешностях формы ВЦ при сборке показывает влияние сил за-

тяжки ГРС на формирование характера и величин отклонений. Рекомендации, сделанные для дизеля Ч8,5/11 могут быть использованы также в технологическом процессе изготовления и сборки дизеля 4Ч9,5/11.

Результаты проведенных испытаний показали, что одним из постоянно действующих факторов, влияющих на неравномерную деформацию ВЦ при сборке является неравномерная деформация посадочного пояса блок-картера из-за переменной жесткости его верхней опорной плиты. Для повышения геометрической точности ВЦ был разработан способ, основанный на исправлении погрешностей формы базовых поверхностей поясков блока на операциях механической обработки. Практиче-

ская реализация данного способа заключается в следующем:

- блок цилиндров, соединенный с технологическим коленчатым валом, поступает на операцию чистовой расточки отверстий; момент затяжки опор этого вала $M_{зат}=100$ Н·м, соответствующий техническим требованиям (ТТ) на сборку дизеля, приводит к деформациям блока и его посадочных поясков;

- производят чистовую расточку поверхностей посадочных поясков и тем самым исправляют их форму, искаженную деформациями блока;

- блок с отверстиями подается на сборку; после снятия технологического вала отверстия в блоке приобретают форму обратную той, которая возникает у них при сборке дизеля;

- окончательно собирают узел блок-картер – втулки цилиндров – коленчатый вал – головки цилиндров, в котором преднамеренно искаженная форма отверстий блока выполняет роль компенсатора его неравномерной сборочной деформации от усилий затяжки подшипников коленчатого вала и уменьшает деформации.

Использование описанного способа обработки и сборки дизеля 4Ч8,5/11 позволило уменьшить неравномерность деформаций втулок цилиндров с 0,035 мм до 0,015мм, т. е. более чем в 2 раза.

Выполненные исследования влияния сил и последовательности затяжки шпилек ГРС на деформацию втулок цилиндров хорошо согласуются с результатами исследований, выполненных для автомобильных двигателей А.Г. Кесарийским [2]. Используемые им лазерно-интерференционные методы позволили измерить и представить картину перемещений не только в виде пространственных полей, но и в виде временных последовательностей.

Учитывая фактор влияния последовательности и сил затяжки шпилек ГРС на формирование точности формы цилиндров, представляет интерес более подробное исследование вопроса о возможности применения заданного уровня неравномерности затяжки в целях управления НДС исследуемого узла, что открывает новые технологические возможности повышения точности сборки ГРС без внесения изменений в его конструкцию..

Заключение

Выполненное исследование точности и механической напряженности втулок цилиндров и блок-картера в процессе сборки судовых малоразмерных дизелей позволило сделать следующие выводы:

1. Разработанная методика исследования на-

пряженно-деформированного состояния рассматриваемого ГРС, основанная на тензометрировании деформаций и напряжений показала свою эффективность и информативность. Погрешность измерений не превысила 8%.

2. Влияние на деформацию ВЦ оказывает как затяжка крепежа головок цилиндров, так и опор коленчатого вала. Все ВЦ после сборки деформируются неравномерно и характер их деформации соответствует данным, полученным при статистическом анализе результатов измерения втулок серийных дизелей и результатов предварительных расчетов.

3. Овальность втулок находилась в пределах от 0,005 до 0,035мм при наибольших значениях в третьем и втором цилиндрах. Большие оси овалов располагаются в плоскости качания шатуна, т.е. совпадают с направлением овальности посадочных поясков блока при их измерении без втулок.

4. На деформацию втулок цилиндров большее влияние оказывает искаженная форма отверстий посадочных поясков, с которыми сопрягается цилиндрическая втулка, а деформация втулки от приложения изгибающего момента $M_{изг}$ к опорному торцу менее значительна.

5. Анализ результатов исследования сборки дизеля с втулками цилиндров и без них показал значительное влияние жесткости самих втулок на деформацию деталей сопряжения блок-картер – головки цилиндров – втулки цилиндров.

6. Втулки цилиндров деформируются от усилий затяжки крепежа главным образом до тех пор, пока поверхности сопрягаемых деталей полностью прилегают друг другу, т.е. до полной выборки всех технологических зазоров между деталями.

7. Для повышения геометрической точности ВЦ разработан новый способ, основанный на исправлении погрешностей формы базовых поверхностей поясков блока на операциях механической обработки, что позволило уменьшить неравномерность деформаций втулок цилиндров с 0,035 мм до 0,015мм, т. е. более чем в 2 раза.

Список литературы:

1. Яхьяев Н.Я. Повышение геометрической точности рабочих поверхностей втулок цилиндров при сборке малоразмерного судового дизеля / Н.Я. Яхьяев, С.Н.Яхьяева //Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2005. – №6. – С.32–42.
2. Кесарийский А. Г. Разработка лазерно-интерференционных средств исследования напряженно- деформированного состояния деталей и узлов ДВС : автореф. ... канд. техн. наук. 05.05.03. Х.; Павлоград, 2005. — 21 с.

ТЕОРЕТИЧНА ОЦІНКА ЗАЛЕЖНОСТІ ДІАГНОСТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ І НАДІЙНОСТІ ДИЗЕЛІВ

Вступ

Систематизація методів отримання інформації зорієнтована на безперервний контроль діагностичних параметрів технічного стану дизелів. На початковому етапі експлуатації з'ясовуються і враховуються особливості впливу режимів роботи і зміни зовнішніх умов на параметри стану дизелів.

З удосконаленням засобів визначення технічного стану техніки, діагностика дизелів, як елемента, що лімітує його, вийшла на перший план [1].

На практиці діагностика потрібна не тільки для пошуку несправностей (хоча ця причина переважача). В ході планового технічного обслуговування корисно робити профілактичну діагностику, щоб виявити приховані несправності. Отримані результати використовують з метою приблизної оцінки залишкового ресурсу дизелів. Точність прогнозу, в свою чергу, залежить не лише від величини отриманих даних, а й від їх достовірності.

Аналіз попередніх досліджень

Відомо багато спроб виведення універсальної формули діагностики [1], застосування якої надало змогу швидко і без великих затрат знайти причину несправності. Зазначимо, що це, в принципі, можливо, але лише для однотипних одиниць техніки, яка експлуатується в ідентичних умовах. На практиці даний підхід реалізувати майже неможливо, оскільки знайти будь-які абсолютно прийнятні рекомендації для різних видів дизелів по єдиному алгоритму не вдається. Це свідчить про те, що будь-яка система або алгоритм дій можуть існувати лише в загальних рисах і повинні корегуватися в процесі роботи дизелів, враховуючи їх технічний стан [2]. Авторами пропонується систематизація методів отримання інформації про технічний стан дизелів за принципом безперервного збору всіх діагностичних сигналів з поетапним уточненням причин їх виникнення. Кількість етапів уточнення діагностичної інформації залежить від необхідної точності діагнозу та матеріально-технічного забезпечення діагностичними засобами. При цьому, чим точніший діагноз, тим для меншого відрізка часу (напрацювання) він буде справедливий.

Розглянемо зміст та функції запропонованих рівнів.

Зовнішній рівень базується на отриманні інформації про технічний стан дизеля при суб'єктивному сприйнятті його зовнішніх проявів та змін у часі: вібрація, шум, перегрів деталей, перевитрата паливно-мастильних, охолодних матеріалів. Цей рівень, за методами отримання інформації, можна умовно поділити на органолептичні та програмні.

Індикаторний рівень вимагає отримання інформації про параметри стану дизеля: тиск і температура робочого тіла, швидкість руху деталей та ін.

На цьому рівні використовують найпростіші інструментальні методи і засоби отримання діагностичної інформації про технічний стан дизеля та його підсистем. Інформація отримується за допомогою таких приладів як стетоскопи, компресометри, лічильники об'єму картерних газів, газоаналізатори, витратоміри моторної оливи на вигар тощо. Методика використання приладів подана в роботі [3].

Даному рівню, внаслідок використання вищезазначених методик та засобів, властиві значні розбіжності між реальним та вимірним, а отже отриманим об'єктивно, значенням. Не зважаючи на відносно невисоку достовірність отриманої інформації, що не перевищує 60%, оператор має попередні дані про технічний стан дизеля. Даного обсягу інформації, в більшості випадків, достатньо для прийняття рішення про надійність та можливість допущення дизелів до виконання своїх функцій. Але не завжди.

На усередненому рівні визначають параметри (сталі, змінні) робочих процесів, їх взаємовплив. Параметри технічного стану дизелів, на даному рівні, оцінюються за зміною властивостей моторної оливи та наявністю в ній води, палива, частинок зносу сполучених деталей, забруднюючих домішок.

Загальний комплекс властивостей моторної оливи пропонується визначити методом крапельної проби [4]. Для цього на лист фільтрувального паперу наносять 3...4 краплі моторної оливи. Кожна крапля утворює на фільтрувальному папері пляму

овальної або круглої форми з темним ядром, навкруги якого розташовуються одне або два концентричні кільця різних розмірів і забарвлень.

В процесі дослідження, на даному рівні, встає проблема оптимізаційної оцінки можливих станів дизелів, отриманих за крапельною пробою. Тому пропонується їх попередня класифікація і розробка типових процесів виконання наступних операцій:

- постановка на контроль з можливим корегуванням термінів проведення наступних операцій;
- уточнення діагнозу (повторна проба), перехід на вищий рівень отримання інформації;
- уточнення по системам дизелів, якщо існує підозра на вихід з ладу певної підсистеми.

На цьому ж рівні пропонується проводити хімічний аналіз проб моторної оливи [5], який полягає у визначенні показників, таких як кінематична в'язкість при 40°C і при 100°C, температура спалаху, лужне число, вміст води, оцінка забрудненості.

Вірогідний рівень можна поділити на два підрівні: загальний і конкретний. На загальному підрівні отримують інформацію про фізико-механічні та триботехнічні характеристики деталей. На конкретному підрівні отримують відомості про шорсткість, твердість, стан поверхні, макроскопічні дефекти, ін.

Технічний стан дизелів на вірогідному загальному рівні пропонується оцінювали за допомогою спектрального аналізу моторної оливи. Для цього можна використати фотоелектричний спектрометр МФС-7, який дозволяє визначати наявність більш, ніж 26 металів, методом електроду, що обертється [5].

На вірогідному конкретному рівні пропонується застосовувати вакууметричний метод оцінки параметрів технічного стану основних елементів та систем, що лімітують ресурс і надійність дизелів.

На адекватному рівні виявляють фізико-хімічні зміни матеріалу деталі: напружено-деформований стан, концентратори поля напружень, мікроскопічні дефекти, розподіл легуючих елементів в прошарках та ін.

Для виявлення напружено-деформованого стану і границі втомленості матеріалу можна рекомендувати застосування магнітного методу з визначенням коерцитивної сили H_c в різних напрямках прикладання навантаження [6]. Цей параметр пов'язаний з напруженим станом металу і у бага-

тьох випадках дозволяє знаходити приховані дефекти.

Наявність технологічних дефектів створює появу додаткових локальних концентрацій напружень. Тому, під час прогнозування залишкового ресурсу, доцільно, в рамках інформаційного забезпечення моніторингу, використовувати дані про структурний стан та макродефекти. В місцях виміру H_c необхідно додатково контролювати ступінь корозії металу за допомогою товщиномірів.

Для отримання більш об'єктивної інформації про стан матеріалу гільз циліндрів дизелів, перед застосуванням коерциметричного методу необхідно попередньо проводити їх мікрометраж.

Отримані дані дозволять точніше локалізувати місце знаходження дефектів, граничних зносів та прихованих концентраторів напружень.

Перед проведенням вимірів потрібно визначити порогові значення для досліджуваних зразків. Ця інформація є основою при прогнозуванні експлуатаційного ресурсу деталей з позицій аналізу структурного стану, а в комплексі з даними попередніх етапів моніторингу суттєво покращує якість і достовірність оцінки стану і залишкового ресурсу [7].

Мета роботи: теоретична оцінка залежності діагностичних параметрів і надійності дизелів.

Результати досліджень

Імовірність безвідмовної роботи дизелів згідно рівнів:

$$P_{\text{безв}} \leq \prod_{i=1}^n P_{ji} \xi_{ji} + \Delta P_{ji} \xi_{ji} \leq 1, \quad (1)$$

де P_{ji} – імовірність безвідмовної роботи дизелів виявлена на j -тому рівні i -тим способом; ΔP_{ji} – вплив непрогнозованих факторів на імовірність безвідмовної роботи дизелів в межах діагнозу проведеного на j – му рівні; ξ_i – вага діагностичного параметру технічного стану дизелів, $\xi_i = \frac{\varphi_i}{\sum \varphi_i}$; φ_i – значимість діагностичного параметру, отриманого за допомогою певного діагностичного методу.

Як уже зазначалось, запропонована система отримання діагностичної інформації має 5 рівнів. Тому, відповідна імовірність безвідмовної роботи дизелів на цих рівнях можна оцінити системою рівнянь:

$$\begin{cases} P_{I\text{безв}} = \prod_{i=1}^{n_I} P_{Ii} \xi_{Ii} + \Delta P_{Ii} \xi_{Ii} \\ P_{II\text{безв}} = \prod_{i=1}^{n_{II}} P_{IIi} \xi_{IIi} + \Delta P_{IIi} \xi_{IIi} \\ P_{III\text{безв}} = \prod_{i=1}^{n_{III}} P_{IIIi} \xi_{IIIi} + \Delta P_{IIIi} \xi_{IIIi} \\ P_{IV\text{безв}} = \prod_{i=1}^{n_{IV}} P_{IVi} \xi_{IVi} + \Delta P_{IVi} \xi_{IVi} \\ P_{V\text{безв}} = \prod_{i=1}^{n_V} P_{Vi} \xi_{Vi} + \Delta P_{Vi} \xi_{Vi} \end{cases} \quad (2)$$

З іншого боку, ймовірність безвідмовної роботи дизелів можна знайти за виразом [9]:

$$P(t) = \exp\left(-k_e \int_{t_0}^t D\left[\sum_{i=1}^n z_i\right] dt\right), \quad (3)$$

де z – сукупність діагностичних параметрів дизелів; n – кількість діагностичних параметрів; k_e – коефіцієнт, що враховує дію експлуатаційних чинників; t, t_0 – проміжок часу, на якому розглядають діагностичні параметри дизелів.

Враховуючи останній вираз, запишемо систему рівнянь (2) у наступному вигляді:

$$\begin{cases} P_{I\text{безв}} = \prod_{i=1}^{n_I} \exp\left(-k_e \int_{t_0}^t D\left[\sum_{i=1}^n z_{Ii}\right] dt\right) \xi_{Ii} + \Delta P_{Ii} \xi_{Ii} \\ P_{II\text{безв}} = \prod_{i=1}^{n_{II}} \exp\left(-k_e \int_{t_0}^t D\left[\sum_{i=1}^n z_{IIi}\right] dt\right) \xi_{IIi} + \Delta P_{IIi} \xi_{IIi} \\ P_{III\text{безв}} = \prod_{i=1}^{n_{III}} \exp\left(-k_e \int_{t_0}^t D\left[\sum_{i=1}^n z_{IIIi}\right] dt\right) \xi_{IIIi} + \Delta P_{IIIi} \xi_{IIIi} \\ P_{IV\text{безв}} = \prod_{i=1}^{n_{IV}} \exp\left(-k_e \int_{t_0}^t D\left[\sum_{i=1}^n z_{IVi}\right] dt\right) \xi_{IVi} + \Delta P_{IVi} \xi_{IVi} \\ P_{V\text{безв}} = \prod_{i=1}^{n_V} \exp\left(-k_e \int_{t_0}^t D\left[\sum_{i=1}^n z_{Vi}\right] dt\right) \xi_{Vi} + \Delta P_{Vi} \xi_{Vi} \end{cases} \quad (4)$$

Використавши вираз (4), наведемо графічну інтерпретацію залежності ймовірності безвідмовної роботи дизеля на відповідному рівні, діагностичних параметрів та їх коефіцієнту ваги від досліджуваного інтервалу часу (рис. 1).

Проведені експериментальні дослідження зміни діагностичних параметрів у залежності від часу показали адекватність теоретичним гіпотезам. Результати досліджень наведено на рис. 2.

Діагностичні параметри, що характеризують стан мастила, ЦПГ та інших параметрів показують їх зміну в залежності від часу. При цьому, зміну пропонується подавати у вигляді сукупності реалі-

зації діагностичної інформації про технічний стан дизелів.

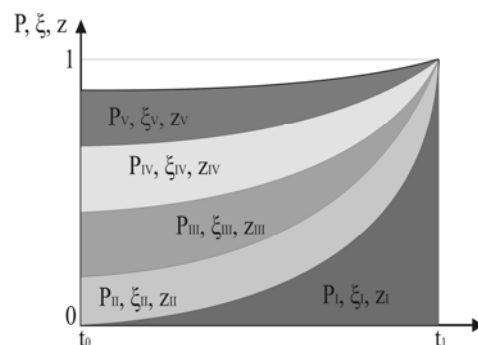


Рис. 1. Залежність ймовірності безвідмовної роботи дизеля на відповідному рівні, діагностичних параметрів та їх коефіцієнту ваги від досліджуваного інтервалу часу

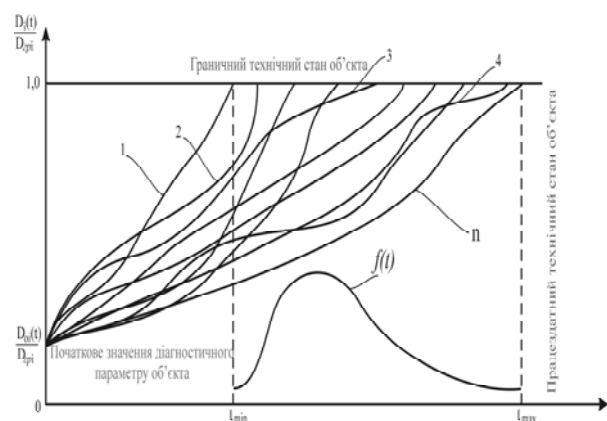


Рис. 2. Зміна діагностичних параметрів дизеля ЯМЗ-238 у залежності від часу

1, 2 – стан та властивості моторного мастила; 3, 4 – технічний стан циліндро-поршневої групи; n – інші параметри технічного стану; $f(t)$ – щільність розподілу граничних значень діагностичних параметрів

Висновки

Запропоновані рівні отримання інформації про технічний стан дизелів з поетапним уточненням дали можливість теоретично оцінити залежності ймовірності безвідмовної роботи від діагностичних параметрів та їх ваги. При цьому наведено графічну інтерпретацію реалізації теоретичних залежностей ймовірності безвідмовної роботи дизелів на відповідному рівні, діагностичних параметрів та їх коефіцієнтів ваги від досліджуваного інтервалу часу. Проведені експериментальні дослідження зміни діагностичних параметрів, у залежності від часу, показали адекватність теоретичним

гіпотезам. Встановлено, що діагностичні параметри, які характеризують стан мастила, циліндро-поршневої групи та інших механізмів показують їх зміну в залежності від часу.

Список літератури:

1. Биргер И.А. Техническая диагностика / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение. – 1978. – 240 с. 2. Барановський Д.М. Проблема довговічності дизелів засобів транспорту / Д.М. Барановський, О.Ю. Жулай // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Вип. 5(58) Ч.1. – 2009. – С. 96-99. 3. Бажинов А.В. Научные основы оценки ресурса силовых агрегатов транспортных машин с учетом условий эксплуатации. Дис... докт. техн. наук: 05.22.20 / Бажинов А.В. – Харьков. – 2001. – 324с. 4. Барановський Д.М. Визначення технічного стану дизелів засобів транспорту методом крапельної проби моторної оливи / Д.М. Барановський, О.Ю. Жулай // Автомобильный транс-

порт: сборник научных трудов. – 2009. – Вип. 24. – С. 113-115. 5. Барановський Д.М. Визначення технічного стану дизелів засобів транспорту АПК за хімічним аналізом моторної оливи / Д.М. Барановський, О.Ю. Жулай // Проблеми трибології. – 2010. – №1 – С.26-28. 6. Жулай О.Ю. Технічний стан матеріалу гільз циліндрів дизелів ЗТ / О.Ю. Жулай, Д.М. Барановський // Східноєвропейський журнал передових технологій – 2009. – №3/8 (39). – С. 31-34. 7. Бондаренко А.Ю. Мониторинг состояния сварных соединений для прогнозирования остаточного ресурса магистральных нефтепроводов // Техн. диагностика и неразрушаемый контроль. – №1. – 2003. – С. 20-24. 8. Барановський Д.М. Прогнозування залишкового ресурсу дизелів засобів транспорту та його раціональне використання / Д.М. Барановський, О.Ю. Жулай // Східноєвропейський журнал передових технологій – 2009. – №4/10 (40). – С.45-49. 9. Барановський Д.М. Визначення залишкового ресурсу трибосистем // Міжнародний науковий журнал «Проблеми трибології». – 2009. – №4. – С. 127-129.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК С ПОРШНЕВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ В СИСТЕМАХ АКТИВАЦИИ МАЛОДЕБЕТНЫХ НЕФТЯНЫХ СКВАЖИН

Введение

Среди различных способов повышения эффективности и экономичности ДВС достойное место занимают создаваемые на их базе когенерационные установки (КГУ). В них вместе с механической энергией, генерируемой ДВС, получают за счет глубокой утилизации теплоты его систем тепловую энергию, которая может быть использована как в технологических процессах, так и бытовых целях.

Построение энергоустановок по такому принципу позволяет значительно улучшить их экономические показатели и уменьшить вредное влияние на окружающую среду. В качестве топлива в КГУ могут быть использованы любые виды жидких и газообразных углеводородных топлив, в том числе и альтернативные. При этом ДВС должен быть соответствующим образом адаптирован к применяемому топливу.

Актуальность проблемы

В последнее время у разработчиков КГУ с поршневыми ДВС стал возрождаться интерес к использованию замкнутых циклов (ЗЦ) работы [1]. В связи с этим появились новые аспекты использования КГУ, в частности как источника недорогого диоксида углерода CO_2 для закачки в скважины с целью увеличения отдачи нефтяных пластов. Данный метод начал применяться достаточно давно. В 1972 г. он был успешно испытан на нефтяных скважинах в США и показал хорошие результаты. Однако рентабельность этого метода полностью зависит от стоимости закачиваемого CO_2 .

Как показывает анализ, поршневые ДВС, являясь источниками CO_2 и водяного пара от сгорания углеводородного топлива при использовании ЗЦ работы могут составить конкуренцию другим источникам указанных продуктов [2, 3]. При осуществлении ЗЦ работы CO_2 и водяной пар рециркулируются и составляют инертную часть искусственной газовой смеси (ИГС), к которой затем добавляют кислород и направляют на впуск ДВС. Такая ИГС заменяет традиционно используемый в качестве рабочего тела при осуществлении термодинамического цикла воздух. Избыточные количе-

ства CO_2 и водяного пара при работе ДВС выводятся из цикла, при этом CO_2 направляется в нефтяную скважину. В результате растворения нефтяного пласта при взаимодействии с CO_2 образуется газоконденсатная система, которая сепарируется на поверхности на жидкую нефть и газообразный CO_2 .

Осуществление ЗЦ работы ДВС сопровождается решением ряда сопутствующих вопросов, сущность которых можно понять, обратившись к упрощенной принципиальной схеме КГУ с ДВС, приведенной на рисунке 1. При работе ДВС по ЗЦ отработавшие газы (ОГ) из выпускного коллектора 3 направляются в подогреватель ИГС 4, где частично отдают теплоту ИГС на впуске в ДВС, далее охлаждаются в охладителе 5. Образовавшийся при этом конденсат из водяного пара ОГ отделяется в сепараторе 6 и собирается в накопительной цистерне 7. Частично осушенные ОГ, состоящие в основном из CO_2 и H_2O , направляются в регулятор давления 8, где разделяются на два потока: избыточные продукты, которые затем сжимаются компрессором 9 и закачиваются в скважину и основной поток, к которому в смесителе 11 подмешивается кислород. Количество кислорода определяется расходом топлива G_T и регулируется регулятором расхода 12, связанным с блоком управления 13. Запас кислорода находится в емкости 14.

Полученная в результате смешения ИГС подогревается в подогревателе 4 и поступает во впускной коллектор 16 ДВС. Давление ИГС в контуре циркуляции поддерживается регулятором давления 8, управляемым блоком 10 по сигналу датчика давления 17. Нагрузкой ДВС служит электрический генератор 2, обеспечивающий питание потребителей, обслуживающих нефтяную скважину. Теплота, вырабатываемая установкой, отводится для технологических и бытовых нужд через внешний контур охлаждения 15.

В КГУ могут быть использованы двигатели любых типов, как с внешним смесеобразованием, так и дизели. Не ограничивается и выбор топлива. Может быть использованы бензин, дизельное топливо, различные горючие газы, в том числе синтетические. При этом несколько изменяется выход

избыточного CO_2 , однозначно связанный с содержанием углерода в топливе. Например, для дизельного топлива количество CO_2 составляет при полном сгорании $3,19 \text{ G}_\text{T}$, а для бензина – $3,135 \text{ G}_\text{T}$ (G_T – расход топлива кг/ч). Выбор типа двигателя и топлива для него связан с экономическими вопросами эксплуатации КГУ и стоимостью единицы массы вырабатываемого CO_2 .

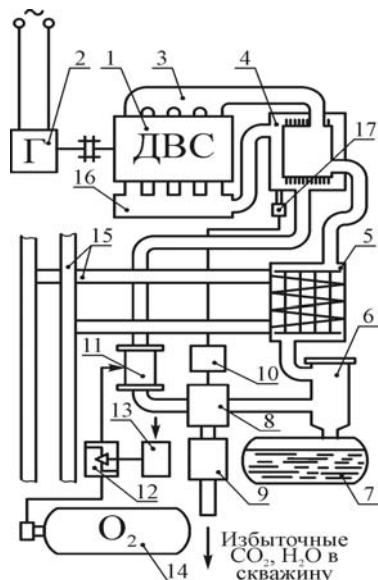


Рис.1. Принципиальная схема когенерационной установки

1 – ДВС, 2 – генератор, 3 – выпускной коллектор, 4 – подогреватель ИГС, 5 – охладитель ОГ, 6 – сепаратор влаги, 7 – сборник конденсата, 8 – регулятор давления ИГС, 9 – компрессор, 10 – блок управления, 11 – кислородный смеситель, 12 – регулятор расхода кислорода, 13 – блок управления, 14 – емкость с кислородом, 15 – внешний контур охлаждения, 16 – впускной коллектор, 17 – датчик давления ИГС

Основная часть

Перевод ДВС на работу по ЗЦ накладывает ощутимый отпечаток на протекание термодинамического цикла и имеет определенные особенности. В первую очередь они обусловлены заменой инертной части рабочего тела: азот постепенно сменяется CO_2 – газом, термодинамические свойства которого отличаются от традиционно используемого газа. Например такой важный показатель как истинная теплоемкость (для сравнения – при постоянном давлении) у CO_2 при 100°C в 1,38 раза выше, чем у азота ($40,3 \text{ кДж/моль}\cdot\text{град}$ против $29,1 \text{ кДж/моль}\cdot\text{град}$). И разница эта растет с ростом температуры.

Для оценки степени изменения показателей были проведены теоретические расчеты термодинамических циклов ДВС с рабочими телами на основе воздуха и смеси CO_2 с кислородом. В качестве объекта исследования выбран бензиновый двигатель МЕМЗ-307. Результаты расчетов позволили оценить изменение эффективности протекания отдельных процессов действительного цикла ДВС при переходе на ИГС CO_2 с кислородом. В частности использование таких ИГС приводит к снижению температуры конца сжатия и для восстановления ее значения, соответствующего работе на воздухе, необходим предварительный подогрев ИГС на впуске в ДВС. Для двигателя МЕМЗ-307 при использовании ИГС состава CO_2 – 64%, H_2O – 13%, O_2 – 23% по объему необходим предварительный подогрев ее до 110°C . В дизелях подогрев необходим также для обеспечения нормального самовоспламенения поданного в цилиндр топлива.

Введение предварительного подогрева ИГС на впуске приводит к уменьшению коэффициента наполнения и одним из путей увеличения его значения является повышение давления циркулирующей в контуре смеси.

Влияние высокой теплоемкости рабочего тела на протекание процессов сгорания и расширения проявляется через уменьшение максимальной температуры T_z и давления цикла p_z и снижение среднего показателя политропы расширения. Максимальная температура цикла для исследуемого объекта уменьшилась с 2900 K при работе на воздухе до 2160 K с КГС, соответственно максимальное давление сгорания – с $6,6 \text{ МПа}$ до $4,9 \text{ МПа}$. Однако одновременное снижение T_z и среднего показателя политропы расширения способствовали тому, что температура ОГ в конце процесса мало различалась для рассматриваемых рабочих тел: 1476 K – для воздуха и 1508 K – для ИГС. Результатом отрицательного влияния высокой теплоемкости рабочего тела на все процессы действительного цикла явилось снижение мощности двигателя с 47 кВт до $36,7 \text{ кВт}$ и увеличение удельного эффективного расхода топлива с $285,5 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ до $405 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$. Соответственно выросли количества избыточных продуктов от сгорания топлива: CO_2 с $42,07$ до $46,6 \text{ кг/ч}$ и водяного пара с $17,51$ до $19,39 \text{ кг/ч}$.

В общем представлении изменение характера протекания действительного цикла ДВС при переходе на рабочее тело с более высокой теплоемкостью выражается через перераспределение полезно

используемой теплоты и теплоты уносимой с ОГ при незначительном изменении прочих потерь. Полезно используемая теплота при этом уменьшается, а теплота, уносимая с ОГ – увеличивается.

Выводы

Если КГУ рассматривать как источник CO₂ для активации нефтяных скважин, целесообразно использование в ДВС топлив, имеющих в своем элементарном составе большее количество углерода. По этому показателю среди четырех наиболее распространенных топлив – дизельного, бензина, пропан-бутана и природного газа выделяется дизельное, у которого в элементарном составе содержится 87% углерода. У бензина, пропан-бутана и природного газа соответственно 85,5, 82 и 75% углерода. В связи с этим для указанных целей целесообразно использование дизелей. К тому же в подавляющем большинстве двигатели большой мощности – дизели.

При работе КГУ из-за колебаний мощности

ДВС будут изменяться количества избыточных продуктов, а также соотношение между развиваемой мощностью и утилизируемой теплотой, что требует наличия в КГУ эффективных систем автоматического регулирования.

Запуск ДВС КГУ должен осуществляться с использованием воздуха на впуске при дальнейшем переходе на работу по ЗЦ и постепенным освобождением циркулирующей ИГС от азота. В этот промежуток времени ОГ в скважину не направляются, а выбрасываются в атмосферу.

Список литературы:

1. Yantovski E. Zero Emissions Power Cycle / E.Yantovski, I. Gorski, M. Shokotov. // CRC Press, New York. – 2009.
2. Anderson R., Doyle S., Pronske K. Demonstration and commercialization of Zero emissions Power Plan. 29th Int. Conf. on Coal utilization & Fuel Systems // R. Anderson, S. Doyle / Clearwater, FL, USA. – 2004. – Apr. 18-22.
3. Gottlicher G. Energetik der Kohlendioxidrückhaltung // G. Gottlicher / VDI Forschungsberichte, Dusseldorf. – 1999. – Reihe 6. – № 421.

УДК 621.43

П.Ю. Нечволод, асп.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПОРШНЕВОЙ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ РАБОТАЮЩЕЙ НА ШАХТНОМ ГАЗЕ

Введение

Повышение цен на энергоносители заставляет потребителей стремиться к энергосбережению и использованию альтернативных энергоресурсов. Поэтому необходимо пересмотреть отношение к использованию нетрадиционных энергоресурсов, в частности метана в угольных пластах.

Для предприятий по производству кирпича, расположенных вблизи угледобывающих шахт, проблема использования взамен природного газа шахтного метана, безусловно, актуальна.

Анализ публикаций

До недавнего времени шахтный метан при добыче угля извлекался с целью предварительной дегазации пластов, а также с вентиляционным воздухом в процессе добычи угля. В последние годы он начал использоваться как топливо. Наибольшие успехи в этом направлении достигнуты в США, где в течение последних 25 лет добыча шахтного метана увеличилась более чем в 12 раз и достигла 12,5 млрд.м³/год [1].

В Донецком бассейне уровень использования

каптированного метана примерно в 5 раз ниже, чем в угледобывающих странах Европы. Использование шахтного метана в Украине имеет ограниченный характер из-за непостоянного состава, а следовательно, и теплоты сгорания, нестабильного дебита, повышенного содержания воздуха, влаги и пыли. Только на 17 шахтах Донбасса используется (в основном на шахтных котельных) до 18 % каптированного метана. Объем выбросов метана в Донецком бассейне в атмосферу оценивается в 2,5 млрд.м³ в год [2]. В этом случае парниковый эффект, эквивалентен эффекту от выбросов продуктов сгорания почти всего объема природного газа, потребляемого в Украине.

Экологический ущерб от выбросов 1000 м³ метана в атмосферу оценивается в 0,78 грн. Аналогичный показатель для продуктов сгорания такого же количества метана не превышает 0,09 грн. [1]. Из приведенных данных следует, что экологический ущерб существенно снижается при окислении метана. Таким образом, бедные метановоздушные смеси с низким содержанием метана (до 20 %) яв-

ляются, с одной стороны, загрязнителями окружающей среды, а с другой - их следует рассматривать как потенциальный энергоноситель.

Цель и постановка задачи

Цель исследования – оценка дополнительных возможностей использования когенерационной установки, работающей на шахтном метане.

В настоящее время при производстве кирпича путем обжига используют кольцевые печи с применением природного (табл.1). Существует несколько схем газового оборудования кольцевых печей кирпичных заводов. Одним из вариантов обеспечения работы печей является подвод газа через специальные трубчатые горелки, опускаемые на гибких шлангах через топливные каналы. Питание газом проводится от кольцевого коллекторного газопровода, прокладываемого по верху печи или над ней. В этом случае горелочное устройство представляет собой гребенку из труб с отверстиями малого диаметра. Число горелок в гребенке соответствует числу топливных каналов в ряду. Подача газа ведется одновременно через 8-12 гребенок, последовательно переставляемых по мере движения огненного фронта.

Таблица 1. Теплотехнические характеристики метана [3]

Характеристики	Метан
Теплота сгорания, кДж/нм ³ : высшая Q_g^c	39820
низшая Q_n^c	31800
Теоретическое необходимое количество воздуха V_0 для полного сгорания 1 нм ³ метана	9,52
Теоретическая температура горения при избыточном давлении, t_T , °С	2040
Температура самовоспламенения при 0,1 МПа в воздухе, t_c , °С	645
Концентрационные пределы воспламенения: низший α^H	5,0
высший α^B	15,0
Максимальная нормальная скорость распространения пламени U_n , м/сек	0,36
Объем продуктов сгорания при $\alpha=1$, нм ³	10,5

Основной недостаток этой схемы заключается в наличии гибких и недостаточно надежных соединений горелочных устройств с коллекторным газопроводом. Кроме того, эксплуатация печи затрудняется из-за необходимости частой перестановки горелок и их недостаточной стойкости в условиях

высоких температур.

Другая схема предусматривает оборудование печей подовыми стационарными горелками, располагаемыми в специальных каналах ниже уровня пода. Каналы с горелочными трубами устраиваются поперек печного туннеля на расстоянии 0,5–0,8 м друг от друга. Конструкция верха горелочного канала должна предотвращать засорение сопловых отверстий горелок.

Расстояния между сопловыми отверстиями горелки принимаются 300–500 мм. Чтобы получить равномерный выход газа из сопловых отверстий горелочной трубы при расчете действующего давления перед отверстиями, следует учитывать падение давления из-за наличия сопротивления трения. Это особенно важно при низком давлении газа. Давление газа, необходимое для работы горелок кольцевых печей, обычно лежит в пределах от 1000 до 3000 мм вод. ст.

Анализ показывает, что для обеспечения температуры продуктов сгорания на уровне 1167–1300°С, необходимо обеспечить соотношения горючей части и окислителя в топливовоздушной смеси на уровне $\alpha=1,7\div2,0$ (табл.2). В пересчете на абсолютные показатели – 17÷21 м³ воздуха на 1 м³ метана. При 20 % содержании метана в шахтном газе, на 1 м³ метана приходится 5 м³ воздуха, что соответствует стехиометрическому соотношению “топливо-окислитель” (табл. 1) и обеспечивает температуру горения 2040°С, что выше значения необходимого для обжига кирпича.

Таблица 2. Теоретическая температура горения, °С природного газа при различных значениях коэффициента избытка воздуха [4]

Коэффициент избытка воздуха α			
1,0	1,1	1,2	2,0
2009	1868	1769	1167

Для доведения температуры продуктов сгорания до значений, необходимых по технологии обжига, следует увеличить количество воздуха, что позволяет говорить о возможности практического использования шахтного газа с содержанием метана в газовоздушной смеси на уровне 15 % и выше в качестве топливной смеси для обжиговых печей при производстве кирпича. В случае более высокого содержания метана в шахтном газе, подается дополнительное количество воздуха в горелочное устройство, и обеспечивается необходимое значение температуры продуктов сгорания. Для использования шахтного газа взамен природного в обжиговых печах необходимо выполнить реконструкции

горелочных устройств и оснастить их системой автоматического регулирования соотношения «воздух-метан». В этом случае в системе управления процессов, в качестве обратной связи, можно использовать температуру горения, являющуюся функцией соотношения «горючее и окислитель».

В работе рассмотрена возможность использо-

вания поршневой когенерационной установки, работающей на шахтном газе переменного состава для обжига кирпича. При такой схеме отработавшие газы подаются по теплоизолированным каналам в горелки, установленные в печи. Схема предложенной поршневой когенерационной установки представлена на рис 1.

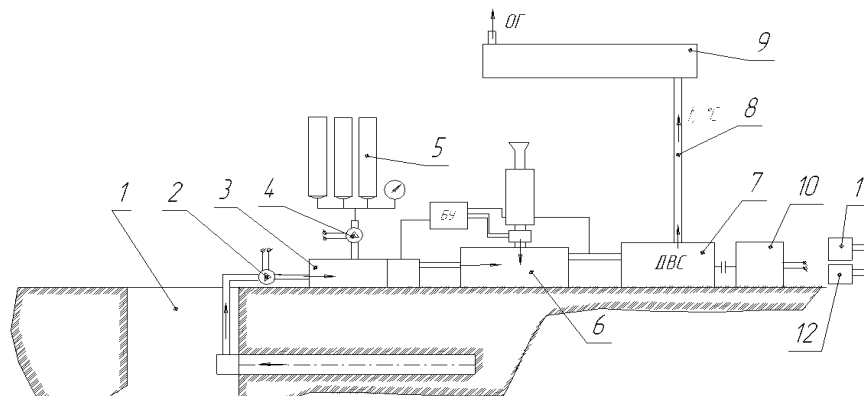


Рис. 1. Принципиальная схема когенерационной установки по утилизации шахтного метана:

1 – шахта, 2 – вакуумный насос, 3 – сепаратор, 4 – насос, 5 – баллоны для хранения сжатого газа, 6 – смеситель с блоком управления, 7 – ДВС, 8 – отвод отработавших газов (ОГ), 9 – контур горелок, установленных в печи, 10 – генератор, 11 – рекуперация электроэнергии, 12 – отбор электроэнергии, необходимой для автономной работы когенерационной установки

Предложенная схема позволяет улучшить экологическую ситуацию в районах добычи угля, за счет утилизации шахтного метана и снижения затрат на энергоносители при использовании сетевого метана для обжига кирпича в ободовых печах.

Вырабатываемая мотор-генераторной установкой электроэнергия может использоваться для освещения и обогрева технологических помещений, привода вспомогательных агрегатов и др.

В табл. 3. приведена оценочная стоимость первоначальных капиталовложений на единицу мощности мотор-генераторной установки.

Таблица 3. Оценочная стоимость первоначальных капиталовложений на единицу мощности [2]

Начальная стоимость единицы мощности			
Работа на штатном топливе			
Марка ДВС	Номинальная мощность ДВС, кВт	Цена ДВС, дол. США	Стоимость одного кВт, дол. США
ЗиЛ-508.10	110	6200	56
Работа на метановоздушной смеси			
ЗиЛ-508.10	100*	6830**	68,3

* - с учетом снижения мощности ДВС, работающего на метановоздушной смеси;

** - с учетом стоимости газового оборудования и работ

Выводы

Окончательное решение о целесообразности использования шахтного газа в обжиговых печах кирпичных заводов может быть сделан лишь на основе детального технико-экономического анализа для конкретного варианта, учитывающего качество шахтного газа (содержание метана), его количество, прогнозов на длительность поставки, стоимость транспортировки шахтного газа и других факторов, определяющих экономические и экологические показатели реконструкции.

Использование поршневой когенерационной установки, работающей на шахтном метане переменного состава при обжиге кирпича, является приоритетной задачей и требует дальнейших расчетно-теоретических и экспериментальных исследований.

Список литературы:

1. Шестопалов А.В. О технологии промышленной добычи метана из угольных пластов / Шестопалов А.В // Проблемы аэрологии горнодобывающих предприятий. Сб. научных трудов Национальной горной академии Украины. – 1999. – № 5. – С.18-21.
2. Булат А.Ф. Создание индустрии шахтного метана в топливно-энергетическом комплексе Украины / А.Ф. Булат. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.masters.donntu.edu.ua/2006/fgtu/samus/library/2.htm.
3. Сычев В.В. Термодинамические свойства метана: ГСССД Серия монографии / В.В. Сычев, Л.Л. Вассерман, В. Л. Загорученко, Л.Д. Козлов, Г.А. Спиридонов, В.А. Цымарный. – М.: Издательство стандартов, 1979 – 348 с.
4. Голубев И.Ф. Вязкость газовых смесей / И.Ф. Голубев, Н.Е. Гнездилов. – М.: Издательство стандартов, 1971 — 325 с.



**БОРИСУ
ХАРЛАМПИЕВИЧУ
ДРАГАНОВУ
90 ЛЕТ**

19 июля 2010 г. исполнилось 90 лет Борису Харлампиевичу Драганову, доктору технических наук, профессору, академику АНВШ Украины и целого ряда международных Академий.

Драганов Борис Харлампиевич родился 19 июля 1920 г. в семье сельских учителей. Участник Великой Отечественной войны. Драганов Б. Х. в 1945 году с отличием окончил Одесский институт инженеров морского флота. С 1949 г. по 1952 г. работал конструктором, главным конструктором Дунайского пароходства. В 1949 г. защитил кандидатскую диссертацию, а в 1974 г. – докторскую диссертацию. С 1952 года работал в НАУ Украины вначале доцентом кафедры «Теплотехники и гидравлики», а с 1975 года – профессором кафедры «Теплоэнергетика»

НАУ. С 1974 г. по 1989 г. заведовал кафедрой. В настоящее время Драганов Борис Харлампиевич работает профессором кафедры теплоэнергетики Института энергетики и автоматизации Национального университета биоресурсов и природопользования Украины, а также ведущим научным сотрудником Института технической теплофизики Национальной академии наук Украины.

Драганов Б.Х. автор более чем 450 научных публикаций, в том числе, 7 патентов и авторских свидетельств на изобретения, 7 монографий, 38 учебников и учебных пособий.

С его участием и под его редакцией издан комплекс учебников и учебных пособий по сельскохозяйственной теплоэнергетике.

Проф. Драганов Б.Х. Подготовил 7 докторов и 16 кандидатов наук, является членом 3 специализированных ученых советов по защите докторских диссертаций.

Драганову Б.Х. присвоено почетное звание «Отличник образования Украины», он награжден трудовым отличием «Знак почета» Министерства аграрной политики Украины, нагрудным знаком Министерства топлива и энергетики Украины «Почетный энергетик Украины» и Почетной грамотой Кабинета Министров Украины.

Сердечно поздравляем Драганова Бориса Харлампиевича с юбилеем, желаем ему крепкого здоровья, новых достижений и творческих успехов.



**АНАТОЛИЮ
ФЕДОРОВИЧУ
ШЕХОВЦОВУ
ИСПОЛНЯЕТСЯ – 80!**

25 ноября 2010 г. исполняется 80 лет со дня рождения Анатолия Федоровича Шеховцова, доктора технических наук, профессора, лауреата Государственной премии Украины в области науки и техники, заслуженного деятеля науки Украины, академика Академии наук высшей школы Украины, кавалера ордена Ярослава Мудрого.

Анатолий Федорович Шеховцов в 1949 году поступил в ХПИ. И в последующем вся жизнь Анатолия Федоровича тесно связана с ХПИ. Будучи студентом, аспирантом, затем – педагогом, ученым, он отдает всю свою энергию, талант, знания совершенствованию и созданию перспективных двигателей внутреннего сгорания, воспитывая не одно поколение студентов, инженеров, ученых и практиков.

С 1970 г. по 2001 г. Анатолий Федорович возглавлял кафедру двигателей внутреннего сгорания, укрепляя ее кадровый состав и материальную базу, развивая передовые методы исследований.

Профессор А.Ф. Шеховцов является основоположником ряда научных направлений в области фундаментальных и прикладных исследований ДВС.

За свою многолетнюю трудовую деятельность Анатолий Федорович Шеховцов подготовил целую плеяду ученых – 18 кандидатов и 5 докторов технических наук. Издал свыше 280 научных трудов, в том числе 3 монографии, свыше 10 учебных пособий и учебников, получил 60 авторских свидетельств и патентов на изобретения. Во многом благодаря таланту, профессионализму, настойчивости профессора А.Ф. Шеховцова вышло в свет уникальное издание учебников по ДВС в шести томах.

Увлеченность, целеустремленность, высокие организаторские способности А.Ф. Шеховцова проявились в различных сферах общественной деятельности, он внес заметный вклад в развитие ХПИ, заслуженно пользовался большим авторитетом.

Поздравляя с юбилеем, редколлегия журнала «Двигатели внутреннего сгорания», его соратники и друзья желают Шеховцову Анатолию Федоровичу крепкого здоровья, всяческих успехов и личного счастья.

УДК 621.43

Абрамчук Ф.И. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС / **Ф.И. Абрамчук, А.Н. Авраменко** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.7-12

Рассмотрены возможности программного комплекса для моделирования рабочего цикла ДВС. Моделирование выполнено на примере дизеля Д21А (2 Ч 10,5/12) при работе на режиме номинальной мощности. Приведены результаты сравнения расчетной оценки концентрации токсичных компонентов продуктов сгорания, таких как NO, CO и твердые частицы, с данными эксперимента и результатами расчета по методикам других авторов. Табл. 2. Ил. 8. Библиогр. 18.

УДК 621.436.038

Грицюк А.В. Исследование двухфазного впрыскивания топлива в высокооборотном малолитражном дизеле серии ДТА / **А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, А.А. Прохоренко, А.Н. Севастьянов** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 13-18.

В работе приведены результаты моторных испытаний одноцилиндрового четырёхклапанного быстроходного дизеля с непосредственным впрыскиванием топлива и электронной ТА. Исследована и зафиксирована эффективность применения двухфазной топливоподачи для снижения шума работы дизеля. Показано, что существует возможность модификации закона сгорания топлива в цилиндре путем организации двухфазной топливоподачи с различными параметрами фаз впрыскивания. Табл. 1. Ил. 8. Библиогр. 9.

УДК 621.43

Кукис В.С. О возможной аппроксимации рабочего цикла двигателя Стирлинга / **В.С. Кукис, В.А. Романов, А.И. Рыбалко, Ю.А. Постол** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.18-22.

Предложена аппроксимация рабочего цикла, протекающего во внутреннем контуре двигателя Стирлинга, восемью политропными процессами. На основе анализ процессов во внутреннем контуре с учетом кинематики механизма привода рабочего поршня и вытеснителя линию индикаторной диаграммы разделена на участки, соответствующие каждому из четырех основных этапов рабочего цикла (регенеративным нагреву и охлаждению, подводу теплоты извне и ее отводу вовне) с их детализацией. Обоснованы границы каждого из восьми политропных процессов. Приведены результаты оценки адекватности предложенной модели, показавшие ее преимущество перед другими, известными из литературы, термодинамическими моделями. Табл. 1. Ил. 4. Библиогр. 6.

УДК 621.43.013

Корогодский В.А. Исследование процессов массо – и теплообмена в топливной струе с периферийным распределением топлива / **В.А. Корогодский, А.А. Хандримайлов, Е.С. Грайворонский** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.22-27.

Уточнение модели процессов массо – и теплообмена в топливной струе с периферийным распределением топлива позволило определить количество испарившейся массы топлива при движении струи и выбрать рациональное место установки форсунки в цилиндре двигателя относительно поверхности камеры сгорания, расположенной в головке цилиндра. Ил. 6. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.43

Крайнюк А.И. Имитационная модель системы наддува глубокого охлаждения наддувочного воздуха / **А.И. Крайнюк, С.А. Алёхин, С.В. Алексеев, А.А. Крайнюк** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.27-34.

Раскрыт новый принцип организации рабочего процесса комбинированной системы наддува дизеля с каскадным обменником давления, позволяющей значительно поднять уровень форсирования двигателя наддувом за счет расширения области эффективного воздухо-снабжения и охлаждения наддувочного воздуха до температуры ниже окружающей среды без привлечения дополнительной механической энергии на осуществление холодильного цикла. Изложены основные положения имитационной модели работы комбинированного двигателя внутреннего сгорания. Приведены некоторые результаты расчетно-экспериментальных исследований системы наддува двигателя 6ЧН12/14. Ил. 7. Библиогр. 7.

УДК 621.435

Гончаренко А.В. Характеристики распыливания топлива сглаженные логарифмически нормальным распределением для судовых дизелей / **А.В. Гончаренко** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.34-40.

Приведен аналитический обзор экспериментальных исследований по характеристикам распыливания нефтяных топлив и водоугольных суспензий. Вниманию уделено представлению характеристик и сглаживанию их с помощью логарифмически нормального распределения. Выполнен конкретный пример обработки предполагаемых экспериментальных данных в виде статистического ряда. Для проверки гипотезы о нормальном логарифмическом распределении использован критерий χ^2 . По критерию Пирсона на уровне 10,24 проверена данная гипотеза и получена согласованность с данными наблюдениями. Вероятность при 15 степенях свободы составляет более чем 0,8, что означает, что проверяемая гипотеза не противоречит предполагаемым экспериментальным данным. В соответствии с заданными статистическими данными выполнены необходимые расчеты. Построены соответствующие диаграммы. Табл. 3. Ил. 3. Библиогр. 9.

УДК 621.436

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.

Рассмотрены вопросы влияния высокой температуры стенок камеры сгорания на характеристики испарения и тепловыделения в форсированном дизеле. Приведена методика и результаты моделирования испарения и выгорания топлива в дизеле типа 4ЧН12/14 с учетом влияния температуры поверхности камеры сгорания. Ил. 4. Библиогр. 7 назв.

УДК 662.997

Крестлинг Н.А. Применение теплонасосных установок на морских судах / **Н.А. Крестлинг, В.В. Попов** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.46-49.

Рассмотрено использование вторичных энергоресурсов на судах морского флота с помощью теплонасосных установок (ТНУ), а также применение тепловых насосов на судах. Рассмотрены технологическая схема и эксергетический баланс комплексного тепло- и хладоснабжения от ТНУ. Рассмотрены технологическая схема и эксергетический баланс комплексного тепло- и хладоснабжения технологически комфортных систем кондиционирования воздуха на базе ТНУ. Получены различные зависимости комплексного применения ТНУ для тепло- и хладоснабжения и комплексной ТНУ для тепло- и хладоснабжения технологически комфортной системы кондиционирования воздуха. Ил. 6. Библиогр. 1 назв.

УДК 621.43.016.4

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.

Приведены результаты сравнительных стендовых испытаний дизеля 4ЧН12/14 с серийными поршнями и с поршнями с корундовым слоем на поверхности доньшка. Исследовано влияние частично-динамической теплоизоляции поршня с рациональной толщиной теплоизолирующего корундового слоя, образованного гальвано-плазменной обработкой, на параметры рабочего процесса в камере сгорания дизеля 4ЧН12/14. В результате анализа индикаторных диаграмм, диаграмм скорости тепловыделения, скорости нарастания давления, температуры газа установлен эффект более эффективного использования теплоты сгорания топлива, обеспечивающий улучшение экономичности работы дизеля. Ил. 7. Библиогр. 7 назв.

УДК 629.03

Алехин С.А. Силовая установка для бронетехники / С.А. Алехин, В.В. Салтовский, В.И. Прокопович // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.54-57.

В предложенной статье представлены конструкторско-технологические решения, направленные на улучшение динамических и эксплуатационных характеристик военно-гусеничных машин (ВГМ), которые обеспечивают уменьшение времени разгона до максимальной скорости движения по грунтовым дорогам, снижение путевых расходов топлива и масла, а также усовершенствование систем, обеспечивающих работу двигателя в жарких условиях (до +55⁰С) без ограничения двигателя по мощности при максимальном использовании штатных узлов. Кроме того, решён вопрос обеспечения длительной работоспособности электрических систем ВГМ на стоянке (в случае работы ВГМ в дежурном режиме) при неработающем основном двигателе за счёт внедрения вспомогательной силовой установки. Табл. 1. Ил. 4.

УДК 621.436

Лисовал А.А. Микропроцессорный регулятор дизеля и расчёт цикловой подачи топлива / А.А. Лисовал, С.В. Кострица, А.В. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.58-61.

В статье представлены результаты разработки и принцип работы экспериментального микропроцессорного регулятора для автотракторного дизеля 4 ЧН 12/14. В микропроцессорном регуляторе, созданном на базе микроконтроллера PIC 16 F876A, формируются пологие двухрежимные частичные характеристики. Ил. 4. Библиогр. 5.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

Алехин В.И. Модернизация методологии расчета детали поршня на прочность в местах дислокации дефектов усадочного характера / В.И. Алехин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.62-65.

В данной работе предлагается ряд исследований посвященных проблеме обеспечения надежной работы и технического совершенства литых деталей поршней бензиновых двигателей внутреннего сгорания, в рамках внедрения методологии расчета на усталостную прочность с учетом дислоцированных усадочных дефектов. Табл. 3. Ил. 2. Библиогр. 11.

УДК 621.43.016

Тринев А.В. Анализ напряженного состояния выпускных клапанов быстроходного дизеля при приложении механической нагрузки / А.В. Тринев, В.Т. Кова-

ленко, А.Т. Тихоненко, А.Н. Клименко, Д.А. Куртов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 65-69.

С ростом температуры механические свойства клапанных сталей имеют стойкую тенденцию к ухудшению. При этом рост уровня форсирования современных быстроходных дизелей сопровождается одновременным повышением как эксплуатационных температур деталей ГРМ, так и механических нагрузок, в частности максимального давления в цилиндре. В работе на основе проведенных расчетно-экспериментальных исследований сделанная оценка роли механической составляющей в формировании теплонапряженного состояния выпускных клапанов быстроходного дизеля. Табл. 6. Ил. 4. Библиогр. 7 назв.

УДК 539.432

Конкин В.Н. Определение напряженно-деформированного состояния кривошипно-шатунного механизма воздушного компрессора / В.Н. Конкин, С.М. Школьный // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.70-73.

На основе использования системы конечно-элементного анализа ANSYS разработана 3-х мерная модель высокого уровня точности для кривошипно-шатунного механизма (КШМ) воздушного компрессора. Для разработанной модели определено НДС, имеющее место в начале эксплуатации компрессора и в момент истечения срока его службы. Анализ полученных результатов позволил установить изменение НДС для КШМ за весь срок его эксплуатации. Полученные результаты позволили установить, что за время эксплуатации существенного изменения НДС в данной сборке не происходит, кроме этого, они могут быть использованы для более качественной постановки задач ресурсной диагностики. Табл. 4. Ил. 5. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.43

Пылев В.А. Особенности термомеханического нагружения и учета ресурсной прочности тонкостенного поршня бензинового ДВС / В.А. Пылев, А.В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 74-81.

Выполнен анализ особенностей термомеханического нагружения тонкостенного поршня бензинового ДВС. На этой основе уточнена методика оценки ресурсной прочности таких поршней, отвечающая концепции гарантированного обеспечения ресурса на начальных стадиях проектирования двигателя. Табл. 2. Ил. 5. Библиогр. 13 назв.

УДК 66.045.1:621.43

Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Методы и средства системного анализа поверхностных теплообменных аппаратов паро- газотурбинных и дизельгенераторных энергоустановок // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.82-86.

Разработаны методы и средства системного анализа теплообменного оборудования, которое используется в паро-газотурбинных и дизельгенераторных энергоустановках. Методики и зависимости могут быть использованы при решении оптимизационных задач. Исследована эффективность аппаратов в зависимости от компоновки поверхностей и обобщенных параметров, которые отображают интенсивность теплообмена, отношение расходов теплоносителей, эксплуатационные и технологические факторы. Ил. 3. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.438

Тарасенко А.И. Применение стандартных алгоритмов в малооборотном дизеле с регулятором на основе управляющей ЭВМ / А.И. Тарасенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.86-88.

Рассматривается малооборотный дизель с регулятором на основе управляющей ЭВМ. Рассмотрены алгоритмы для пропорционального регулирования и пропорционально-интегрального. Проанализировано влияние запаздывания на качество переходных процессов, вызванное дискретной природой дизеля. Разработана методика расчета переходных процессов с учетом дискретной природы дизеля. Предложен способ определения допустимых времен запаздывания при работе на частичных режимах, который может быть использован при реализации алгоритмов регулирования. Ил. 2. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.436.1: 621.45.03:621.45.01

Турчин В.Т. Анализ эффективности использования экономических теоретических моделей эксплуатации тракторных дизелей для оценки ресурсной прочности поршней / В.Т. Турчин, В.В. Матвеев, В.А. Пылёв, С.М. Бакланов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 89-92.

В статье проведен анализ эффективности использования экономических моделей эксплуатации тракторных дизелей для расчета ресурсной прочности поршней. Выполнены расчеты ресурсной прочности кромки камеры сгорания поршня дизеля 4ЧН 12/14 для разных категорий трактора по моделям: экономической ГСКБД, детализированной ИПМаш, экономической ИПМаш, при струйном и галерейном охлаждении поршня. Установлена целесообразность использования экономической модели эксплуатации ИПМаш на ранних стадиях проектирования. Показана необходимость разработки экономических моделей эксплуатации в соответствии с выбранным критерием качества. Табл. 4. Ил. 1. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.43.016.4

Шпаковский В.В. Влияние частично-динамической теплоизоляции на температурное состояние поверхности поршня / В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 92-95.

Установлено существование рациональной толщины теплоизолирующего корундового слоя на огневой поверхности поршня, обеспечивающей значительное снижение максимального теплового потока в поршень в период сгорания в процессе топливоподачи и диффузионного горения. При этом происходит увеличение максимального значения размаха температурной волны на поверхности теплоизолирующего корундового слоя. На такте наполнения температура корундового слоя поверхности поршня становится ниже температуры поверхности поршня без теплоизоляции. Ил. 8. Библиогр. 10 назв.

УДК 621.436

Матиевский Д.Д. Обеспечение перспективных экологических норм ДВС за счет применения смесевых биотоплив / Д.Д. Матиевский, С.С. Кулманов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 96-99.

Рассматриваются результаты исследований по влиянию смесевых кислородсодержащих топлив на показатели индикаторного процесса, топливной экономичности и эмиссии токсичных компонентов с отработавшими газами дизеля. Наличие химически связанного кислорода в молекуле топлива позволяет снизить количество вредных выбросов. Приведенные результаты исследований дизеля 1Ч13/14 на смесях метилового эфира рапсового масла, этанола, дизельного топлива и рапсового масла позволяют оценить перспективы улучшения экологических показателей. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43.068.4

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.

В статье рассмотрены особенности состава отработавших газов дизелей. Изучены способы и методы очистки отработавших газов дизелей от твердых частиц. Предложены новая конструкция и способ функционирования фильтра твердых частиц для системы очистки отработавших газов дизеля. Ил. 1. Библиогр. 21 назв.

УДК 669.85/86+502.7

Канило П.М. Проблемы сжигания ископаемых топлив и глобальное потепление климата / П.М. Канило, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 104-109.

Проанализированы публикации, по так называемому "глобальному потеплению" климата на Земле. Показаны неопределенности в прогностических оценках этого явления, в том числе, на отсутствие анализа по уровням изменений подвижного баланса между естественными источниками выбросов парниковых газов в атмосферу и их стоками. Обосновывается вывод, что современное потепление приземного слоя атмосферы в значительной степени является антропогенно-экологической проблемой. Указывается на необходимость существенного усиления экономизации и экологизации хозяйственной деятельности человечества, включая широкомасштабное "озеленение" планеты Земля. Табл. 1. Ил. 4. Библиогр. 10 назв.

УДК 621.1.018

Поливянчук А.П. Повышение точности гравиметрического метода измерений удельного выброса твердых частиц с отработавшими газами дизеля / А.П. Поливянчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 110-112.

Исследовано влияние на точность измерений нормируемого экологического показателя дизеля – удельного выброса твердых частиц – трех факторов: погрешностей измерительного оборудования, условий подготовки пробы к анализу и параметров процесса стабилизации рабочих фильтров. Сделаны рекомендации по учету указанных факторов в ходе экологических испытаний дизелей. Табл. 1. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43

Левтеров А.М. Образование монооксида азота и исследование влияния на его эмиссию регулируемых параметров двигателя и вида используемого топлива / А.М. Левтеров, Л.И. Левтерова, Н.Ю. Гладкова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 113-117.

Основным антропогенным источником эмиссии оксидов азота является транспорт, парк которого неуклонно растет. Многие исследования в связи с этим посвящены современному состоянию теории и практики процесса горения в двигателях внутреннего сгорания топливовоздушных смесей. В статье рассматривается влияние методов расчета и основных параметров двигателя на эмиссию монооксидов азота в случае использования традиционных и смесевых топлив. Прогноз уровня токсичности в зависимости от режимных, регулировочных и конструктивных параметров получен в широком диапазоне их изменения. Ил. 5. Библиогр. 12 назв.

УДК 539.3:621.432.3

Шерemet В.Н. Повышение ресурса тяжелонагруженных элементов ДВС путем дискретного упрочнения деталей. Моделирование напряженно-деформированного состояния / В.Н. Шерemet, Н.А. Ткачук, В.Г. Гончаров // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 118-123.

Предложены новые подходы к численному моделированию напряженно-деформированного состояния тяжело нагруженных деталей двигателей, обработанных методом дискретного упрочнения. Описана параметрическая модель для исследования влияния различных факторов на прочность и жесткость в сопряжении дискретно упрочненных деталей ДВС. Получены и обобщены результаты, на основе которых рекомендованы параметры дискретности при обработке деталей. Ил. 10. Библиогр. 12 назв.

УДК 521.4-2

Каукаров А.К. Исследование сухого уплотнения двигателя внутреннего сгорания / А.К. Каукаров, Т.М. Мендебаяев, В.Г. Некрасов, М.К. Куанышев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 123-127.

Исследовано уплотнение поршня в цилиндре без использования смазочного масла. Была разработана конструкция компрессионных колец, состоящая из двух колец, размещенных в одном пазу поршня. Каждое из колец выполнено из двух полуколец со ступенчатым контактом половин в вертикальной плоскости и пружинами для их прижатия к зеркалу цилиндра. Стыки колец сдвинуты относительно друг друга на 90°. Цилиндрическая поверхность колец имеет проточку, в которую заложен антифрикционный слой из твердеющей пасты на основе графита. Был подобран состав пасты, содержащий 75% графитового порошка и 25% связующего жидкого стекла. Паста проверена на прочность в отдельном виде, а также в кольцах. Испытана термическая стойкость пасты при прокаливании. Определено усилие на сдвиг колец в цилиндре, компрессия в двигателе. Износ колец изучался при их работе в опытном двигателе. Получены положительные показатели сухого уплотнения. Табл. 5. Ил. 5. Библиогр. 7.

УДК 621.891

Соловьев С.Н. К назначению посадок и зазоров цилиндропоршневых сопряжений герметичных компрессоров / С.Н. Соловьев, С.Ж. Боду // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 127-129.

Рассмотрена адекватность расчетных зависимостей, используемых при назначении величин цилиндропоршневых зазоров. Проведено сопоставление расчетных и экспериментальных значений параметров сопряжения при экстремальных температурных режимах, изучена возможность влияния размерных характеристик на показатели надежности поверхностей трения, в том числе изменения зазоров вследствие температурных деформаций. Испытания компрессора были проведены на различных режимах работы кондиционера, на каждом режиме осуществлялась диагностика сопряжений. Исследования показали адекватность расчетных зависимостей, используемых при назначении допусков и зазоров цилиндропоршневых сопряжений. Наблюдаемые при испытаниях и эксплуатации случаи схватывания являются следствием пусковых износов. Табл. 3. Библиогр. 9.

УДК 621.436: 621.74

Таран С.Б. Реальные перспективы использования чугуна с вермикулярным графитом для поршней высокофорсированных ДВС / С.Б.Таран, О.В. Акимов, А.П. Марченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 129-132.

Приведен анализ условий работы поршней высокофорсированных дизельных двигателей внутреннего сгорания. Сообщается о результатах разработок конструкций литых поршней из чугуна с вермикулярным графитом и перспективности расширения конструкторско-технологических работ с целью дальнейшего снижения их массы. Табл.1. Библиогр. 4.

УДК 621.436

Яхьяев Н.Я. Экспериментальное исследование деформации втулок цилиндров при сборке малоразмерного дизеля 4С48,5/11 / Н.Я. Яхьяев, Н.М. Вагабов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 133-136.

Приведены результаты исследования напряженно-деформированного состояния втулок цилиндров судового малоразмерного дизеля 4С48,5/11. Разработана методика измерения деформаций деталей цилиндро-поршневой группы, основанная на тензометрировании. Определены значения деформаций втулок цилиндров в процессе сборки дизеля. Показаны факторы, влияющие на отклонения макрогеометрии цилиндров при сборке. Даны рекомендации по уменьшению неравномерных деформаций втулок цилиндров технологическими способами. Ил. 3. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.438

Барановский Д.М. Теоретическая оценка зависимости диагностических параметров и надёжности дизелей / Д.М. Барановский, О.Ю. Жулай // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 137-140.

Получение информации по диагностическим параметрам дает четкое представление о техническом состоянии дизелей. Если провести систематизацию диагностических параметров, точнее методов получения информации о техническом состоянии дизелей можно прийти к уровневой системе, которая позволяет с высокой вероятностью ставить диагноз эксплуатируемым дизелям. В работе предложено 5 уровней получения информации о техническом состоянии дизелей с поэтапным уточнением, на основе которых проведено теоретическое исследование зависимостей вероятности безотказной работы от диагностических параметров и их веса. При этом, представлено графическую интерпретацию реализации теоретических зависимостей вероятности безотказной работы дизелей на соответствующем уровне, диагностических параметров и их коэффициентов веса от исследуемого интервала времени. Проведенные экспериментальные исследования изменения диагностических параметров, в зависимости от времени, показали адекватность теоретическим гипотезам. Ил. 2. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.43.068

Бганцев В.Н. Особенности использования когенерационных установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания в системах активации малодебетных нефтяных скважин / В.Н. Бганцев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 141-143.

Представлена принципиальная схема и результаты расчётов термодинамических циклов ДВС, работающего в составе когенерационной установки с рабочими телами на основе воздуха и искусственной газовой смеси диоксида углерода, водяного пара и кислорода. Кроме механической и тепловой энергии установка вырабатывает диоксид углерода как компонент отработавших газов ДВС, направляемый затем в нефтяную скважину с целью активации нефтяного пласта. Ил. 1. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.43

Нечволод П.Ю. Использование поршневой когенерационной установки работающей на шахтном газе / П.Ю. Нечволод // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С.143-145.

Работа посвящена оценке современных способов обжига кирпича в печах с использованием сетевого метана. В качестве перспективного варианта рассматривается схема с поршневой когенерационной установкой, работающей на шахтном метане. Табл. 3. Ил. 1. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43

Абрамчук Ф.І. Програмний комплекс для моделювання внутрішньопоршневих процесів ДВЗ / Ф.І. Абрамчук, А.М. Авраменко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 7-12.

Розглянуті можливості програмного комплексу для моделювання робочого циклу ДВЗ. Моделювання виконано на прикладі дизеля Д21А (2 Ч 10,5/12) при роботі на режимі номінальної потужності. Наведено результати порівняння розрахункової оцінки концентрації токсичних компонентів продуктів згоряння, таких як NO, CO та тверді частки з даними експерименту та результатами розрахунку за методиками інших авторів. Табл. 2. Іл. 8. Бібліогр. 18.

УДК 621.436.038

Грицюк О.В. Дослідження двофазного упорскування палива у високообертівому малолітражному дизелі серії ДТА / О.В. Грицюк, О.М. Врублевський, О.О. Прохоренко, О.М. Севаст'янов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 13-18.

У роботі приведені результати моторних випробувань одноциліндрового чотириклапанного швидкохідного дизеля з безпосереднім упорскуванням палива та електронною паливною апаратурою. Досліджено і зафіксовано ефективність застосування двофазної подачі палива для зниження шуму роботи дизеля. Показано, що існує можливість модифікації закону згоряння палива в циліндрі шляхом організації двофазної подачі палива з різними параметрами фаз упорскування. Табл. 1. Іл. 8. Бібліогр. 9.

УДК 621.43

Кукіс В.С. Про можливості апроксимації робочого циклу двигуна Стірлінга / В.С. Кукіс, В.А. Романов, А.І. Рибалко, Ю.О. Постол // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 18-22.

Запропонована апроксимація робочого циклу, який протікає по внутрішньому контуру двигуна Стірлінга, восьма політропними процесами. На підставі аналізу процесів по внутрішньому контуру з врахуванням кінематики механізму привода робочого поршня та витискувача, лінія індикаторної діаграми поділена на частини, які відповідають кожному з чотирьох основних етапів робочого циклу (регенеративним нагріву та охолодженням, підводу теплоти зовні та її відводу зсередини) з їх деталізацією. Обґрунтовано розмежування кожного з цих процесів. Надано результати оцінки адекватності запропонованої моделі, які вказали на її переваги щодо інших, відомих з літератури, термодинамічних моделями. Табл. 1. Іл. 4. Бібліогр. 6.

УДК 621.43.013

Корогодський В.А. Дослідження процесів масо – і теплообміну у паливному струмені з периферійним розподіленням палива / В.А. Корогодський, А.О. Хандримайлов, Є.С. Грайворонський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 22-27.

Уточнення моделі процесів масо – і теплообміну в паливному струмені з периферійним розподілом палива дозволило визначити кількість маси, яка випарувалася при русі струменя й вибрати раціональне місце установки форсунок в циліндрі двигуна щодо поверхні камери згоряння, яка розташована в головці циліндра. Іл. 6. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.43

Крайнюк О.І. Імітаційна модель системи наддування та глибокого охолодження наддувального повітря / О.І. Крайнюк, С.О. Алехін, С.В. Алексєєв, А.О. Крайнюк

// Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 27-34.

Розкрито новий принцип організації робочого процесу комбінованої системи наддування ДВС із каскадним обмінником тиску, що дозволяє значно підняти рівень форсування двигуна наддуванням за рахунок розширення області ефективного повітропостачання й охолодження наддувального повітря до температури нижче навколишнього середовища без залучення додаткової механічної енергії на здійснення холодильного циклу. Викладено основні положення імітаційної моделі роботи комбінованого двигуна внутрішнього згоряння. Наведено деякі результати розрахунково-експериментальних досліджень дослідної системи наддування двигуна 6ЧН12/14. Іл. 7. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.435

Гончаренко А.В. Характеристики розпилювання палива згладжені логарифмічно нормальним розподілом для суднових дизелів / А.В. Гончаренко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 34-40.

Наведено аналітичний огляд експериментальних досліджень за характеристиками розпилювання нафтових палив та водовугільних суспензій. Увагу приділено представленню характеристик та згладжуванню їх за допомогою логарифмічно нормального розподілу. Виконано конкретний приклад обробки припущених експериментальних даних у вигляді статистичного ряду. Для перевірки гіпотези про нормальний логарифмічний розподіл використано критерій χ^2 . За критерієм Пірсона на рівні 10,24 перевірено дану гіпотезу та отримано узгодженість із даними спостережень. Ймовірність при 15 ступенях свободи складає більш як 0,8, що означає, що гіпотеза, яка перевіряється не має протиріч із експериментальними даними, котрі припускаються. У відповідності із заданими статистичними даними виконано необхідні розрахунки. Побудовано відповідні діаграми. Табл. 3. Іл. 3. Бібліогр. 9.

УДК 621.436

Марченко А.П. Вплив температури стінок камери згоряння на випар і вигорання палива у форсованих дизелях / А.П. Марченко, І.М. Карягін, І.І. Сукачов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 40-46.

Розглянуті питання впливу високої температури стінок камери згоряння на характеристики випару й тепловиділення у форсованому дизелі. Наведено методику та результати моделювання випару і вигорання палива в дизелі типу 4ЧН12/14 з урахуванням впливу температури поверхні камери згоряння. Іл. 4. Бібліогр. 7 назв.

УДК 662.997

Н.А. Крестлинг, В.В. Попов Використання теплонасосних установок на морських судах / Н.А. Крестлинг, В.В. Попов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 46-49.

Розглянуто використання вторинних енергоресурсів на судах морського флоту за допомогою теплонасосних установок (ТНУ), а також живлення теплових насосів на судах. Розглянуті технологічна схема і ексергетический баланс комплексного тепло- і хладопостачання від ТНУ. Розглянуті технологічна схема і ексергетический баланс комплексного тепло- і хладопостачання технологічно комфортних систем кондиціонування повітря на базі ТНУ. Одержані різні залежності комплексного живлення ТНУ для теплопостачання і хладопостачання і комплексної ТНУ для тепло- і хладопостачання технологічно комфортної системи кондиціонування повітря. Іл. 6. Бібліогр. 1 назв.

УДК 621.43.016.4

Марченко А. П. Експериментальні дослідження робочого процесу в камері згоряння ДВЗ із теплоізолюючим поршнем / **А. П. Марченко, В. В. Шпаковський** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 49-53.

Наведено результати порівняльних стендових випробувань дизеля 4ЧН12/14 із серійними поршнями й з поршнями з корундовим шаром на поверхні денця. Досліджено вплив частково-динамічної теплоізоляції поршня з раціональною товщиною теплоізолюючого корундового шару, утвореного гальваноплазменою обробкою, на параметри робочого процесу в камері згоряння дизеля 4ЧН12/14. У результаті аналізу індикаторних діаграм, діаграм швидкості тепловиділення, швидкості наростання тиску, температури газу встановлено ефект більше ефективного використання теплоти згоряння палива, що забезпечує поліпшення економічності роботи дизеля. Іл. 7. Бібліогр. 7 назв.

УДК 629.03

Альохін С.О. Силова установка для бронетехніки / **С.О. Альохін, В.В. Салтовський, В.І. Прокопович** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 54-57.

У запропонованій статті представлені конструкторсько-технологічні рішення, спрямовані на поліпшення динамічних і експлуатаційних характеристик військово-гусеничних машин (ВГМ), що забезпечують зменшення часу розгону до максимальної швидкості руху по ґрунтових дорогах, зниження шляхових витрат палива й масла, а також удосконалення систем, що забезпечують роботу двигуна в жарких умовах (до +55⁰С) без обмеження двигуна по потужності при максимальному використанні штатних вузлів. Крім того, вирішено питання забезпечення тривалої працездатності електричних систем ВГМ на стоянці (у випадку роботи ВГМ у черговому режимі) при непрацюючому основному двигуні за рахунок упродовження допоміжної силової установки. Табл. 1. Іл. 4.

УДК 621.436

Лісовал А.А. Мікропроцесорний регулятор дизеля і розрахунок циклової подачі палива / **А.А. Лісовал, С.В. Костриця, О.В. Вербовський** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 58-61.

В статті представлено результати розробки та принцип роботи експериментального мікропроцесорного регулятора для автотракторного дизеля 4 ЧН 12/14. В мікропроцесорному регуляторі, який створено на основі мікроконтролера PIC 16 F876A, формуються дворежимні часткові характеристики з невеликим нахилом. Іл. 4. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

Альохін В.І. Модернізація методології розрахунку деталі поршня на міцність у місцях дислокації дефектів усадкового характеру / **В.І. Альохін, О.В. Білогуб, О.В. Акімов** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 62-65.

У даній роботі пропонується ряд досліджень присвячених проблемі забезпечення надійної роботи і технічної досконалості литих деталей поршнів бензинових двигунів внутрішнього згоряння, в рамках впровадження методології розрахунку на втомну міцність з урахуванням дислокованих усадкових дефектів. Табл. 3. Іл. 2. Бібліогр. 11 назв.

УДК 621.43.016

Тринев О.В., Коваленко В.Т., Тихоненко А.Т., Климе-

нко О.М., Куртов Д.А. Аналіз напруженого стану випускних клапанів швидкохідного дизеля при прикладанні механічного навантаження // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 65-69.

Зі зростанням температури механічні властивості клапанних сталей мають стійку тенденцію до погіршення. При цьому зростання рівня форсування сучасних швидкохідних дизелів супроводжується одночасним підвищенням як експлуатаційних температур деталей ГРМ, так і механічних навантажень, зокрема максимального тиску в циліндрі.

В роботі на основі проведених розрахунково-експериментальних досліджень зроблена оцінка ролі механічної складової у формування теплонапруженого стану випускних клапанів швидкохідного дизеля. Табл. 6. Іл. 4. Бібліогр. 7 назв.

УДК 539.432

Конкін В.Н. Виявлення напружено-деформованого стану кривошипно-шатунного механізму повітряного компресору. / **В.Н. Конкін, С.М. Школьній** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – №2. – С. 70-73.

На базі використання системи кінцево-елементного аналізу ANSYS розроблена 3-х мірна модель для кривошипно-шатунного механізму (КШМ) повітряного компресору. Для розробленої моделі проведено виявлення НДС, яке має місце у початку експлуатації компресору, а також у кінцевий момент строку його роботи. Аналіз отриманих результатів дозволив встановити зміну НДС для КШМ за весь строк його експлуатації як невелику. Методика рішення проблеми включає два головних етапи – рішення контактних задач для КШМ у зібраному стані, та рішення окремих задач для вала та шатунів з використанням отриманих рішень контактних задач. Аналіз результатів дозволив встановити, що НДС у КШМ має не дуже високий характер, окрім локальних зон концентрації. Табл. 4. Іл. 5. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.43

Пильов В.О. Особливості термомеханічного навантаження та визначення ресурсної міцності тонкостінного поршня бензинового ДВЗ / **В.О. Пильов, О.В. Білогуб** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 74-81.

Виконано аналіз особливостей термомеханічного навантаження тонкостінного поршня бензинового ДВЗ. На цій основі уточнено методику оцінки ресурсної міцності таких поршнів, яка відповідає концепції гарантованого забезпечення ресурсу на початкових стадіях проектування двигуна. Табл. 2. Іл. 5. Бібліогр. 13 назв.

УДК 66.045.1:621.43

Ганжа А.М. Методи і засоби системного аналізу поверхневих теплообмінних апаратів паро- газотурбінних і дизельгенераторних енергоустановок / **А.М. Ганжа, Н.А. Марченко** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – №2. – С. 82-86.

Розроблено методи і засоби системного аналізу теплообмінного обладнання, що використовується у паро-газотурбінних та дизельгенераторних енергоустановках. Методика і залежності можуть бути використані при вирішенні оптимізаційних задач. Досліджено ефективність апаратів залежно від компонування поверхонь і узагальнених параметрів, які відображають інтенсивність теплообміну, відношення витрат теплоносіїв, експлуатаційні та технологічні фактори. Іл. 3. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.438

Тарасенко О.І. Застосування стандартних алгоритмів

в малообертовому дизелі з регулятором на базі керуючої ЕОМ / О.І. Тарасенко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – №2. – С. 86-88.

Розглядається малообертовий дизель з регулятором на базі керуючої ЕОМ. Розглянуто алгоритми для пропорційного та пропорційно-інтегрального регулювання. Проаналізовано вплив запізнювання, яке викликано дискретною природою дизеля на якість перехідних процесів. Розроблена методика розрахунку перехідних процесів з урахуванням дискретної природи дизеля. Запропоновано спосіб визначення допустимих термінів запізнювання при роботі на часткових режимах. Цей спосіб може бути використаний при реалізації алгоритмів регулювання. Іл. 2. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.436.1: 621.45.03:621.45.01

Турчин В.Т. Аналіз ефективності застосування економічних теоретичних моделей експлуатації тракторних дизелів для оцінки ресурсної міцності поршнів / В.Т. Турчин, В.В. Матвієнко, В.О. Пильов, С.М. Бакланов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 89-92.

У статті проведено аналіз ефективності застосування економічних моделей експлуатації тракторних дизелів для розрахунку ресурсної міцності поршнів. Виконано розрахунки ресурсної міцності кромки камери згоряння поршня дизеля 4СН 12/14 для різних категорій трактора за моделями: економічною ГСКБД, деталізованою ППМаш та економічною ППМаш, при струминному та галерейному охолодженні поршня. Встановлено доцільність використання економічної моделі експлуатації ППМаш на ранніх стадіях проектування. Показано необхідність розробки економічних моделей експлуатації відповідно до обраного критерію якості. Табл. 4. Іл. 1. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.43.016.4

Шпаковський В. В. Вплив частково-динамічної теплоізоляції на температурний стан поверхні поршня / В.В. Шпаковський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 92-95.

Встановлено існування раціональної товщини теплоізолюючого корундового шару на вогневій поверхні поршня, що забезпечує значне зниження максимального теплового потоку в поршень у період згоряння в процесі паливостачання й дифузійного горіння. При цьому відбувається збільшення максимального значення розмаху температурної хвилі на поверхні теплоізолюючого корундового шару. На такті наповнення температура корундового шару поверхні поршня стає нижче температури поверхні поршня без теплоізоляції. Іл. 8. Бібліогр. 10 назв.

УДК 621.436

Матієвський Д.Д. Забезпечення перспективних екологічних норм ДВЗ за рахунок застосування сумішевих біопалив / Д.Д. Матієвський, С.С. Кулманаков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – №2. – С. 96-99.

Розглядаються матеріали наукових досліджень з впливу сумішевих палив кисневмісних на показники індикаторного процесу, паливної економічності і емісії токсичних компонентів у відпрацьованих газах дизеля. Наявність хімічно пов'язаного кисню в молекулі палива дає можливість різко знизити кількість шкідливих викидів. Наведені результати моторних випробувань дизеля 1С13/14 на сумішах метилового ефіру ріпакової олії, етанолу, дизельного палива й рапсового масла дозволяють оцінити перспективи поліпшення показників робочого процесу. Табл. 1. Іл. 2. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43.068.4

Строков О.П. Сучасні методи очищення відпрацьованих газів дизелів від твердих часток / О.П. Строков, О.М. Кондратенко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 99-104.

У статті розглянуто особливості складу відпрацьованих газів дизелів. Вивчено способи та методи очищення відпрацьованих газів дизелів від твердих часток. Запропоновано нову конструкцію та спосіб функціонування фільтра твердих часток дизеля. Іл. 1. Бібліогр. 21 назв.

УДК 669.85/86+502.7

Каніло П.М. Проблеми спалювання викопних палив і глобальне потепління клімату / П.М. Каніло, І.В. Парсаданов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 104-109.

Проаналізовано численні публікації, у тому числі, матеріали 15-й кліматичної конференції ООН, по так званому "глобальному потеплінню" клімату на планеті Земля. Вказується на невизначеності в прогностичних оцінках цього явища, у тому числі, на відсутність аналізу по рівнях змін рухливого балансу між природними джерелами викидів парникових газів в атмосферу і їхніми стоками. Обґрунтовується, що сучасне потепління приземного шару атмосфери в значній мірі є проблемою антропогенно-екологічною. Вказується на необхідність істотного посилення вектора економізації та екологізації господарської діяльності людства, включаючи, як одне з найважливіших, – широкомасштабне "озеленення" планети Земля. Табл. 1. Іл. 4. Бібліогр. 10 назв.

УДК 621.1.018

Полів'ячук А.П. Підвищення точності гравіметричного методу вимірювань питомого викиду твердих частинок з відпрацьованими газами дизелів / А.П. Полів'ячук // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – №2. – С. 110-112.

Досліджено вплив на точність вимірювань нормованого екологічного показника дизеля – питомого викиду твердих частинок – трьох факторів: похибок вимірювального обладнання, умов підготовки проби до аналізу та параметрів процесу стабілізації робочих фільтрів. Зроблені рекомендації щодо врахування вказаних факторів в ході екологічних випробувань дизелів. Табл. 1. Іл. 3. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43

Левтєров А.М. Утворення монооксиду азоту й дослідження впливу на його емісію регульованих параметрів двигуна й виду використовуваного палива / А.М. Левтєров, Л.І. Левтєрова, Н.Ю. Гладкова // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 113-117.

Основним антропогенним джерелом емісії оксидів азоту є транспорт, кількість якого невпинно зростає. Численні дослідження у зв'язку з цим присвячені сучасному стану теорії та практиці процесу згоряння паливоповітряних сумішей у поршневіх двигунах. В роботі розглянуто вплив методів розрахунку та основних параметрів двигуна на емісію монооксидів азоту у випадку використання традиційних та сумішевих палив. Прогнозний рівень токсичності в залежності від режимних, регульованих та конструктивних параметрів отримано в широкому діапазоні їх змін. Іл. 5. Бібліогр. 12 назв.

УДК 539.3:621.432.3

Шеремет В.М. Підвищення ресурсу важконавантажених елементів ДВЗ шляхом дискретного зміцнення деталей. Моделювання напружено-деформованого

стану / В.М. Шермет, М.А. Ткачук, В.Г. Гончаров // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 118-123.

Запропоновані нові підходи до числового моделювання напружено-деформованого стану важконавантажених деталей двигунів, оброблених методом дискретного зміцнення. Описана параметрична модель для дослідження впливу різних чинників на міцність і жорсткість в сполученні дискретно зміцнених деталей ДВЗ. Отримані і узагальнені результати, на основі яких рекомендовані параметри дискретності при обробці деталей. Лл. 10. Бібліогр. 12 назв.

УДК 521.4-2

Каукаров А.К. Дослідження сухого ущільнення двигуна внутрішнього згоряння / А.К. Каукаров, Т.М. Мендебасв, В.Г. Некрасов, М.К. Куанышев // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 123-127.

Досліджено ущільнення поршня в циліндрі без використання мастила. Була розроблена конструкція компресійних кілець, що складає із двох кілець, розміщених в одному пазу поршня. Кожне з кілець виконано з двох півкілець зі східчастим контактом половин у вертикальній площині й пружинами для їхнього притиснення до дзеркала циліндра. Стиги кілець зрушені відносно один одного на 90°. Циліндрична поверхня кілець має проточку, у яку закладений антифрикційний шар з пасти, що твердіє, на основі графіту. Був підібраний состав пасти, що містить 75% графітового порошку й 25% сполучного рідкого скла. Паста перевірена на міцність окремо, а також у кільцях. Випробувано термічну стійкість пасти при прожарюванні. Визначено зусилля на зрушення кілець у циліндрі, компресія у двигуні. Зношування кілець вивчалось при їхній роботі в дослідному двигуні. Отримано позитивні показники сухого ущільнення. Табл. 5. Лл. 5. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.891

Соловійов С.М. До призначення посадок і зазорів циліндропоршневих спряжень герметичних компресорів / С.М. Соловійов, С.Ж. Боду // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 127-129.

Розглянуто адекватність розрахункових залежностей, які використовуються при призначенні величин циліндропоршневих зазорів. Проведено зіставлення розрахункових і експериментальних значень параметрів сполучення при екстремальних температурних режимах, вивчена можливість впливу розмірних характеристик на показники надійності поверхонь тертя, в тому числі зміни зазорів внаслідок температурних деформацій. Випробування компресора були проведені на різних режимах роботи кондиціонера, на кожному режимі здійснювалася діагностика сполучень. Дослідження показали адекватність розрахункових залежностей, які використовуються при призначенні допусків і зазорів циліндропоршневих сполучень. Випадки схоплення, що спостерігаються при випробуваннях та експлуатації, є наслідком пускових зносів. Табл. 3. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.436: 621.74

Таран С.Б. Реальні перспективи використання чавуна з вермикулярним графітом для поршнів високофорсованих ДВЗ / С.Б.Таран, О.В. Акімов, А.П. Марченко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 129-132.

Наведено аналіз умов роботи поршнів високофорсованих дизельних двигунів внутрішнього згоряння. Повідомляється про результати розробок конструкцій литих поршнів із чавуну з вермикулярним графітом та перспективності розширення конструкторсько-технологічних

робіт з метою подальшого зниження їх маси. Табл. 1. Бібліогр. 4.

УДК 621.436

Яхьяєв Н.Я. Експериментальне дослідження деформації втулок циліндрів при зборці малорозмірного дизеля 4С8,5/11 / Н.Я. Яхьяєв, Н.М. Вагабов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 133-136.

Наведено результати дослідження напружено-деформованого стану втулок циліндрів суднового малорозмірного дизеля 4С8,5/11. Розроблено методику виміру деформацій деталей циліндро-поршневої групи, що заснована на тензометрируванні. Визначено значення деформацій втулок циліндрів у процесі зборки дизеля. Показано фактори, що впливають на відхилення макроекстремальності циліндрів при зборці. Дано рекомендації зі зменшення нерівномірних деформацій втулок циліндрів технологічними способами. Лл. 3. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.438

Барановський Д.М. Теоретична оцінка залежності діагностичних параметрів і надійності дизелів / Д.М. Барановський, О.Ю. Жулай // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 137-140.

Отримання інформації по діагностичним параметрам дає уявлення про технічний стан дизелів. Систематизація діагностичних параметрів, а саме, методів отримання інформації про технічний стан дизелів дозволяє одержати систему рівнянь, за допомогою якої можливо з високою ймовірністю ставити діагноз дизелям, що експлуатуються. В роботі запропоновано 5 рівнів отримання інформації про технічний стан дизелів з поетапним уточненням, на основі яких проведено теоретичне дослідження залежностей ймовірності безвідмовної роботи від діагностичних параметрів та їх ваги. Наведено графічну інтерпретацію реалізації теоретичних залежностей ймовірності безвідмовної роботи дизелів на відповідному рівні, діагностичних параметрів та їх коефіцієнтів ваги від досліджуваного інтервалу часу. Проведені експериментальні дослідження зміни діагностичних параметрів у залежності від часу показали адекватність теоретичним гіпотезам. Лл. 2. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.43. 068

Бганцев В.М. Особливості використання когенераційних установок з поршневими двигунами внутрішнього згоряння в системах активації малодететних нафтових свердловин / В.М. Бганцев // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 141-143.

Наведено принципову схему та результати розрахунків термодинамічних циклів ДВЗ, що працює у складі когенераційної установки з робочими тілами на основі повітря і штучної газової суміші диоксиду вуглецю, водяної пари та кисню. Окрім механічної і теплової енергії установка виробляє диоксид вуглецю як компонент відпрацьованих газів ДВЗ, що спрямовується потім у нафтову свердловину з метою активації нафтоносного пласту. Лл. 1. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.43

Нечволод П.Ю. Використання поршневої когенераційної установки, що працює на шахтному газі / П.Ю. Нечволод // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 2. – С. 143-145.

Робота присвячена оцінці сучасних способів обжигу цегли у печах з використанням мережевого метану. В якості перспективного варіанту розглядається схема з поршневою когенераційною установкою, яка працює на шахтному метані. Табл. 3. Лл. 1. Бібліогр. 5 назв.

UDC 621.43.

Abramchuk F.I. The program complex for modeling processes in cylinder of ICE / F.I. Abramchuk, A.N. Avramenko // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 7-12.

In work opportunities of a program complex for modeling working cycle in ICE are considered. Modeling of a running cycle is executed by the example of diesel engine D21A (2 CH 10,5/12) at work on a mode of rated power. In work the comparative settlement estimation structure of combustion's products on such components, as NO, CO and particulate matters with the data of experiment and results of calculation with use of techniques of other authors is executed. Table. 2. Il. 8. Bibliogr. 18 names.

UDC 621.436.038

Gritsuk A.V. Research of two-phase fuel injection in high-speed low-capacity diesel engine of DTA series / A.V. Gritsuk, A.N. Vrublevskiy, A.A. Prohorenko, A.N. Sevastyanov // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 13-18.

In the work the results of motor test of one-cylinder four-valve high-speed diesel engine with direct fuel injection and electronically-controlled fuel equipment are presented. Efficiency of application of two-phase fuel supply for noise abatement of a diesel engine operation is investigated and stated. It is shown, that there is a possibility of updating of the law of fuel combustion in the cylinder by organization the two-phase fuel supply with various parameters of injection phases. Tabl. 1. Il. 8. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.43

Kukis V.S. About the possibility of approximating in operating cycle of Stirling engine / V.S. Kukis, V.A. Romanov, A.I. Rybalko, Y.A. Postol // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 18-22.

A working cycle approximation with eight-polytropic processes, which has been occurred in the inner loop of Stirling engine is proposed. Meaningful boundaries of each of the eight polytropic processes are grounded. Results of evaluation of the adequacy of the proposed model and its advantage over the other thermodynamic models, known from the literature are showed. Tabl. 1. Il. 4. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.43.013.

Korogodsky V. The study of the mass – and heat exchange process in fuel jet with peripheral distribution of fuel / V. Korogodsky, A. Khandrymailov, E. Grajvoronsky // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 22-27.

The model's refinement of mass and heat exchange process in a fuel jet with peripheral fuel distribution let us determine the quantity of evaporated mass of fuel while a jet was moving and choose the rational arrangement place of a spray jet in the cylinders of an engine concerning the surface of combustion camber, located in the head of the cylinders. Il.6. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.43

Krajniuk A.I. The simulation model of the supercharging system with deep air cooling / A.I. Krajniuk, S.A. Alohina, S.V. Alekseev, A.A. Krajniuk // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 27-34.

The new principle of the organization of working process of the combined supercharging system of Internal Combustion Engine with the Cascade Pressure Exchanger has

been described. It allows to raise considerably the level of forcing of the engine by supercharging at the expense of expansion of effective air supply area and cooling of supercharging air to temperature below an ambient without attraction of additional mechanical energy on refrigeration cycle realization. Substantive postulates of combined engine's working model have been stated. Some results of calculation and experimental investigations of supercharging system of the engine 6CHN12/14 have been adduced. Il.7. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.435

Goncharenko A.V. Fuel oil atomization characteristics smoothed by a logarithm normal distribution for marine diesel engines / A.V. Goncharenko // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 34-40.

Analytical review experimental researches on fuel oil and coal-water slurry atomization characteristics is resulted. Attention is paid to the representation of the characteristics and smoothing them with the help of a logarithm normal distribution. A specified example of the assumed experimental data proceeding as the statistical series is performed. The criterion of chi-square is used for testing a hypothesis of the logarithm normal theoretical distribution. By the Pearson criterion on the level of 10.24 it is tested the hypothesis and it fits the given observations. The probability at 15 degrees of freedom equals more than 0.8 which means that the tested hypothesis does not contradict to the assumed experimental data. Accordingly to the given statistical data necessary calculations are conducted. Corresponding diagrams has plotted. Tabl. 3. Il. 3. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.436

Marchenko A.P. Influence of temperature of walls of the combustion chamber on evaporation and a fuel born-out in boosted diesels / A.P. Marchenko, I.N. Karjagin, I.I. Sukachyov // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 40-46.

Questions of influence of high temperature of walls of the combustion chamber on characteristics of evaporation and a thermal emission in the forced diesel engine are considered. The technique and results of modelling of evaporation and fuel burning out in a diesel engine such as 4CH12/14 is resulted. It resulted in a subject to influence of temperature of a surface of the combustion chamber. Il. 4. Bibliogr. 7 names

UDC 662.997

Krestling N.A. Application of warm pump options on maritime vessels / N.A. Krestling, V.V. Popov // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 46-49.

The use of second energy resources on the vessels of marine by warm pump options (WPO) is considered, and also application of thermal pumps on vessels is also considered. A technological chart and exergic balance of the complex warmly - and cold supplies from WPO are considered. A technological chart and exergic balance of complex warmly - and cold supplies of the system of conditioning of air on the base of WPO are considered. Different dependences of the complex application WPO are got for heat and cold supply and different dependence of complex WPO for heat and cold supplies in technologically comfort system of air conditioning are also given. Il.6. Bibliogr. 1 names.

UDC 621.43.016.4

Marchenko A.P. Experimental research of working process in the combustion chamber of internal-combustion

engine with heat-insulated piston/A.P. Marchenko V.V. Shpakovsky // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 49-53.

Results of comparative bench tests of diesel engine 4ChN12/14 with serial pistons and with pistons with corundum layer on the bottom surface are presented. Influence of partly dynamic heat insulation of the piston with rational thickness of heat insulation corundum layer formed by galvanic-plasma processing, on parameters of working process in the combustion chamber of diesel engine 4ChN12/14 has been investigated. As a result of the analysis of display charts, charts of thermal emission speed, pressure increase speed, gas temperature, the effect of a more effective utilization of heat of the fuel combustion, which provides more profitable work of a diesel engine, has been established. Il. 7. Bibliogr. 7 names.

UDC 629.03

Alyokhin S.A. Power mountain for armored vehicles / S.A. Alyokhin, V.V. Saltovskiy, V.I. Prokopovich // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 54-57.

In offered article the design-technological decisions directed on improvement of dynamic and operating characteristics of military - caterpillar vehicles which provide a reduction of the acceleration time till the maximal traveling speed on earth roads, reduction of traveling fuel and oil consumptions, and also on improvement of the systems providing the operation of the engine in hot conditions (up to +55°C) without engine power restriction and with maximal use of regular units are presented. Besides, the problem of provision of long serviceability of electric systems of on parking is solved (in case of operation of in a standby condition) at the idle basic engine due to the introduction of an auxiliary power unit. Table. 3. Il. 3. Bibliogr. 11 names.

UDC 621.436

Lisoval A.A. Microprocessor-based Regulator of Diesel and Calculation of Cycle Fuel Supply / A.A. Lisoval, S.V. Kostritsa, A.V. Verbovskiy // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 58-61.

The results of development and operation principle of the experimental microprocessor regulator for automobile diesel 4 CHN 12/14 are presents in the article. The microprocessor regulator created on the basis of the micro controller PIC 16 F876A and forming flat partial dual-mode characteristics. Il. 3. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.436: 539.3: 621.74

Alyohin V.I. Modernization of methodology calculating of detail piston on durability in the places of distribution of defects with shrinkable character / V.I. Alyohin, A.V. Belogub, O.V. Akimov // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 62-65.

The row of researches devoted the problem of providing the reliable work and technical perfection of the of pistons' cast details of petrol internal combustion engines, within bounds of introduction of methodology of calculation on tireless durability taking into account the deployed shrinkable defects is offered in this article. Table 3. Ill. 2. Bibliogr. 11 names.

UDC 621.43.016

Trineyv O.W. Analysis of the exhaust valves' state of stress after imposed mechanical load in the high-speed diesel / O.W.Trineyv, W.T. Kovalenko, A.T. Tikhonenko,

O.M. Klimenko, D.A. Kurtov // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P.65-69.

With growing of temperature mechanical properties of valve's steel have a proof tendency to worsening. Thus growth of level of forcing of modern high-speed diesels is accompanied a simultaneous increase both operating temperatures details GRM and mechanical loadings, in particular maximal pressure in a cylinder.

In work the estimation of the role of mechanical constituent in forming the heat-stressed state of exhaust valves of high-speed diesel has done. The estimation is done on the basis of calculation and experimental researches. Table 6. Il. 4. Bibliogr. 7 names.

UDC 539.432

Konkin V.N. Determination of the stress-strained state of the crank gear in the air compressor/ V.N. Konkin, S.M. Shkolniy // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 70-73.

On the basis of the use the ANSYS system with finite-element analysis a 3-D model of the high level of accuracy for the crank gear of air compressor is developed. For the developed model is carried out the determination stress-strained state, which occurs at the beginning of the operation of compressor and at the moment of the time expiration of its service. The analysis of the obtained results made it possible to establish change stress-strained state for entire period of its work. The procedure of the problem's solution consists of two basic stages - solution of contact problems for crank gear of the assembled form, and solution of separate problems for the crankshaft and the pistons with the use of the obtained solutions of contact problems. The obtained results made it possible to establish that substantial change stress-strained state in this crank assembling does not occur in the time of the operation. These results can be used for definition the problem of resort diagnostics. Tabl. 4. Il. 5. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.43

Pylyov V.A. Features of thermomechanical loading and resource strength of the thin-walled piston in gasoline ICE / V.A. Pylyov, A.V. Belogub // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 74-81.

Analysis of characteristics of the thermomechanical load of gasoline ICE piston is resulted. On this basis, the technique of piston's resource strength estimation in the early stages of engine's design has refined. Table. 2. Il. 5. Bibliogr. 13 names.

UDC 66.045.1:621.43

Ganzha A.N. The methods and tools for system analysis of surface heat exchangers of steam-gas turbine and oil-electrical energy installations / A.N. Ganzha, N.A. Marchenko // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 82-86.

The methods and tools for system analysis of heat-exchange equipments of steam-gas turbine and oil-electrical energy installations are developed. The methodic and dependences can use for solution of optimization tasks. The apparatus effectiveness depending on surface composition and generalized parameters that reflects of heat-transfer rates, relation of heat carrier expense, operational and technological factors are investigated. Il. 3. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.438

Tarasenko A.I. A standard algorithms' application in little reversed diesel engine with the regulator based on

controlling computer / A.I. Tarasenko // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 86-88.

We examine a little reversed diesel engine with the regulator based on computer controlling. Algorithm for proportional regulation and proportionally-integral one are rated. Influence of lag on quality transitional process are analyzed. Maximum possible time of lag and integration are determined. Comfortable for realization on computer presentation of proportional and proportionally-integral algorithms is given. Il. 2. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.436.1:621.45.03:621.45.01

Turchin V.T. Performance analysis of the economics' theoretical models implementation of tractor's diesels operation for the pistons resource strength estimation / V.T. Turcin, V.V. Matveenko, V.O. Pylyov, S.M. Baklanov // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 89-92.

Performance analysis of the economics' theoretical models implementation of tractor's diesels operation for the pistons resource strength estimation is conducted in the paper. Calculations of the piston's combustion chamber edge resource of the diesel engine 4CH 12/14 was made with such models: economic GSKBD, detailed IPMash and economic IPMash, with jet and gallery piston cooling are making. The feasibility of using an economic model of operation IPMash in the early design stages was proved. The necessity of the economical model development according to chosen performance criterion is shown. Table 4. Il. 1. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.43.016.4

Shpakovsky V.V. Influence of an in part - dynamic heat insulation on a temperature condition of the piston's surface / V.V. Shpakovsky // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 92-95.

Existence of rational thickness of heat-insulating corundum layer on the fire surface of the piston providing significant drop of the maximal thermal stream into the piston during combustion in process fuel feeder and diffusive burning is established. Thus there is an increase in the maximal value of scope of a temperature wave at surfaces of heat-insulating corundum layer. On a timing period of filling the temperature corundum layer of a piston's surface becomes lower than temperature of a surface of the bucket without a heat insulation. Il. 8. Bibliogr. 10 names.

UDC 621.436

Matievsky D.D. A ways to provide perspective environmental norms in ICE through the use of mixed biofuels / D.D. Matievsky, S.S. Kulmanakov // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 96-99.

This article describes the results of scientific studies on the effect of oxygenated mixed fuels on indicator's indexes process, fuel economy and emissions of toxic components in exhaust gases of a diesel engine. The presence of chemically bound oxygen in the molecule of the fuel can dramatically reduce the amount of harmful emissions. The results of the diesel's 1CH13/14 tests are presented. Tests were conducted on mixtures of methyl ester of rapeseed oil, ethanol, diesel fuel and rapeseed oil can assess prospects for ecological characteristics improvement in workflow presented. Table 1. Il. 2. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43.068.4

Strokov A. Modern methods of working gases' cleaning from hard particles in diesels/ A. Strokov, A.

Kondratenko // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 99-104.

The article describes the features of the exhaust gases' composition in diesel engines. Ways and methods of cleaning exhaust gases from diesel particulate matter are explored. New construction and method of functioning hard particles' filter for the system of cleaning of working gases in diesel are offered. Il. 1. Bibliogr. 21 names.

UDC 669.85/86+502.7

Kanilo P.M. Problems of firing fossil fuels: scantiness of their resources, ecocide, and global warming / P.M. Kanilo, I.V. Parsadanov // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 104-109.

Numerous publications including releases of the 15 th UN climatic conference on the so called global warming on the Earth planet have been analyzed. It is pointed out at vagueness in forecasting assessments of this phenomenon including lack of analysis in levels of changing movable balance between natural sources of hothouse atmospheric emissions and their drainage. The conclusion is being proved that present-day warming of surface air to a considerable degree is a man-made problem. It is pointed out at necessity of considerable strengthening vector of economy and ecology of economic activity of mankind including as one of the most important, large-scale planting of greenery of the Earth planet. Table. 1. Il. 4. Bibliogr. 10 names.

UDC 621.1.018

Polivianchuk A.P. Increase accuracy gravimetric measuring method of the mass emissions particulate matters with exhaust gases diesel / A.P. Polivianchuk // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 110-112.

Influence on exactness measuring of the rationed ecological diesel index - mass emissions particulate matters - is investigational. Three factors were taken into account: errors measuring equipment, terms preparation sampling probe to the analysis and parameters of process of stabilizing working filters. Recommendations on the account of the indicated factors during the ecological tests diesels are done. Tabl. 1. Il. 3. Bibliogr. 5.

UDC 621.43

Levterov A.M. Formation of single-oxide nitrogen and investigation of influence emission of controlled engine parameters and kind of fuel in use on its / A.M. Levterov, L.I. Levterova, N.Y. Gladkova // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 113-117.

The main anthropogenic emission source of single-oxide nitrogen is transport, fleet of which is steadily increasing. As a result many investigations are devoted to modern state of theory and practice of combustion process of air-and-fuel mixture in internal-combustion engines. Influence of design methods and the main engine parameters on emission of single-oxide nitrogen applying traditional fuels and fuel mixtures is considered in the article. Toxicity level prognosis depending on operating, regulation conditions, and design values is obtained in wide range of their changing. Il. 5. Bibliogr. 12 names.

UDC 539.3:621.432.3

Sheremet V.N. Resource increasing of internal combustion engines high-loaded elements by details discrete strengthening. Modelling of stressed and deformed state / V.N. Sheremet, N.A. Tkachuk, V.G. Goncharov // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 118-123.

New approaches to the numerical modelling of stressed and deformed state of engines high-loaded details, processed by the method of discrete strengthening are offered. Parametrical model for research of different factors influence on strength and rigidity in the conjugation of discretely strengthened internal combustion engines details is described. The results are obtained and generalized on the basis of which the parameters of discreteness are recommended for details processing. Il. 10. Bibliogr. 12 names.

UDC 521.4-2

Kaukarov A.K. Investigation the dry compaction of internal combustion engine / A.K. Kaukarov, T.M. Mende-baev., V.G. Nekrasov, M.K. Kuanyshv // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 123-127.

It was investigate of the piston's compaction in the cylinder without use of lubricant oil. The design compression rings consisting of two rings placed in one groove of the piston was developed. Each rings is executed with two half rings and step contact of half in a vertical plane and springs for their pressing to a mirror of the cylinder. Joints of rings are shifted be relative each other on 90 degree. The cylindrical surface of rings has turn in which the antifriction layer from hardening paste is incorporated on the basis of graphite. The structure of paste containing 75 % of a graphite powder and 25 % of binding liquid glass was picked up. Paste is checked up on durability in a separate kind, and also in rings. Thermal stability of paste is tested by temper. The effort to shift the rings in the cylinder and compression in the engine is determined. Wear of rings was studied at their work in the experimental engine. Positive parameters of dry condensation are received. Table. 5. Il. 5. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.891

Solovyov S.N. To landings' destination and gap junctions between cylinder and piston in hermetic compressors / S.N. Solovyov, S.J. Bodu // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 127-129.

The adequacy of the theoretical relations used in the appointment of variables cylinder gaps is consider. The comparison of calculated and experimental values of parameters in conjugation under extreme temperature conditions is explored, the influence of size characteristics on the reliability parameters of friction surfaces, including changes in housing due to thermal strains is investigated. Tests of the compressor were carried out on various modes of operation of air conditioning, each mode was accomplished by the diagnostic in coupling. Studies have shown the reliability of theoretical relations used in the appointment of tolerances and clearances cylinder coupling. Observed during testing and operation of cases grasped of prehension are due to launch wear. Table. 3. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.436: 621.74

Taran S.B. Real prospects in implementation of pig-iron with vermicular graphite for pistons of high-forced diesel / S.B. Taran, O.V. Akimov, A.P. Marchenko // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 129-132.

An analysis of pistons' work environment of the high-forced diesel combustion engines is brought. The results of pistons' constructions from cast-iron with a vermicular graphite developments and perspective of expansion of design-engineering works with the purpose of further decline of their mass are reported. Table 1. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.436

Yahyaev N.Y. Experimental research of cylinders' plugs deformation in process of assembling the small size diesel engine 4CH8,5/11 / N.Y. Yahyaev, N.M. Vagabov // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 133-136.

Results of research of the intense-deformed condition in cylinders' plugs of the small size ship diesel engine 4CH8,5/11 are presented. The technique for measurement the deformations of details in the cylinders-piston group, based on esistive-strain sensor is developed. Values of plugs' deformations in cylinders during diesel engine assembling are certain. The factors influencing deviations of macrogeometry of cylinders at assembly are shown. Il. 3. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.438

Baranovskiy D.N. Theoretical estimation of dependence of diagnostic parameters and reliability of diesels / D.N. Baranovskiy, O.Y. Gulay // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 137-140.

The receipt of information on diagnostic parameters gives the clear picture of the technical state of diesels. If to conduct systematization of diagnostic parameters, more precisely than methods of receipt of information about the technical state of diesels it is possible to get the level system which allows with a high probability to diagnose to the exploited diesels. In work 5 levels of receipt of information about the technical state of diesels with forward stage clarification are offered, which theoretical research of dependences of probability of faultless work from diagnostic parameters and their weight is conducted on the basis of. Graphic interpretation of realization of theoretical dependences of probability of faultless work of diesels is thus presented at the proper level, diagnostic parameters and their coefficients of weight from the explored time domain. The conducted experimental researches of change of diagnostic parameters depending on time showed adequacy to the theoretical hypotheses. Il. 2. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.43.068

Bgantsev V.N. Feature of use cogenerations installations with reciprocating internal combustion engines in systems of activation less-debit oil wells / V.N. Bgantsev // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 141-143.

The elementary diagram and results of the thermodynamic ICE's cycles calculations, working in composition of cogenerations installations with working bodies on the basis of air and dioxide carbon synthetic gas mixture, steam and oxygen is presented. Except mechanical and thermal energy installation works out dioxide of carbon as components of the completing gases of ICE, directed then in an oil well with the purpose of activation of an oil layer. Il. 1. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.43.

Nechvolod P.U. Use the piston cogeneration mounting working on mine gas / P.U. Nechvolod // Internal combustion engines. – 2010. – № 2. – P. 143-145.

Work is devoted to an estimation of modern ways of roasting a brick in furnaces with use of network methane. As a perspective variant the circuit with piston cogeneration mounting working on mine methane is considered. Table. 3. Il. 1. Bibliogr. 5 names.

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.

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

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку 25.08.09 Формат 60х84 1/8. Папір офсетний.
Гарнітура Times.Різо-друк. Ум. друк. арк. 9,04 Обл.-вид. арк.10.
арк. Наклад. 300 прим. Зам. № 18/08 Ціна договірна

Віддруковано ФОП Лисенко І.Б.
61070, Харків – 70, вул. Чкалова, 17, моторний корпус, к. 147, т. 707-44-76
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців,
виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції ДК №2607 від 11.09.06 р.