ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал 2'2012

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. Абдулгазис, *д. т. н., проф.*
Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*
А.В. Белогуб, *д. т. н., доц.*
Д.О. Волонцевич, *д. т. н., доц.*
А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*
Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*
В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*
С.А. Ерощенков, *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.*
Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

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

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

А.П. Марченко, Д.В. Мешков
Проблемы создания отечественного дизеля с аккумуляторной топливной аппаратурой. 3

Д.В. Мешков, Д.К. Ободец, Е.Н. Ижболдин
Перспективы использования двигателя Стирлинга в гибридных силовых установках автомобиля. 6

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.Л.Супрун, О.Г. Підлісний
Двигун GoEngine зі змінним ходом поршня і регульованим ступенем стиску. Параметри робочого циклу, розрахунок, аналіз. 9

А.В. Еськов, А.В. Маецкий
Оценка топливных струй на программно-техническом комплексе оптического контроля качества распыливания. 13

В.С. Вербовский
Оптимизация запальной дозы дизельного топлива газодизеля по энергетическим показателям. 17

С.П. Кулманаков, М.Э. Брякотин, С.С. Кулманаков
Математическое прогнозирование выбора параметров электронного управления подачей газа и процесса сгорания для повышения энергоэффективных показателей газопоршневых мини-ТЭЦ. 21

С. И. Тырловой
Учет волновых явлений в канале электрогидравлической форсунки при моделировании процесса впрыска в аккумуляторной системе питания. 25

А.Е. Свистула, А.А. Балашов, В.С. Яров
Исследование двигателя с дополнительным выпуском отработавших газов через окно в цилиндре. 29

А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко, В.Н. Подкопай
Анализ эффективности системы утилизации и отпуска теплоты от воздухоохладителя компрессорной установки с учетом эксплуатационных характеристик оборудования. 33

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.П. Марченко, В.В. Шпаковський, В.В. Пильов, В.В. Матвєєнко, С.В. Обозний
Оцінка температурного стану стінки камери згоряння поршня з шаром нагару. 37

А.А. Прохоренко
Статические характеристики электронного регулятора для дизеля с аккумуляторной топливной системой. 41

А. А. Грабовский
Определение и сравнительная оценка динамических параметров ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями и с центральным КШМ. 44

А.А. Дзюбенко, В.М. Манойло, М.С. Липинский
Реализация метода «Peak & Hold» в системе распределенной подачи газа для двигателя 6ГЧН 13/14. 48
А.В. Грицюк
Опыт применения метода планируемого эксперимента в исследованиях переходных процессов пуска дизельного двигателя. 53
В. А. Жуков, А. Е. Ратнов
Модернизация системы охлаждения дизеля 8ЧН14/14 для его использования в составе судовой энергетической установки. 59
И. Г. Леванов, И.В. Мухортов
Экспериментальные исследования трибосопряжения «поршневое кольцо-цилиндр» 64
Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев
Оценка теплового состояния сложнонагруженного подшипника с учетом реологических свойств смазочного материала. 66
И.Н. Москаленко, В.Н. Доценко, А.В. Белогуб, В.А. Байков
Экспериментальные исследования динамики поршня ДВС. 73
А.И. Тарасенко
Параметры вынужденных крутильных колебаний малооборотных дизелей, определенные по разным расчетным схемам. 79

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

И. П. Васильев
Перспективы совершенствования селективного каталитического восстановления оксидов азота дизелей при использовании альтернативных топлив. 83
А. Н. Кондратенко, А. П. Строков, В. М. Семикин
Моделирование тепло- и массообменных процессов в фильтре твердых частиц дизеля. Часть 2: дополнение баз данных по свойствам материалов фильтра и рабочего тела, определение значений краевых условий. 87
В.М. Горбов, В.С. Митенкова
Оценка выбросов диоксида углерода судовыми дизельными установками. 92
И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук
Теоретическое и экспериментальное исследования процесса теплоотдачи в разбавляющем туннеле. 96

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

С.Б.Таран, А.П.Марченко, Б.П. Таран, О.В.Акимов
Модульное конструкторско-технологическое проектирование чугунных поршней высокофорсированных дизельных ДВС. 102
Е.К. Гордиенко
Совершенствование схемы закрепления поршня для его механической обработки на чистовой токарной операции. 106
В.М. Липка, Ю.Л.Рапацкий
Технологическое обеспечение надежности резьбовых соединений при сборке автомобильных двигателей. 109

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

В.В. Голикова, Е.Л. Первухина, П.К. Сопин
Моделирование измерительных последовательностей диагностических параметров ДВС. 114
A.V. Goncharenko
Mathematical modeling of the ship's main engine random operational process. 117
О.Б. Богаєвський, А.Н. Борисенко
Показники оцінки ефективності енергозбереження тепловозного дизель-генератора 125
А. М. Пойда, Д. Г. Сівих, Р. М. Карсекін
Визначення витрати бензину на перехідних режимах роботи двигуна. 128
В.В. Шпаковский
Результаты исследований износа кольцевых перемычек поршней с корундовым поверхностным слоем дизеля тепловоза ЧМЭ-3. 132
А.В. Белогуб, А.А. Зотов, В.А. Байков
Безопасные поршни к автомобильным двигателям ВАЗ-21126. 136

ИСТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ, ЛИЧНОСТИ, ЮБИЛЕИ

А.П. Марченко, В.В. Епифанов, И.В.Парсаданов
Генеральный конструктор. 140
А.П. Марченко
Личность. Учений. Общественный деятель. Учитель. 142
РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ. 145

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2012. – №2. –159с.

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

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 7 от 06.07.2012 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2012.

УДК 621.436

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

ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ДИЗЕЛЯ С АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРОЙ

Введение

Развитие мирового двигателестроения указывает на то, что одним из основных инструментов, способных оказать значительное влияние на снижение выбросов вредных веществ отработавших газов дизеля и его экономические показатели, является характеристика топливной аппаратуры.

В настоящий момент, для соответствия дизеля, действующим в странах Европейского союза нормам по токсичности, расходу топлива и шуму, топливная аппаратура должна удовлетворять следующим требованиям: организация многофазного впрыскивания; гибкое регулирование давления впрыскивания в зависимости от режима работы дизеля; малые потери энергии и приемлемая стоимость.

Следует ожидать, что в течение ближайших лет в Украине вступят в силу более жесткие экологические требования, следовательно, двигателестроители вынуждены будут искать пути снижения выбросов вредных веществ и улучшения других показателей работы дизеля.

Учитывая данное обстоятельство, в Украине сразу несколько организаций работали над созданием и исследованием отечественного аналога известной системы питания дизеля Common Rail. Наибольшего успеха добились в КП «ХКБД», где при участии ученых из НТУ «ХПИ» и ХНАДУ создан и испытан собственный образец аккумуляторной топливной системы. Перечисленными организациями накоплен значительный опыт в области проектирования, доводки и испытания аккумуляторной топливной аппаратуры дизеля [1-4]. При этом следует отметить, что по большей части это теоретические исследования, объем и значение которых, не менее значим, чем у зарубежных коллег. А в некоторых случаях отечественные исследования выполнены более полно, что позволяет учитывать практически все явления, возникающие как в механической, так и электрической части аккумуляторной топливной аппаратуры.

При планировании активного внедрения отечественного аналога дизеля с аккумуляторной топливной системой в условиях Украины может возникнуть ряд проблем, мешающих их распространению на рынке. В статье рассмотрены основные аспекты этих проблем и возможные пути их решения.

Основные аспекты

Следует отметить, что данные аспекты рассматривались при допущении, что планируется организация серийного производства аккумуляторной топливной аппаратуры на предприятиях Украины и ею оснащаются как вновь спроектированные дизели, так и дизели, находящиеся в эксплуатации после капитального ремонта.

В настоящий момент на предприятиях Украины ***отсутствует оборудование для серийного производства аккумуляторной топливной аппаратуры***. Наиболее сложным и ответственным элементом такой аппаратуры является топливная форсунка, т.к. ее работоспособность и надежность зависит от высокой точности изготовления, большого количества прецизионных деталей. Как показал анализ работ по созданию опытного образца форсунки с быстродействующим клапаном, выполненных на кафедре ДВС НТУ «ХПИ», в Украине только одно-два предприятия способны обеспечить изготовление таких деталей с требуемой точностью. Помимо форсунки к ответственным деталям такой аппаратуры следует отнести топливный насос высокого давления и топливный аккумулятор. Данная проблема может быть решена путем привлечения к производству компонентов топливной аппаратуры ряда предприятий авиационной, ракетостроительной и космической отраслей.

Современная топливная аппаратура состоит не только из механических элементов, ***но и из электронных***, к которым относятся датчики и исполнительные устройства. Учитывая то, что данные элементы должны обеспечить работоспособность в условиях высоких температур и давлений, а также иметь высокую скорость срабатывания, требования к их изготовлению чрезвычайно высоки. Оценить перспективы создания и производства таких элементов в Украине затруднительно. В настоящий момент наиболее предпочтительным вариантом является покупка уже готовых элементов у одного из известных производителей, поставщиков на конвейеры автосборочных предприятий (Bosch, Siemens, Denso). Недостатком такого реше-

ния является чрезмерно высокая стоимость данных элементов. Анализ стоимости таких элементов к дизелям грузовых автомобилей показал, что оснащение отечественного дизеля типа 4ЧН12/14 аппаратурой фирмы Bosch приведет к двукратному увеличению стоимости готового изделия.

Определенной проблемой является ***диагностика, техническое обслуживание и ремонт двигателей, оснащенных отечественно***й ***аккумуляторной топливной аппаратурой***. Если в крупных городах уже существуют станции технического обслуживания, специализирующиеся на обслуживании и ремонте топливной аппаратуры, в хозяйствах за пределами городов могут возникнуть сложности, связанные с отсутствием возможности обслуживания высокотехнологичных двигателей. Выход из данной ситуации связан с созданием сети станций технического обслуживания, а также заключение договоров на обслуживание с существующими СТО.

Важно отметить, что зачастую отечественная продукция уже обеспечена собственной сетью СТО. Следовательно, необходимо рассмотреть вопросы, связанные с ее модернизацией, приобретением соответствующего диагностического и ремонтного оборудования, обучением персонала, поставкой и контролем качества запасных частей.

Аккумуляторная топливная аппаратура, независимо от производителя, является системой весьма ***требовательной к качеству дизельного топлива***. Ситуация, связанная с качеством топлива, близка к аспекту обслуживания и ремонта: в больших городах вероятность приобрести некачественное топливо несколько ниже, чем на периферии. Ужесточение требований к качеству топлива и планируемое внедрение, передвижных лабораторий для непосредственного контроля качества топлива на АЗС, должно привести к улучшению качества топлива, реализуемого в Украине.

Одним из актуальных вопросов при создании аккумуляторной топливной системы является ***проведение обширного комплекса доводочных работ***, как на моторном стенде, так и ходовых. Опыт зарубежных коллег указывает на необходимость проведения испытаний на беговых барабанах. Данные работы продолжительны по времени и могут занимать от 1 года до 3 лет. Помимо этого, необходимо выполнить работы, направленные на изучение надежности конструкции в эксплуатации, и при различных условиях (жара, холод, высокая и низкая влажность, различные давления окружающего воздуха и т.д.).

Учитывая то, что сегодня практически все свойства транспортного средства определяются программным обеспечением блока управления, возникает ***необходимость создания электронного блока управления и многостороннего тестирования***. Известно, что система управления современного дизеля включает в себя несколько программ, отвечающих за основные режимы работы дизеля, а также подпрограммы для работы дизеля на режимах запуска, прогрева, холостого хода, ускорения, режима максимальной мощности и др. Каждая из этих подпрограмм требует тестирования и многостороннего испытания дизеля в режиме реальной эксплуатации. Наибольшую сложность, на наш взгляд, представляет оптимизация многофазного впрыскивания.

Самым важным вопросом, который придется решать двигателестроителям при выборе типа проектируемой топливной аппаратуры, является ее ***патентная чистота***. Анализ информации Европейского патентного ведомства, патентного ведомства США, Роспатента и Укрпатента, указывает на то, что ведущие производители топливной аппаратуры (Bosch, Siemens) производят тотальное патентование своих разработок. Причем широкое распространение получили, так называемые, «зонтичные патенты», когда решение патентуется во всех мыслимых конфигурациях и вариантах исполнения. Учитывая то, что патенты получаемые, например, в Германии, сразу проходят процедуру подачи заявок в ведомства других стран на получение международных охранных документов, включая Россию и Украину, выпуск в Украине изделий с использование решений сторонних фирм является маловероятным. В этой связи вырастает значимость отечественных оригинальных разработок при условии их соответствующей защиты.

Из вышеперечисленных аспектов следует, что при внедрении в Украине отечественного дизеля, оснащенного аккумуляторной топливной аппаратурой, может возникнуть ряд, весьма трудноразрешимых проблем. Одной из наиболее сложных задач является обеспечение патентной чистоты внедряемой системы и, соответственно, ее защита от неправомерного копирования и использования.

В данных условиях особую ценность приобретают отечественные разработки аналогов данной

системы. Подробное описание подобных разработок представлено в источниках [5] и [6].

Помимо тотального патентования своей продукции, зарубежные фирмы часть информации засекречивают, переводя в разряд ноу-хау. В первую очередь это вопросы, связанные с проектированием, разработкой и оптимизацией конструкции топливной аппаратуры, алгоритмы работы программного обеспечения для электронных блоков управления и др.

В настоящий момент в НТУ «ХПИ» уже накоплен достаточный опыт создания и доводки дизеля с аккумуляторной топливной системой, получены важные результаты экспериментальных исследований, выполнены научные разработки в данной области. Полученные знания должны быть положены в основу *комплекса научных исследований*, который должен способствовать конкретным шагам в вопросе создания отечественного дизеля с аккумуляторной топливной системой. Очевидно также, что данное направление научных исследований будет подкреплено магистерскими работами студентов, кандидатскими и докторскими диссертациями, выполняемыми на кафедре ДВС.

Вывод

Выпуск в Украине дизеля с отечественной аккумуляторной топливной аппаратурой является сложной и дорогостоящей задачей, которая требует значительных временных затрат и высокой квалификации инженеров-исследователей. Несмотря на перечисленные проблемы, выпуск такой системы в Украине возможен при выполнении ряда условий, одним из которых является патентная чистота проектируемой топливной системы.

Поставленная задача должна решаться в рамках комплекса научных исследований по данной проблематике. Данные исследования должны быть подкреплены результатами, получаемыми в ходе работ над магистерскими проектами, кандидатскими и докторскими диссертациями.

Список литературы:

1. Мешков Д.В. Выбор основных конструктивных параметров электрогидравлической форсунки дизеля / Д.В. Мешков, А.А. Прохоренко, Д.Е. Самойленко // Авиационно–космическая техника и технология. – 2011. – Вып. 10/87. – С.192–196. 2. А.П. Марченко Выбор рациональных конструктивных параметров опытной топливной форсунки типа Common Rail быстроходного дизеля / Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. - № 1.- С.68 – 78. 3. Марченко А.П. Выбор и обоснование параметров топливного аккумулятора и топливного насоса высокого давления опытной системы типа Common Rail быстроходного дизеля / А.П. Марченко, Д.В. Мешков // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – 2007. - № 49.- С. 44 – 47. 4. Денісов О.В. Вибір і обґрунтування параметрів електрогідравлічної форсунки для акумуляторної паливної системи високообертового дизеля: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Денісов Олексій Валерійович; Нац. техн.. університет «ХПІ». – Харків. 2009. – 20 с. 5. Врублевский А.Н. Разработка магнитострикционного привода для интеллектуальной дизельной форсунки / А.Н. Врублевский, А.М. Бовда, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. - №2. – С.44-52. 6. Мешков Д.В. Розробка системи паливоподачі з електронним керуванням автотракторного дизеля з лінійним п’єзоелектричним перетворювачем: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Мешков Денис Вікторович; Нац. техн.. університет «ХПІ». – Харків. 2010. – 20 с.

Bibliography (transliterated):

1. Meshkov D.V. Vybor osnovnyh konstruktivnyh para-metrov jelektrogidravlicheskoj forsunki dizelja / D.V. Meshkov, A.A. Prohorenko, D.E. Samojlenko // Aviacion-no–kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – 2011. – Vyp. 10/87. – S.192–196. 2. A.P. Marchenko Vybor racional'-nyh konstruktivnyh parametrov opytnoj toplivnoj forsunki tipa Common Rail bystrohodnogo dizelja / Marchenko A.P., Prohorenko A.A., Meshkov D.V. // Dviga-teli vnutrennego sgoranija. – 2007. - № 1.- S.68 – 78. 3. Marchenko A.P. Vybor i obosnovanie parametrov top-livnogo akkumuljatora i toplivnogo nasosa vysokogo davlenija opytnoj sistemy tipa Common Rail bystro-hodnogo dizelja / A.P. Marchenko, D.V. Meshkov // Visnik Nacional'nogo tehnichnogo universitetu „Harkivs'kij politehnichnij institut”. – 2007. - № 49.- S. 44 – 47. 4. Denisov O.V. Vibir i obtruntuvannja parametriv elektrogidravlichnoї forsunki dlja akumuljatornoї palivnoї sistemi visokoobertovogo dizelja: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Denisov Oleksij Valerijovich; Nac. tehn.. universitet «HPI». – Harkiv. 2009. – 20 s. 5. Vrublevskij A.N. Razrabotka magnito-strikcionnogo privoda dlja intellektual'noj dizel'noj forsunki / A.N. Vrublevskij, A.M. Bovda, A.V. Denisov // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2006. - №2. – S.44-52. 6. Meshkov D.V. Rozrobka sistemi palivopodachi z elektronnim keruvannjam avtotraktornogo dizelja z linijnim p’czoelektrichnim peretvorjuvachem: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Meshkov Denis Viktorovich; Nac. tehn.. universitet «HPI». – Harkiv. 2010. – 20 s.

УДК 621.486

Д.В. Мешков, канд. тех. наук, Д.К. Ободец, студ., Е.Н. Ижболдин, студ.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА В ГИБРИДНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВКАХ АВТОМОБИЛЯ

Введение

Ввиду постоянно ужесточающихся требований к эксплуатационным качествам автомобильного двигателя, а именно к снижению расхода топлива и выбросов с отработавшими газами вредных веществ, имеет смысл рассматривать самые различные способы экономии топлива.

Формулирование проблемы

Одним из перспективных направлений развития транспортных силовых установок является использование гибридных приводов.

Наиболее распространённая схема гибрида – «*двигатель внутреннего сгорания (ДВС) — генератор — аккумулятор — привод*». Такая схема обеспечивает работу ДВС в наиболее оптимальном режиме (максимум КПД, максимум экономичности, минимум вредных выбросов).

Однако такая схема не избавляет ДВС от основных его недостатков, а именно: выброс вредных веществ (ВВ) с отработавшими газами (ОГ), шум, вибрация и самое главное – использование углеводородного топлива.

Пути решения проблемы

В статье предлагается рассмотреть возможность замены ДВС двигателем Стирлинга (ДС).

В мировых обзорах по энергопреобразующей технике, двигатель Стирлинга рассматривается как двигатель, обладающий наибольшими возможностями для дальнейшей разработки. Низкий уровень шума, малая токсичность отработавших газов, возможность работы на различных топливах, большой ресурс, сравнимые размеры и масса, хорошие характеристики крутящегося момента - все эти параметры дают возможность ДС в ближайшее время значительно потеснить ДВС [1]. ДС относится к классу двигателей с внешним подводом теплоты. В связи с этим, по сравнению с ДВС, в ДС процесс горения осуществляется вне рабочих цилиндров и протекает более равновесно, рабочий цикл реализуется в замкнутом внутреннем контуре при относительно малых скоростях повышения давления в цилиндрах двигателя, плавном характере теплогидравлических процессов рабочего тела внутреннего контура, при отсутствии газораспределительного механизма клапанов. Необходимо отметить, что рядом зарубежных фирм начато производство ДС, технические характеристики которых уже сейчас превосходят ДВС и газотурбинные установки. Так, ДС фирм Philips, STM Inc., Daimler Benz, Solo, United Stirling мощностью от 5 до 1200 кВт имеют эффективный КПД более 42%, ресурс—более 40 тыс. ч, удельную массу—от 1,2 до 5,0 кг/кВт [2, 3]. В таблице 1 представлены основные технические характеристики зарубежных ДС [3].

Таблица 1. Технические характеристики зарубежных ДС

Фирма	Марка	Мощность, кВт	Удельная масса, кг/кВт	Ресурс, часов	Эффективный КПД, %
Philips	4 × 235	150	5,0	10 000	28
	4-S-1210	265	3,8	10 000	30
STM Inc.	STM 4-120	52	2,1	50 000	45
	SM-3	40		50 000	40
Daimler Benz	KS15D	15	3,7		37,1
Solo	V-160	7.5	2,3	28 000	35
MTI	Mod - III	108	3,0	20 000	36
	4-95	52	4,1	20 000	41
United Stirling	V4X	1250	1,2	10 000	30

ДС имеют следующие **преимущества.** В ДС можно использовать любое дешевое топливо: газ, уголь, дрова и даже торф. При этом, в отличие от ДВС, топливо сжигается непрерывно при низком давлении и оптимальном избытке воздуха в камере сгорания, расположенной вне рабочего объема. Содержание ВВ в ОГ при таких условиях уменьшается до минимума, а количество выделяемой энергии увеличивается. Кроме традиционных топлив, для ДС пригодны другие источники тепла: расплавы солей, радиоизотопы, а также ядерная и солнечная энергия и т. п.

Внутренний объем ДС герметичен, поэтому в него не попадает абразивная пыль, масло не соприкасается с продуктами горения и не окисляется (следовательно, почти не расходуется). Благодаря плавности рабочего процесса снижаются вибрация и нагрузки на все трущиеся элементы двигателя.

Эти особенности делают ДС более надежным и долговечным по сравнению с ДВС, позволяют использовать его длительное время без обслуживания. Принцип внешнего подвода теплоты обеспечивает быстрый и безотказный запуск при низких температурах.

В дополнение к этим качествам ДС практически бесшумен, так как он работает без клапанов и не имеет резкого пульсирующего выхлопа. ДС с ромбическим механизмом является идеально сбалансированным устройством и, при достаточно высоком качестве изготовления, даже не имеет вибраций (амплитуда вибрации меньше 0,0038 мм) [4].

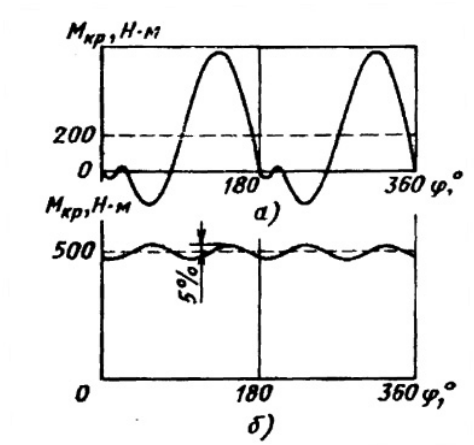


Рис. 1. Изменение крутящего момента за цикл двигателя Стирлинга и бензинового ДВС [5]
а – бензиновый двигатель (четырёхцилиндровый, четырёхтактный n = 3800 об/мин, мощность Ne = 74 кВт);
б – четырёхцилиндровый двигатель Стирлинга (n = 1500 об/мин, Ne = 73 кВт)

К тому же ДС имеет весьма хорошие циклические характеристики крутящего момента, т.е. незначительное изменение крутящего момента за один оборот вала. Неравномерность изменения крутящего момента за цикл ДС намного меньше, чем у ДВС той же мощности. Это объясняется небольшим значением отношения давления (p_{max}/p_{min} = 2), а так же тем, что полный цикл в каждом цилиндре совершается за один оборот вала. Данное преимущество существенно влияет на размер маховика [5].

Как видно из графика (рис. 2), двигатель Стирлинга имеет особое преимущество, в том что его КПД при малой мощности падает в значительно меньшей степени, чем у ДВС [2].

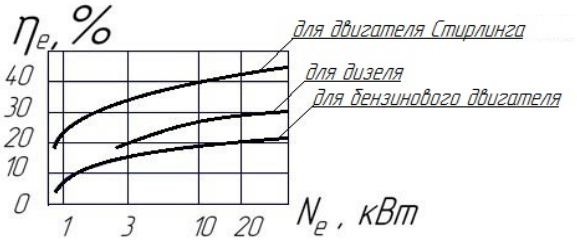


Рис. 2. Зависимость эффективного КПД тепловых двигателей поршневого типа от мощности на валу

К **недостаткам** двигателя Стирлинга следует отнести следующее:

– *Материалоёмкость* — основной недостаток двигателя. У двигателей внешнего сгорания вообще, и ДС в частности, рабочее тело необходимо охлаждать, и это приводит к существенному увеличению массо-габаритных показателей силовой установки за счёт увеличенных радиаторов.

– Для получения характеристик (удельный эффективный расход топлива, удельная мощность, эффективная мощность), сравнимых с характеристиками ДВС, приходится применять *высокие давления (свыше 10 МПа) и специальные виды рабочего тела* — водород, гелий.

– *Теплота не подводится к рабочему телу непосредственно*, а только через стенки теплообменников. Стенки имеют ограниченную теплопроводность, из-за чего КПД оказывается ниже, чем можно было ожидать. Горячий теплообменник работает в очень напряжённых условиях теплопередачи, и при очень высоких давлениях, что требует применения высококачественных и дорогих материалов. Создание теплообменника, который удовлетворял бы противоречивым требованиям, весьма трудно. Чем выше площадь теплообмена, тем меньше потери тепла. При этом растёт размер теплообменника и объём рабочего тела, не участвующий в работе [4].

И так, ещё раз кратко определим, что:

Отношение мощности к массе у ДС сопоставимо с аналогичным показателем дизеля с турбонаддувом. Удельная мощность на выходе такая же, как и у дизеля. Крутящий момент практически не зависит от скорости. ДС реагирует на изменения нагрузки аналогично дизелю, однако требует более сложной системы регулировки. Он более сложен, чем обычные тепловые двигатели, стоимость его изготовления выше стоимости изготовления ДВС, но, расходы на эксплуатацию гораздо меньше.

Одним из сдерживающих факторов, который ограничивает применение ДС на легковых автомобилях – медленная разгонная динамика. Но приме-

нение ДС в качестве генератора исключает этот недостаток.

Таким образом, оценив все преимущества и недостатки, можно прийти к мнению о необходимости использования ДС в качестве силовой установки на автомобиле. Предлагается следующая концепция гибридного автомобиля: *ДС — генератор — аккумулятор — привод*.

В качестве двигателя-прототипа целесообразно использовать двигатель STM Inc “SM-3”. Двигатель занимает практически столько же места, сколько и ДВС с принудительным зажиганием равной мощности. Удельная масса двигателя равна 3,5 кг/кВт при максимальной мощности 50 кВт. Эффективный КПД равен 40%. Холодный пуск двигателя длится 15 с, расход топлива на 25 % меньше, чем в случае обычного бензинового двигателя. Регулирование мощности двигателя производится изменением количества и давления рабочего тела [3,6]. Так же не следует забывать и о роторном варианте ДС. В отличие от двигателя Ванкеля, в нашем случае отсутствует «внутреннее» сгорание, тем самым решается проблема смазки.

В качестве базового автомобиля целесообразно выбрать автомобиль «Sens», который выпускает Запорожский автомобильный завод «АвтоЗАЗ».

Проблемы создания высокоэффективных ДС.

Основные проблемы, возникающие при создании высокоэффективных ДС и сдерживающие до сих пор их широкое применение в различных областях техники. Сложность расчета проектируемого двигателя определяется сложностью реализации термодинамического цикла Стирлинга в реальных машинах, что обусловлено нестационарностью тепломассового обмена во внутреннем контуре, ввиду непрерывности движения поршней. Отсутствие адекватных математических моделей и методов расчета являются главными причинами неудач ряда известных зарубежных фирм и отечественных предприятий, пытавшихся без серьезной научной проработки, только за счет приблизительного расчета и экспериментальных доводок решить вопрос создания как двигателей, так и холодильных машин Стирлинга.

В настоящее время западные фирмы, ведущие разработки в данной области, в основном опираются на теоретические и экспериментальные исследования своих научных подразделений, технических университетов или создают технопарки по разработке отдельных типов ДС.

Далее, это сложность конструктивного исполнения отдельных узлов, проблемы в области уплотнений, регулирования мощности и т.д. Особенности конструктивного исполнения обуславливаются применяемыми рабочими телами. Так, например, гелий, обладает сверхтекучестью, что определяет повышенные требования к уплотняющим элементам рабочих поршней, штока вытеснителя и т.д.

Третья проблема - это высокий уровень технологии производства. Данная проблема связана с необходимостью применения в ДС жаростойких сплавов и цветных металлов, их сварки и пайки. Отдельный вопрос – изготовление регенератора и насадки для него, для обеспечения с одной стороны высокой теплоемкости, а с другой стороны, низкого гидравлического сопротивления. Все это требует высокой квалификации рабочего персонала и современного технологического оборудования [3].

Выводы

Исходя из вышесказанного видно, что применение ДС в качестве силовой установки на гибридных автомобилях является актуальным и возможным. При условии создания адекватного математического описания и методов расчёта проектируемых машин Стирлинга, которые является основными сдерживающими факторами широкого распространения машин, работающих по циклу Стирлинга.

Установка на автомобили, к примеру «Sens» гибридной силовой установки с ДС позволит решить ряд проблем: снизить выброс ВВ с ОГ, шум, вибрацию, автомобиль «Sens», оборудованный ДС, без дорогостоящих катализаторов способен выполнить нормы ЕВРО IV. «Всеядность» ДС позволит в значительной степени снизить импорт нефтяных топлив.

Список литературы:

1. Статья «Двигатель Стирлинга» - Ведущий рубрики КП, Юрий Даниловский: http://www.metodolog.ru /node/220. 2. http://stirling-generator.ru/index.php. 3. Статья «Машины стирлинга - новое перспективное направление в развитии отечественного машиностроения»: http://energyua.com/2007/ 06/30/844.html. 4. Свободная общедоступная мультиязычная универсальная интернет-энциклопедия: http://www.wikipedia.org/. 5. Уокер Г. Двигатели Стирлинга / Сокр. пер. с англ. Б. В. Сутугина и Н. В. Сутугина. – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с., ил. 6. Сайт «Стирлингмаш»: http://www.stirling.ru/index. html. 7. Walker, G. Stirling-Cycle Machines. - Oxford University Press, 1973. – 156 с.

Bibliography (transliterated):

1. Stat'ja «Dvigatel' Stirlinga» - Veduwij rubriki KP, Jurij Danilovskij: http://www.metodolog.ru/node/220. 2.http://stirling-generator.ru/index.php. 3. Stat'ja «Mashiny stirlinga - novoe perspektivnoe napravlenie v razvitii otechestvennogo mashinostroenija»: http://energyua.com/2007/06/30/844.html. 4. Svobodnaja obwedostupnaja mul'tijazychnaja universal'naja internet-jenciklopedija: http://www.wikipedia.org/. 5. Walker G. Stirling Engines / Sokr. per. s angl. B. W. Sutugina and N. W. Sutugina. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 408 s., il. 6. Sajt «Stirling-mash»: http://www.stirling.ru/index.html. 7. Walker, G. Stirling-Cycle Machines. - Oxford University Press, 1973. – 156 c.

УДК 621.43.056

М.І. Міщенко, д-р техн. наук, В.Г. Заренбін, д-р техн. наук, Т.М. Колеснікова, інж., Ю.В. Юрченко, інж., В.Л.Супрун, інж., О.Г. Підлісний, інж.

ДВИГУН GOENGINE ЗІ ЗМІННИМ ХОДОМ ПОРШНЯ І РЕГУЛЬОВАНИМ СТУПЕНЕМ СТИСКУ. ПАРАМЕТРИ РОБОЧОГО ЦИКЛУ, РОЗРАХУНОК, АНАЛІЗ

Вступ

Останнім часом провідні двигунобудівні фірми й наукові центри все більше приділяють увагу так званим нетрадиційним двигунам внутрішнього згоряння, як можливу альтернативу класичному автомобільному ДВЗ. Серед відомих ДВЗ з нетрадиційним силовим механізмом виділяється двигун інженера Bert de Gooijer, як іменує його автор – GoEngine [1, 2].

У порівнянні з іншими відомими нетрадиційними ДВЗ двигун GoEngine представляє інтерес як з точки зору конструкції силового механізму, так і показників його робочого циклу, а саме: ефективність регулювання ходу поршня і ступеня стиску, ступінь реалізації принципу «продовженого розширення» та ін.

В даній роботі наведені основні результати дослідження робочого циклу двигуна GoEngine, виконаного в АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

Передмова

На рис. 1 показана схема робочого процесу двигуна GoEngine. Силовий механізм виконаний у вигляді планетарної зубчастої передачі із внутрішнім зачепленням, з'єднаної через шатун *AB* з поршнем. Шестерня-сателіт 1 розташована на осі шатунної шийки кривошипа *OC* в точці *C*. Кривошип виконує роль водила в даній передачі. Передатне відношення кутових швидкостей шестерні 1 (ексцентрика *BC*) і кривошипа *OC* дорівнює 1,5.

При провороті шестерні на кут Θ точка *B* зміщується й при цьому відбувається зміна хода поршня в усіх тактах робочого процесу двигуна і, відповідно, змінюється робочий об'єм циліндра і ступінь стиску.

Постановка задачі

Автори розробки двигуна GoEngine стверджують, що такий силовий механізм забезпечує регулювання навантаження шляхом зміни робочого ходу поршня, зміну ступеня стиску, а також продовжене розширення, що суттєво покращує показники робочого циклу такого двигуна у порівнянні з класичним.

Однак, як показали попередні дослідження кінематики двигуна GoEngine, виконані авторами даної статті, ходи повного розширення, стиску, наповнення й випуску варіюються у відносно вузьких межах, що відрізняє цей двигун від інших механізмів з регульованим ходом поршня.

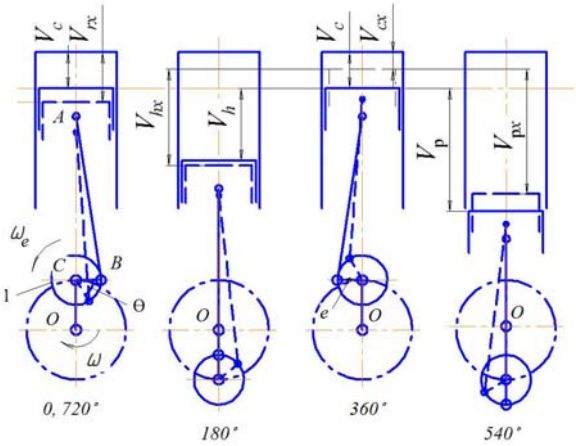


Рис. 1. Схема робочого процесу двигуна GoEngine

Метою роботи є теоретично дослідити ефективність робочого циклу, що реалізується в двигуні GoEngine.

Теоретичні дослідження

Переміщення поршня s_y в функції кута φ повороту колінчастого вала має вигляд

$$s_y = R_G \left[\begin{array}{l} (1-\cos\varphi) + \dfrac{1}{\lambda_G}(\cos\alpha - \cos\beta) - \\ -2\mu\cos(\Theta - \dfrac{\varphi}{4})\sin(\dfrac{\varphi}{4}) \end{array} \right], \quad (1)$$

де R_G – радіус кривошипа двигуна GoEngine; λ_G – безрозмірний конструктивний параметр силового механізму двигуна GoEngine; μ – відносна величина ексцентриситету; θ – кут фазового зрушення (провороту) ексцентрика, що змінює хід поршня і супутній ступінь стиску. Коли $\theta = 0$ двигун має номінальний хід поршня та ступінь стиску, що відповідають максимальній (номінальній) потужності; α – кут між віссю шатуна й віссю циліндра при куті φ = 0; β – відхилення шатуна від осі циліндра при поточному куті φ.

Тут

$$\left. \begin{array}{ll} \lambda_G = \dfrac{R_G}{L_G}; & \alpha = \arcsin(\lambda_G \mu \cos\Theta); \\ \mu = \dfrac{e}{R_G}; & \beta = \arcsin\left[\lambda_G(\sin\varphi + \mu\cos x)\right]; \end{array} \right\} \quad (2)$$

$$L_G = AB; \quad 0 \le \Theta \le 90°.$$

На рис. 2 наведені графіки переміщення поршня $s_y(\varphi)$ і його характерні положення при номінальному й змінному ступенях стиску, коли кут провороту ексцентрика дорівнює, відповідно, $\Theta = 0$ і $\Theta = 30^{o}$. Графіки переміщення $s_y = f(\varphi)$ якісно відображають й характер змінювання об'єму циліндра $V = f(\varphi)$, і відповідно, параметрів робочого циклу.Значення кутів φ_{rx}, φ_{ax}, φ_{cx} і φ_{bx}, що відповідають екстремальним значенням функції $s_y = f(\varphi)$ в точках r_x, a_x, c_x і b_x, визначаються з дослідження рівняння (1) на екстремум.

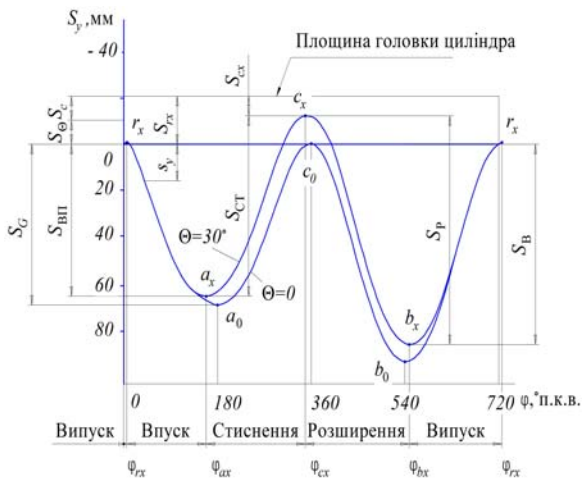


Рис.2. Графіки переміщення поршня до визначення параметрів робочого циклу двигуна GoEngine:
a_0, $в_0$, c_0 – крайні положення поршня при θ = 0;
a_x, $в_x$, c_x –те саме при θ> 0

Розрахунок параметрів робочого циклу двигуна GoEngine зводиться до наступного.

Робочий об'єм V_h циліндра приймають по даним теплового розрахунку двигуна для номінального режиму аналогічно, як для класичного двигуна. По величині V_h визначають повний хід поршня S_G для процесу впуску з умови $\Theta = 0$

$$S_G = \frac{V_h}{F_n} = S, \tag{3}$$

де S_G – повний хід поршня на такті впуску в двигуні GoEngine при номінальному ступені стиску; S – хід поршня в класичному ДВЗ; F_n – площа поршня.

Радіус кривошипа R_G і ексцентриситет e являють собою конструктивні параметри і визначаються на стадії проектування двигуна GoEngine. Ці параметри суттєво впливають на повний хід поршня та ступінь стиску. Із аналізу формули (1) випливає, що при номінальному ступені стиску повний хід поршня на такті впуску

$$S_G < S \text{ або } S_G < 2R,$$

де R – радіус кривошипа в класичному двигуні.

Порівняння показників двигуна GoEngine з класичним ДВЗ на номінальному режимі доцільно проводити при однакових їх робочих об'ємах, тобто за умовою

$$S_G = S. \tag{4}$$

Тоді, з урахуванням рівняння (3), радіус кривошипа двигуна GoEngine визначається за виразом

$$R_G = \frac{S}{\sigma_G(\Theta = 0, \varphi = 180^{o})}, \tag{5}$$

де σ_G – кінематична функція силового механізму двигуна GoEngine,

$$\sigma_G = (1 - \cos\varphi) + \frac{1}{\lambda_G}(\cos\alpha - \cos\beta) - \\ -2\mu\cos(\Theta - \frac{\varphi}{4})\sin(\frac{\varphi}{4}). \tag{6}$$

При цьому слід рахувати ексцентриситет e конструктивно визначеним.

Хід поршня. Із графіків рис. 2 видно, що хід поршня і крайні його положення в усіх чотирьох тактах різні і залежать від параметрів силового механізму Θ і e.

При роботі двигуна кут провороту Θ при регулюванні робочого об'єму та ступеня стиску може змінюватись в межах від 0 до 90°, а ексцентриситет e не є регульованим параметром.

Хід впуску $S_{вп}$ (рис.2) можна визначити із рівняння

$$S_{вп} = s_y(\varphi_{ax}) - s_y(\varphi_{rx}). \tag{7}$$

На рис.3 наведені графіки зміни хода впуску $S_{вп}$ за кутом Θ провороту ексцентрика при різних величинах ексцентриситету e.

Аналіз цих залежностей свідчить, що на ділянці першої половини провороту ексцентрика (від 0 до 45°) хід впуску зменшується. Величина зменшення $S_{вп}$ зростає з підвищенням ексцентриситетуe. Так, при e = 3; 4 та 5 мм зменшення $S_{вп}$ відповідно дорівнює: 1,8; 2,3 та 2,8%. Протягом другої половини провороту ексцентрика хід впуску зростає і при куті $\Theta = 90^{o}$ перевищує величину номінального $S_{вп}$ (який визначається при $\Theta = 0$) на: 0,27; 0,45 і 0,72%, відповідно при e = 3;4 і 5 мм.

Отже, у даному двигуні хід впуску $S_{вп}$, а відповідно робочий об'єм V_{hx}, може варіюватися в дуже вузьких межах (від 0 до 3%), на відміну від інших відомих механізмів зі змінним ходом порш-

ня (наприклад, двигун H.Pouliot [3], в якому хід впуску регулюється в діапазоні $S_{вп} = 25,4...108$ мм, при цьому робочий об'єм змінюється від 0,7 до 3,1 л). Цілком очевидно, що в двигуні GoEngine дроселювання повинно застосовуватись практично на усіх навантаженнях.

Хід стиску $S_{ст}$ (рис.2) можна визначити за формулами

$$S_{ст} = s_y(\varphi_{ax}) - s_y(\varphi_{cx}); \quad (8)$$

$$S_{ст} = S_{вп} - s_y(\varphi_{cx}). \quad (9)$$

Хід розширення $S_р$ (рис.2) може бути визначеним з виразу

$$S_р = s_y(\varphi_{cx}) - s_y(\varphi_{bx}). \quad (10)$$

Ступінь стиску ε, ε_x. Номінальний ступінь стиску ε є максимальним за умовою початку детонації на режимі номінальної (максимальної) потужності будь-якого ДВЗ (класичного, нетрадиційного) і визначається на стадії його проектування.

Змінний ступінь стиску ε_x в двигуні GoEngine, згідно рис.2, дорівнює

$$\varepsilon_x = \frac{S_{ст} + S_{cx}}{S_{cx}} \quad (11)$$

або

$$\varepsilon_x = \frac{S_{вп} + S_{rx}}{S_{cx}}, \quad (12)$$

де $S_{ст}$ – хід поршня на такті стиску; S_{rx}, S_{cx} – приведена висота циліндричної надпоршневої порожнини, відповідно, на початку такту впуску і наприкінці такту стиску (в точці r_x і точці c_x).

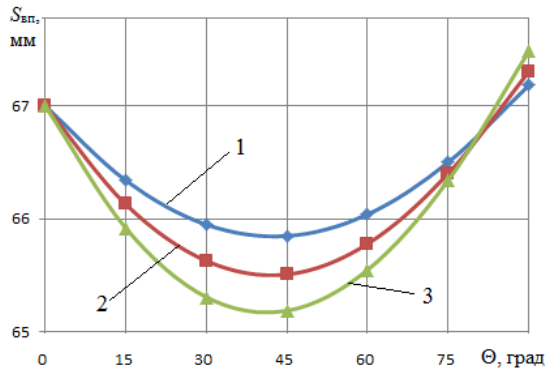


Рис. 3. Вплив кута Θ провороту ексцентрика на повний хід впуску $S_{вп}$ (і відповідно на робочий об'єм V_{hx}) при різних значеннях ексцентриситету e: R_G = 35,5 мм; λ_G= 0,279; 1 – e = 3 мм; 2 – e = 4 мм; 3 – e = 5 мм

Величини, що входять до рівнянь (11) і (12), визначаються, у відповідності з (рис.2), по залежностям

$$S_{rx} = S_c + S_\Theta; \quad (13)$$

$$S_{cx} = S_{rx} + S_{вп} - S_{ст}, \quad (14)$$

де S_c – приведена висота камери згоряння; S_Θ – сміщення поршня через проворот ексцентрика на кут Θ.

Величина S_c визначається ступенем стиску ε та ходом впуску S_G для номінального режиму роботи двигуна аналогічно, як в класичному ДВЗ.

$$S_c = \frac{S_G}{\varepsilon - 1} = \frac{S}{\varepsilon - 1}. \quad (15)$$

Зміщення поршня S_Θ можна визначити за залежністю

$$S_\Theta = R_G\left[\frac{1}{\lambda_G}(\cos\alpha_1 - \cos\alpha) + \mu\sin\Theta\right], \quad (16)$$

де α_1 – кут між віссю шатуна й віссю циліндра при кутах $\varphi = 0$ і $\Theta = 0$.

Для інженерних розрахунків змінний ступінь стиску ε_x можна обчислювати також за наближеною формулою

$$\varepsilon_x \approx \frac{s_y(\varphi)_{180^o} + S_{rx}}{s_y(\varphi)_{360^o} + S_{rx}}. \quad (17)$$

Тут величини $s_y(\varphi)_{180^0}$ й $s_y(\varphi)_{360^0}$ визначаються по формулі (1) при кутах φ повороту колінчастого вала, відповідно 180 і 360º.

Похибка у визначенні ε_x з рівняння (17) у цьому випадку не перевищує 0,5%.

Параметри силового механізму *e* й θ, що входять у формулу переміщення поршня$s_y(\varphi)$, не є незалежними, а зв'язані між собою через ε_x рівняннями (11) або (12), (17), тому для визначення цих параметрів необхідно попередньо задатися одним з них. Зручніше вибрати за незалежну змінну кут θпровороту ексцентрика, оскільки заздалегідь відомий інтервал регулювання цього кута (0 ≤θ≤ 90º).

Таким чином, прийнявши граничне значення кута зрушення ексцентрика, наприклад $\theta_{гр}$= 60º, можна визначити по одній з формул (11), (12) або (17) величину ексцентриситету *e*, при якому буде забезпечуватися найбільший ступінь стиску $\varepsilon_{гр}$ при мінімальному навантаженні двигуна й куті $\theta_{гр}$=60º. Обчислена величина *e* закладається в конструкцію силового механізму і є незмінною. У цьому випадку при збільшенні навантаження двигуна від мінімального величина змінного ступеня стиску ε_x повинна зменшуватися за рахунок регулювання кута θ від $\theta_{ін}$=60º убік зменшення й при θ=0 ступінь стиску ε_x=ε.

Зміна ступеня стиску ε_x залежно від величини ексцентриситету *e* й кута θ провороту ексцентрика показана на рис.4.

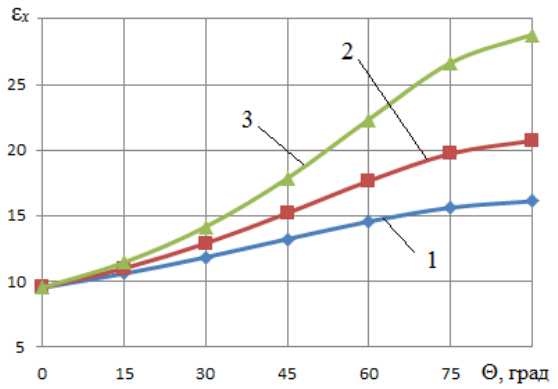


Рис.4. Залежність ступеня стиску ε_x від кута Θ провороту ексцентрика при різних значеннях ексцентриситета e: R_G = 35,5 мм; λ_G= 0,279; 1 – e = 3 мм; 2 – e = 4 мм; 3 – e = 5 мм

Як видно, зі збільшенням ексцентриситету *e* й кута θ спостерігається зростання ступеня стиску ε_x. Раціональним є зміна кута провороту ексцентрика в межах від 0 до 60°.

Ступінь розширення δ_x, згідно рис.2, можна представити залежністю

$$\delta_x = \frac{S_p + S_{cx}}{S_{cx}}. \qquad (18)$$

Зміна ступеня розширення δ_x залежно від ступеня стиску ε_x при різній величині ексцентриситету *e* показана на рис. 5.

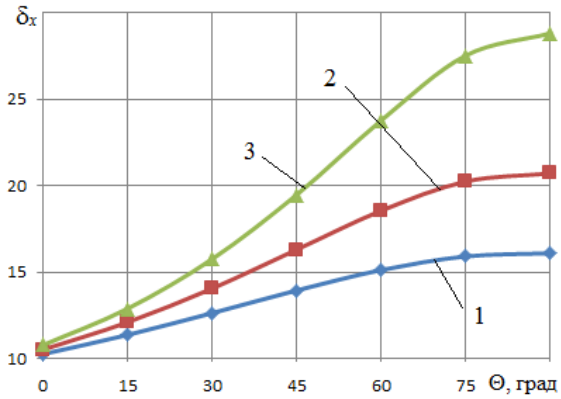


Рис.5. Вплив кута θ повороту ексцентрика і ексцентриситета e на ступінь розширення δ_x в двигуні GoEngine 1 – e = 3 мм; 2 – e = 4 мм; 3 – e = 5 мм

Із зіставлення графіків на рис. 4 і 5 можна вивести, що у даному двигуні ступінь розширення відрізняється від ступеня стиску не суттєво. На рис. 6 показані залежності відношення δ_x/ε_xвід Θі *e*.

Як видно, по мірі зростання кута Θ (підвищення ступеня стиску) ступінь розширення зменшується і при Θ=90° становить $\delta_x=\varepsilon_x$. Це характеризує зниження ефективності використання продовженого розширення із збільшенням ступеня стиску в двигуні GoEngine.

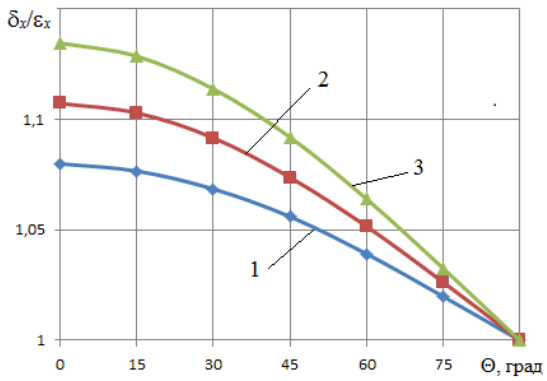


Рис.6. Залежність відношення δ_x/ε_xвід кута Θ провороту ексцентрика і ексцентриситету e 1 – e = 3 мм; 2 – e = 4 мм; 3 – e = 5 мм

Аналіз робочого циклу

Ефективність цикла двигуна GoEngine була перевірена методом математичного моделювання. Для досліджень був обраний серійний 4-тактний 4-циліндровий бензиновий двигун з діаметром циліндра *D* = 72 мм, ходом поршня *S* = 67 мм і ступенем стиску ε = 9,5.

На рис.7 зображена розрахункова індикаторна діаграма двигуна GoEngine.

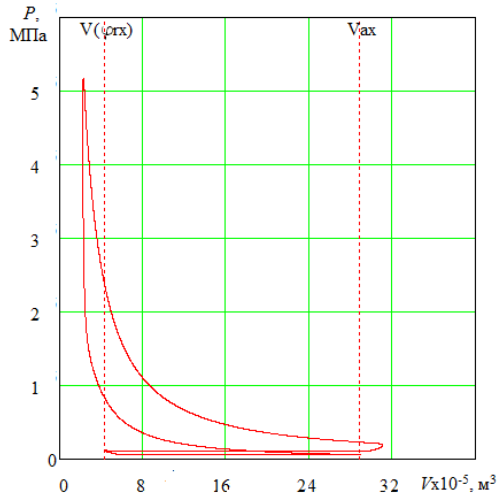


Рис.7. Розрахункова індикаторна діаграма двигуна GoEngine

Як показує аналіз, робочий процес ДВЗ GoEngine у порівнянні з робочим процесом двигуна із традиційним КШМ є більш економічним завдяки наявності продовженого розширення й можливості регулювання ступеня стиску на часткових навантаженнях.

Розглянутий двигун має ряд особливостей щодо робочого циклу.

Конструкція силового механізму дозволяє змінювати робочий об'єм циліндра у вузькому діапазоні, тому регулювання навантаження двигуна забезпечується, в основному, дроселюванням впуску в циліндр свіжого заряду. Це приводить, як і в класичному ДВЗ, до погіршення показників двигуна через збільшення насосних втрат.

У двигуні відбувається незначне продовжене розширення робочого тіла (на номінальному режимі до об'єму всього лише в 1,4 рази перевищуючого об'єм наприкінці впуску), що дає невеликий ефект поліпшення економічності від продовженого розширення. До того ж, на часткових навантаженнях при регулюванні ступеня стиску величина ступеня розширення зменшується виграш в економічності від продовженого розширення знижується.

Завдяки особливостям конструкції силового механізму, при зростанні ступеня стиску об'єм надпоршневої порожнини циліндра наприкінці випуску й початку впуску (при положенні поршня у ВМТ), названий нами «мертвим об'ємом», збільшується й значно більше об'єму камери згоряння. Збільшення мертвого об'єму приводить до підвищення коефіцієнта залишкових газів і зниженню коефіцієнта наповнення, що погіршує робочий процес двигуна.

Висновки

Виконані дослідження дозволяють стверджувати, що двигун GoEngine має незначну перевагу по показникам робочого процесу у порівнянні з класичним ДВЗ.

Якщо враховувати такі суттєві недоліки, як збільшення габаритних розмірів, погана зрівноваженість двигуна, механічні втрати і таке інше, то застосування двигуна GoEngine на серійних ДВЗ видається малоімовірним.

Незважаючи на це, інтерес до даного двигуна значний і ряд спеціалістів відзначають двигун GoEngine, як один з найбільш цікавих за останні 15-20 років.

Список літератури:

1. Пат. 6349684 США, B1 : F16H 21/36. Crank-connecting rod mechanism / De Gooijer Lambertus H. - Заявлено 17.04. 2000; Опубл. 26. 02. 2002. – 5 с. 2. Пат. 2001/0036334 США, A1 : F02B 47/08 / Reciprocating piston mecanism and a method of increasing internal egrin an internal combustion engine / De Gooijer Lambertus H. – Заявлено 9.01.2009; Опубл. 17. 02. 2011. – 4 с. 3. Displacement Spark-Ignition Engine: Final Report / Sandia Laboratories; Pouliot H.N., Robinson C.W. and Delameter W.R. – Livermore, California, 1978. – 83 p.p. – Report № SAND 77-8299.

Bibliography (transliterated):

1. Pat. 6349684 SShA, B1 : F16H 21/36. Crank-connecting rod mechanism / De Gooijer Lambertus H. - Zajavleno 17.04. 2000; Opubl. 26. 02. 2002. – 5 s. 2. Pat. 2001/0036334 SShA, A1 : F02B 47/08 / Reciprocating piston mecanism and a method of increasing internal egrin an internal combustion engine / De Gooijer Lambertus H. – Zajavleno 9.01.2009; Opubl. 17. 02. 2011. – 4 s. 3. Displacement Spark-Ignition Engine: Final Report / Sandia Laboratories; Pouliot H.N., Robinson C.W. and Delameter W.R. – Livermore, California, 1978. – 83 p.p. – Report № SAND 77-8299.

УДК 621.43.013.4

А.В. Еськов, д-р техн. наук, А.В. Маецкий, асп.

ОЦЕНКА ТОПЛИВНЫХ СТРУЙ НА ПРОГРАММНО-ТЕХНИЧЕСКОМ КОМПЛЕКСЕ ОПТИЧЕСКОГО КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА РАСПЫЛИВАНИЯ

Постановка проблемы

От качества процесса распыливания топлива зависит последующее сгорание рабочей смеси, а значит выходные характеристики двигателя в целом: экономичность, экологичность, мощность и другие. Качество распыливания топлива дизельной форсункой определяется мелкостью и однородностью его дисперсии, а также равномерностью распределения капель топлива в объеме струи ([1, с. 23], [2, с. 143]). При визуальном наблюдении качественно распыливаемое топливо должно быть туманообразным, без сплошных струек и легко различимых местных сгущений [3].

Один цикл распыливания занимает по времени до 6 мс, поэтому без специальной высокоскоростной аппаратуры оценить качество распыливания практически невозможно. Наиболее предпочтительными методами изучения дисперсных потоков жидкости являются оптические, использующие явления воздействия дисперсного потока на световое излучение, т.к. в этом случае принципиально отсутствует всякое механическое влияние на изучаемый процесс, а также возможно применение малых, по сравнению с периодом развития потока, времен измерения [4].

Постановка задачи

Для контроля процесса распыливания топлива была поставлена задача: с использованием имеющихся приборов и устройств, усовершенствовать метод скоростной кино-фотосъемки и реализовать

на его основе средство диагностики и контроля качества распыливания на предмет равномерности распределения капель топлива в струе и однородности распыливания. При этом принимается допущение, что средний диаметр капель является постоянным и равным диаметру по Заутеру.

Экспериментальная часть

Видеофайлы процессов распыливания были получены на стенде скоростной видеорегистрации топливных струй при использовании скоростной видеокамеры «ВидеоСпринт» производства ЗАО «НПК Видеоскан» [5]. Из видеофайлов, с помощью специально разработанной программы для ЭВМ, были отобраны и отформатированы по размеру и содержанию кадры, содержащие в себе топливные струи. Отобранные кадры были сохранены в несжатом графическом формате Bitmap (8 бит).

Для обработки и анализа отобранных из видеофайла кадров была разработана программа для ЭВМ (рис. 1), позволяющая устранять шум на изображениях, повышать контраст, сохранять измененные изображения, рассчитывать порог для каждого кадра (яркость, выше которой регистрируется фон) несколькими методами, производить визуализацию сегментации (бинаризацию изображений или раскраску яркостных зон), расчет площадей яркостных зон (оптических неоднородностей) с сохранением полученных данных, строить гистограммы и графики, оценивать погрешность эксперимента.

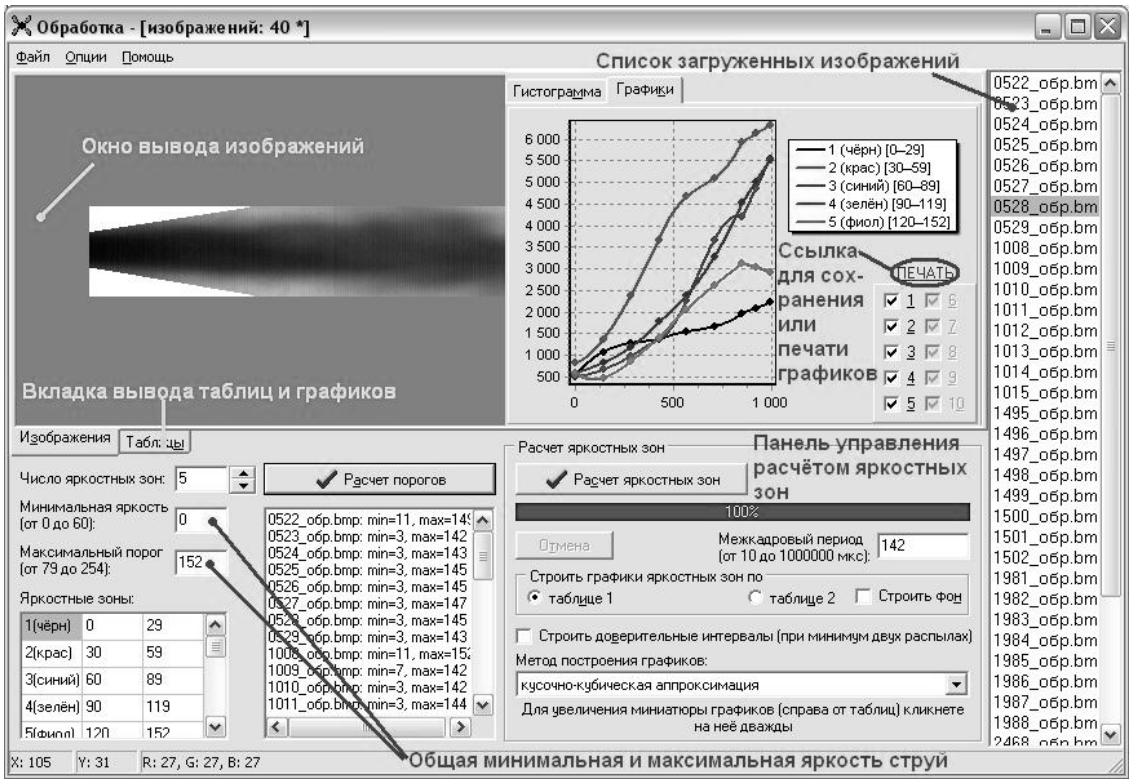


Рис. 1. Главное окно программы по обработке топливных струй

Для устранения шума в программу заложено несколько методов: полный медианный фильтр с окном 3x3 или 5x5 и частичный медианный фильтр с окном 3x3 или 5x5 [6]. Повышение контраста производится линейным методом [7]. Полученные модифицированные изображения топливных струй готовы для дальнейшей обработки. При прохождении светового излучения через распыленную струю, в результате уменьшения светового потока, прошедшего в зонах с высокой концентрацией капель топлива, область этой зоны на изображении будет соответствовать меньшей яркости, и наоборот. Отдельную научную задачу представляет изучение динамики изменения темных и светлых зон на изображениях топливных струй, получаемых разработанным программным средством. Принципиальным моментом является определение порога, т.е. нахождение яркости, выше которой регистрируется фон изображения (предполагается, что струя темная, а фон светлый). Для изображений с топливными струями точный порог определить очень сложно.

Одним из пороговых методов, заложенных в программу, является метод «треугольника», суть которого сводится к следующему. На рис. 2 представлена возможная гистограмма изображения с топливной струей (по оси абсцисс – яркость *b*, по оси ординат – количество пикселей соответствующей яркости *h(b)*). Струя имеет темные оттенки (расположена ближе к оси ординат), фон – светлые (расположен дальше от оси ординат и его *h(b)* явно выражены). Из анализа $h(b_i)$ находятся две точки: $(b_{max}, h(b_{max}))$ и $(b_{min}, h(b_{min}))$ – первое минимальное слева значение гистограммы, отличное от нуля. Через указанные две точки проводится прямая. Далее, для каждого из значений яркости $b_i \in [b_{\min}, b_{\max}]$ вычисляется расстояние *x* от точки $(b_i, h(b_i))$ до прямой. В качестве порогового значения яркости выбирается точка b_i, в которой расстояние *x* достигает максимума [8].

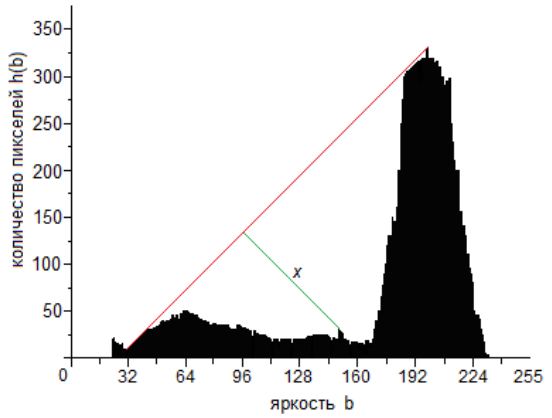


Рис. 2. Иллюстрация метода «треугольника» определения порога яркости

Указанный метод определения порога яркости имеет существенный недостаток. Он применим в тех случаях, когда пикселей струи намного меньше, чем пикселей фона и фон имеет явно выраженный максимум на гистограмме яркости. На практике это соблюдается не всегда. Поэтому в программу был заложен еще один пороговый метод – метод «изодата».

Суть метода «изодата» определения порога яркости сводится к следующему. В качестве начального значения порога T_0 задается число 128 (по формуле $T_0 = 2^{B-1}$, где *B* – глубина изображения в битах, в нашем случае *B* = 8). Вычисляются средние яркости струи $\overline{i_c}$ и фона $\overline{i_ф}$. Очередное значение порога вычисляется как среднее: $T_{i+1} = (\overline{i_c} + \overline{i_ф})/2$. Процесс повторяется до стабилизации значения порога (пока $T_i \neq T_{i-1}$) [8].

Метод «изодата» более точно определяет значение порога яркости, а недостатком метода является большая длительность по времени нахождения порога яркости в сравнении с методом «треугольника». По выбору пользователя программа находит пороги яркости любым методом, а также порог может устанавливаться пользователем. Различие в работе методов «треугольника» и «изодата» представлены на рис. 3.

Анализ результатов

Согласно общепринятому идеализированному описанию струи топлива, она имеет конусообразный вид и в центральной своей части более плотная, чем на периферии (смотри, например, [2]). Пример изображения топливной струи представлен на рисунке 3, а. Заметно, что струя имеет неодинаковую яркость в различных участках. Так, в центральной части и основании она более тёмная, на периферии и переднем фронте – более светлая. Этому может быть, на наш взгляд, две причины: во-первых, истинная неоднородность распыливания и неравномерность распределения капель в струе топлива, во-вторых, несовершенство аппаратной части средства оптического контроля качества распыливания (например, видеокамеры или подсвечивающего струю устройства). Для определения главенствующей причины неодинаковости яркости струи по всей ее длине (оптической неоднородности), программа строит график динамики изменения средней яркости струи и средней яркости фона (рис. 4).

Несмотря на то, что со временем площадь струи увеличивается, а площадь фона уменьшается, из рисунка 4 видно, что средняя яркость фона остается относительно неизменной, а средняя яркость струи имеет более значительную динамику изменения. Это говорит о том, что главенствующей причиной оптической неоднородности струи является неоднородность распыливания и неравномерность распределения капель в струе топлива. Свет, проходящий через струю, поглощается и отражается неодинаково в связи с тем, что капли имеют разные диаметры, и количество капель неодинаково в разных участках струи.

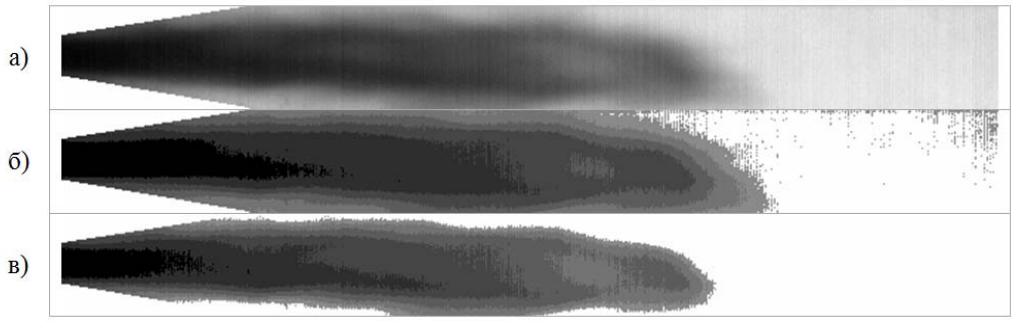


Рис. 3. Визуализация оптической неоднородности струи:
а – исходное изображение; б – изображение, порог для которого определен методом «треугольника»;
в – изображение, порог для которого определен методом «изодата»

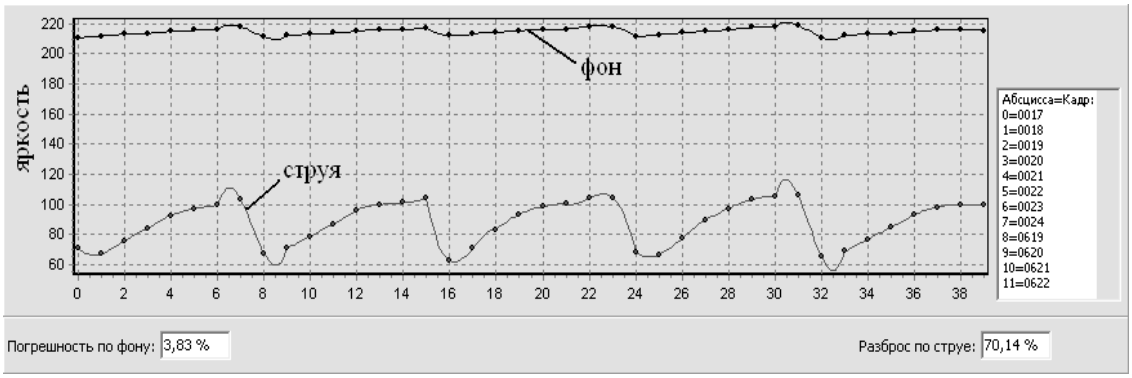


Рис. 4. Динамика изменения средней яркости струи и средней яркости фона

Из всех загруженных изображений со струями находится минимальная яркость струи и максимальная пороговая яркость струи (выше которой регистрируется фон). Указанный яркостной диапазон делится на одинаковые отрезки – яркостные зоны, число которых задается пользователем. При помощи таблиц и графиков динамики изменения от кадра к кадру (во времени) площадей яркостных зон можно исследовать динамику изменения светлых и темных зон топливных струй, что, в свою очередь, позволяет увидеть оптическую неоднородность распыливания, вызванную истинной неоднородностью и неравномерностью распыливания. Чем больше наблюдаемая оптическая неоднородность, тем хуже качество распыливания, и наоборот.

На рис. 5 приведен пример динамики изменения площадей яркостных зон (топливо – рапсовое масло, температура топлива 26 ºС, давление впрыскивания 60 МПа, частота вращения вала двигателя 1750 мин$^{-1}$). По оси абсцисс – время в микросекундах, по оси ординат – площадь в пикселях. Межкадровый период считывается с информации, записанной видеокамерой, или вводится пользователем. Линии характеризуют изменение во времени площадей шести яркостных зон в диапазоне яркостей от 0 до 170 градаций АЦП.

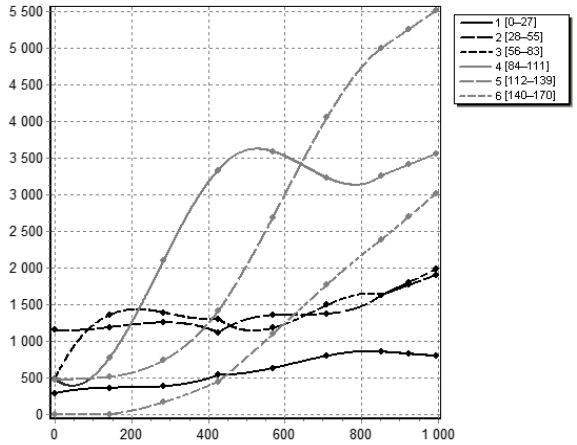


Рис. 5. Пример графика изменения во времени оптической неоднородности струи (ось абсцисс – время в мкс, ось ординат – площадь в пикселях)

Так, из графика можно отметить относительную неизменность площадей темных яркостных зон №№ 1–3 и значительную динамику площадей светлых яркостных зон № 4–6. Это означает, что с развитием струи во времени площадь участков струи с разреженной концентрацией капель возрастает, а площадь участков струи с плотной концентрацией капель относительно общей площади струи – убывает, т.е. имеет место значительная не-

равномерность распределения капель в струе топлива.

Выводы

Описанное программное средство программно-технического комплекса контроля качества распыливания позволяет производить как обработку изображений топливных струй (устранение шума, повышение контраста), так и их анализ (пороговую сегментацию, построение графиков динамики изменения площадей яркостных зон струи во времени, и др.). На основе изучения оптической неоднородности струи можно делать вывод о ее качестве и таким образом сравнивать качество распыливания различных видов топлив различными топливными распылителями при различных условиях впрыскивания. Авторы полагают, что данное средство может быть использовано для изучения струй, получаемых не только распылителями дизельных форсунок, но и любых распылителей жидкости, при соответствующей доработке программно-технического комплекса.

Список литературы:

1. Разлейцев, Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях: монография / Н.Ф.Разлейцев. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с. 2. Шароглазов, Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов [Текст] : учебник / Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонтов, В.В. Клементьев. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – 344 с. 3. ГОСТ 10579-88. Форсунки дизелей. Общие технические условия. – Введ. 1990-01-01. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2004. – 8 с. 4. Орлов, В.Л. Основы физики дисперсных материалов: учебное пособие / В.Л. Орлов, Ю.Б. Кирста, А.В. Еськов, А.В. Орлов. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2005. – 98 с. 5. Камера скоростной видеосъемки «ВидеоСпринт» // Видеоскан [Электронный ресурс]: [сайт] / ЗАО НПК «Видеоскан». Электрон. дан. – М., 2012. – Режим доступа: http://videoscan.ru/page/731. – Загл. с экрана. 6. Хуанг, Т.С. Быстрые алгоритмы в цифровой обработке изображений / Т.С. Хуанг, Дж.-О. Эклунд, Г.Дж. Нуссбаумер и др. – М.: Радио и связь, 1984. – 221 с. 7. Методы компьютерной обработки изображений / под ред. В.А. Сойфера. – М.: Физматлит, 2001. – 784 с. 8. Павлидис, Т. Алгоритмы машинной графики и обработки изображений / Т. Павлидис. – М.: Мир, 1981. – 84 с.

Bibliography (transliterated):

1. Razlejcev, N.F. Modelirovanie i optimizacija pro-cessa sgoranija v dizeljah: monografija / N.F.Razlejcev. – Har'kov: Viwa shkola, 1980. – 169 s. 2. Sharoglazov, B.A. Dvigateli vnutrennego sgoranija: teorija, modelirova-nie i raschet processov [Tekst] : uchebnik / B.A. Sharo-glazov, M.F. Farafontov, V.V. Klement'ev. – Chelja-binsk: Izd-vo JuUrGU, 2004. – 344 s. 3. GOST 10579-88. Forsunki dizelej. Obwie tehnicheskie uslovija. – Vved. 1990-01-01. – M.: IPK Izdatel'stvo standartov, 2004. – 8 s. 4. Orlov, V.L. Osnovy fiziki dispersnyh mate-rialov: uchebnoe posobie / V.L. Orlov, Ju.B. Kirsta, A.V. Es'kov, A.V. Orlov. – Barnaul: Izd-vo AltGTU, 2005. – 98 s. 5. Kamera skorostnoj videos#emki «VideoSprint» // Videoskan [Jelektronnyj resurs]: [sajt] / ZAO NPK «Videoskan». Jelektron. dan. – M., 2012. – Rezhim dos-tupa: http://videoscan.ru/page/731. – Zagl. s jekrana. 6. Huang, T.S. Bystrye algoritmy v cifrovoj obrabotke izobrazhenij / T.S. Huang, Dzh.-O. Jeklund, G.Dzh. Nus-sbaumer i dr. – M.: Radio i svjaz', 1984. – 221 s. 7. Meto-dy komp'juternoj obrabotki izobrazhenij / pod red. V.A. Sojfera. – M.: Fizmatlit, 2001. – 784 s. 8. Pavli-dis, T. Algoritmy mashinnoj grafiki i obrabotki izo-brazhenij / T. Pavlidis. – M.: Mir, 1981. – 84 s.

УДК 621.436

В.С. Вербовский, инж.

ОПТИМИЗАЦИЯ ЗАПАЛЬНОЙ ДОЗЫ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА ГАЗОДИЗЕЛЯ ПО ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ ПОКАЗАТЕЛЯМ

Постановка задачи

Газодизели могут успешно работать на различном газовом топливе: на сжатом природном газе, на попутных газах нефтяных и газовых месторождений, на шахтном метане, на биогазе. Проведенный анализ [1, 2, 4] показывает, что эффективным средством улучшения топливной экономичности и снижения токсичности отработавших газов во всем диапазоне нагрузок двигателя является обеспечение оптимального количества воздуха, определяющего условия совместного сгорания газовоздушной смеси и распыленного дизельного топлива в условиях переменного давления и объема, характерных для поршневых двигателей. Эффективность использования газового топлива в газодизелях, в первую очередь, зависит от совершенства применяемых на них систем автоматического управления и регулирования. Несмотря на давно известные достоинства газодизелей, они до сих пор не получили широкого применения в качестве приводных двигателей для газодизельных электростанций.

Целью проведенного экспериментального исследования являлось повышение экономичности газодизеля за счет уменьшения величины запальной дозы дизельного топлива и оптимизации сгорания двухтопливной смеси. Для достижения поставленной цели необходимо было установить порог минимальной запальной дозы дизельного топлива, обеспечивающий надежное воспламенение газовоздушной смеси в цилиндрах и устойчивую

работу двигателя на всех эксплуатационных режимах.

В настоящее время вопросами использования альтернативных топлив для работы энергетических установок занимаются многие организации и специалисты: в Институте угольных энерготехнологий, Институте общей энергетики, Институте проблем материаловедения, Институте электросварки, Институте биоорганической химии и нефтехимии, Институте Газа, Национальном техническом университете «КПИ», Национальном транспортном университете и др.

Основные результаты исследований

Исследования проводились на стационарном газодизеле в составе газодизельного электроагрегата АГД-100С-Т400-1Р [3] при номинальной мощности 100 кВт и при частичных нагрузках 12, 30, 50, 70 кВт. Программа экспериментальных исследований включала работу газодизеля в следующих режимах:

- работа в дизельном режиме (базовом режиме);
- работа газодизеля в газодизельном режиме при уменьшении запальной дозой дизельного топлива без оптимизации коэффициента избытка воздуха α;
- работа газодизеля в газодизельном режиме с минимальной запальной дозой дизельного топлива при оптимизации α на частичных нагрузках (в данной статье не рассматривается).

Проводилось несколько серий опытов, при которых снимались нагрузочные характеристики двигателя.

В первой серии газодизель работал в режиме дизеля, т.е. только на дизельном топливе.

Во второй серии опытов запальная доза дизельного топлива поддерживалась постоянной на всех нагрузках. Изменение мощности осуществлялось за счет изменения расхода газового топлива. Исследовались работа газодизеля при трех величинах запальной дозы дизельного топлива: 26%, 12-15% от номинальной цикловой подачи и возможность дальнейшего снижения запальной дозы. В третьей серии опытов определялся закон подачи газовоздушной смеси (в данной статье не рассматривается). Токсические характеристики работы газодизеля снимались на всех режимах.

Динамика изменения состава топлива в зависимости от величины запальной дозы и нагрузки при работе двигателя в дизельном и газодизельном режимах приведены в [2].

В дизельном режиме газодизель работает с избытками воздуха $\alpha \geq 2$, характерными для гетерогенной смеси. Коэффициент избытка воздуха на частичных нагрузках достигает значений $\alpha = 9$, снижаясь на номинальной нагрузке до $\alpha = 2$. Расход дизельного топлива увеличивается пропорционально росту нагрузки.

Анализ характеристик работы двигателя в газодизельном режиме показывает снижение коэффициента избытка воздуха в 4 раза при переходе газодизеля с частичных нагрузок на номинальную мощность, сопровождающееся увеличением расхода газового топлива. Т.е. номинальная нагрузка достигается при обогащении смеси. В режиме частичных нагрузок газодизель работает аналогично дизельному режиму на сильно обедненной смеси.

Снижение запальной дозы дизельного топлива при газодизельном процессе сопровождалось эквивалентным ростом расхода природного газа. Коэффициент избытка воздуха и температура отработавших газов газодизеля при этом существенно не изменялись. Опытным путем установлен минимальный предел запальной дозы дизельного топлива, не нарушающий равномерность распределения мощности по цилиндрам – 12%. При работе двигателя на смеси дизельного топлива и газа коэффициент избытка воздуха снизился по сравнению с работой на дизельном топливе на ~12% на частичных нагрузках и на ~4% на полной нагрузке, температура отработавших газов увеличилась на ~40° [2].

Оценку вклада каждого вида топлива удобно представить в единицах условного топлива (рис.1). Из приведенного рис. 1 видно, что при номинальной нагрузке основной вклад в топливном балансе двигателя принадлежит газовому топливу. На частичных нагрузках картина не столь однозначна. На холостом ходу и малых нагрузках основной вклад в топливном балансе принадлежит дизельному топливу.

Этим объясняется необходимость работы двигателя при большом избытке воздуха. При уменьшении запальной дозы преобладает доля газового топлива. Поэтому снижение запальной дозы должно сопровождаться соответствующим снижением расхода воздуха, обеспечивающим надежное воспламенение запальной дозы дизельного топлива и максимально возможное, в условиях гетерогенной

смеси, сгорание газового топлива. Минимизация запальной дозы позволила сократить расход дизельного топлива по сравнению со стандартным газодизельным процессом на 20-33% условного топлива (у.т.) при частичных нагрузках и на 15-17% у.т. при номинальной нагрузке двигателя.

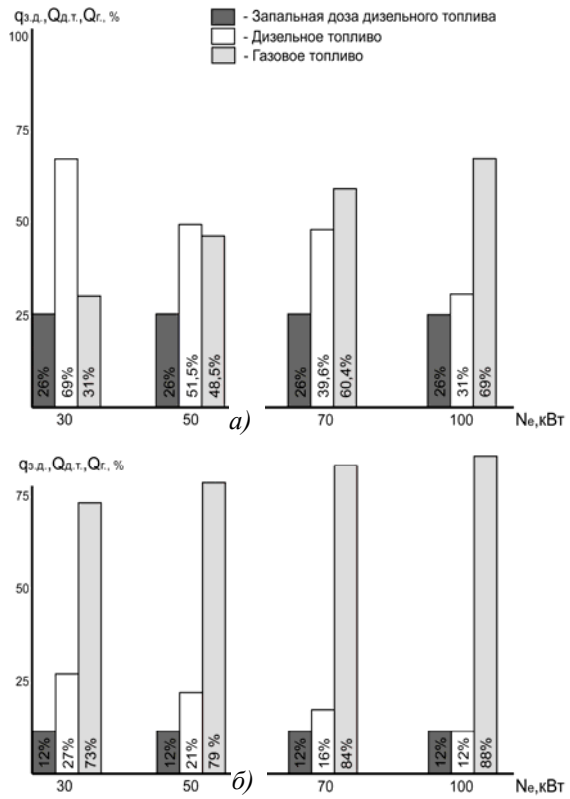


Рис. 1. Изменение соотношения дизельного и газового топлив в газодизельном двигателе в зависимости от запальной дозы при различной нагрузке: а) 26%; б) 12%

Более наглядное представление об изменении экономичности газодизеля при снижении запальной дозы дизельного топлива дают нагрузочные характеристики, на которых расход топлива показан в тепловых единицах $Q_д$, $Q_г$, Q_Σ, а кроме этого показаны зависимости удельного расхода теплоты $q_д$, $q_г$ и q_Σ от эффективной мощности N_e. Перерасчет массовых/объемных единиц расхода в тепловые производился по формулам:

для дизельного топлива

$$Q_{дт} = H_{дт}\, G_{дт}, \text{ кДж/ч} \qquad (1)$$

для природного газа

$$Q_г = Q_н^р\, V_г, \text{ кДж/ч}, \qquad (2)$$

где $H_{дт}$ = 42500 кДж/кг – низшая теплота сгорания 1 кг дизельного топлива; $Q_н^р$ = 35700 кДж/м^3 – низшая теплота сгорания 1 м^3 природного газа.

Суммарный расход тепла при работе по газодизельному процессу

$$Q_\Sigma = Q_{дт} + Q_г, \text{ кДж/ч}. \qquad (3)$$

Удельный расход тепла

$$q_\Sigma = \frac{Q_\Sigma}{N_e}, \text{ кДж/кВт·ч}. \qquad (4)$$

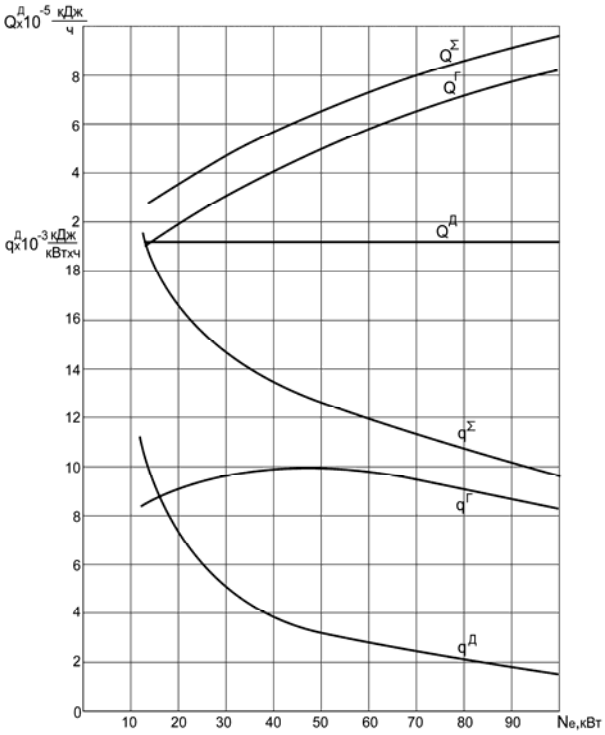


Рис.2. Нагрузочные характеристики газодизеля в тепловых единицах при запальной дозе дизельного топлива – 12%

На рис. 2 приведен топливный и удельный расход теплоты при работе конвертированного дизеля на газодизельный процесс при минимальной запальной дозе дизельного топлива. Из сравнения характеристик видно, что дизельный процесс требует большего расхода теплоты, чем газодизельный. Это можно объяснить более высоким значением α дизельного процесса. Уменьшение доли дизельного топлива при газодизельном процессе уменьшает общий расход теплоты вследствие замены его более калорийным топливом. Рост мощности закономерно сопровождается увеличением расхода теплоты. Максимальные значения удельного расхода теплоты соответствуют малым нагрузкам, с ростом мощности они резко снижаются. По удельному расходу показатели газодизельного процесса лучше показателей дизельного процесса на ~20%. Изменения суммарного удельного расхода при снижении запальной дозы дизельного топлива незначительны (рис. 3).

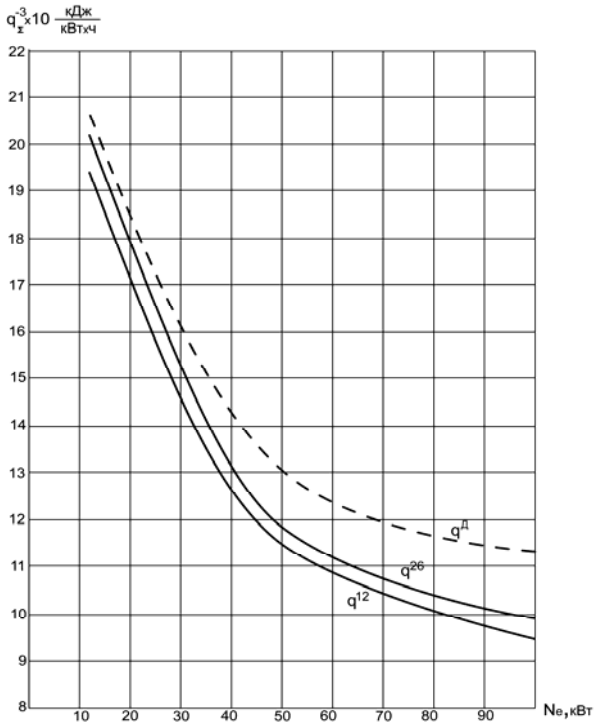


Рис.3. Удельный суммарный эффективный расход тепла по нагрузочным характеристикам

Показательно, что снижение доли дизельного топлива практически не изменило суммарную удельную тепловую нагрузку газодизельного двигателя, однако повлияло на характер изменения удельного расхода теплоты газового топлива. При запальной дозе дизельного топлива 26% на частичных нагрузках основной вклад в получение энергии принадлежит дизельному топливу, доля природного газа не превышает 30%. Однако к 50% нагрузке вклад каждого топлива равнозначен. На номинальной мощности нагрузку обеспечивает газовое топливо. Снижение доли дизельного топлива до минимального значения свело его роль только к обеспечению запальной миссии, к роли источника воспламенения газового топлива. Это доказывает важность правильной организации процесса сгорания газового топлива в поршневом двигателе: обеспечение эффективного воспламенения от запальной дозы дизельного топлива с последующим сжиганием.

Итак, в условиях одинакового избытка воздуха на дизельном и газодизельном режимах максимальный экономический эффект достигается при нагрузке, близкой к номинальной. Возрастание подачи топлива при увеличении нагрузки обогащает смесь. При этом улучшаются экономические показатели работы двигателя. Обеднение смеси ухудшает экономичность газодизеля на частичных нагрузках. Это свидетельствует о недостаточной эффективности параметров рабочего процесса на частичных нагрузках. Установление закона подачи газовоздушной смеси при оптимальном избытке воздуха в режиме частичных нагрузок оптимизирует процесс совместного сгорания дизельного топлива и газа, повышая экономичность газодизельного двигателя.

Выводы

Опытным путем установлен минимальный предел запальной дозы дизельного топлива, не нарушающий равномерность распределения мощности по цилиндрам – 12%. По удельному расходу показатели газодизельного процесса лучше показателей дизельного процесса на □20%.

Экспериментально подтверждена максимальная экономическая эффективность газодизеля, достигаемая при нагрузке, близкой к номинальной и недостаточная эффективность параметров его рабочего процесса на частичных нагрузках. Минимизация запальной дозы позволила сократить расход дизельного топлива по сравнению со стандартным газодизельным процессом на 20-33% условного топлива (у.т.) при частичных нагрузках и на 15-17% у.т. при номинальной нагрузке двигателя.

Список літератури:

1. Вербовский В.С. Возможности применения газодизельных электростанций в Украине / В.С. Вербовский - Экотехнология и ресурсосбережение. – 2003. - №1. – С.13-17. 2. Вербовский В.С. Экспериментальные исследования процесса работы газодизельного двигателя с целью снижения запальной дозы дизельного топлива / В.С. Вербовский, І.В. Грицук - Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. - Донецьк: ДонІЗТ, 2010 – Випуск №22. 211с., с. 142-153. 3. Вербовский В.С., Грицук И.В. Особенности экспериментальной установки для исследования универсальной системы питания и регулирования газодизельной электростанции / В.С. Вербовский, І.В. Грицук - Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. - Донецьк: ДонІЗТ, 2010 – Вип. №21. – С. 159-172. 4. Долганов К.Е. Исследование топливной экономичности и токсичности отработавших газов газодизеля / К.Е. Долганов, В.С. Вербовский и др. - 1991.- №8-9. – С. 6-9.

Bibliography (transliterated):

1. Verbovskij V.S. Vozmozhnosti primenenija gazodi-zel'nyh jelektrostancij v Ukraine / V.S. Verbovskij - Jekotehnologija i resursosberezhenie. – 2003. - №1. – S.13-17. 2. Verbovskij V.S. Jeksperimental'nye issledo-vanija processa raboty gazodizel'nogo dvigatelja s ce-l'ju snizhenija zapal'noj dozy dizel'nogo topliva / V.S. Verbovskij, I.V. Gricuk - Zbirnik naukovih prac' Donec'-kogo institutu zaliznichnogo transportu Ukraïns'koï derzhavnoï akademiï zaliznichnogo transportu. - Donec'k: DonIZT, 2010 – Vipusk №22. 211s., s. 142-153. 3. Verbov-skij V.S., Gricuk I.V. Osobennosti

jeksperimental'noj ustanovki dlja issledovanija universal'noj sistemy pitanija i regulirovanija gazodizel'noj jelektrostancii / V.S. Verbovskij, I.V. Gricuk - Zbirnik naukovih prac' Donec'kogo institutu zaliznichnogo transportu Ukraï-ns'koï derzhavnoï akademiï zaliznichnogo transportu. - Donec'k: DonIZT, 2010 – Vip. №21. – S. 159-172. 4. Dol-ganov K.E. Issledovanie toplivnoj jekonomichnosti i toksichnosti otrabotavshih gazov gazodizelja / K.E. Dolganov, V.S. Verbovskij i dr..- 1991.- №8-9. – S. 6-9.

УДК 621.43

С.П. Кулманаков, канд. техн. наук, М.Э. Брякотин, канд. техн. наук, С.С. Кулманаков, асп.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ ГАЗА И ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОПОРШНЕВЫХ МИНИ-ТЭЦ

Введение

Повышение требований к топливной экономичности привлекло большое внимание к регулированию мощности комбинированным способом: изменением количества или качества подаваемой горючей смеси и действительного рабочего объема двигателя. Наибольший эффект по топливной экономичности может быть достигнут в двигателях с разъемным коленчатым валом или в двигателях, состоящих из нескольких секций. Двигатели такого рода не находят широкого применения из-за значительного усложнения конструкции и трудностей, связанных с их работой на переходных режимах. Чаще всего реализуют схемы с отключением цилиндров, кривошипно-шатунный механизм которых не требует больших конструктивных изменений, а изменениям подвергаются лишь системы питания и газообмена. Среди большого числа конструктивных решений, известных по патентной литературе и экспериментальным работам, можно выделить две, наиболее простых в реализации, схемы отключения цилиндров.

Двигатели с впрыскиванием топлива и отключением его подачи. Прекращение впрыскивания топлива может производиться для одного или нескольких цилиндров с соответствующим увеличением подачи топливовоздушного заряда в другие работающие цилиндры. В цилиндры с отключенной подачей топлива воздух может поступать через основную впускную систему. При этом способе не требуется серьезных конструктивных изменений, так как вводится только новая программа в систему питания, но он является менее эффективным, чем отключение привода клапанов.

Во второй схеме отключения цилиндров предусмотрено устройство, перекрывающее впускной трубопровод и соединяющее впускные каналы с выпускной системой работающих цилиндров. В двигателях с регулируемой цикловой подачей топливо может впрыскиваться во все цилиндры, но с пропуском заданного числа циклов при соответствующем увеличении цикловой подачи топлива по определенной программе электронной системы. При этом во всех цилиндрах сохраняется постоянный тепловой режим, что облегчает последующий переход двигателя на полную нагрузку, обеспечиваются одинаковые условия работы в отношении изнашивания цилиндропоршневой группы.

Уменьшение удельного расхода топлива при отключении части цилиндров обусловлено увеличением индикаторного и механического к.п.д. двигателя, что приводит к экономии 10-30%.

В качестве реализации отключения цилиндров был выбран первый вариант, который требует внесения изменений только в алгоритм управления электронного блока.

Теоретическая часть

Цель математического моделирования рабочего процесса газопоршневого двигателя заключается в прогнозировании соотношения механической и тепловой энергии на режимах полной загрузки и частичной загрузки.

Распределение тепла, которое выделяется при сгорании газообразного топлива в цилиндре двигателя, на отдельные составляющие и количественное значения этих составляющих отражает тепловой баланс двигателя. Тепловой баланс составляют на основании уравнения теплового баланса в общем виде:

$$Q_o = Q_e + Q_в + Q_м + Q_г + Q_{ост},$$

где Q_0 – суммарное количество тепла, подведенное

к двигателю с топливом; Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе за 1с; $Q_в$ – количество тепла, уходящее в систему охлаждения; $Q_м$ – количество тепла, уходящее в систему смазки; $Q_г$ – теплота, унесенная с выпускными газами; $Q_{ост}$ – остаточные (неучтенные) теплопотери.

Методика по определению данных составляющих широко известна. Теплота, унесенная с выпускными газами, вычисляется с учётом температуры и коэффициента избытка воздуха по следующей формуле [3]:

$$c_p^г = -0{,}118 \cdot T_г \cdot \alpha + 1{,}422 \cdot T_г - 1{,}181 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha + 0{,}001$$

Номинальная электрическая мощность $N_э$ определяется на клеммах генератора и численное значение его равно:

$$N_э = \eta_г \cdot N_e$$

где $\eta_г$ - коэффициент полезного действия генератора. Величина коэффициента полезного действия генератора по нагрузке изменяется от 0,97 на 100 % до 0,94 на нагрузках меньше 50 %.

В случае утилизации тепла для получения пара и горячей воды вводится понятие тепловая мощность. При получении пара утилизируется теплота выпускных газов. Тепловая мощность необходимая для получения пара определяется по выражению, кВт:

$$P_{Tпар} = \frac{G_п \cdot \Delta i \cdot 1000}{3600}$$

где $G_п$ - расход пара, т/ч; Δi - разность энтальпий пара и питательной среды, кДж/кг.

Получение горячей воды связано с утилизацией теплоты отведенной от системы охлаждения. Тепловая мощность необходимая для получения горячей воды определяется по выражению, кВт:

$$P_{Tгор} = \frac{G_w \cdot c_w \cdot \Delta t_w}{3600},$$

где G_w - расход горячей воды, кг/ч; C_w - теплоемкость воды; Δt_w - перепад температуры в контуре горячего водоснабжения, °С.

Тепловые мощности по пару и воде могут быть рассмотрены порознь и как суммарная тепловая мощность установки, кВт:

$$P_T = P_{Tпар} + P_{Tгор}.$$

Коэффициент полезного действия и удельный расход газ газопоршневого электроагрегата определяют по электрической мощности и часовому расходу газа G_T, который является единственным источником энергии в генерирующей установки:

$$\eta_э = \frac{3600 \cdot N_э}{G_T \cdot H_u},$$

$$g_э = \frac{3600}{\eta_э \cdot H_u} = \frac{G_T}{N_э}.$$

По тепловой мощности термический коэффициент полезного действия и удельный расход газа, соответственно равны:

$$\eta_T = \frac{3600 \cdot P_T}{G_T \cdot H_u},$$

$$g_T = \frac{3600}{\eta_T \cdot H_u} = \frac{G_T}{P_T}.$$

Общий КПД будет складываться из КПД по электрической мощности и термического КПД.

Итогом проведенного расчета служат графики, представленные на рис. 1, 2.

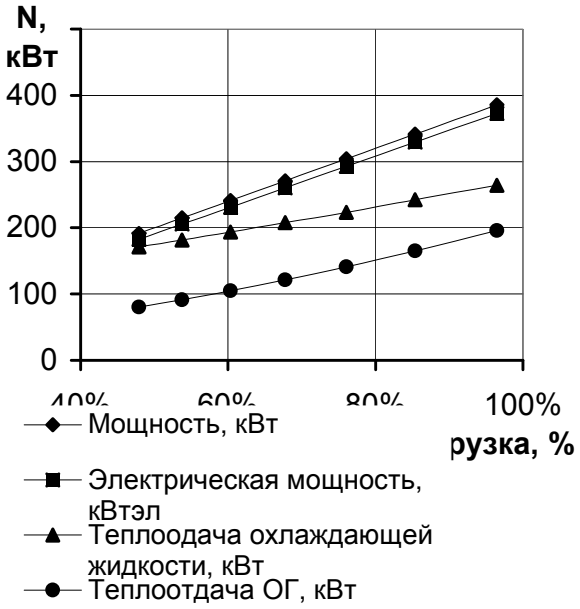


Рис. 1. Энергобаланс исследуемого двигателя.

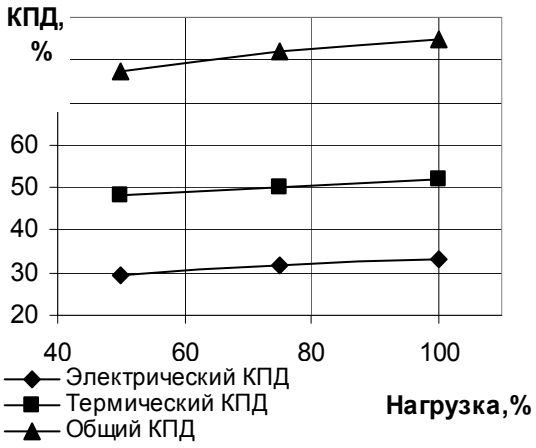


Рис. 2. Изменение КПД мини-ТЭЦ

Определение необходимого увеличения цикловой подачи топлива при отключении части цилиндров производится в предположении постоянства мощности и среднего давления трения механических потерь:

$$N_e = 1{,}577 \cdot \frac{q_ц \cdot n \cdot i}{\tau} \eta_e = const,$$

откуда следует, что $q_ц = \frac{N_e \cdot \tau}{1{,}577 \cdot n \cdot i \cdot \eta_e}$ при i=var. При отключении двух цилиндров цикловую порцию следует поднять на 20 %. При отключении четырех цилиндров цикловую порцию следует увеличить на 50%. При отключении шести цилиндров (т.е. половины цилиндров) цикловая порция должна быть увеличена на 100 %. Все увеличение идет от цикловой порции топлива при работе всех цилиндров на соответствующем нагрузочном режиме.

Математическое прогнозирование

Отключение двух цилиндров производится ступенчато при достижении нагрузки 90 % и ниже. Отключение четырех цилиндров осуществляется при достижении 75 % нагрузки и ниже. Отключения шести цилиндров обеспечит работу установки на 50 % нагрузки и менее. Ступенчатое изменение цикловой подачи топлива соответствует большинству характеристик потребителя.

Графики изменения эффективного КПД и удельного эффективного расхода топлива (рис. 3 и 4) при отключении цилиндров на частичных нагрузках 90 %, 75 %, 50 % показывают, что эффективность использования топлива возрастает по сравнению со всеми работающими цилиндрами и по сравнению с каждым последующим отключением по два цилиндра. При этом КПД двигателя будет образовываться верхней огибающей максимальных значений КПД (рис.3) и пределы изменения будут составлять от 32,5 до 33,7 % в диапазоне от 40 до 110% нагрузки. Максимальный рост экономичности составляет 7 % на 50 % нагрузке при отключении четырех и шести цилиндров из двенадцати. Отключать более четырех цилиндров, как видно из графиков, нет необходимости. На 75 % нагрузки отключение четырех цилиндров дает такой же эффект, как и отключение двух цилиндров – 2 % роста экономичности. Отключение двух цилиндров при нагрузке 90% и менее позволяет повысить экономичность в пределах 1 %.

Нецелесообразность отключения более четырех цилиндров иллюстрируют следующие графики изменения удельного эффективного расхода топлива от коэффициента избытка воздуха и изменения коэффициента избытка воздуха от нагрузки (рис. 5–7).

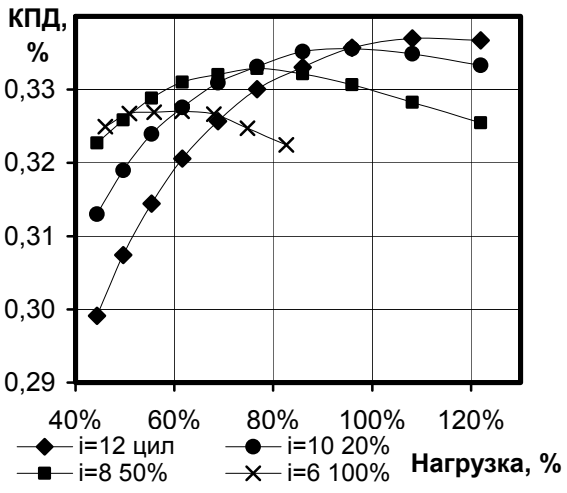


Рис. 3. Изменение эффективного КПД от нагрузки при отключении части цилиндров

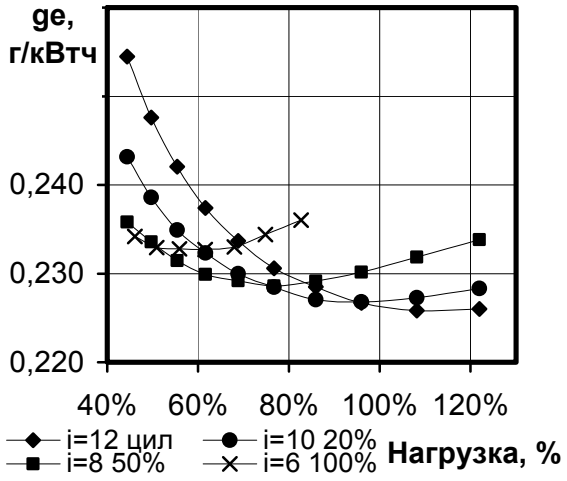


Рис. 4. Изменение удельного эффективного расхода топлива от нагрузки при отключении части цилиндров

Отключение более четырех цилиндров при одновременном увеличении цикловой подачи газа на 100 % сильно обогащает газовоздушную смесь в область верхнего концентрационного воспламенения смеси α=0,65. Нижний концентрационный предел природного газа составляет α=2,00.

Отключение цилиндров позволяет работать газовому двигателю на долевых режимах с коэффициентом избытка воздуха около 0,9. Такой состав смеси позволяет работать с максимальной отдачей мощности при минимальных выбросах окислов азота, но максимальных выбросах угарного

газа, который возможно утилизировать дожиганием. Отключение цилиндров позволяет поддерживать уровень максимального давления сгорания постоянным, сохраняя механическую нагруженность деталей ЦПГ на постоянном уровне.

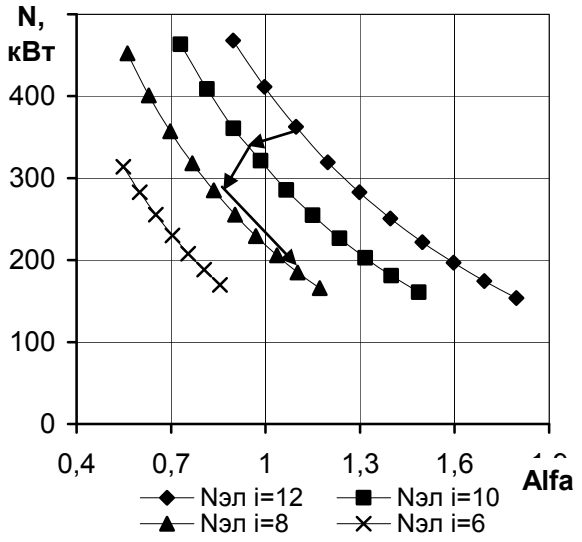


Рис. 5 Изменение электрической мощности от коэффициента избытка воздуха при отключении части цилиндров

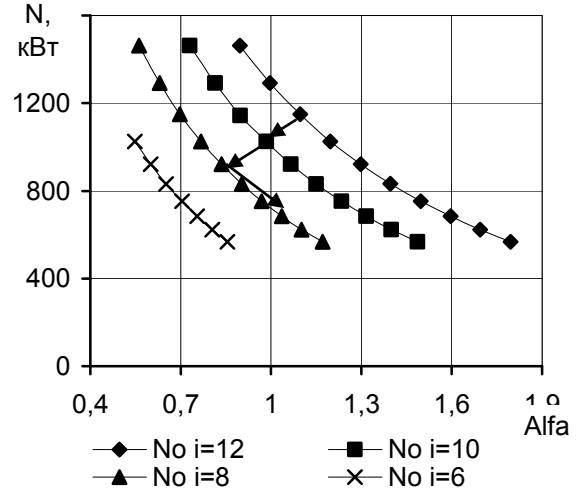


Рис. 6. Изменение располагаемой тепловой мощности от коэффициента избытка воздуха при отключении части цилиндров

Режим работы мини-ТЭЦ, с точки зрения состояния органов управления двигателем, характеризуется значением (величиной) подачи газа, углом открытия дроссельной заслонки и углом опережения зажигания.

Переход на электронное регулирование цикловой подачи газа позволяет осуществить качественное и количественное регулирование мощности генерирующей установки. Сочетание двух этих способов регулирования мощности обеспечивает гибкое приспособление электрической и тепловой мощности к нуждам потребителя и повышение эффективности.

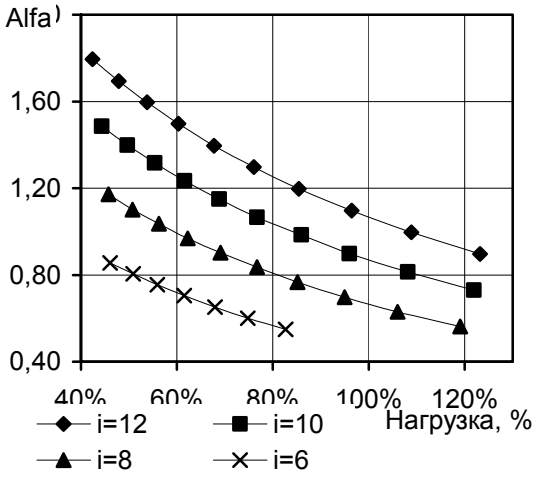


Рис. 7. Изменение коэффициента избытка воздуха от нагрузки при отключении части цилиндров

Качественное регулирование происходит при полностью открытой дроссельной заслонке изменением продолжительности открытия дозирующего клапана электромагнитной форсунки. Изменение цикловой подачи газа происходит скачкообразно при отключении цилиндров в сторону увеличения. При отключении цилиндров и соответствующем увеличении цикловой порции газа электрическая и тепловая составляющие мощности меняются, ступенчато уменьшаясь на 10 %, 25 % и 50 %. Электрический КПД (около 33 %), тепловой КПД (около 55 %) и общий КПД (около 85 %) при этом остаются на прежнем уровне. Дальнейшее снижение отдаваемой электрической и тепловой мощности осуществляется количественным регулированием с помощью прикрытия дроссельной заслонки или, другими словами, снижением коэффициента наполнения двигателя.

При нагрузках, меньших 50 %, регулирование мощности генерирующей установки происходит только количественно, прикрытием дроссельной заслонки, так как качественное регулирование при таких уровнях нагрузки не дает никаких преимуществ, в том числе и при поддержании оптимального угла опережения зажигания.

Оптимальный угол опережения зажигания в диапазоне коэффициентов избытка воздуха от 0,8 до 1,2 составляет 30 ^{o}пкв до ВМТ. Дальнейшее

обеднение газовоздушной смеси должно сопровождаться постепенным увеличением угла до 40 °пкв.

Коэффициент избытка воздуха для устойчивой работы двигателя на природном газе должен изменяться от 0,8 до 1,45. Концентрационные пределы по коэффициенту избытка воздуха для сгорания природного газа несколько шире, но за пределами указанного диапазона начинают действовать факторы, ухудшающие условия сгорания и приводящие к снижению показателей работы двигателя. Соответственно, отключение цилиндров происходит в границах указанного диапазона.

Заключение

Для обеспечения максимальной энергоэффективности газопоршневой мини-ТЭЦ необходимо обеспечить комбинированное управление мощностью: в диапазоне от 50 до 100% мощности осуществлять качественное управление мощностью за счет изменения цикловой порции при полностью открытой дроссельной заслонке, в диапазоне до 50% мощности необходим переход на количественное регулирование мощности за счет изменения положения дроссельной заслонки.

При снижении мощности отключение нескольких цилиндров обеспечивает работу на более экономичных режимах на частичных нагрузках, по сравнению с работой всех цилиндров на тех же нагрузках, при этом наблюдается одинаковый уровень электрической и тепловой мощности. Отключение более четырех цилиндров приводит к значительному обогащению топливовоздушной смеси (при качественном регулировании) и, соответственно, ухудшению экономических показателей установки.

Внедрение отключения части работающих цилиндров позволяет обеспечить повышение экономичности миниТЭЦ от 1 до 7 % (по эффективному КПД) в зависимости от режима работы.

За счет внедрения комбинированного регулирования мощности и отключения части работающих цилиндров на частичных режимах возможно обеспечить следующие показатели в диапазоне от 40 до 110% электрической мощности:

- электрический КПД - 31 - 33 %;
- тепловой КПД - 52 -55 %;
- общий КПД миниТЭЦ - 80 - 85 %

Список литературы:

1. Тепловые двигатели: Учеб. Пособие для втузов / Под ред. И.Н. Нигматулина.. М. «Высшая школа», 1974. – 375 с. 2. Гольдинер, А.Я. Газопоршневые электроагрегаты / А.Я.Гольдинер, М.И. Цыркин , В.В. Бондаренко . – СПб.: Галлея Принт, 2006. – 240 с. 3. Лушпа, А.И. Основы химической термодинамики и кинетики химических реакций / А.И. Лушпа. – М.: Машиностроение, 1981. – 240 с. 4. Кулманаков, С.П.Повышение энергоэффективности газопоршневого двигателя при работе на частичных режимах / С.П.Кулманаков, С.С.Кулманаков // Вестник Сибирского отделения Академии военных наук. - 2011.- № 10 - С. 215-220.

Bibliography (transliterated):

1. Teplovye dvigateli: Ucheb. Posobie dlja vtuzov / Pod red. I.N. Nigmatulina.. M. «Vysshaja shkola», 1974. – 375 s. 2. Gol'diner, A.Ja. Gazoporshnevye jelektroagregaty / A.Ja.Gol'diner, M.I. Cyrkin , V.V. Bondarenko . – SPb.: Galleja Print, 2006. – 240 s. 3. Lushpa, A.I. Osnovy hi-micheskoj termodinamiki i kinetiki himicheskih reakcij / A.I. Lushpa. – M.: Mashinostroenie, 1981. – 240 s. 4. Kulmanakov, S.P.Povyshenie jenergojeffektivnosti gazoporshnevogo dvigatelja pri rabote na chastichnyh rezhimah / S.P.Kulmanakov, S.S.Kulmanakov // Vestnik Sibirskogo otdelenija Akademii voennyh nauk. - 2011.- № 10 - S. 215-220.

Работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы (ФЦП) «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы

УДК 621.436

С. И. Тырловой, канд. техн. наук

УЧЕТ ВОЛНОВЫХ ЯВЛЕНИЙ В КАНАЛЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ФОРСУНКИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ПРОЦЕССА ВПРЫСКА В АККУМУЛЯТОРНОЙ СИСТЕМЕ ПИТАНИЯ

Постановка проблемы. В связи с возрастающим использованием аккумуляторных систем питания (АСП) возникают вопросы по определению и прогнозированию эксплуатационных расходов топлива транспортных установок с АСП при различных условиях эксплуатации, включающие в себя физические свойства топлива, износ элементов топливной аппаратуры, режимы работы. При

этом следует учитывать, что переходные процессы автомобильных силовых установок составляют значительную долю общего времени их работы. Данных, содержащихся в технических характеристиках установок с ДВС, совершенно недостаточно для решения поставленной задачи определения путевого расхода топлива в различных условиях эксплуатации названных транспортных средств, такие данные отсутствуют и в имеющейся литературе.

Для расчетного определения эксплуатационного расхода топлива установок с дизелями, оснащенными АСП, на первом этапе исследования необходимо иметь несложную расчетную модель АСП, позволяющую, в то же время, достаточно достоверно оценить подачу топлива за рабочий цикл с учетом износов ТА и физических свойств топлива. Это связано с необходимостью выполнять счет большого числа переходных процессов, включающих в себя множество рабочих циклов. Для решения проблемы, прежде всего, необходимо иметь модель АСП, пригодную для определения цикловых подач топлива в зависимости от режима работы ДВС. В этой связи представляет интерес, как влияет метод расчета впрыскивания топлива на величину цикловой подачи.

В настоящей работе выполнено моделирование гидродинамических процессов в канале ЭГФ двумя методами: как на основе одномерного представления неустановившегося движения жидкости, так и статическим методом. Это позволяет количественно оценить влияние волновых процессов в канале электрогидравлической форсунки на цикловую подачу топлива при различных режимах работы двигателя.

Анализ последних исследований и публикаций. Устройство аккумуляторных систем впрыска и их функционирование достаточно хорошо описано во многих работах, например [1-4]. Математическое описание этих систем и их элементов приведено в [4-7] и других. Известно, что для моделирования процесса впрыскивания применяются как статические (система с сосредоточенными параметрами), так и динамические (система с рассредоточенными параметрами) методы расчета. Различия в результатах расчета этими методами могут быть весьма существенными и пренебрежительно малыми. В отношении АСВ таких специальных исследований не проводилось. В результате анализа расчетных и экспериментальных исследований отечественных и зарубежных авторов [2-4,7] можно заключить, что волновые явления в нагнетательных трубопроводах и каналах форсунки имеют место, но не оказывают существенного влияния на процессы впрыскивания по причине малой длины трубопроводов (<150 мм). В то же время никаких числовых данных в доступных литературных источниках не приводится. Настоящая статья в известной степени может устранить названный пробел.

Цель исследования – оценить необходимость учета волновых процессов в канале электрогидравлической форсунки на цикловую подачу топлива в аккумуляторной системе впрыска.

Материалы и результаты исследований. Известные методы расчета гидродинамических процессов условно можно разделить на две группы: так называемые статические (квазистационарные) и динамические [8]. Используемый в данной работе алгоритм динамического метода расчета базируется на одномерном представлении неустановившегося движения слабо газированной жидкости в нагнетательном трубопроводе. Также как и в случае упрощенного расчета, жидкость полагается баротропной, а явлениями теплообмена пренебрегается.

В расчетную схему (рис. 1) включен топливный насос высокого давления 4-го поколения CP 4.1, который оснащен одним поршнем, приводимым в движение 2-х кулачковым валом с передаточным числом 1:1 от коленчатого вала. Подкачка топлива осуществляется посредством дополнительного электрического топливного насоса, создающего постоянное давление на выходе 0,47МПа.

Система уравнений имеет известное решение [8] в форме Д′Аламбера. Диссипативные явления учитываются путем эвристического включения в решение уравнения коэффициента в виде декремента затухания волн. Модель уточнена понятием «следа прошедших волн», введенном проф. Крайнюком А.И. [9]. Названный учет следа (P_{st}) прошедших волн позволяет повысить точность расчета. След прошедших волн – это изменение статического давления в процессе затухания волн.

Система этих уравнений в этом случае имеет вид:

$$\begin{cases} P = P_0 + F\left(t - \dfrac{x}{a}\right)\cdot e^{-k\cdot x} + W\left(t + \dfrac{x}{a}\right)\cdot e^{-k\cdot(L-x)} + P_C^F + P_C^W \\ U = \dfrac{1}{a\cdot\rho}\cdot\left[F\left(t - \dfrac{x}{a}\right)\cdot e^{-k\cdot x} - W\left(t + \dfrac{x}{a}\right)\cdot e^{-k\cdot(L-x)}\right] \end{cases}$$

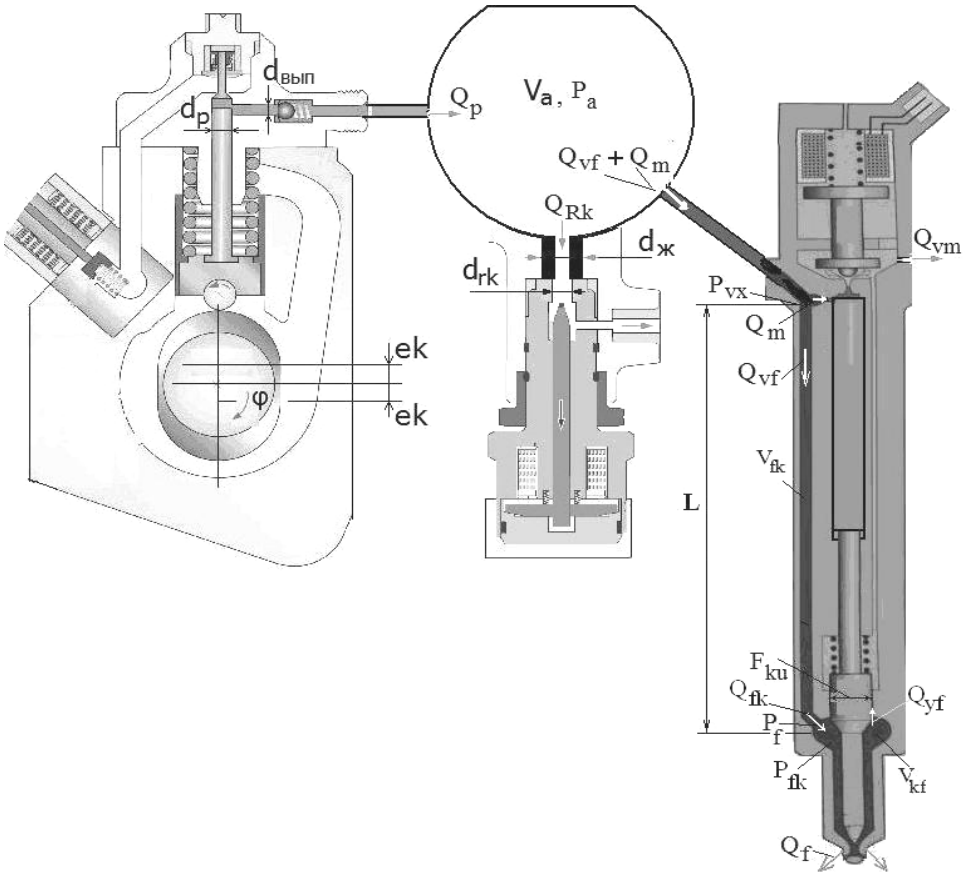


Рис. 1. Расчетная схема аккумуляторной системы питания

Это основные расчетные формулы для реализации на ЭВМ динамического и статического методов. Обозначения объемов, давлений и сечений показано на рис.1: *Q*-секундный расход, β-коэффициент сжимаемости, ρ – плотность дизельного топлива, *dt*–шаг интегрирования, *W,F*–прямая и обратная волны. Давление в аккумуляторе вычисляется одинаково для статической и динамической моделей:

$$p_{a(j+1)} = p_a + \frac{1}{\beta V_a}(Q_P - Q_{Rk} - Q_{vf} - Q_m)dt$$

То же касается давлений в полостях насоса и мультипликатора. Для динамической модели - давление на входе в канал форсунки [9]:

$$p_{vx(j+1)} = p_{vx} + \frac{1}{\beta V_f}(Q_{vf} - \frac{F_t}{Z}(P_{vx} + (2e^{-kL})W(1) - P_{st})dt$$

и давление на выходе из канала форсунки:

$$p_{f(j+1)} = p_f + \frac{1}{\beta V_{fk}}(\frac{F_t}{Z}(2e^{-kL})F(1) - p_f + P_{st} -$$

$$-Q_f - F_{ku}C_u - Q_{yf})dt\ .$$

Отличия в реализации статического метода в отсутствии выражений для прямой и обратной волн на входе и выходе из канала форсунки: для статический модели - давление в канале форсунки:

$$P_{f(j+1)} = P_f + \frac{1}{\beta V_{fk}}(f_{fk}\sqrt{\frac{2}{\rho}\left|P_a - P_f\right|} - f_{fk}\sqrt{\frac{2}{\rho}\left|P_f - P_{fk}\right|})dt$$

и давление в кармане форсунки:

$$P_{fk(j+1)} = P_{fk} + \frac{1}{\beta V_{kf}}(Q_{vf} - Q_f - Q_{yf} - F_{ku}C_u)dt\ .$$

Далее моделировались процессы впрыскивания по динамической и статической моделям при частотах вращения 800, 1000, 2000 и 3800 мин$^{-1}$. На рис. 2, 3 показаны результаты расчета процесса впрыскивания в один цилиндр при *n*=3800 мин$^{-1}$, (здесь *P* – давление в надплунжерной полости насоса, H_{KB} – открытие его впускного клапана).

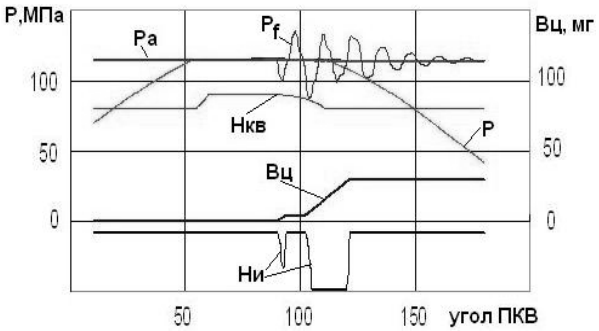


Рис. 2. Показатели процесса впрыскивания по динамической модели при n=3800 мин$^{-1}$

Отличия (Δ) в величинах цикловых подач (Вц) при использовании динамического и статического методов изменяются от 0,7% при п=800 мин$^{-1}$ до 4% при п=3800 мин$^{-1}$. Меньшие значения Вц получаются при динамическом моделировании.

При использовании статической модели оказалось, что минимальный шаг интегрирования должен быть уменьшен, по сравнению с динамической моделью, в 5…10 раз (в случае применения наипростейшего метода - Эйлера) для получения идентичных результатов, не зависящих от дальнейшего дробления шага.

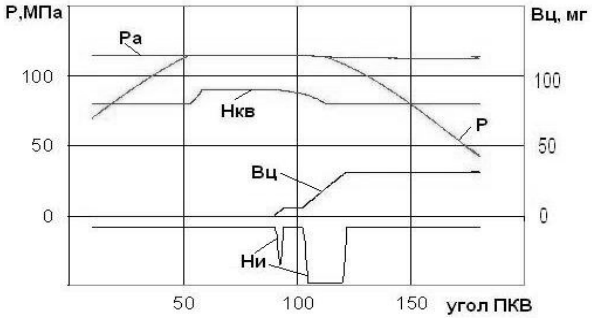


Рис. 3. Показатели процесса впрыскивания по статической модели при n=3800 мин$^{-1}$

В результате время счета процесса впрыскивания по статической модели оказалось выше в 2-2,5 раза. Очевидно, это обусловлено малым объемом кармана форсунки (100 мм^3).

Выводы.

1. Амплитуды колебаний давлений в кармане форсунки изменяются, главным образом, в зависимости от частоты вращения ДВС и достигают 36% от давления в аккумуляторе при частоте вращения 3800 мин$^{-1}$.

2. Меньшие значения расчетных цикловых подач дизельного топлива получаются при учете волновых явлений в канале электрогидравлической форсунки.

3. Серия расчетов, выполненных по приведенным методикам, показали, что отличия в цикловых подачах и амплитудах колебаний давлений в канале форсунки при использовании статического и динамического методов расчета возрастают с увеличением частоты вращения.

Отличия в цикловых подачах для минимальной и максимальной частот вращения ДВС при использовании статического и динамического методов расчета составляют, соответственно, 0,7 и 4% при одинаковых периодах пилотного и основного впрыскиваний топлива.

4. При реализации на ЭВМ метода Эйлера для расчета процесса впрыскивания в аккумуляторной системе статическая модель требует в 10 раз более мелкого шага интегрирования, чем динамическая модель из-за малости объема кармана форсунки.

5. Приведенные в литературе экспериментальные данные, показывают, что в кармане форсунки имеют место колебания давления. Сопоставление этого с полученными расчетными результатами, позволяет заключить, что более точное моделирование обеспечивается при учете волновых явлений в канале электрогидравлической форсунки аккумуляторной системы впрыска.

6. Время счета процесса впрыскивания с использованием динамической модели заметно меньше чем статической из-за большей допустимой величины шага интегрирования в случае применения наиболее простого метода Эйлера, что позволяет рекомендовать динамическую модель для расчета переходных процессов дизеля с АКВ.

Список литературы:

1. Марченко, А.П. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; Мін-во освіти і науки України; за ред. А.П. Марченка та А.Ф. Шеховцова.— Х.: Прапор, 2004 - 344 с. 2. Riesenberg, K.-O. Dieselmotor-Management /Bosch. Hrsg.: Robert Bosch GmbH, Unternehmensbereich Kraftfahrzeug-Ausrüstung, Abteilung Technische. Information (KH/VDT). Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheits aufnahme. / K.-O. Riesenberg und andere; Chef-Red. Horst Bauer; aktualisierte und erw. Aufl.-Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998. - 304s. 3. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов /Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. - М.: Легион Автодата, 2005. - 344 с. 4. Зенин Є.Ю. Розробка методу прискореного діагностування автомобільних дизелів з акумуляторними системами паливоподачі: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / Є.Ю. Зенкин. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 20 с. 5. Врублевський, О.М. Наукові основи вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертового дизеля: автореф. дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.03 / О.М. Врублевський. - Х.: ХНАДУ, 2010. – 36 с. 6. Емельянов, И.А. Развитие комплекса математических моделей дизеля, оснащенного аккумуляторной топливной системой с электронным управлением: автореф. дис. ... канд. техн. наук.: 05.02.08./ И.А. Емельянов - М.: МАДИ (ГТУ), 2007. - 18 с. 7. Пойда, А.Н. Анализ технического состояния топливной аппаратуры на основе колебаний давления топлива в гидроаккумуляторе / А.Н. Пойда, Е.Ю. Зенкин. Двигатели внутреннего сгорания: 2009. - Вып. 1. -С. 114-118. 8. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/

Д. Н Вырубов, Н.А Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - [4-е изд., перераб. и доп.]. - М.: Машиностроение, 1983. - 372с. 9. Крайнюк, А.И. Моделирование движения жидкости в топливных трубопроводах высокого давления дизелей с учетом следа прошедших волн/ А.И. Крайнюк, С.И. Тырловой, В.В. Гладков. Вістник СУДУ.–2000. – №5(27). – С. 133-136.

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko, A.P. Dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja: Serija pidruchnikiv u 6 tomah. T.3. Komp'juterni sistemi keru-vannja DVZ / A.P. Marchenko, M.K. Rjazancev, A.F. Shehovcov; Min-vo osviti i nauki Ukraïni; za red. A.P. Marchenka ta A.F. Shehovcova.— H.: Prapor, 2004 - 344 s. 2. Riesenberg, K.-O. Dieselmotor-Management /Bosch. Hrsg.: Robert Bosch GmbH, Unternehmensbereich Kraftfahrzeug-Ausrüstung, Abteilung Technische. Informati-on (KH/VDT). Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheits auf-nahme. / K.-O. Riesenberg und andere; Chef-Red. Horst Bauer; aktualisierte und erw. Aufl.-Braunschweig; Wiesba-den: Vieweg, 1998. - 304s. 3. Grehov, L.V. Toplivnaja appa-ratura i sistemy upravlenija dizelej: Uchebnik dlja vu-zov /L.V. Grehov, N.A. Ivawenko, V.A. Markov. - M.: Legi-on Avtodata, 2005. - 344 s. 4. Zenin Є.Ju. Rozrobka metodu priskorenogo diagnostuvannja avtomobil'nih dizeliv z akumuljatornimi sistemami palivopodachi: av-toref. diss. ... kand. tehn. nauk: 05.22.20 / Є.Ju. Zenkin. – H.: HNADU, 2009. – 20 s. 5. Vrublevs'kij, O.M. Naukovi osnovi viboru parametriv akumuljatornoï palivnoï apa-raturi z elektronnim keruvannjam dlja visokoobertovogo dizelja: avtoref. diss. ... dokt. tehn. nauk: 05.05.03 / O.M. Vrublevs'kij. - H.: HNADU, 2010. – 36 s. 6. Emel'ja-nov, I.A. Razvitie kompleksa matematicheskih modelej dizelja, osnawennogo akkumuljatornoj toplivnoj siste-moj s jelektronnym upravleniem: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk.: 05.02.08./ I.A. Emel'janov - M.: MADI (GTU), 2007. - 18 s. 7. Pojda, A.N. Analiz tehnicheskogo sostoja-nija toplivnoj apparatury na osnove kolebanij davle-nija topliva v gidroakkumuljatore / A.N. Pojda, E.Ju. Zenkin. Dvigateli vnutrennego sgoranija: 2009. -Vyp. 1. -S. 114-118. 8. Dvigateli vnutrennego sgoranija: Teorija porshnevyh i kombinirovannyh dvigatelej. Ucheb-nik dlja studentov vtuzov, obuchajuwihsja po special'no-sti «Dvigateli vnutrennego sgoranija»/ D. N Vyrubov, N.A Ivawenko, V.I. Ivin i dr.; pod red. A.S. Orlina, M.G. Kruglova. - [4-e izd., pererab. i dop.]. - M.: Mashi-nostroenie, 1983. - 372s. 9. Krajnjuk, A.I. Modelirova-nie dvizhenija zhidkosti v toplivnyh truboprovodah vysokogo davlenija dizelej s uchetom sleda proshedshih voln/ A.I. Krajnjuk, S.I. Tyrlovoj, V.V. Gladkov. Vistnik SUDU.–2000. – №5(27). – S. 133-136.

УДК 621.4-2

А.Е. Свистула, д-р техн. наук, А.А. Балашов, д-р техн. наук, В.С. Яров, асп.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ВЫПУСКОМ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ЧЕРЕЗ ОКНО В ЦИЛИНДРЕ

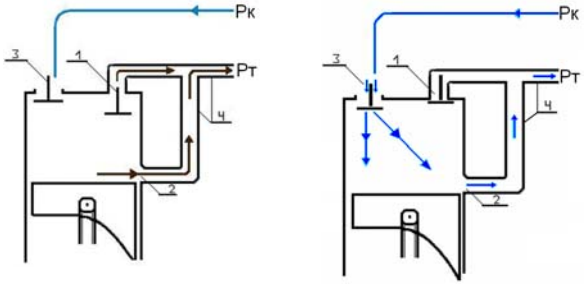
Постановка задачи исследования

Повышение мощности двигателей ограничивается тепловой напряженностью деталей, форсировкой по частоте вращения, наполнением цилиндра свежим зарядом, одной из причин которых является рост сопротивления движению газов через органы газообмена. Газообмен 4-тактных поршневых двигателей полностью контролируется и регулируется работой клапанов механизма газораспределения. Использование в дополнение к клапанному гильзового газораспределения, например в работах [1, 2] и др., позволяет снизить сопротивление движению газов через органы газообмена и улучшить наполнение цилиндра. В указанных технических решениях используется подвижный золотник или клапан, закрывающий окна на тактах впуска-сжатия, усложняющий конструкцию, т.е. в известных 4-тактных двигателях окна практически не используются для продувки или дозарядки (рециркуляции) [1, 2].

Целью работы является повышение эффективности работы системы газообмена 4-тактного двигателя. Поставлены задачи разработки экспериментальной системы двойного выпуска отработавших газов (ОГ) через клапаны и окна в цилиндре 4-тактного двигателя с возможностью, в процессе исследования, оперативного подбора фазы и сечения выпуска через окна, экспериментально-расчетного исследования расходных характеристик газового тракта и показателей рабочего процесса опытного двигателя на безмоторных и моторных стендах.

Экспериментальная установка

Схема газообмена экспериментального двигателя (рис. 1) обеспечивает выпуск через окна в цилиндре и клапаны, а также на полных нагрузках – продувку в конце выпуска – начале сжатия, на малых нагрузках и холостом ходу – дозарядку цилиндра продуктами сгорания в конце впуска – начале сжатия [3]. Выпуск осуществляется через клапан 1 и через окно 2. Раздвоение потока снижает теплонапряженность головки цилиндра и выпускного клапана 1, облегчает выпуск ОГ. Воздух подается в цилиндр через впускной клапан 3 и вытекает через открытое окно 2 в цилиндре, т.к. давление воздуха в цилиндре больше давления продуктов сгорания в выпускном трубопроводе 4, происходит продувка. На режиме пуска, вследствие обратного заброса повышается температура в конце сжатия, что облегчает пуск. На полных нагрузках снижается теплонапряженность головки вследствие уменьшения потока выпускных газов через клапан и продувки.



а) *б)*

Рис. 1. Принципиальная схема газообмена 4-тактного двигателя с двойным выпуском ОГ: а) выпуск б) впуск-продувка

Условием работоспособности двигателя с двойным выпуском ОГ является превышение давления на 5-20 % во впускной системе над давлением в выпускной системе в период одновременного открытия впускного клапана и выпускного окна в момент нижней мертвой точки (НМТ) впуска.

Экспериментальная установка создана на базе дизеля Д-144 (4Ч 10,5/12) с автономным нагнетателем воздуха. Воздушное охлаждение предоставляет ряд преимуществ в организации системы дополнительного выпуска, связанных с отсутствием рубашки охлаждения и свободным доступом к цилиндрам. Это дает возможность снабдить серийный дизель системой дополнительного выпуска от каждого цилиндра в выпускной коллектор. Конструкция системы дополнительного выпуска ОГ через окна в стенке цилиндра при положении поршня вблизи НМТ позволяет сохранить без изменения впускную и выпускную системы дизеля, обеспечить минимальную переделку деталей двигателя с сохранением взаимозаменяемости цилиндров; предусмотреть возможность регулирования количества перепускаемых газов в зависимости от нагрузки [4] (рис.2).

В плоскости качания шатунов в стенке каждого цилиндра со стороны выпускного коллектора экспериментального дизеля выполняются вблизи НМТ два окна (общей площадью 3 см^2), нижняя кромка окон должна быть на линии НМТ (рис. 3). С внешней стороны цилиндра приваривается нижняя накладка, через жаростойкую прокладку устанавливается верхняя накладка с шатровым отводящим патрубком. Между накладками устанавливаются сменные вставки (рис. 4а), позволяющие оперативно подобрать (заменой или доработкой вставок) во время доводки проходное сечение и фазу открытия выпускного окна по ходу поршня от НМТ до 10 мм или ≈50 град. поворота коленчатого вала. На рис. 4б представлен экспериментальный цилиндр в сборе с накладкой и выпускным шатровым патрубком. Концы выпускных патрубков дополнительной системы выпуска ОГ повернуты под углом 120° и вварены в коллектор со смещением от оси выпускного канала на 60 мм в направлении движения газа через 140 мм друг от друга (рис. 5).

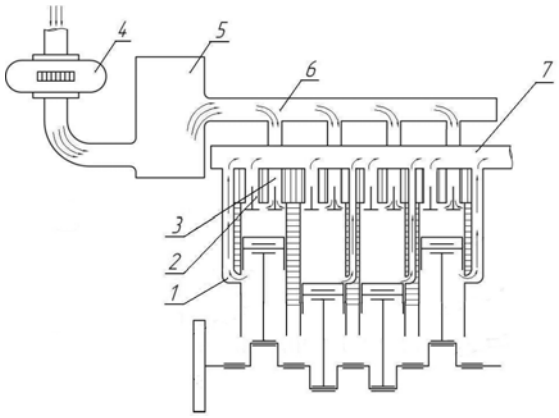


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментального дизеля с двойным выпуском ОГ: 1 – дополнительный выпускной канал; 2 – основной выпускной канал; 3 – впускной канал; 4 – расходомер воздуха; 5 – ресивер на линии впуска; 6 – впускной коллектор; 7 – выпускной коллектор

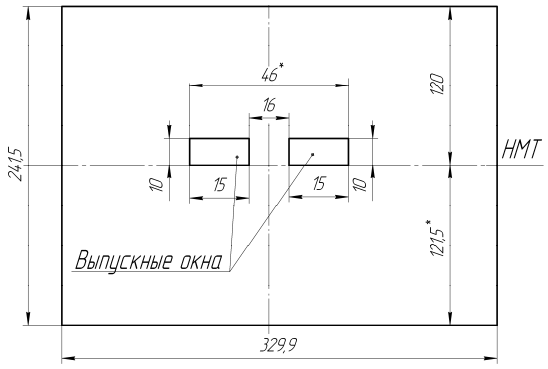
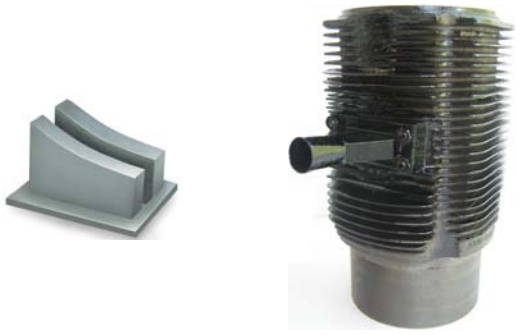


Рис. 3. Эскиз развертки цилиндра дизеля 4Ч 10,5/12 с окнами дополнительной системы выпуска ОГ



а) *б)*

Рис. 4. Сменная вставка (а) и опытный цилиндр в сборе (б)

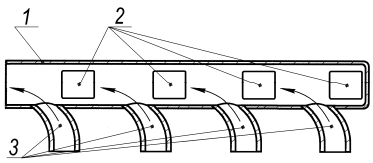


Рис. 5. Схема опытного выпускного коллектора: 1 – выпускной коллектор; 2 – выпускные каналы основной системы выпуска; 3 – выпускные патрубки дополнительной системы выпуска

Результаты экспериментального исследования

Безмоторные исследования. Для определения газодинамических характеристик экспериментальной системы двойного выпуска создан безмоторный стенд и разработана методика статической продувки [5]. Для дополнительной системы выпуска расчетно-экспериментально определены теоретические проходные сечения $F_д$, эффективные проходные сечения $\mu F_д$ дополнительного выпускного канала. По результатам продувки дополнительной системы выпуска получены коэффициенты расхода μ и газодинамических потерь ξ по ходу поршня $h_п$, энтропии потока ΔS и числа Маха $\boldsymbol{M}$ потока в диапазоне ± 40 град. по углу поворота коленчатого вала в районе НМТ (рис. 6), которые могут быть использованы при доводке и математическом моделировании процессов газообмена в двигателе с двойным выпуском ОГ.

Следует отметить, что основную нагрузку по выпуску ОГ в начальный период несет дополнительное проходное сечение $F_д$ до прихода поршня в НМТ, а в процессе выталкивания выпускной клапан и окно несут почти одинаковую нагрузку до момента закрытия выпускного окна.

Оценка снижения мощности «насосных потерь». Изменение «насосных потерь» определялось методом «прокручивания» от постороннего источника по снижению момента «прокручивания» $M_{пр}$ для опытного двигателя. $M_{пр}$ в двигателе с окнами в цилиндрах на 3÷5 % ниже, чем у двигателя без окон практически во всем диапазоне частоты вращения, что свидетельствует о снижении «насосных потерь» в основном на такте выпуска (рис. 7).

Оценка пусковых качеств. При запуске опытного двигателя с помощью балансирной машины потребляемый ток ротора снизился со $185^{\pm 5,0}$ А до $140^{\pm 5,0}$ А. Двигатель надежно запускался при том же положении рейки топливного насоса. Потребляемая электрическая мощность запуска опытного двигателя на 28÷30 % ниже. При пуске $n_{пус\ к}$= 150÷200 мин$^{-1}$, происходит подогрев газа за счет перетекания его в цилиндр из выпускной системы в районе НМТ. На такте сжатия к моменту впрыска топлива температура заряда будет выше, чем объясняется улучшение воспламенения в режиме пуска.

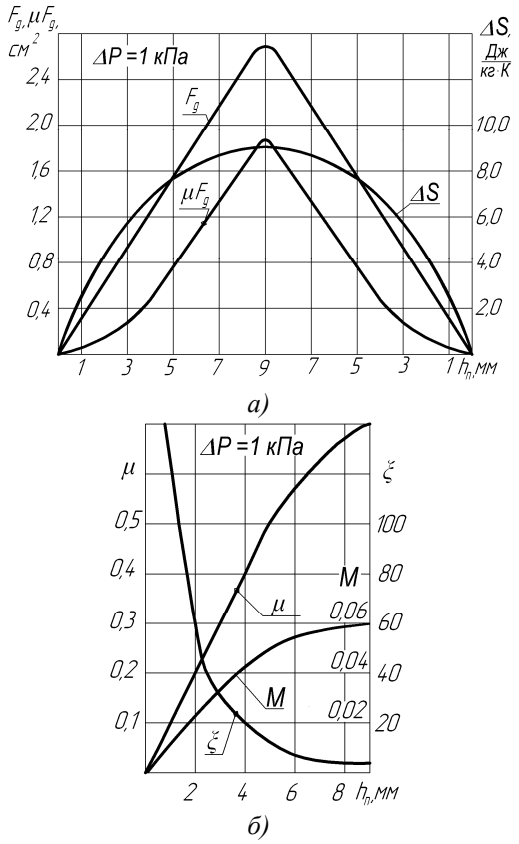


Рис. 6. Изменение проходного сечения, энтропии, коэффициента расхода, газодинамических потерь и числа Маха дополнительной системы выпуска по ходу поршня

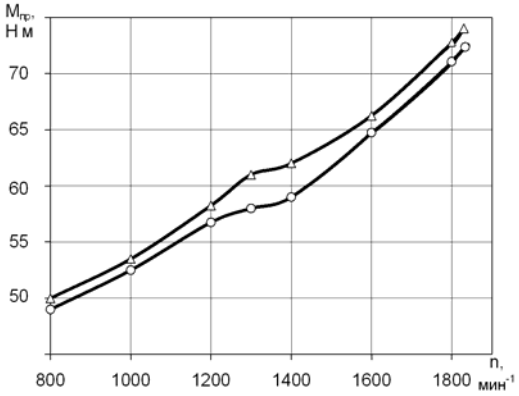


Рис. 7. Сравнительная характеристика механических потерь: Δ - серийный, о – двойной выпуск

Уменьшение «насосных потерь» на малых частотах вращения и улучшение воспламенения в

режиме пуска приводит к улучшению пусковых качеств двигателя.

Результаты моторных испытаний. Моторные сравнительные испытания серийного и опытного двигателя проведены по нагрузочным и скоростным характеристикам для безнаддувного и надувного вариантов. Наддув в стендовом варианте осуществлялся от автономного источника сжатого воздуха с возможностью управления $p_к/p_т$.

Проводя сравнение характеристик двигателя 4Ч 10,5/12 в серийном и опытном исполнении в безнаддувном варианте по мощностным, экономическим и расходным показателям, можно отметить, что каких-то серьезных преимуществ двигатели с двойным выпуском ОГ не имеют ни на режиме максимального крутящего момента n = 1500 мин$^{-1}$, ни на номинальном режиме n = 1800 мин$^{-1}$. Увеличение мощности, крутящего момента и среднего эффективного давления составляет не более 2÷3 %.

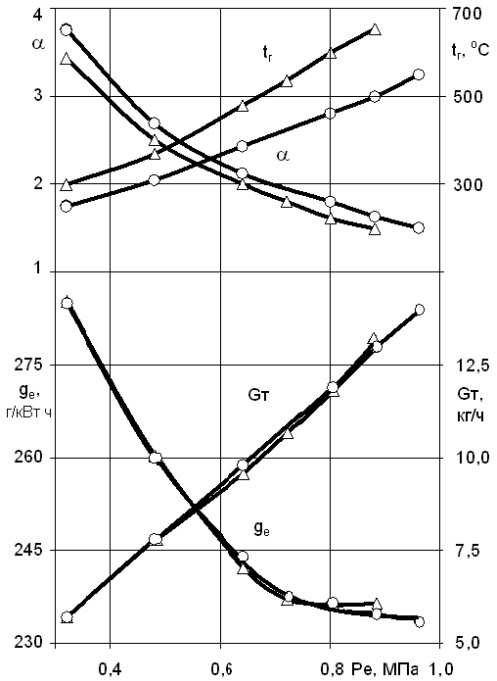


Рис. 8. Сравнительная нагрузочная характеристика опытного дизеля 4Ч10,5/12: n = 1800 мин$^{-1}$; $p_к/p_m$=1,09; Δ - серийный, о – двойной выпуск

При наддуве двигателя ($p_к/p_т$ = 1,09) среднее эффективное давление и, соответственно, мощность двигателя возрастает до 10 % за счет снижения мощности насосных потерь в процессе очистки цилиндра от ОГ и увеличения работы расширения из-за сужения фаз газораспределения при снижении температуры выпускных газов $t_г$ около 100 °С за счет продувки цилиндров в конце процесса наполнения (рис. 8). Коэффициент наполнения приближается к единице, коэффициент избытка воздуха α увеличивается. Температура выпускных газов снижается до уровня безнаддувного двигателя. Удельный эффективный расход топлива g_e на 2 - 3 % ниже у двигателя с двойным выпуском ОГ на больших нагрузках.

Резерв повышения мощности двигателя с двойным выпуском ОГ при условии равенства температуры ОГ уровню серийного двигателя составляет до 25 %.

Выводы

Реализована схема двойного выпуска ОГ на базе дизеля Д-144 (4Ч10,5/12). При двойном выпуске ОГ через окна и через клапаны улучшается очистка цилиндра и уменьшаются затраты мощности на газообмен, что позволяет форсировать ДВС по литровой мощности. Условием, обеспечивающим работоспособность двигателя с двойным выпуском ОГ, является превышение давления на 5-20 % во впускной системе над давлением в выпускной системе в период, когда одновременно открыты впускной клапан и выпускное окно в положении НМТ впуска.

Статической продувкой основных элементов систем выпуска ОГ получены зависимости изменения эффективных проходных сечений окон, коэффициентов расхода, коэффициентов газодинамических потерь потока в зависимости хода поршня, которые могут быть использованы при математическом моделировании процессов газообмена.

Экспериментально показано, что при $p_к/p_т$=1,09 в двигателе с двойным выпуском ОГ (при площади окон 3 см^2) за счет снижения «насосных потерь» и улучшения рабочего процесса, повышение среднего эффективного давления достигает 10 %, расход топлива снижается на 2–3 %, температура ОГ уменьшается на 60–100 ºС, облегчается пуск. Резерв повышения мощности двигателя с двойным выпуском ОГ при условии равенства температуры ОГ уровню серийного двигателя составляет до 25 %.

Использование системы двойного выпуска ОГ перспективно для высокооборотных двигателей с наддувом, когда снижение «насосных потерь» играет существенную роль.

Список литературы:

1. Маханько М.Г. Газотурбинные системы двигателей с разделённым выпуском газов/ М.Г. Маханько. – М.: Машиностроение, 1972.–120 с. 2. Зенкевич Г.В. Исследование рабочего процесса четырёхтактного двигателя с разделённым выхлопом / Г.В. Зенкевич, В.Г. Дьяченко // Сборник научн. трудов по механизации сельского хозяйства – Х., 1968. - Вып.13. - С. 63–71. 3. Пат. на полезную модель №113540 Российская федерация, МПК F 02D 9/14, F 02D 37/00. Двигатель внутреннего сгорания / А.Е. Свистула, М.И. Мысник, В.С. Яров; заявитель и патентообладатель АлтГТУ - № 2011126398/06 (039061); заявл. 27.06.2011; опубл. 20.02.12, бюл. №5. 4. Свистула А.Е. Разработка экспериментальной системы дополнительного выпуска отработавших газов двигателя внутреннего сгорания / А.Е. Свистула, А.А. Балашов, С.В. Яров // Вестник академии военных наук. – 2011. – №2 (35).– С. 278-284. 5. Балашов А.А. Уточненная методика обработки результатов статической продувки воздухом элементов системы газообмена двигателей с двойным выпуском ОГ / А.А. Балашов, А.Е. Свистула, С.В. Яковлев // Ползуновский вестник. - №1. - 2010. – С. 203-206.

Bibliography (transliterated):

1. Mahan'ko M.G. Gazoturbinnye sistemy dvigatelej s razdeljonnym vypuskom gazov/ M.G. Mahan'ko. – M.: Ma-shinostroenie, 1972.– 120 s. 2. Zenkevich G.V. Issledova-nie rabochego processa chetyrjohtaktnogo dvigatelja s razdeljonnym vyhlopom / G.V. Zenkevich, V.G. D'jachenko // Sbornik nauchn. trudov po mehanizacii sel'skogo hozjaj-stva – H., 1968. - Vyp.13. - S. 63–71. 3. Pat. na poleznuju model' №113540 Rossijskaja federacija, MPK F 02D 9/14, F 02D 37/00. Dvigatel' vnutrennego sgoranija / A.E. Svistula, M.I. Mysnik, V.S. Jarov; zajavitel' i paten-toobladatel' AltGTU - № 2011126398/06 (039061); zajavl. 27.06.2011; opubl. 20.02.12, bjul. №5. 4. Svistula A.E. Razrabotka jeksperimental'noj sistemy dopolni-tel'nogo vypuska otrabotavshih gazov dvigatelja vnut-rennego sgoranija / A.E. Svistula, A.A. Balashov, S.V. Jarov // Vestnik akademii voennyh nauk. – 2011. – №2 (35).– S. 278-284. 5. Balashov A.A. Utochnennaja metodika obrabotki rezul'tatov staticheskoj produvki vozduhom jelementov sistemy gazoobmena dvigatelej s dvojnym vypuskom OG / A.A. Balashov, A.E. Svistula, S.V. Jakovlev // Polzunovskij vestnik. - №1. - 2010. – S. 203-206.

УДК 621.51:66.045.1:697.31

А.Н. Ганжа, д-р техн. наук, Н.А. Марченко, канд. техн. наук, В.Н. Подкопай, асп.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ И ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ ОТ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОРУДОВАНИЯ

Введение. В последнее время актуальной задачей является утилизация сбросной теплоты от двигателей и других установок, с целью повышения их энергетической эффективности и экологической безопасности. Широкое распространение в промышленности и других сферах получили компрессорные установки различного технологического назначения. Для снижения затрат электроэнергии или топлива, потребляемых установками, используется многоступенчатое сжатие среды с промежуточным ее охлаждением [1 и др.]. Далее отведенная теплота сбрасывается через теплообменники-охладители непосредственно в атмосферу (воздушное охлаждение), либо через системы оборотного охлаждения (водоемы или градирни) в окружающую среду. Для компрессорных установок наиболее рационально отводить теплоту от охлаждаемой среды посредством нагрева сетевой воды, и далее отпускать ее на технологические или коммунально-бытовые нужды.

Постановка задачи. Большой опыт эксплуатации воздухоохладителей компрессорных установок показывает, что они подвергаются загрязнению как с наружной, так и с внутренней стороны. При охлаждении циркуляционной или сетевой водой загрязнение поверхностей происходит, в основном, с внутренней стороны (со стороны воды). Циркуляционная вода имеет сильное загрязнение, что приводит к отложениям на поверхностях или полному заглушению отдельных трубок. Это характерно и для сетевой воды, так как, зачастую, в таких нетрадиционных способах снабжения тепловой энергией ее постоянная очистка является нерентабельной. В процессе эксплуатации теплообменников количество заглушенных трубок растет, что снижает эффективность воздухоохладителей, и, в итоге, приводит к полному его заглушению и вынужденному отключению. Этот процесс приводит к росту температуры воздуха на входе в следующую ступень компрессора, увеличению потребляемой мощности, росту гидравлического сопротивления, уменьшению расхода, ухудшению качества и параметров нагреваемой воды. Сопротивление аппарата будет влиять на общий напор сети, куда он включен, и, следовательно – будет уменьшаться подача воды, которую обеспечивает насос. При передаче теплоты потребителю, большое ее количество теряется в окружающую среду через стенки и изоляцию трубопроводов, которая в процессе эксплуатации системы подвергается износу и утрачивает свои первоначальные свойства. Поэтому расчеты по определению эффективности установ-

ки, воздухоохладителя следует вести в комплексе с насосным оборудованием, гидравлическим и тепловым расчетами сети и системы потребления теплоты. Таким образом, разработка методов и средств, позволяющих определять эффективность и ресурс всей системы охлаждения, утилизации и отпуска теплоты от компрессорных установок, является важной задачей в энергосбережении.

Решение. Загрязнение и заглушение отдельных труб теплообменника зависит от множества случайных факторов: отклонений качества воды и ее загрязнения продуктами стояночной коррозии и др., отклонений в структуре поверхности труб, отклонений технологии изготовления аппарата, количества пусков, остановов, простоев и пр.

Основным этапом анализа является гидравлический расчет водяной сети, куда включен воздухоохладитель. В самом воздухоохладителе, в результате, определяются расходы и скорости воды в каждом ряду труб с учетом заданного количества полностью заглушенных труб. Местные сопротивления на входе в каждый ряд труб определяются по зависимостям из [2] с учетом заданного распределения величин сужения диаметра на входе и длин загрязненных участков. Местные и гидравлические сопротивления всей сети определяются по зависимостям из [2] с учетом диаметров трубопроводов, их соединения и установленной арматуры. Распределение давлений по точкам сети определяется с учетом высот на местности и активного напора, который создает насос согласно его характеристике. Так как система охлаждения и тепловая сеть представляет собой сложную гидравлическую структуру, то для расчета распределения расходов воды используются алгоритмы теории графов [3] с использованием метода поправочных контурных расходов.

После определения расходов и скоростей воды в каждом ряду труб производится тепловой расчет аппарата. Целью такого расчета является определение количества отведенной от воздуха теплоты или температуры воздуха на выходе из охладителя. Для решения поставленной задачи используется, разработанный авторами, алгоритм дискретного расчета сложного перекрестноточного аппарата [4].

Итеративный процесс гидравлического и теплового расчетов происходит до достижения допустимой сходимости по перепаду давлений в сети, тепловой производительности аппарата и отпуска теплоты потребителю.

Одновременно в процессе расчета определяются потери теплоты в окружающую среду при транспортировании теплоносителя по трубопроводам до и от потребителя тепловой энергии. В расчетах учитывается реальное состояние тепловой изоляции отдельных участков трубопроводов с помощью поправок к коэффициенту теплопроводности, определенных по результатам энергетического аудита. В алгоритме используются фактические параметры окружающего воздуха (температура, скорость ветра). При подземной прокладке трубопроводов производится расчет температуры окружающего воздуха в канале с учетом характеристик канала и температуры грунта.

В итоге, падение температуры теплоносителя на отдельном участке трубопровода будет определяться так:

$$t_{\text{т}i} = t_{\text{о}i} + \left(t_{\text{т}i-1} - t_{\text{о}i}\right) \cdot e^{-\frac{K_{l_i} \cdot l_i}{G_i \cdot c_i}},$$

где $t_{\text{т}i}$ и $t_{\text{т}i-1}$ – температуры теплоносителя на выходе из текущего участка и на выходе из предыдущего участка; $t_{\text{о}i}$ – температура окружающего воздуха на текущем участке; G_i и c_i – расход и теплоемкость теплоносителя на участке; l_i – длина участка с одинаковым типом прокладки, типом изоляции и ее фактическим состоянием; K_{li} – линейный коэффициент теплопередачи на участке с учетом фактического состояния изоляции.

Наибольшую трудность представляет определение коэффициента K_{li}. Для его расчета необходимо обследование трубопроводов с проведением измерений и далее, если необходимо, – расчет двумерного или трехмерного температурного состояния слоя изоляции.

В итоге всего расчета определяется количество теплоты, отведенной от сжимаемого воздуха, расход воды через сеть и аппарат, сопротивление аппарата и сети, напор, развиваемый насосом, мощность, которую потребляет электродвигатель с учетом коэффициента нагрузки, количество теплоты, отпущенной потребителю и утерянной в окружающую среду при ее транспортировании.

В работе рассмотрена система промежуточного охлаждения и утилизации теплоты от двухступенчатого компрессора (см. упрощенную схему на рис.1) с исходными параметрами, указанными на рисунке.

В системе используется сетевой насос с напорной характеристикой с учетом дополнительных потерь и зависимостью КПД от расхода [5]. К насо-

су подключен электродвигатель номинальной мощностью 100 кВт с постоянной частотой вращения 2950 об/мин. В расчетах учитывается зависимость КПД электродвигателя от степени его нагружения.

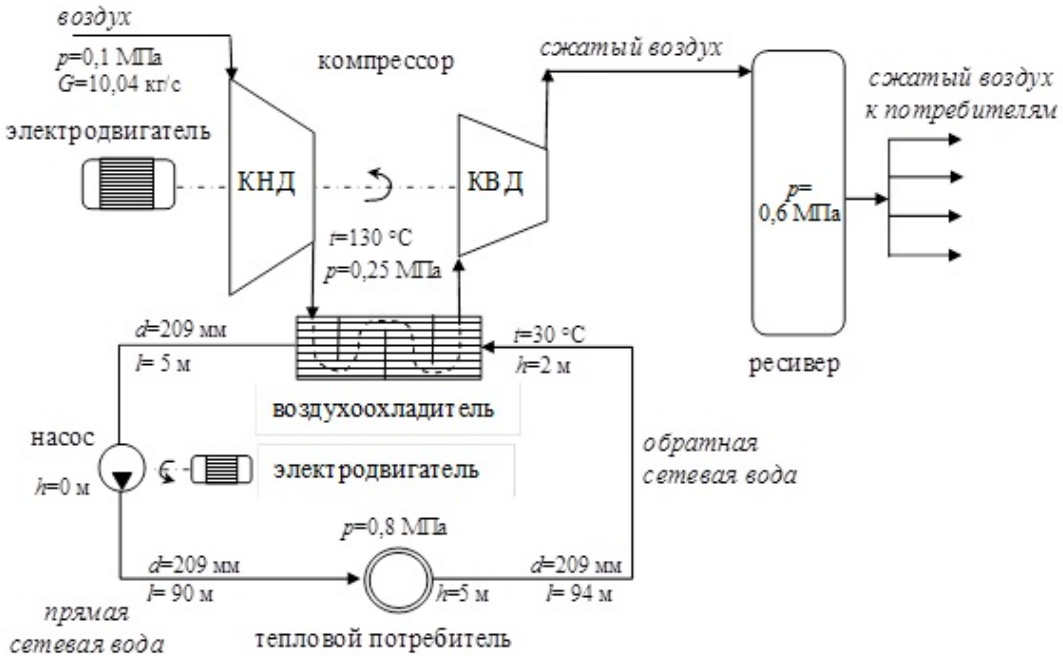


Рис. 1. Система утилизации и отпуска теплоты:
G – расход; p – давление; t – температура; l – длина; h – высота; d – диаметр

Так как процесс загрязнения носит преимущественно случайный характер, то для его анализа использована имитационная модель [6] с рассмотрением двух крайних случаев:

- нижние ряды труб полностью заглушены, а верхние – чистые;
- равномерное заглушение по каждому ряду труб.

Предельный случай этих вариантов – максимальное заглушение, при котором нижние ряды полностью заглушены, а верхние – на 95% и более. Для выявления зависимости от неравномерности заглушения на эффективность и ресурс аппарата, генерируется распределение случайных величин, характеризующих загрязнение и влияющих на распределение расхода воды в каждом ряду труб: сужение диаметра на входе, длина загрязненного участка, количество полностью заглушенных труб в каждом ряду.

Анализ результатов показал, что изменение искомых параметров сильно зависит практически от одной величины φ, которая представляет собой отношение чистой площади (исходная площадь за вычетом площади полностью заглушенных труб) к исходной площади поверхности. Результаты зависимости мощности, потребляемой электродвигателем, расхода воды в сети, теплоты, отведенной от компрессора, и температуры воздуха на выходе из теплообменника приведены на рис. 2, 3.

Как видно из результатов анализа, неравномерность распределения загрязнений по рядам труб слабо влияет на характеристики системы. Эффективность при полностью равномерном заглушении несколько выше, чем при полном заглушении только нижних рядов. Случайные точки, полученные методом имитационного моделирования распределения параметров загрязнения поверхности, лежат между этими кривыми. При заглушении до 80% поверхности расход сетевой воды и мощность привода насоса остаются практически неизменными, хотя теплота, отведенная от воздуха уменьшиться практически до 2 раз. При заглушении более 80% поверхности начинает сильно падать расход сетевой воды ввиду роста сопротивления аппарата. Таким образом, при загушении 80% поверхности и более теплообменник полностью исчерпывает свой ресурс. При неработающем воздухоохладителе мощность, которую потребляет компрессор, увеличивается на 15%.

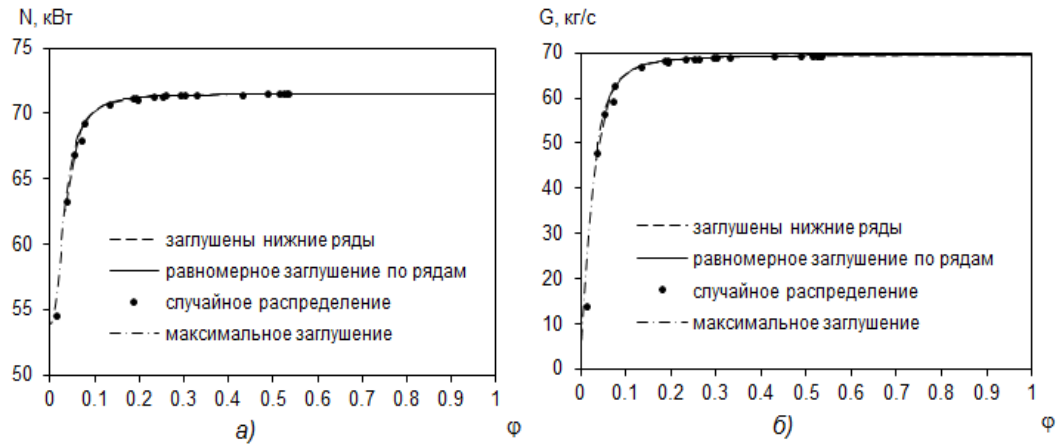


Рис. 2. Гидравлические характеристики системы:
а) мощность привода насоса; б) расход сетевой воды

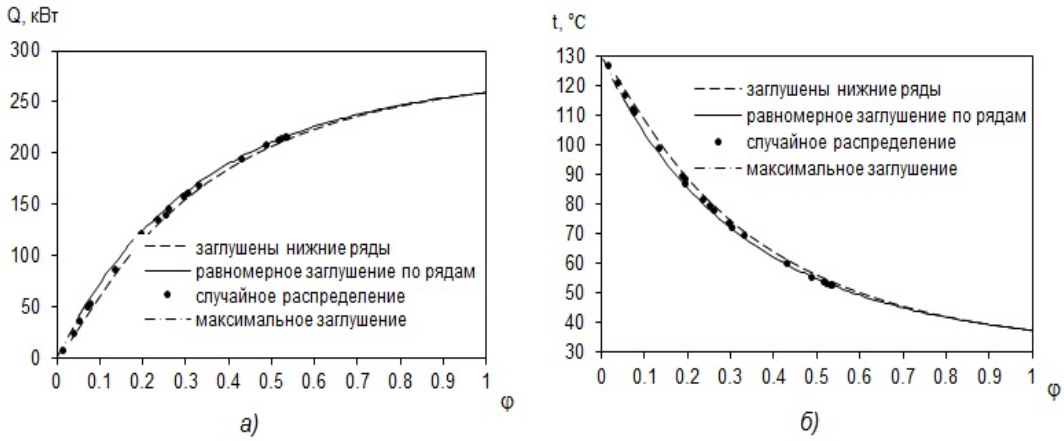


Рис. 3. Тепловые характеристики системы:
а) теплота, отпущенная в сеть; б) температура воздуха после воздухоохладителя

Выводы. Разработанные методы и средства позволяют получить зависимость характеристик системы промежуточного охлаждения компрессора от загрязнения поверхности воздухоохладителя. Такие характеристики могут показать эффективность работы всей системы охлаждения. При замере параметров в контрольных точках системы во время ее обследования или энергетического аудита можно, используя результаты расчета, оценить эффективность системы утилизации и отпуска теплоты от компрессорной установки. В дальнейшем подобные расчеты целесообразно проводить в рамках анализа совместного влияния систем воздухоснабжения и утилизации и отпуска теплоты от компрессорных установок с учетом их эксплуатационных характеристик.

Список литературы:

1. Стационарные газотурбинные установки: справочник / [Л. В. Арсеньев, В. Г. Тырышкин, И. А. Богов и др.] ; под ред. Л. В. Арсеньева и В. Г. Тырышкина. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 543 с. 2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Идельчик И. Е. – М. : Машиностроение, 1975. – 559 с. 3. Берж К. Теория графов и ее применение / Берж К.– М. : ИЛ, 1962. – 319 с. 4. Ганжа А. М. Комп'ютерне моделювання процесів у складних теплообмінних апаратах / А. М. Ганжа, Н. А. Марченко // Вестник Национального технического университета "ХПИ". – 2010. – № 9. – С. 113–120. 5. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: справочник / [В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж и др.]. – М. : Стройиздат, 1988 – 432 с 6. Кельтон В., Лоу А. Имитационное моделирование / В. Кельтон, А. Лоу. – СПб. : Питер; Киев: Издательская группа BHV, 2004. – 847 с.

Bibliography (transliterated):

1. Statsionarnyie gazoturbinnyie ustanovki: spravochnik / [L. V. Arsenev, V. G. Tyiryishkin, I. A. Bogov i dr.] ; pod red. L. V. Arseneva i V. G. Tyiryishkina. – L. : Mashinostroenie. Leningr. otd-nie, 1989. – 543 s. 2. Idelchik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam / Idelchik I. E. – M. : Mashinostroenie, 1975. – 559 s. 3. Berzh K. Teoriya grafov i ee primenenie / Berzh K.– M. : IL, 1962. – 319 s. 4. Ganzha A. M. Komp'yuterne modelyuvannya protsesIv u skladnih teploobmInnih aparatah / A. M. Ganzha, N. A. Marchenko // Vestnik Natsionalnogo tehnicheskogo universiteta "HPI". – 2010. – № 9. – S. 113–120. 5. Naladka i ekspluatatsiya vodyanyih teplovyih setey: spravochnik / [V. I. Manyuk, Ya. I. Kaplinskiy, E. B. Hizh i dr.]. – M. : Stroyizdat, 1988 – 432 s 6. Kelton V., Lou A. Imitatsionnoe modelirovanie / V. Kelton, A. Lou. – SPb. : Piter; Kiev: Izdatelskaya gruppa BHV, 2004. – 847 s.

УДК 621.436

А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.В. Шпаковський, д-р техн. наук, В.В. Пильов, асп., В.В. Матвєєнко, асп., С.В. Обозний, інж.

ОЦІНКА ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ СТІНКИ КАМЕРИ ЗГОРЯННЯ ПОРШНЯ З ШАРОМ НАГАРУ

Постановка проблеми

Відомо, що частково-динамічна теплоізоляція камери згоряння двигуна внутрішнього згоряння корундовим шаром може покращити його економічність, екологічні показники та зносостійкість циліндро-поршневої групи [1, с. 119-121; 2; 3].

Позитивний вплив такої теплоізоляції на перебіг робочого процесу дизеля 4ЧН12/14 було розкрито у [4]. При цьому розмах високочастотного коливання температури поверхні камери згоряння поршня підвищується у 6-7 разів порівняно із конструкцією без теплоізоляції. Сумісне моделювання робочого процесу та високочастотного нестаціонарного стану поршня виконано у [5].

Важливо, що при застосуванні корундового покриття камери згоряння, на відміну від традиційних конструкцій, нагароутворення на поршні усувається чи мінімізується [6].

Поверхні шару нагару на поршні також притаманне значне коливання температури. Воно може перевищувати коливання температури поверхні з керамічним покриттям у 3,5 рази [7, с. 377-383]. Таким чином, нагар виступає природною частково-динамічною теплоізоляцією камери згоряння.

Водночас відомо, що явище нагароутворення в камерах згоряння підчас процесу експлуатації ДВЗ в певних випадках зменшує їх потужність і комплекс показників, які визначають економічність, надійність і ресурс [8, с. 108; 9; 10].

Зазвичай, через малу зміну температурни поверхні поршня без теплоізоляції протягом циклу, при моделюванні робочого процесу приймають припущення її незмінності, наприклад, як у роботах [11, 12]. Врахування теплоізолюючого впливу нагару може виступити фактором уточнення таких моделей.

Аналіз публікацій

Згідно досліджень [8, с. 110-114; 10], перші 50-100 годин роботи двигуна шар нагару збільшується особливо стрімко, досягаючи певної товщини, властивої для досліджуваного двигуна і конкретної зони його камери згоряння. Ця товщина зберігається до 900-1000 годин експлуатації двигуна, підчас яких нагар підвищує густину і твердість. Надалі нагар знову починає збільшуватись, поки не сягне товщини стабілізації. Вигляд поршнів зі значним шаром нагару приведено на рис. 1. Тут можна спостерігати явище локальнрго відшаровування нагару від поверхні деталі. В таких зонах процес нагароутворення починається з початку.

а)

б)

Рис. 1. Зовнішній вигляд поршнів з нагаром: а – дизель; б – бензиновий двигун

Отже, слід очікувати, що вплив нагару на робочий процес буде посилюватись підчас експлуатації двигуна у зв’язку з ростом нагаровідкладень.

Про доцільність урахування нагару при моделюванні теплообміну робочого тіла зі стінкою камери згоряння свідчить необхідність прийняття до уваги нагароутворення при експериментальному вимірюванні високочастотних температур. Шар відкладень на поверхневій термопарі змінює її показання відносно притаманних дійсній поверхні контакту з робочим тілом. У [13, с. 207] навіть рекомендується виконувати очистку поверхонь від нагару кожного разу після зняття показань в кількох точках роботи двигуна. Але зрозуміло, що отримані результати не відбиватимуть реальних експлуатаційних показників.

Мета дослідження

У зв'язку з наведеним, необхідним є порівняльне дослідження ефектів частково-динамічної теплоізоляції з штучним покриттям поршня та нагару при різних товщинах останнього; оцінка доцільності урахування шару нагару при моделюванні робочого процесу.

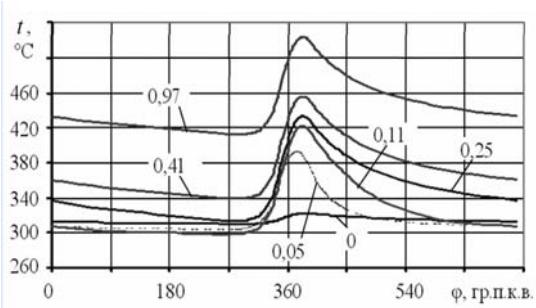
Порівняння впливу шарів нагару та корундового покриття на температурний стан поршнів виконувалось на прикладі дизеля 6ЧН13/11,5. Моделювання здійснювалось за одновимірною високочастотною нестаціонарною моделлю, приведеною у [5]. Розрахунок проводився для зони денця камери згоряння, у якій коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_г$ збігається середнім по поверхні камери, а радіальні теплові потоки є незначними. Товщина стінки у вказаній зоні становить l = 16,3 мм.

Моделювався режим роботи двигуна при потужності N_e = 130 кВт та частоті обертання колінчастого вала n = 2100 хв$^{-1}$. Відповідні функції зміни коефіцієнту тепловіддачі та температури робочого тіла для граничних умов третього роду приведені у [14, с. 172].

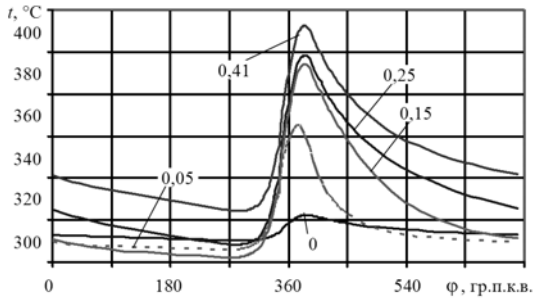
Теплофізичні властивості сплаву АЛ25 і корундового покриття прийнято з [5]. Для шару нагару було задано значення теплопровідності λ = 1,7 Вт/(м·К), питомої теплоємності c = 1260 Дж/(кг·К) і густини ρ = 2000 кг/м^3 [7, с.376-377].

Отримані коливання температури поверхні камери згоряння подані на рис. 2.

Встановлено, що на такті наповнення (0-180 гр. п.к.в.) при товщині нагару $\delta_н \leq 0{,}21$ мм температура поверхні камери згоряння є меншою, а в процесі згоряння більшою, ніж у поршня без нагару ($\delta_н$ = 0). На рис. 2а цьому ефекту відповідають криві при $\delta_н$ = 0,05 мм та при $\delta_н$ = 0,11 мм. Подальше зростання шару нагару приводить до збільшення температури поверхні. Слід очікувати, що це погіршить наповнення циліндру та інтенсифікує процеси передчасного виділення теплоти при згорянні на такті стиску, тобто до 360 гр.п.к.в. (див. криві при $\delta_н \geq 0{,}25$ мм). Також встановлено, що максимальна температура поверхні камери згоряння при $\delta_н \geq 0{,}41$ мм перевищує критичну температуру фазового переходу палива, що становить 440ºС. Згідно [14, с. 150] це породжує утворення поблизу стінки перезбагаченої зони, що приводить до падіння швидкості тепловиділення та погіршення робочого процесу.



а)



б)

Рис. 2. Температурний стан поверхні камери згоряння поршня двигуна 6ЧН13/11,5. Цифри біля кривих – товщина шару нагару (а) та корундового покриття (б) в мм

Внаслідок теплопровідності корундового шару, більшої ніж у нагару, порівняно з ним мінімальна і максимальна температури циклу та розмах температурної хвилі є меншими. Наприклад, при товщині шарів нагару та корунду 0,41 мм мінімальні температури складають 340ºС і 325ºС, максимальні – 460ºС і 410ºС, відповідно розмахи коливань – 120 К і 85 К.

Це, зважаючи на зафіксований у [5] вплив корундового покриття на робочий процес, свідчить про не меншу необхідність врахування впливу на

нього нагару.

На основі порівняння температурного стану поверхні камери згоряння поршня з природною та штучною теплоізоляцією, можна зробити висновок, що застосування штучної теплоізоляції, як і виникнення нагару, може спричиняти і позитивний, і негативний вплив на робочий процес дизеля. Це не суперечить таким даним, як [1, с. 123; 15], де спостерігалося погіршення і покращення економічності двигуна зі штучною теплоізоляцією камери згоряння. А покращення ефективних показників ДВЗ на протязі певного часу з початку експлуатації, згідно відомостей з практики українських конструкторських бюро з двигунобудування пов'язують, крім іншого, з початковим нагароутворенням.

При цьому перевагою штучної теплоізоляції над природною є її фіксована товщина в часі, що стабілізує показники робочого процесу на певному обраному рівні, тоді як з ростом нагару на поверхні КЗ традиційної конструкції може відбутися перехід до області значень товщини шару нагару, що відповідає негативним ефектам.

Дослідження температурного стану поверхні камери згоряння при мінімальному нагароутворенні

Для дизеля 4ЧН12/14 з використанням вихоретокового товщиноміру було здійснено визначення товщин шару нагару, що утворився на поршнях зі сплаву АЛ25 без корундового покриття в їх окремих точках. Вимірювання проводилось після 25 годин роботи при багаторазових змінах режиму в усьому полі властивих двигуну частот обертання колінчастого валу та навантажень. Результати вимірювання для одного з поршнів подано на рис. 3.

Видно, що товщина нагару, який утворився за цей час змінюється від $\delta_н$ = 0 до 0,19 мм по поверхні поршня, а в досліджуваній зоні складає 0,02 – 0,16 мм.

Відповідне моделювання температурного стану стінки поршня здійснювалось на двох режимах роботи дизеля: номінальному N_e = 100 кВт, n = 2000 хв$^{-1}$ та частковому N_e = 40 кВт, n = 1000 хв$^{-1}$. Умови моделювання відповідають даним роботи [5], визначеним з експерименту.

Розрахунок проводився при товщині нагару $\delta_н$ = 0,05 мм. Отриманий температурний стан стінки за розмахом температурної хвилі мало відрізняється від стану стінки зі штучною частково-динамічною теплоізоляцією товщиною $\delta_п$ = 0,25 мм, отриманого у [5], що представлено на рис. 4.

Таким чином ефект від нагару є досить відчутним і вимагає врахування з самого початку експлуатації двигуна.

Також стає зрозумілим, що порівняння показників двигуна з теплоізолюючим покриттям, нанесеним на поршні, у разі схильності базової конструкції до нагароутворення, повинно проводитись по відношенню не до випадку її роботи з поршнями без нагару, а при його товщинах, притаманних переважному періоду експлуатації, що є справедливим як для математичного моделювання так і для експериментальних досліджень.

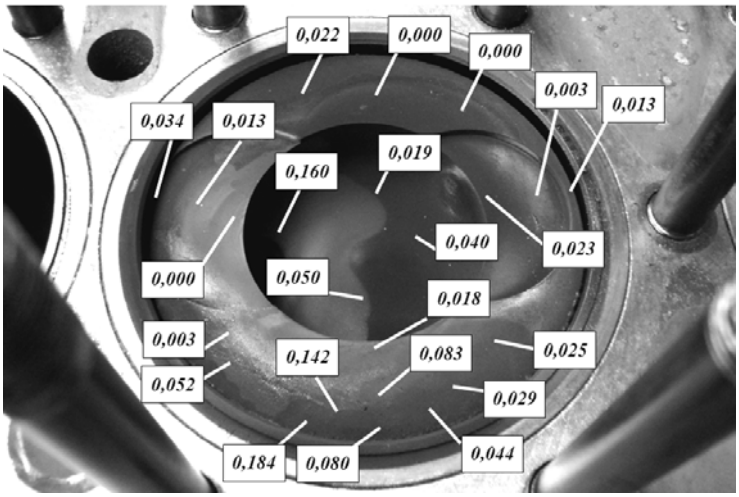


Рис. 3. Виміряні товщини шару нагару (мм) на поверхні поршня дизеля 4ЧН12/14

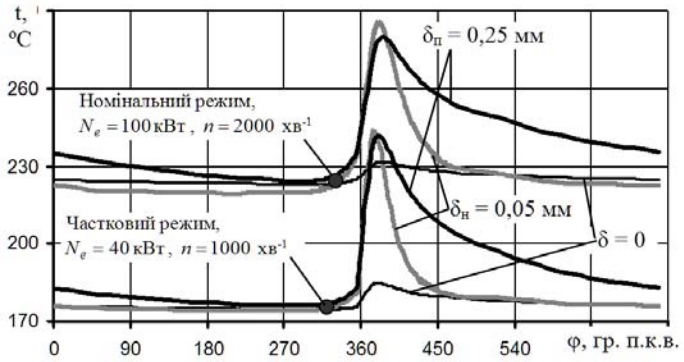


Рис. 4. Порівняння впливів нагару виміряної товщини на температурний стан поверхні камери згоряння поршня та корундового покриття, застосованого у [5] на двох режимах роботи двигуна 4ЧН12/14

Висновки

Перевагою штучної теплоізоляції над природною є її фіксована товщина в часі, що стабілізує показники робочого процесу на певному високому рівні.

Урахування наявності нагару малої товщини є необхідним для уточнення розмаху модельованого температурного коливання поверхні деталей камери згоряння, а також пов'язаного робочого процесу.

Поліпшення показників двигуна з теплоізольованими поршнями може проявитися після значного напрацювання, а в експериментах на новому двигуні, чи такому, що зазнав очищення поршнів, може не фіксуватись. Це є справедливим через близькість впливу на робочий процес теплоізолюючого корундового покриття та нагару при початкових товщинах останнього.

Список літератури:

1. А.К. Костин Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А.К. Костин, В.В. Ларионов, В.И. Михайлов. – Л. : Машиностроение, 1979. – 222 с. 2. Парсаданов И.В. Оценка влияния гальваноплазменного покрытия поршня автотракторного дизеля на выбросы твердых частиц с отработавшими газами / И.В.Парсаданов, А.П. Поливянчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 97-100. 3. Шпаковский В.В. Влияние корундовой поверхности поршней дизеля тепловоза ЧМЭ-3 на эксплуатационные характеристики цилиндропоршневой группы / В.В. Шпаковский,. В.В Осейчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 101-105. 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. 5. Марченко А.П. Оценка влияния режимных факторов на параметры температурного высокочастотного колебания в поверхностном корундовом слое поршня / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, И.И. Сукачев и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 65-69. 6. Шпаковський В.В. Науково-технічні основи поліпшення показників ДВЗ застосуванням поршнів з корундовим шаром : автореф. дис. докт. техн. наук. : 05.05.03 / Шпаковський Володимир Васильович. – Харків, 2010. – 37 с. 7. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учеб. пособ. для вузов / Кавтарадзе Р.З.. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472 с. 8. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ / За ред. А.П. Марченка, А.Ф. Шеховцова. – Харків: Видавництво ХНАДУ, 2004. – 324 с. 9. Папок К.К. Нагары, лаковые отложения и осадки в автомобильных двигателях / К.К. Папок, А.В. Виппер. – М.: Машгиз, 1956. – 156 с. 10. Николаенко А.В. Количественные характеристики ухудшения работы тракторного дизеля при нагароотложениях в цилиндрах / А.В. Николаенко, А.П. Картошкин, А.И. Проскурин // Двигателестроение. – 1984. – №8. – С. 45-49. 11. Зеленцов А.А. Исследование локального теплообмена в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ: автореф. дис. канд. техн. наук. – М., 2012. – 16 с. 12. Барченко Ф.Б. Расчет рабочего цикла дизеля с учетом локальных температур поверхности камеры сгорания: автореф. дис. канд. техн. наук. – М., 2011. – 16 с. 13. Mollenhauer K. Handbook of diesel engines / Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. – Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 636 p. 14. 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. : Тэхника, 1992. – 272 с. 15. Woschni G. Experimental investigation of the heat transfer in internal combustion engines with insulated combustion chamber walls // Heat and mass transfer in gasoline and diesel engines, 1987. – 13 pp.

Bibliography (transliterated):

1. A.K. Kostin Teplonaprjazhennost' dvigatelej vnutrennego sgoranija / A.K. Kostin, V.V. Larionov, V.I. Mihajlov. – L. : Mashinostroenie, 1979. – 222 s. 2. Parsadanov I.V. Ocenka vlijanija gal'vanoplazmennogo pokrytija porshnja avtotraktor-nogo dizelja na vybrosy tverdyh chastic s otrabotavshimi gazami / I.V.Parsadanov, A.P. Polivjanchuk // Dvigateli vnut-rennego sgoranija. – 2009. – №2. – S. 97-100. 3. Shpakovskij V.V. Vlijanie korundovoj poverhnosti porshnej dizelja teplovoza ChMJe-3 na jekspluatacionnye harakteristiki cilindro-porshnevoj gruppy / V.V. Shpakovskij,. V.V Osejchuk // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2007. – №1. – S. 101-105. 4. Marchenko A.P. Jeksperimental'nye issledovanija rabochego processa v kamere sgoranija DVS s teploizolirovannym porshnem / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovskij // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – №2. – S. 49-53. 5. Marchenko A.P. Ocenka vlijanija rezhimnyh faktorov na parametry temperaturnogo vysokochas-totnogo kolebanija v poverhnostnom korundovom sloe porshnja / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovskij, I.I. Sukachev i dr. // Dvigate-li vnutrennego sgoranija. – 2010. – №1. – S. 65-69. 6. Shpakovs'-kij V.V. Naukovo-tehnichni osnovi polipshennja pokaznikiv DVZ zastosuvannjam porshniv z korundovim sharom : avtoref. dis. dokt. tehn. nauk. : 05.05.03 / Shpakovs'kij Volodimir Vasil'o-vich. – Harkiv, 2010. – 37 s. 7. Kavtaradze R.Z. Lokal'nyj teplo-obmen v porshnevyh dvigateljah: Ucheb. posob. dlja vuzov / Kavta-radze R.Z.. – M.: Izd-vo MGTU im. N.Je. Baumana, 2007. – 472 s. 8. Dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja: Serija pidruchnikiv u 6 tomah. T.6. Nadijnist' DVZ / Za red. A.P. Marchenka, A.F. Shehovcova. – Harkiv: Vidavnictvo HNADU, 2004.

– 324 s. 9. Papok K.K. Naga-ry, lakovye otlozhenija i osadki v avtomobil'nyh dvigateljah / K.K. Papok, A.V. Vipper. – M.: Mashgiz, 1956. – 156 s. 10. Niko-laenko A.V. Kolichestvennye harakteristiki uhudshenija rabo-ty traktornogo dizelja pri nagarootlozhenijah v cilindrah / A.V. Nikolaenko, A.P. Kartoshkin, A.I. Proskurin // Dvigate-lestroenie. – 1984. – №8. – S. 45-49. 11. Zelencov A.A. Issledo-vanie lokal'nogo teploobmena v kamere sgoranija dizelja, kon-vertirovannogo na prirodnyj gaz: avtoref. dis. kand. tehn. nauk. – M., 2012. – 16 s. 12. Barchenko F.B. Raschet rabochego cik-la dizelja s uchetom lokal'nyh temperatur poverhnosti kamery sgoranija: avtoref. dis. kand. tehn. nauk. – M., 2011. – 16 s. 13. Mollenhauer K. Handbook of diesel engines / Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. – Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 636 r. 14. Sovremennye dizeli: povyshenie toplivnoj jekonomichnosti i dlitel'noj prochnosti / F.I. Abramchuk, A.P. Marchenko, N.F. Razlejcev i dr. ; pod red. A.F.Shehovcova. – K. : Tjehnika, 1992. – 272 s. 15. Woschni G. Experimental investigation of the heat transfer in internal combustion engines with insulated combustion chamber walls // Heat and mass transfer in gasoline and diesel engines, 1987. – 13 pp.

УДК 621.436:681.51

А.А. Прохоренко, канд. техн. наук

СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕКТРОННОГО РЕГУЛЯТОРА ДЛЯ ДИЗЕЛЯ С АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМОЙ

Для разработки системы автоматического регулирования (САР) частоты вращения коленчатого вала дизеля необходимо знать статические свойства ее элементов. В такую САР обычно входят два элемента – собственно двигатель, как объект регулирования, и регулятор. В случае дизеля, оснащенного современной аккумуляторной системой топливоподачи с электромагнитным управлением, такой регулятор может быть только электронным [1].

В работах [2-4] рассмотрены динамические свойства перечисленных элементов САР, получены дифференциальные уравнения, описывающие их поведение.

Настоящая статья посвящена описанию способа получения и анализу статических характеристик электронных регуляторов: ПД-регулятора, ПИ-регулятора и ПД-регулятора с последовательным интегральным звеном. При проведении исследования применен подход, основанный на анализе дифференциальных уравнений звеньев системы, записанных в операторной форме после применения преобразования Лапласа, и учитывающий конечное время переходных процессов [5].

Исходя из известного положения, что по окончании процесса регулирования САР приходит в установившееся равновесное состояние, можно сказать, что при $t \to \infty$ все колебательные и апериодические процессы заканчиваются, то есть в анализируемых операторных уравнениях переменная Лапласа:

$$\lim_{t\to\infty}(p) = 0 .$$

Все статические характеристики рассмотрены в относительных безразмерных координатах: регулирующего воздействия x; частоты вращения коленчатого вала φ; величины нагрузки на двигатель α; внешнего управляющеего воздействия, вызванного принудительным перемещением органа управления двигателем (электронной педали) α_p.

Регуляторная характеристика САР с ПД-регулятором

В работе [2] получено дифференциальное уравнение дизеля с аккумуляторной топливной системой как объекта регулирования:

$$\begin{aligned}&\left[T_{AK}T_Д p^2 + \left(k_p T_Д + k_Д T_{AK}\right)p + \left(k_p k_Д + \theta_p k_\varphi\right)\right]\varphi = \\ &= \left[T_{AK}p + \left(k_p - \theta_p\right)\right]x - \left(T_{AK}p + k_p\right)\theta_н\alpha + \theta_p\theta_f f,\end{aligned} \quad (1)$$

где T_{AK} – постоянная времени аккумулятора; k_φ – коэффициент усиления по угловой скорости коленчатого вала; k_p – коэффициент самовыравнивания аккумулятора; θ_f – коэффициент усиления по сигналу ШИМ; $T_Д$ – постоянная времени собственно двигателя; $k_Д$ – коэффициент самовыравнивания, θ_p – коэффициент усиления по давлению топлива в аккумуляторе; $\theta_н$ – коэффициент усиления по нагрузке.

В работе [3] выведено дифференциальное уравнение ПД-регулятора:

$$T_p^2 p^2 x + T_K p x + \delta_z x = T_r p\varphi + \varphi + 0{,}5 T_K p\alpha_p + \delta_z\alpha_p , \quad (2)$$

где T_p – характерное собственное время ЭБУ, включающего электронный регулятор; T_K – время вязкого трения регулятора; δ_z – местная степень неравномерности; T_r – время воздействия по ускорению коленчатого вала.

Статическая характеристика регулятора является зависимостью вида $\varphi = f(x)$, которую можно

получить из дифференциального уравнения (2) с учетом приведенных выше условий. Выразим φ через обратную переходную функцию:

$$\varphi = \frac{T_p^2 p^2 + T_K p + \delta_z}{T_r p + 1} x \,. \qquad (3)$$

По окончании переходного процесса, вызванного ступенчатым регулирующим воздействием x, установится величина φ, которая может быть определена из следующего выражения [6]:

$$\varphi = \lim_{t\to\infty} \varphi(t) = \lim_{p\to 0}\left(\frac{T_p^2 p^2 + T_K p + \delta_z}{T_r p + 1} x\right) = \delta_z x \,. \qquad (4)$$

Соответствующий равенству (4) график зависимости относительного изменения равновесной угловой скорости вращения коленчатого вала φ от относительного изменения управляющего импульса приведен на рис. 1, прямая I. Из этого рисунка и равенства (4) видно, что регулятор обладает статизмом с относительной ошибкой регулирования δ_z. Кроме того, поскольку статическая характеристика регулятора является прямой линией, его общая степень неравномерности δ равна местной степени неравномерности и не зависит от угловой скорости вращения. Статическая характеристика регулятора представляет собой наклонную равновесную прямую.

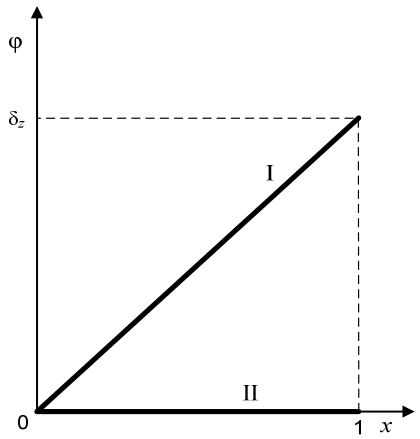


Рис. 1. Статические характеристики регуляторов:
I – ПД-регулятор; II – ПИ-регулятор и ПД-регулятор с последовательным интегральным звеном

Для получения регуляторной характеристики двигателя, которую обеспечивает САР со статическим ПД-регулятором, из уравнения (2) выразим x, используя обратную передаточную функцию:

$$x = \frac{T_r p + 1}{T_p^2 p^2 + T_K p + \delta_z} \varphi \,, \qquad (5)$$

и подставим полученное выражение в уравнение (1), также выраженное через передаточные функции, с учетом отрицательной обратной связи:

$$\begin{aligned}\varphi = &-\frac{T_{AK} p + \left(k_p - \theta_p\right)}{T_{AK} T_Д p^2 + \left(k_p T_Д + k_Д T_{AK}\right) p + \left(k_p k_Д + \theta_p k_\varphi\right)} \times \\ &\times \frac{T_r p + 1}{T_p^2 p^2 + T_K p + \delta_z} \varphi - \\ &- \frac{\left(T_{AK} p + k_p\right)\theta_н}{T_{AK} T_Д p^2 + \left(k_p T_Д + k_Д T_{AK}\right) p + \left(k_p k_Д + \theta_p k_\varphi\right)} \alpha + \\ &+ \frac{\theta_p \theta_f}{T_{AK} T_Д p^2 + \left(k_p T_Д + k_Д T_{AK}\right) p + \left(k_p k_Д + \theta_p k_\varphi\right)} f \,.\end{aligned} \qquad (6)$$

Предположим, что внешнее возмущение по аккумулятору топлива отсутствует, то есть $f = 0$. Тогда из уравнения (6) получим:

$$\varphi = -\frac{\left(T_{AK} p + k_p\right)\theta_н}{\begin{aligned}&T_{AK} T_Д p^2 + \left(k_p T_Д + k_Д T_{AK}\right) p + \\ &+ \left(k_p k_Д + \theta_p k_\varphi\right) + \left[T_{AK} p + \left(k_p - \theta_p\right)\right] \dfrac{T_r p + 1}{T_p^2 p^2 + T_K p + \delta_z}\end{aligned}} \alpha \,. \qquad (7)$$

А в конце переходного процесса при $t \to \infty$:

$$\begin{aligned}\varphi = \lim_{t\to\infty} \varphi(t) &= \lim_{p\to 0}\left(-\frac{\left(T_p^2 p^2 + T_K p + \delta_z\right)\left(T_{AK} p + k_p\right)\theta_н}{\begin{aligned}&T_{AK} T_Д p^2 + \left(k_p T_Д + k_Д T_{AK}\right) p + \\ &+ \left(k_p k_Д + \theta_p k_\varphi\right) + \left[T_{AK} p + \left(k_p - \theta_p\right)\right]\left(T_r p + 1\right)\end{aligned}} \alpha\right) \\ &= -\frac{k_p \theta_н}{\left(k_p k_Д + \theta_p k_\varphi\right) + \left(k_p - \theta_p\right)\dfrac{1}{\delta_z}} \alpha \,.\end{aligned} \qquad (8)$$

Регуляторной характеристикой принято называть зависимость крутящего момента (нагрузки) двигателя от частоты вращения его коленчатого вала при определенном положении органа управления топливоподачей, устанавливаемого автоматическим регулятором. В данном случае, при применении относительных безразмерных координат, эта зависимость $\alpha = f(\varphi)$ может быть получена из уравнения (8):

$$\alpha = -\frac{\left(k_p k_Д + \theta_p k_\varphi\right) + \left(k_p - \theta_p\right)\dfrac{1}{\delta_z}}{k_p \theta_н} \varphi \,. \qquad (9)$$

Графический вид зависимости, полученной по уравнению (9), которая и представляет собой регуляторную характеристику дизеля с исследуемой САР, представлен на рис. 2, кривая I. Из уравнения (9) следует, что наклон регуляторной характеристики зависит от динамических параметров дизеля

(k_φ, k_p, $k_Д$, θ_p, $\theta_н$) и местной степени неравномерности регулятора δ_z.

Регуляторная характеристика САР с ПИ-регулятором

Операторное уравнение электронного ПИ-регулятора [4]:

$$T_p^2 p^3 x + T_K p^2 x + \delta_z p x = \\ = T_r p^2 \varphi + p\varphi + k_P \varphi + T_p^2 / T_d \; p\alpha_p + \delta_z \alpha_p . \quad (10)$$

Выразим φ через обратную переходную функцию, положив, что внешнее управляющее воздействие отсутствует, то есть $\alpha_p = 0$:

$$\varphi = \frac{T_p^2 p^3 + T_K p^2 + \delta_z p}{T_r p^2 + p + k_P} x . \quad (11)$$

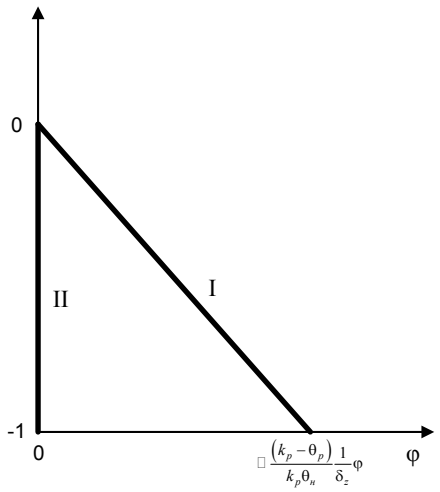


Рис. 2. Регуляторные характеристики дизеля: I – с ПД-регулятором; II – с ПИ-регулятором и ПД-регулятором с последовательным интегральным звеном

По окончании переходного процесса, вызванного ступенчатым регулирующим воздействием *x*, установится величина φ, которая может быть определена из следующего выражения:

$$\varphi = \lim_{t\to\infty} \varphi(t) = \lim_{p\to 0}\left(\frac{T_p^2 p^3 + T_K p^2 + \delta_z p}{T_r p^2 + p + k_P} x \right) = 0 . \quad (12)$$

Из полученного выражения (12) следует вывод, что регулятор обладает астатизмом. Статическая характеристика такого регулятора на рис. 1. изображена горизонтальной прямой II.

Для получения регуляторной характеристики САР из уравнения (11) выразим *x* через прямую передаточную функцию:

$$x = \frac{T_r p^2 + p + k_P}{T_p^2 p^3 + T_K p^2 + \delta_z p} \varphi , \quad (13)$$

и подставим полученное выражение в уравнение (1) с учетом отрицательной обратной связи, считая также, что $f = 0$:

$$\varphi = -\frac{T_{AK} p + (k_p - \theta_p)}{T_{AK} T_Д p^2 + (k_p T_Д + k_Д T_{AK}) p + (k_p k_Д + \theta_p k_\varphi)} \times \\ \times \frac{T_r p^2 + p + k_P}{T_p^2 p^3 + T_K p^2 + \delta_z p} \varphi - \\ - \frac{(T_{AK} p + k_p)\theta_н}{T_{AK} T_Д p^2 + (k_p T_Д + k_Д T_{AK}) p + (k_p k_Д + \theta_p k_\varphi)} \alpha . \quad (14)$$

Отсюда после преобразований получим:

$$\varphi = -\frac{(T_{AK} p + k_p)\theta_н}{T_{AK} T_Д p^2 + (k_p T_Д + k_Д T_{AK}) p + (k_p k_Д + \theta_p k_\varphi) + \left[T_{AK} p + (k_p - \theta_p) \right] \frac{T_r p^2 + p + k_P}{T_p^2 p^3 + T_K p^2 + \delta_z p}} \alpha . \quad (15)$$

В конце переходного процесса при $t \to \infty$:

$$\varphi = \lim_{t\to\infty} \varphi(t) = \lim_{p\to 0}\left(-\frac{(T_p^2 p^3 + T_K p^2 + \delta_z p)(T_{AK} p + k_p)\theta_н}{T_{AK} T_Д p^2 + (k_p T_Д + k_Д T_{AK}) p + (k_p k_Д + \theta_p k_\varphi) + \left[T_{AK} p + (k_p - \theta_p) \right](T_r p^2 + p + k_P)} \alpha = 0 . \quad (16)$$

Из полученного результата видно, что по окончании процесса регулирования угловая скорость коленчатого вала станет равной исходному значению, то есть процесс в САР является астатическим, не имеет ошибки, а регуляторная характеристика имеет вид вертикальной прямой II, как показано на рис. 2.

Регуляторная характеристика САР с ПД-регулятором с последовательным интегрирующим звеном

Схема такого регулятора описана в работе [4], там же получено его операторное уравнение:

$$T_p^2 p^2 x + T_K p x = T_r p \varphi + \varphi + T_K p \alpha_p + \delta_z \alpha_p . \quad (17)$$

Уравнение (17) имеет структуру левой части, схожую с уравнением (10) (здесь отсутствует свободный член). Из этого нетрудно заключить, что такой регулятор также является астатическим, а его статическая характеристика и регуляторная характеристика САР аналогичны ПИ-регулятору (прямые II на рис.1 и рис.2).

ПД-регулятор с последовательным интегрирующим звеном также не вносит в САР статической ошибки регулирования, но имеет большее быстродействие по сравнению с ПИ-регулятором [4].

Выводы

1. Статические характеристики ПИ- и ПД-

регуляторов представляют собой равновесные прямые.

2. Общая степень неравномерности ПД-регулятора совпадает с местной степенью неравномерности.

3. Регуляторные характеристики САР с ПИ- и ПД-регуляторами также представляют собой прямые.

4. Регуляторные характеристики ПИ-регулятора и ПД-регулятора с последовательным интегральным звеном не имеют наклона, то есть являются астатическими.

5. Наклон регуляторной характеристики САР с ПД-регулятором зависит от степени неравномерности регулятора и динамических параметров регулируемого объекта – дизеля с аккумуляторной топливной системой с электронным управлением.

Список литературы:

1. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. — 480 с. 2. Прохоренко А.А. Дифференциальное уравнение динамики дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи как объекта регулирования / А.А. Прохоренко – Двигатели внутреннего сгорания. – №2. – 2011. С. 81-86. 3. Прохоренко А.О. Диференційне рівняння електронного регулятора для дизеля з акумуляторною паливною системою / А.О. Прохоренко // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2012. – № 3. – С. 194 – 205. 4. Прохоренко А.А. Прецизионный электронный регулятор для дизеля с аккумуляторной топливной системой регулирования / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – №1. – 2012. С.45-48. 5. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического управления / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. — изд. 4-е, перераб. и доп. — СПб, изд-во «Профессия», 2004. — 752 с. 6. Дорф Р. Современные системы управления / Р. Дорф, Р. Бишоп. Пер. с англ. Б.И. Копылова. – М.:Лаборатория базовых знаний, 2002. – 832 с.

Bibliography (transliterated):

1. Sistemy upravlenija dizel'nymi dvigateljami. Pere-vod s nemeckogo. Pervoe russkoe izdanie. – M.: ZAO "KZhI "Za rulem", 2004. — 480 s. 2. Prohorenko A.A. Differencial'noe uravnenie dinamiki dizelja s akkumu-ljatornoj sistemoj toplivopodachi kak ob#ekta regu-li-rovanija / A.A. Prohorenko – Dvigateli vnutrennego sgo-ranija. – №2. – 2011. S. 81-86. 3. Prohorenko A.O. Dife-rencijne rivnjannja elektronnogo reguljatora dlja dizelja z akumuljatornoju palivnoju sistemoju / A.O. Prohorenko // Visnik Nacional'nogo tehnichnogo universitetu „Harkivs'kij politehnichnij institut". Zbirnik nauko-vih prac'. Tematichnij vipusk: Matematichne modelju-vannja v tehnici ta tehnologijah. – 2012. – № 3. – S. 194 – 205. 4. Prohorenko A.A. Precizionnyj jelektronnyj re-guljator dlja dizelja s akkumuljatornoj toplivnoj sistemoj regulirovanija / A.A. Prohorenko // Dvigateli vnut-rennego sgoranija. – №1. – 2012. S.45-48. 5. Besekerskij V.A. Teori-ja sistem avtomaticheskogo upravlenija / V. A. Be-sekerskij, E. P. Popov. — izd. 4-e, pererab. i dop. — SPb, izd-vo «Professija», 2004. — 752 s. 6. Dorf R. So-vremennye sistemy upravlenija / R. Dorf, R. Bishop. Per. s angl. B.I. Kopylova. – M.:Laboratorija bazovyh zna-nij, 2002. – 832 s.

УДК 629.

А. А. Грабовский, канд. техн. наук

ОПРЕДЕЛЕНИЕ И СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВС С КШМ СО СДВОЕННЫМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ СВЯЗЯМИ И С ЦЕНТРАЛЬНЫМ КШМ

Введение

Динамический расчет является основным, наиболее значимым этапом процесса проектирования и расчета двигателя. Основными исходными данными для динамического расчета являются результаты теплового и кинематического расчетов. Учитывая особенности кинематической схемы КШМ со сдвоенными кинематическими связями [1,2] необходимо составить расчетную схему КШМ (рис. 1).

Анализ расчетной схемы

Из анализа расчетной схемы следует, что при $\varphi = 0$, $\beta = \alpha_1$. Из расчетной схемы кинематического расчета (рис. 1) следует, что углы β и φ связаны между собой зависимостями

$$\sin\beta = \frac{e}{L} - \frac{R}{L}\sin(\alpha_1 + \varphi);$$

$$\cos\beta = \sqrt{1 - (\frac{e}{L} - \frac{R}{L}\sin(\alpha_1 + \varphi))^2}\ .$$

Сила давления газов (суммарные силы), действующая на поршень, на осях поршневых пальцев (верхних головках шатунов) делится пополам и раскладывается на две составляющие: на нормальные N_l и N_r, равные по величине и противоположные по знаку и уравновешивающие друг друга, и силы P_s, равные между собой, действующие по осям шатунов и прикладывающиеся к осям шатунных шеек кривошипов B_l и B_r.

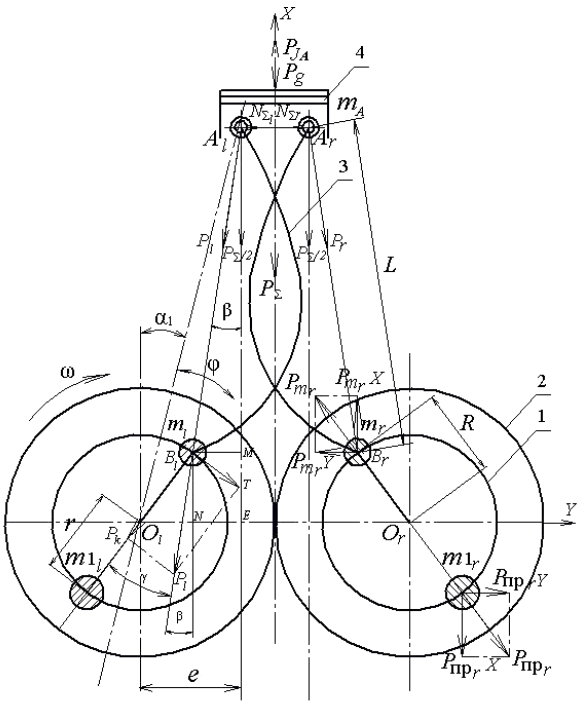


Рис. 1. Расчетная схема КШМ для определения динамических параметров

$$P_s = \frac{P_\Sigma}{\sqrt{1-(\frac{e}{L}-\frac{R}{L}\sin(\alpha_1+\varphi))^2}}.$$

При этом $\alpha_1 = \arccos\frac{OE}{OA'}$.

На осях кривошипов, каждая из этих сил раскладывается на две составляющие: силы P_k, действующие по осям кривошипов, и две тангенциальные силы T, действующие на плече R (радиус кривошипов) каждого из кривошипов и создающие крутящие моменты $M_{кр l}$ и $M_{кр r}$, которые на зубчатых венцах маховиков суммируются. Учитывая симметричность расчетной схемы, расчет можно вести по одной из половин.

Для определения значения сил P_k и T необходимо определить угол между осью кривошипа и вектором силы P_l, который и назовем его γ. Для определения данного угла опустим перпендикуляр $B_l N$ на линию дезаксиала $O_l E$. Угол между вектором силы P_l и перпендикуляром $B_l N$ назовем δ. Из подобия треугольников $B_l A_l M$ и $P_l B_l N$ следует, что угол δ равен углу β. В треугольнике $O_l B_l N$ угол B равен сумме углов α_1 и φ. Следовательно,

$$\gamma = (\alpha_1+\varphi)-\beta = (\arccos\frac{OE}{OA'}+\phi) - \\ -\arccos\sqrt{1-(\frac{e}{L}-\frac{R}{L}\sin(\arccos\frac{OE}{OA'}+\phi))^2}.$$

Расчет динамических параметров

Сила P_k, действующая по оси кривошипа, в этом случае будет определятся как

$$P_k = P_l \cdot \cos\gamma,$$

а сила T

$$T = P_l \cdot \sin\gamma.$$

По величине силы T для каждого значения угла φ поворота кривошипа определяется значение крутящего момента

$$M_{кр} = T \cdot R.$$

Сравнительные значения величин динамических параметров ДВС на основе центрального КШМ и КШМ со сдвоенными кинематическими связями представлены в виде графиков.

Расчеты проводились для вновь проектируемых рядных шестицилиндровых ДВС с диаметром цилиндров D = 265 мм, при радиусе кривошипов коленчатых валов R = 155 мм и R = 150 мм, длине шатунов L = 680 мм и L = 577 мм с центральным КШМ и КШМ со сдвоенными кинематическими связями. При этом в первом случае ход поршня S составляет 310 мм, а во втором – 325 мм. Это обусловливает разницу в литраже двигателей 102,58 л и 107,98 л, соответственно, а следовательно и эффективную мощность 2377 кВт и 2492 кВт при прочих равных параметрах. Эффективный крутящий момент по данным теплового расчета при этом составляет 22697 Нм и 23795 Нм.

Следует заметить, что тепловой расчет проводился для ДВС с центральным КШМ при допущении, что расчетные значения параметров для ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями идентичны. Разница в значениях сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс при равенстве частоты вращения коленчатых валов определяется разницей в значениях их масс

При сравнении суммарных сил, действующий в обоих случаях (рис. 2), при допущении равенства сил, действующий на поршень со стороны рабочего тела следует, что силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс в КШМ со сдвоенными связями более благоприятно влияют на значение суммарной силы. Так среднее значение m всех значений суммарных сил для ДВС с центральным КШМ составляет

$$m_{Psz} = \sum P_{sz}(\varphi) : 720 = 2{,}01,$$

а для ДВС со сдвоенным КШМ

$$m_{Psd} = \sum P_{sd}(\varphi) : 720 = 2{,}15.$$

Разница в величине этих значений для данного случая составляет 0,14.

Сравнение сил, действующих вдоль осей шатунов для случая центрального и дезаксиального КШМ, представлено на графике рис. 3. При этом среднее значение силы для ДВС с центральным КШМ составляет

$$m_{Pshz} = \sum P_{shz}(\varphi) : 720 = 2{,}0311,$$

а для ДВС со сдвоенным КШМ

$$m_{Pshd} = \sum P_{shd}(\varphi) : 720 = 2{,}3649.$$

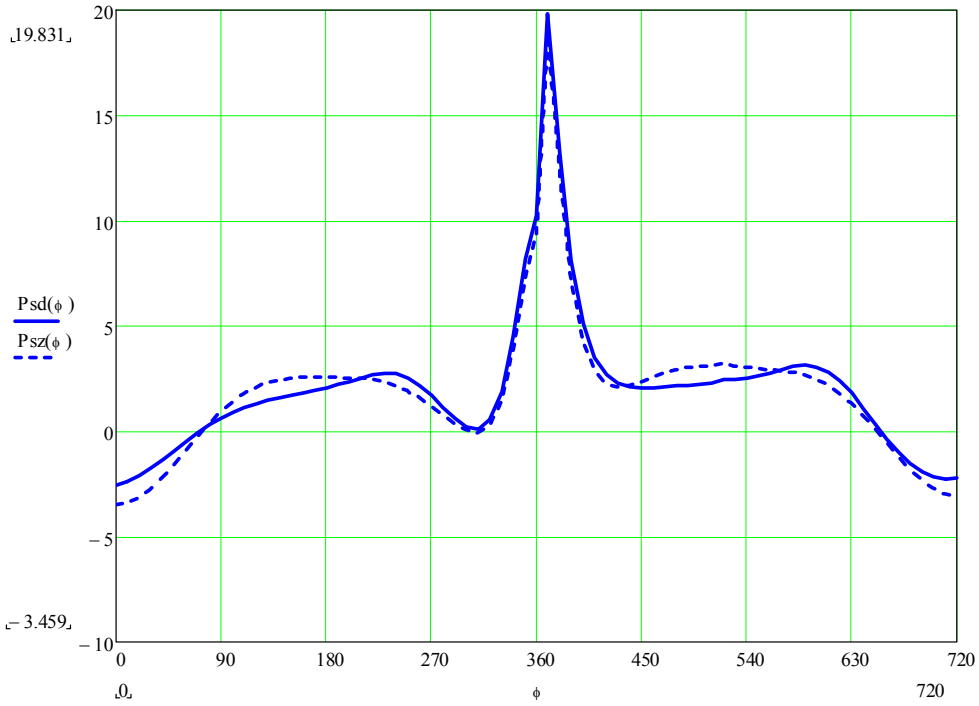


Рис. 2. Сравнение суммарных сил, действующих в ДВС с центральным КШМ (P_{sz}) и ДВС со сдвоенным КШМ (P_{sd})

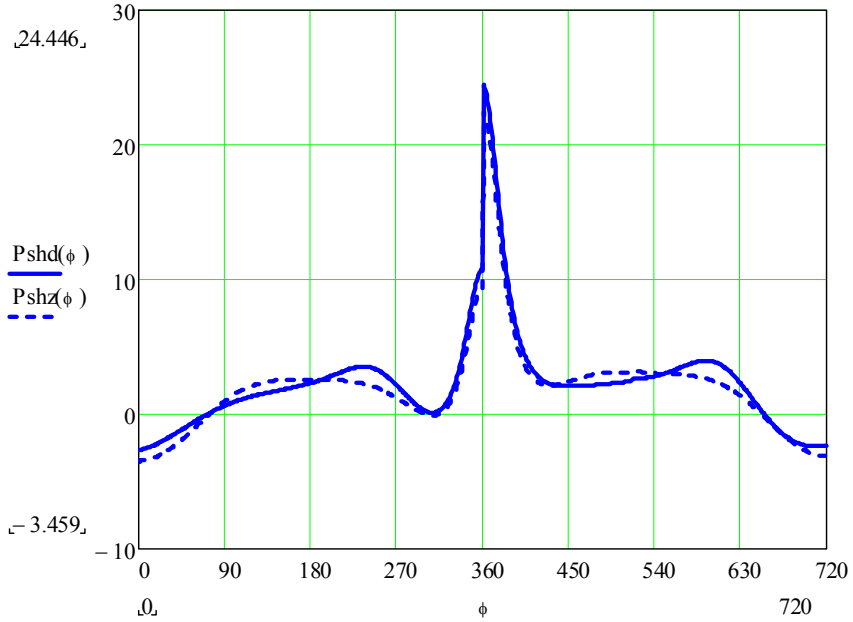


Рис. 3. Сравнение сил, действующих вдоль осей шатунов для случая центрального и дезаксиального КШМ

Сравнение разницы средних значений для суммарных сил 0,14 и сил, действующих вдоль осей шатунов 0,33, показывает некоторое увеличение значения динамических параметров в случае дезаксиального КШМ со сдвоенными кинематическими связями. Аналогичное сравнение тангенциальных сил, формирующихся на осях кривошипов для случая центрального и дезаксиального КШМ,

представленных на графике рис. 4 также подтверждает тенденцию увеличения. Так среднее значение тангенциальной силы для ДВС с центральным КШМ составляет

$$m_{Tz} = \sum T_z(\varphi) : 720 = 11{,}1172,$$

а для ДВС со сдвоенным КШМ

$$m_{Td} = \sum T_d(\varphi) : 720 = 26{,}2297.$$

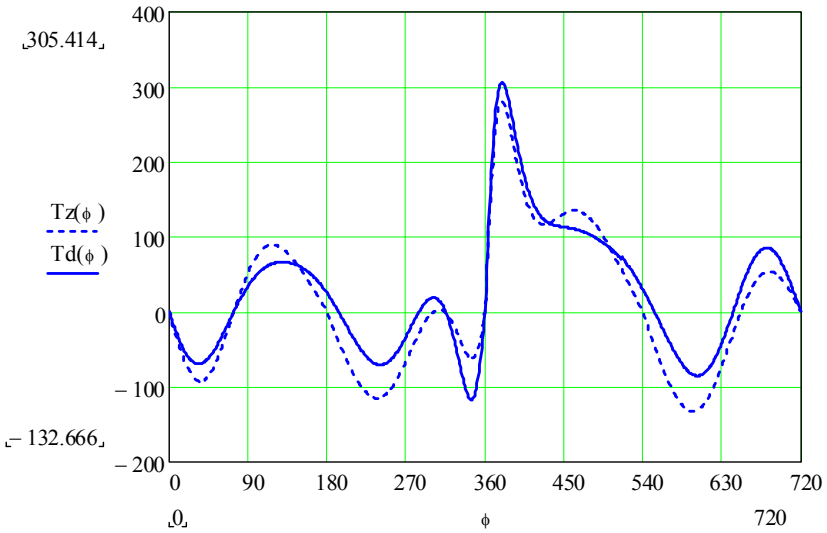


Рис. 4. Сравнение тангенциальных сил формирующихся на осях кривошипов для случая центрального и дезаксиального КШМ

Среднее значение тангенциальной силы за цикл по данным теплового расчета

$$T_{cp} = \frac{2\times10^6}{\pi\tau} p_i F_n,$$

при p_i = 3,1693 МПа и F_n = 0,0552 м^2 будет составлять 27858 Н. При радиусе кривошипа R = 0,15 м среднее значение момента за цикл для одного цилиндра будет равняться 4179 Нм.

Учитывая разницу в радиусах кривошипов для первого R = 0,155 м и второго R = 0,150 м случаев, получим значение крутящих моментов для одного цилиндра, представленных на графиках рис. 5. При этом среднее значение величины крутящего момента для ДВС с центральным КШМ составляет

$$m_{Mz} = \sum M_z(\varphi) : 720 = 1{,}7232\cdot10^3,$$

а для ДВС со сдвоенным КШМ

$$m_{Md} = \sum M_d(\varphi) : 720 = 3{,}9847\cdot10^3.$$

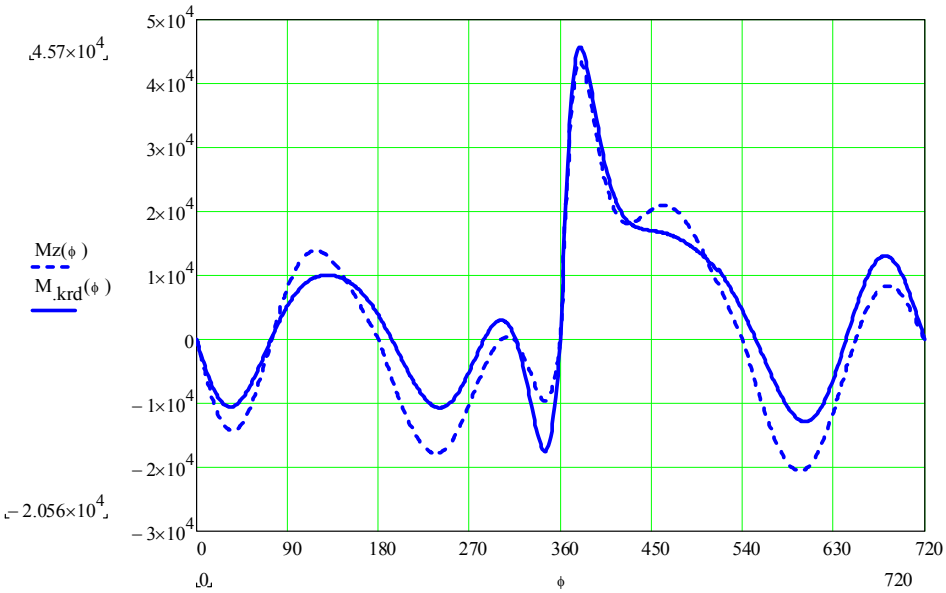


Рис. 5. Значение крутящих моментов для одного цилиндра для центрального и дезаксиального КШМ

С учетом шести цилиндров крутящий момент будет составлять 10338 Нм для ДВС с центральным КШМ и 23910 Нм для ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями. Снижение суммарного крутящего момента для ДВС с центральным КШМ по сравнению с данными теплового расчета обусловлено значительными величинами сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс.

Величина ошибки $\Delta = \frac{R_1 - R_2}{R_1} \cdot 100$ между результатами теплового и динамического расчетов составляет 4,6% при вычислении среднего значения крутящего момента за цикл и 0,5% при вычислении суммарного крутящего момента.

Заключение

С учетом допущения об аналогичных значениях параметров теплового расчета для случаев ДВС с центральным КШМ и дезаксиальным КШМ со сдвоенными кинематическими связями и разницы в значениях радиусов кривошипов, КШМ со сдвоенными кинематическими связями имеет некоторое преимущество в динамических показателях по сравнению с центральным КШМ.

Кроме того, сравнительный анализ направления векторов суммарных сил действующих в КШМ, и направлений движения поршней на каждом из тактов свидетельствует о более выгодном их сочетании на тактах впуска, рабочего хода и выпуска. На такте сжатия дезаксиальный КШМ со сдвоенными кинематическими связями несколько проигрывает центральному КШМ.

Список литературы:

1. Пат. № 2382891 Российской Федерации, МПК F02B 75/32; Кривошипно-шатунный механизм со сдвоенными кинематическими связями / А. А. Грабовский, А. А. Грабовский; заявитель и патентообладатель А. А. Грабовский. - № 2008110199; Заявлено 17. 03. 2010, Опубликовано 27. 02. 2010 г., Бюл. № 6. 2. Грабовский А.А. Кинематика кривошипно-шатунного механизма с двумя коленчатыми валами/ А.А. Грабовский, Е.С. Аверьянова // Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М.: МГТУ «МАМИ». – № 2 (8). – 2009. – 317 с.

Bibliography (transliterated):

1. Pat. № 2382891 Rossijskoj Federacii, MPK F02V 75/32; Krivoshipno-shatunnyj mehanizm so sdvoennymi kinematicheskimi svjazjami / A. A. Grabovskij, A. A. Gra-bovskij; zajavitel' i patentoobladatel' A. A. Grabov-skij. - № 2008110199; Zajavleno 17. 03. 2010, Opubliko-vano 27. 02. 2010 g., Bjul. № 6. 2. Grabovskij A.A. Kine-matika krivoshipno-shatunnogo mehanizma s dvumja ko-lenchatymi valami/ A.A. Grabovskij, E.S. Aver'janova // Izvestija MGTU «MAMI». Nauchnyj recenziruemyj zhurnal. – M.: MGTU «MAMI». – № 2 (8). – 2009. – 317 s.

УДК 621.433.2

А.А. Дзюбенко, канд. техн. наук, В.М. Манойло, канд. техн. наук, М.С. Липинский, инж.

РЕАЛИЗАЦИЯ МЕТОДА «PEAK & HOLD» В СИСТЕМЕ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ ПОДАЧИ ГАЗА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ 6ГЧН 13/14

Введение

На кафедре ДВС ХНАДУ ведутся работы по совершенствованию газового двигателя, конвертированного из дизеля. При проведении стендовых испытаний газового двигателя 6ГЧ 13/14 стало очевидным, что применение классических систем питания газом не обеспечивает необходимого уровня своего технического соответствия и не отвечает требованиям, предъявляемым к системам питания современных силовых агрегатов. Поэтому на данном этапе работы возникла необходимость в создании системы распределенной подачи газа для двигателя 6ГЧН 13/14.

Синтез системы управления подачей газа является комплексной задачей и предусматривает не только структурную реализацию конкретной схемы. Необходимо учитывать конфигурацию объекта управления и особенности привязки к нему, а также конструкцию исполнительных устройств, особенно когда динамические характеристики последних находятся в сложной зависимости от параметров рабочего процесса.

Так динамика работы электромагнитного дозатора газа (ЭДГ) (время полного открытия и закрытия клапана), кроме собственных конструктивных параметров, определяется перепадом давления газа на клапане ЭДГ и параметрами сигнала управления. При этом время запаздывания полного открытия клапана может быть соизмеримо с требуемой длительностью импульса управления. Для устранения подобного рода недостатков необходима разработка и внедрение мероприятий направлен-

ных на улучшение динамики работы клапанов ЭДГ, учета фазового сдвига и распределения сигналов управления электромагнитами.

Анализ публикаций

Улучшение динамики работы ЭДГ достигается разными способами. На этапе разработки – это проектирование якоря (клапана) с минимальной массой, подбор жесткости возвратной пружины, использование обмотки электромагнита с малой индуктивностью [1].

Некоторые фирмы изготовляют дозаторы с запорной тарелкой или, как их еще называют, с компенсацией давления [2], конструктивной особенностью которых является то, что давление газа не создает противодействия движению запорного клапана. Однако такие клапаны подачи газа имеют большую производительность и используются на стационарных двигателях с мощностью 150…500 кВт/цил.

Наиболее целесообразным методом улучшения динамики ЭДГ, в данном случае, есть форсирование тока при подаче сигнала управления, для обеспечения ускоренного накопления энергии, необходимой для срабатывания клапана, и дальнейшее снижение тока до значения, достаточного для удержания клапана в открытом состоянии. Такой метод управления соленоидами электромагнитных клапанов получил название «Peak & Hold» (с анг. – всплеск и удержание). Наиболее распространенными способами его реализации является система с источником высокого напряжения, в котором снижение тока до значения удержания реализуется путем перехода к широтно-импульсной модуляции, или система с двумя источниками питания – высокой для форсирования тока, и низкой для его удержания [3,4].

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является проверка эффективности конструктивного решения построения системы распределенной подачи газа с реализацией форсирования тока по принципу «Peak & Hold», определение влияния системы на динамические и расходные характеристики ЭДГ, определение общей структуры системы, решение задач привязки к объекту управления и согласование динамических параметров исполнительных устройств с динамикой работы ДВС.

Работа схемы форсирования тока ЭДГ

Для построения системы управления (СУ) распределенной подачи газа была выбрана схема форсирования тока с двумя уровнями питающих напряжений. Фрагмент схемы реализации метода «Peak & Hold» для подключения одного дозатора газа приведен на рис.1. Схема состоит из двух источников питания U_H – высокого и U_L – низкого напряжения, разделительного диода *VD1*, двух электронных ключей *VT1* – высокого и *VT2* – низкого напряжения, их драйверов *DA1* и *DA2* и катушки электромагнита (ЭМ) дозатора газа. В качестве электронных ключей использованы силовые MOSFET транзисторы.

Низковольтный ключ (НК) играет роль общего коммутатора тока, при его закрытом состоянии ток через обмотку электромагнита не протекает. Драйверы *DA1* и *DA2* обеспечивают динамику работы транзисторов, а диод *VD1* блокирует протекание тока высоковольтного источника через низковольтный.

При подаче входного сигнала управления, коммутация происходит по следующей схеме (рис.2). Сначала открывается НК конкретного дозатора (t_1), что обеспечивает появление тока подмагничивания, потом, не закрывая НК, открывается высоковольтный ключ (ВК) (t_2), это приводит к быстрому нарастанию тока, создаваемого магнитное усилие, необходимое для открытия клапана ЭДГ (t_3). После срабатывания клапана, высоковольтный ключ закрывается (t_4), а низковольтный остается открытым, обеспечивая протекание тока, достаточного для удержания клапана в открытом состоянии. При снятии управляющего сигнала НК закрывается (t_5) и протекание тока в обмотке электромагнита прекращается, накопленная магнитная энергия рассеивается, и клапан закрывается (t_6).

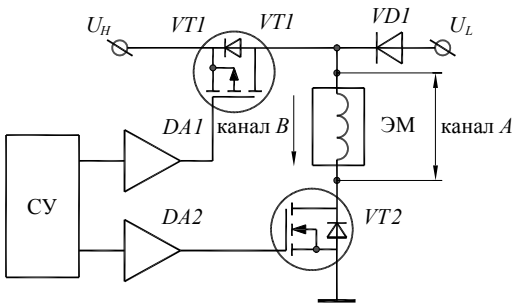


Рис.1. Схема реализации метода «Peak & Hold»

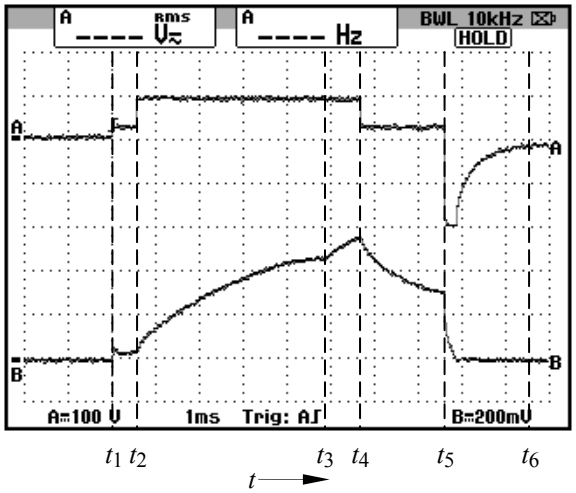


Рис. 2. Осциллограмма напряжения (А) и тока (В) при форсировании тока ЭДГ

Исследование предложенной схемы форсирования тока ЭДГ проводилось на специальном стенде [5]. Технические возможности испытательного безмоторного стенда позволяют определять динамические и расходные характеристики испытуемого ЭДГ. Оценка динамических и расходных показателей опытного образца ЭДГ проводилась при фиксированных частотах вращения коленчатого вала ($n_{ДВС}$ = 700, 1400, 2100 мин$^{-1}$), а длительность импульса управления ($t_{упр.имп}$) варьировалась от 6 до 16 мс, с шагом варьирования в 2 мс. При этом оценивалось время начала задержки открытия ($t_{зад.откр}$), полное время открытия ($t_{откр}$), длительность закрытия ($t_{закр}$) и полное время открытого состояния клапана ($t_{откр.клап}$) ЭДГ (рис.3).

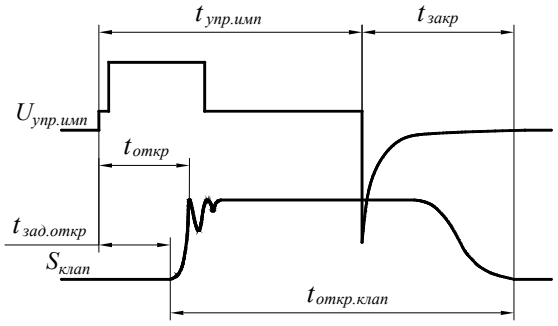


Рис. 3. Диаграмма процесса регистрации временных интервалов работы ЭДГ

Сравнительный анализ метода форсирования тока с импульсом управления U_H = 90 В, U_L = 24 В и импульсом управления постоянного напряжения в 60 В показал уменьшение времени задержки открытия клапана (табл.1), с момента подачи входного сигнала, в среднем на 12 % во всем диапазоне имитируемых режимов работы ДВС. При давлении газа в полости ЭДГ 0,2 МПа оно не превышает 5 мс, что для электромагнитных газовых дозаторов с производительностью свыше 4,5 м³/ч является вполне приемлемым. Разница (Δt) между временем полного открытия клапана ЭДГ ($t_{откр.клап}$) и длительностью импульса управления ($t_{упр.имп}$), при реализации форсирования тока по методу «Peak & Hold», не превышает 2,5 мс и является практически постоянной величиной (табл. 1) в отличии от подачи импульса управления при постоянном напряжении.

Таблица 1. Результаты оценки временных параметров работы ЭДГ в зависимости от способа реализации сигнала управления

$n_{ДВС}$	$t_{упр.имп}$	$U_{имп.упр}$ = 60В					$U_{имп.упр}$ = 90+24В				
		$t_{зад.откр}$	$t_{откр}$	$t_{закр}$	$t_{откр.клап}$	Δt	$t_{зад.откр}$	$t_{откр}$	$t_{закр}$	$t_{откр.клап}$	Δt
мин$^{-1}$	мс	мс	мс	мс	мс	мс	мс	мс	мс	мс	мс
700	6	5,6	6,41	4,75	5,77	-0,23	4,56	4,88	6,93	8,56	2,56
	8	5,62	6,43	7,71	10,37	2,37	4,53	4,85	6,63	10,44	2,44
	10	5,65	6,41	7,81	12,29	2,29	4,53	4,87	6,56	12,12	2,12
	12	5,58	6,46	7,86	13,86	1,85	4,52	4,86	6,32	13,72	1,72
	14	6,01	6,79	7,92	15,76	1,76	4,65	5,01	6,52	15,66	1,66
	16	5,93	6,8	8,03	17,78	1,78	4,53	5,03	6,63	17,9	1,9
1400	6	5,61	6,29	2,07	2,26	-3,74	4,51	4,86	6,67	8,07	2,07
	8	5,63	6,46	5,99	8,04	0,04	4,39	4,85	6,79	10,43	2,43
	10	5,58	6,44	7,55	12,27	2,27	4,46	4,87	6,59	11,87	1,87
	12	5,52	6,44	7,63	13,96	1,96	4,51	4,94	6,6	13,76	1,76
	14	5,92	6,69	7,73	15,65	1,65	4,62	5,07	6,27	15,53	1,53
	16	5,95	6,78	7,75	18,30	2,3	4,27	4,74	6,83	18,18	2,18
2100	6	5,75	6,52	1,93	2,43	-3,57	4,48	4,9	6,7	8,08	2,08
	8	5,84	6,61	6,83	9,14	1,14	4,43	4,88	7,09	10,59	2,59
	10	5,84	6,62	7,21	11,72	1,72	4,46	4,86	6,64	12,12	2,12
	12	5,94	6,6	7,42	13,45	1,45	4,46	4,86	6,88	14,07	2,07
	14	6,01	6,8	7,41	15,38	1,38	4,44	4,84	6,76	16,3	2,3
	16	6,13	6,93	7,51	16,98	0,98	4,64	5,08	6,7	17,53	1,53

Характеристики расхода газа через ЭДГ при управлении с форсированием тока носят более стабильный характер, в отличие от управления при постоянном напряжении. Стабилизация характеристик расхода газа позволяет обеспечивать необходимую цикловую подачу на всех нагрузочных и скоростных режимах работы ДВС. Кроме того, показания расходомера при испытаниях стабилизируются и имеют лучшую повторяемость. Фрагмент полученной расходной характеристики ЭДГ приведен на рис.4.

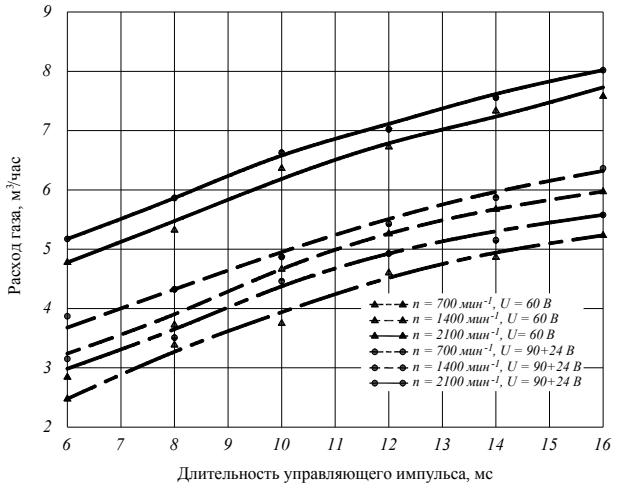


Рис. 4. Зависимость расхода газа через ЭДГ от длительности импульса управления при различных способах управления дозатором

При реализации метода «Peak & Hold» также наблюдается снижение тепловой нагрузки на катушки электромагнитов дозаторов, что связано с уменьшением накапливаемой энергии и более быстрым ее рассеиванием при выключении.

Структурная схема системы распределенной подачи газа

Структурная схема системы распределенной подачи газа представлена на рис.5, функционально она разделена на два блока: блок управления и блок силовой коммутации. Это позволяет разгрузить микропроцессорное устройство, что должно снизить его стоимость за счет использования двух микропроцессоров с менее высокими требованиями к характеристикам и меньшей периферией, а также упрощения программного обеспечения.

Блок управления отвечает за сбор и обработку информации, получаемую от датчиков, и формирование сигналов управления силовым блоком коммутации в соответствии с газораспределением двигателя. Датчики начала отсчета (ДНО) и угловых импульсов (ДУИ) – индукционные датчики, которые отвечают за синхронизацию системы по специальному маркерному диску, установленному на валу привода топливного насоса высокого давления (ТНВД). Датчик положения дроссельной заслонки (ДПДЗ) отображает текущий угол открытия дросселя, который характеризует нагрузку двигателя и вместе с частотой вращения коленчатого вала является опорным параметром для расчета необходимого количества топлива (цикловой подачи).

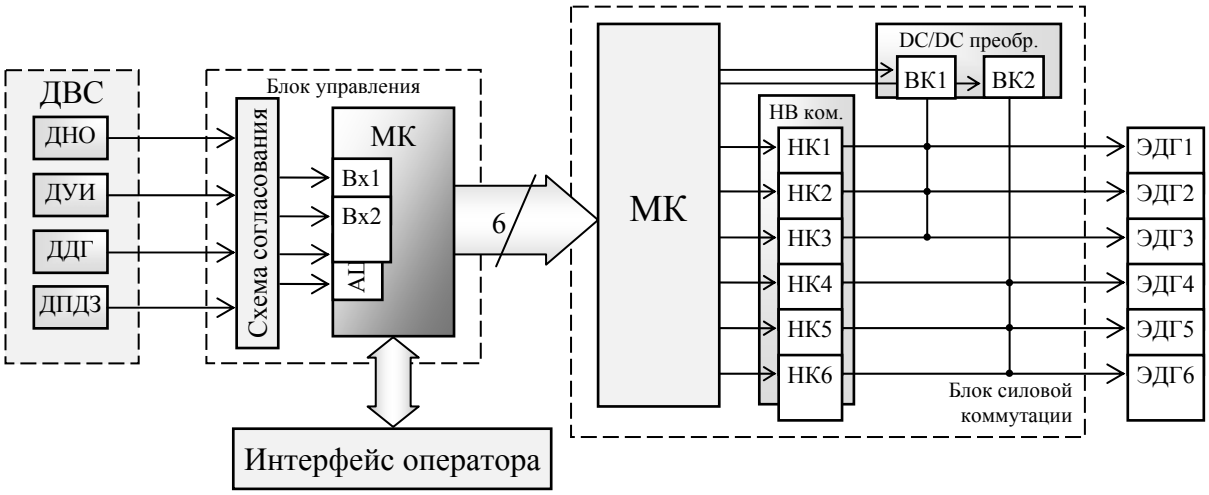


Рис. 5. Структурная схема системы распределенной подачи газа

При работе двигателя на режимах полной нагрузки расход топлива существенным образом возрастает, что приводит к падению суммарного давления газа на входе ЭДГ. По сигналу датчика давления газа (ДДГ) блок управления вводит коррекцию к длительности открытого состояния ЭДГ для обеспечения расчетной цикловой подачи топлива.

Интерфейс оператора позволяет в реальном масштабе времени наблюдать за текущими данными, такими как частота вращения коленчатого вала ДВС, угол открытия дроссельной заслонки, длительность импульса управления, и задавать корректирующее влияние на расчеты необходимого времени открытого состояния ЭДГ.

Блок силовой коммутации распределяет входные сигналы, которые формирует блок управления по каналам ЭДГ, и генерирует сигналы форсирования тока управления электромагнитами. В качестве источника высокого напряжения служит повышающий DC/DC преобразователь, который стабилизирует выходное напряжение на уровне 90 В.

Во избежание перекрытия сигналов высокого напряжения, подаваемого на дозаторы, управление было разделено на два канала: первый – дозаторы 1, 2 и 3 цилиндров, второй – дозаторы 4, 5 и 6 цилиндров. Каждый канал обслуживается одним ВК и тремя НК по одному на каждый ЭДГ.

Синхронизация системы по угловому положению коленчатого вала

Как было отмечено раньше, синхронизация работы системы подачи газа по цилиндрам происходит при помощи двух датчиков и специального маркерного диска (рис.6), который установлен на фланец привода ТНВД с приводом от распределительного вала.

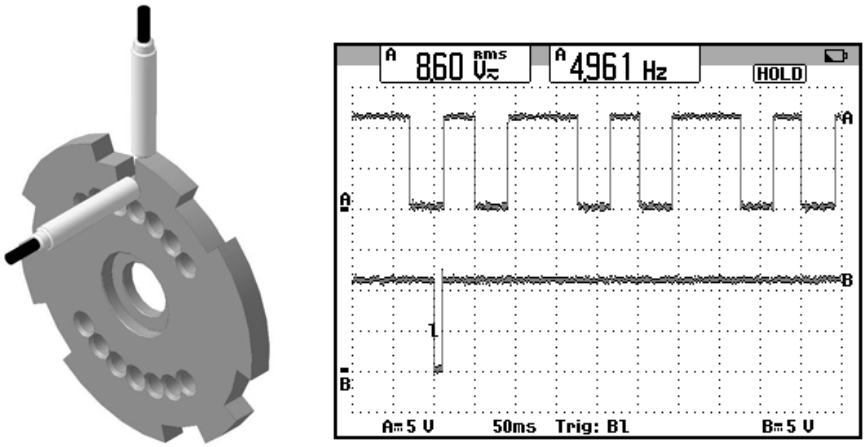


Рис.6. Внешний вид узла синхронизации и осциллограмма сигналов ДНО и ДУИ

Двигатель 6ГЧН 13/14 имеет V-образное расположение цилиндров. При этом углы вспышек между цилиндрами составляют 90°-150°-90°-150°-90°-150°, согласно порядку их работы 1-4-2-5-3-6. [6]. Поэтому при разработке системы зажигания для газового двигателя 6ГЧН 13/14 на базе дизеля, был разработан специальный маркерный диск [7], геометрическая конфигурация которого позволяет использовать его и для формирования сигналов системы подачи газа. Диск имеет шесть секторных вырезов, длина которых отвечает минимальному углу опережения зажигания, а задняя грань (по ходу вращения) фиксирует положение ВМТ соответствующего цилиндра в такте сжатия, и отслеживается продольным датчиком угловых импульсов. Один из вырезов диска имеет углубление, длиной вдвое меньшей, чем длина основного сектора, который отвечает первому цилиндру, и его положение фиксирует поперечный датчик начала отсчета.

В качестве датчиков использованы индукционные датчики со встроенным формирователем сигнала и выходом типа открытый эмиттер. Такие датчики имеют широкие диапазоны напряжения питания и рабочей температуры и менее чувствительны к механическим вибрациям.

Смещение сигнала ДУИ на 90…120 град.п.к.в. позволяет использовать его и для распределения подачи газа по цилиндрам. При этом подача сигнала на открытие ЭДГ будет отвечать положению поршня конкретного цилиндра в начале такта выпуска, а закрытие определяется необходимой длительностью подачи газа, но не позже,

чем переход из такта впуска в такт сжатия. Подача газа происходит во впускной коллектор в область впускного клапана, и в зависимости от режима работы двигателя будет частично или полностью перекрываться с фазой открытия впускного клапана. Так при работе двигателя на частоте вращения коленчатого вала 2100 мин$^{-1}$ максимальная продолжительность подачи газа, с учетом задержки на открытие клапана ЭДГ, составит 22 мс.

Выводы

Выполнена проверка эффективности системы распределенной подачи газа с форсированием тока по принципу «Peak & Hold», в которой использована двух-ключевая схема форсирования тока и алгоритм коммутации ключей. Такое конструктивное исполнение системы позволило стабилизировать время задержки открытия клапана и учесть его при формировании сигналов управления. Такой способ управления дал возможность структурно разделить систему на два программно независимых блока и локализовать алгоритмы их работы. Временную привязку системы подачи газа к двигателю было реализовано за счет узла синхронизации системы зажигания путем сдвига фазы сигналов датчиков.

Список литературы:

1. Сливинская А.Г. Электромагниты и постоянные магниты / А.Г. Сливинская // пос. для студ. вузов. – М.: «Энергия», 1972. – 248 с. 2. HEINZMANN: Цифровые регуляторы частоты вращения. Клапаны подачи газа: [Электронный ресурс] / Режим доступа к источнику: www.heinzmann.com/en/engine-and-turbine-management/download-etm/doc_download/389-manual-megasol-russian 3. Методы впрыска топлива: [Электронный ресурс] / Режим доступа к источнику: http://www.avtodoktor.msk.ru/files/fuel_injection_ methods.pdf 4. Будыко Ю.И. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей / Ю.И. Будыко, Ю.В. Духнин, В.Э. Коганер, К.М. Маскенсков // 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1982. – 144 с. 5. Манойло В.М. Стенд для дослідження витратних та динамічних характеристик електромагнітних дозаторів систем живлення газових ДВЗ / В.М. Манойло, О.А. Дзюбенко, М.С. Липинський // Вісник СевНТУ: збірник наукових праць / Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь.: СевНТУ, 2011. – Вип. 122/2011. – С. 77-81. 6. Двигатели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 / [Чернышев Г.Д., Ершов М.В., Крашенинников Д.Н. и др.]; под ред. Г.Д. Чернышева. – М.: Машиностроение, 1968 – 230 с. 7. Конструктивные особенности электронного датчика частоты вращения и положения привода вала газового двигателя 6Ч 13/14 / В.М. Манойло, А.И. Воронков, Ю.Н. Бороденко [и др.] // Вестник ХНАДУ: сборник научных трудов. – Х.: ХНАДУ, 2007. – Вып. 38. – С. 327-335.

Bibliography (transliterated):

1. Slivinskaya A.G. Elektromagnityi i postoyannyie magnityi / A.G. Slivinskaya // pos. dlya stud. vuzov. – M.: «Energiya», 1972. – 248 s. 2. HEINZMANN: Tsifrovyie regulyatoryi chastotyi vrascheniya. Klapanyi podachi gaza: [Elektronnyiy resurs] / Rezhim dostupa k istochniku: www.heinzmann.com/en/engine-and-turbine-management/download-etm/doc_download/389-manual-megasol-russian 3. Metodyi vpryiska topliva: [Elektronnyiy resurs] / Rezhim dostupa k istochniku: http://www.avtodoktor.msk.ru/files/fuel_injection_ methods.pdf 4. Budyiko Yu.I. Apparatura vpryiska legkogo topliva avtomobilnyih dvigateley / Yu.I. Budyiko, Yu.V. Duhnin, V.E. Koganer, K.M. Maskenskov // 2-e izd. pererab. i dop. – L.: Mashino-stroenie, 1982. – 144 s. 5. Manoylo V.M. Stend dlya doslIdzhennya vitratnih ta dinamIchnih harakteri-stik elektromagnItnih dozatorIv sistem zhivlennya gazovih DVZ / V.M. Manoylo, O.A. Dzyubenko, M.S. Lipinskiy // VIsnik SevNTU: zbIrnik naukovih prats / SerIya: Mashinopriladobuduvannya ta trans-port. – Sevastopol.: SevNTU, 2011. – Vip. 122/2011. – S. 77-81. 6. Dvigateli YaMZ-236, YaMZ-238 / [Chernyishev G.D., Ershov M.V., Krasheninnikov D.N. i dr.]; pod red. G.D. Chernyisheva. – M.: Mashino-stroenie, 1968 – 230 s. 7. Konstruktivnyie osobennosti elektronnogo datchika chastotyi vrascheniya i polozheniya privoda vala gazovogo dvigatelya 6Ch 13/14 / V.M. Manoylo, A.I. Voronkov, Yu.N. Borodenko [i dr.] // Vestnik HNADU: sbornik nauchnyih trudov. – H.: HNADU, 2007. – Vyip. 38. – S. 327-335.

УДК 621.436-57

А.В. Грицюк, д-р техн. наук

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДА ПЛАНИРУЕМОГО ЭКСПЕРИМЕНТА В ИССЛЕДОВАНИЯХ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ ПУСКА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Основным принципом повышения технического уровня двигателя внутреннего сгорания в отечественном двигателестроении, вплоть до недавнего времени, являлась стендовая доводка параметров рабочего процесса, преимущественно на двух режимах внешней скоростной характеристики – режиме номинальной мощности и режиме максимального крутящего момента. Наличие в секторе автомобильных ДВС дизельных двигателей делает целесообразным расширение области исследования и обеспечения рациональных параметров их работы при пусковых частотах вращения коленчатого вала (КВ). Если ранее технические требования к пусковым качествам дизелей прописывались в общих требованиях к ДВС и строго контролирова-

лись в основном при испытаниях военной техники, то на современном этапе развития двигателестроения повышенный интерес вызывают пусковые качества высокооборотных автомобильных ДВС усиливается с ужесточением требований к показателям автомобильных двигателей, поскольку введенные ещё в 2006 году правилами 83-05 ЕЭК ООН нормы EURO IV ужесточили не только требование к выбросам вредных веществ с отработавшими газами, а и нормированные режимы работы дизеля, отменив предварительный прогрев двигателя на холостом ходу и введя «холодные» испытания автомобилей [1].

В статье приведены результаты практического исследования по выбору рациональных параметров пусковых систем малолитражного дизеля многоцелевого назначения, на базе которого создаются отечественные малолитражные автомобильные дизели.

Анализ публикаций

Несмотря на бесспорную значимость процесса пуска для эксплуатации дизелей, долгое время ни одним из регламентирующих документов не были определены требования к проектированию дизелей, однозначно задающие все исходные данные для расчетного исследования систем пуска. Среди последних работ необходимо обратить внимание на источники [2,3], где опубликован опыт КП ХКБД по исследованию пусковых свойств дизельных двигателей различного назначения. При этом требования, предельные условия обеспечения пуска и принятые в этих работах допущения практически совпадают с опубликованным позже Национальным стандартом Российской Федерации [4], который впервые разработан ФГУП "НАМИ" (г. Москва). На сегодняшний день этим стандартом определены основные параметры, которыми оценивают пусковые качества автомобильного двигателя, и дана возможность при разработке пусковых систем ДВС согласованного определения таких составляющих расчёта, как:

- крутящий момент, развиваемый стартером на коленчатом валу (КВ) двигателя;
- момент сопротивления прокручиванию КВ двигателя;
- минимально допустимая частота прокручивания КВ стартером.

Тем не менее, переходные процессы пуска дизельных двигателей до сих пор остаются малоизученными. В связи с необходимостью дальнейшего совершенствования пусковых качеств дизельных двигателей сформулирована цель и поставлены задачи данной работы.

Цель и постановка задачи

Целью представляемой работы является выбор и апробация методики экспериментально-расчётного исследования переходных процессов малолитражного дизеля для математического описания процесса пуска. На момент постановки такой задачи наибольшее распространение в технике, и в частности в исследованиях ДВС, получил метод планируемого эксперимента (МПЭ) [5]. В данной работе впервые сделана попытка применения этого метода для исследования малоизученных переходных процессов пуска высокооборотного малолитражного дизеля (ВМД). В основу выхода на положительный результат поставлен индивидуальный подход к выбору варьируемых факторов, обобщённых оценочных критериев и рациональной матрицы планирования эксперимента.

Результаты исследования

Для исследуемого дизеля при проведении эксперимента по выбору рациональных параметров пусковых систем были выбраны следующие варьируемые факторы: угол опережения впрыскивания топлива; температура предварительного разогрева свечи накаливания в точке её измерения (рис. 1) и минимально допустимая частота прокручивания КВ дизеля стартером. В качестве обобщённых оценочных критериев предложены комплексные показатели качества пуска дизеля, а именно последовательно набираемые частоты вращения, до которых способен разогнаться КВ дизеля за конкретные отрезки времени протекания попытки пуска. Последние, в свою очередь, определены по методике стандарта [4].

Требуемый для получения уравнений регрессии вид аппроксимирующего полинома был выбран по аналогии с результатами [5], где проанализированы три вида искомого полинома, а именно: линейный, квадратичный и кубический. В итоге базовым для экспериментально-расчётных зависимостей ВМД был выбран полином второго порядка.

Расчётное исследование полученных зависимостей проводилось с помощью универсального программного обеспечения MATLAB 7.* с после-

дующим графическим отображением результатов в двух и трёхмерном пространствах.

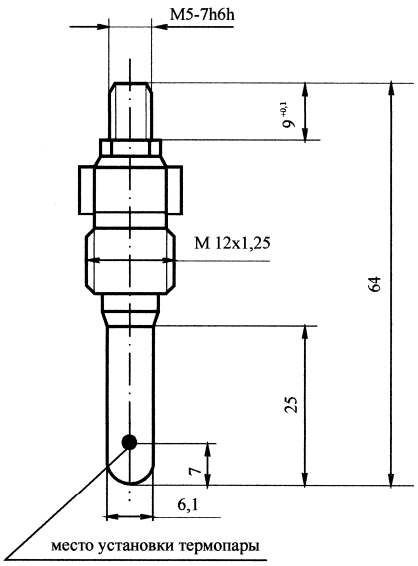


Рис. 1. Место установки термопары на корпусе активной части свечи накаливания

Апробация метода исследования проведена на развёрнутом двухцилиндровом малолитражном дизеле 2ДТАВ в составе трактора ХТЗ-1611. Проведению экспериментального исследования предшествовали определение диапазона изменения всех трёх переменных, выбор области исследования и обеспечение возможности установки при проведении эксперимента заданного значения конкретной переменной (фактора) независимо от значений других факторов.

Так, установочные значения температур нагрева свечей накаливания ($T_{сн}$) выбраны по их тепловым характеристикам (рис. 2), снятым на лабораторной стендовой установке.

Из этих тепловых характеристик следует, что температура нагрева свечи накаливания имеет линейную связь с напряжением питания её нагревательного элемента, а время достижения теплового равновесия практически одинаковое для всех напряжений источника питания и составляет ≈ 60 с. Располагаемый для проведения исследования диапазон изменения температур нагрева $T_{сн}$ = 1098 - 1298 К. Увеличение $T_{сн}$ выше 1298 К ограничено работоспособностью нагревательного элемента, а уменьшение $T_{сн}$ ниже 1098 К - возможностью калоризаторного воспламенения впрыскиваемого в цилиндр топлива.

Возможность установки заданного значения температуры обеспечивалась подключением свечей накаливания к выпрямителю переменного тока с регулируемым напряжением.

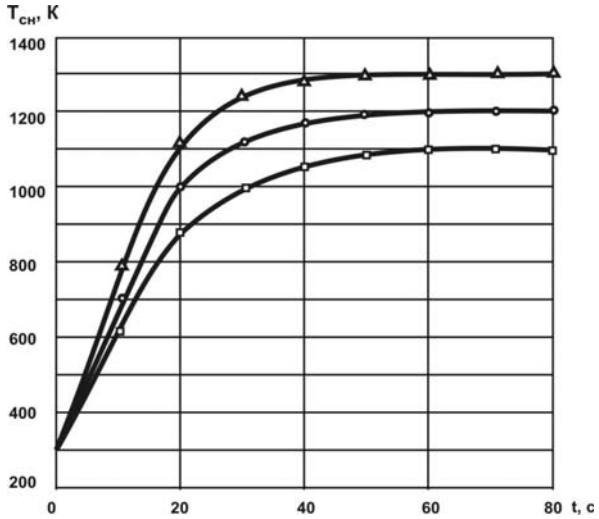


Рис. 2. Тепловые характеристики свечи накаливания СН11-0,1 01 при различных напряжениях питания (Uсн) её нагревательного элемента:

- $U_{сн}$ = 8 В;
- $U_{сн}$ = 9,5 В;
- $U_{сн}$ = 12 В

Минимальная для исследования частота прокручивания КВ стартером (n = 150 мин$^{-1}$) выбрана на основании рекомендаций источника [6]. Максимальное значение установочной частоты прокручивания КВ в экспериментах определено максимальной мощностью стартерного электродвигателя. В итоге, обеспеченный для проведения эксперимента диапазон изменения частоты прокручивания КВ стартером n = 150 - 270 мин$^{-1}$.

Установочные значения частоты прокручивания КВ обеспечивались вольт-амперными характеристиками (ВАХ) составных частей одной аккумуляторной батареи (АБ) 12СТ-85Р, а именно использованием для питания стартерного электродвигателя 4-х, 6-ти и 8-ми последовательно соединённых аккумуляторов. При этом электропитание обмоток тягового реле стартера во всех экспериментах обеспечивалось от индивидуальной АБ 6СТ-55АЗ.

Установление диапазона изменения угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ) проведено по результатам отдельного экспериментально-расчётного исследования ($\Theta_{впр}$= 9 - 21 град. до ВМТ). Для предотвращения изменения УОВТ по частоте вращения КВ в процессе каждого из экспериментов в ТНВД исследуемого дизеля была исключена возможность осе-

вого перемещения золотников управления топливоподачей путём стопорения подвижного поршня угломена.

Эксперименты проведены на тракторе ХТЗ-1611 при тепловых состояниях дизеля, определённых температурами окружающего воздуха от 0 до 5°С. Для получения требуемой для таких исследований предельной для пуска вязкости моторного масла система смазки дизеля была заправлена летним моторным маслом Галол М-4042ТД повышенной вязкости [2].

Для проведения исследования выбран ортогональный план второго порядка для трёх переменных, варьируемых на трёх уровнях (табл. 1). В качестве обобщённых оценочных критериев протекания процесса пуска выбраны частоты вращения, до которых способен разогнаться КВ дизеля 2ДТАВ к 7-ой (n_7) и к 15-ой (n_{15}) секундам протекания попытки пуска.

Для оценки влияния изучаемых факторов на процесс пуска ВМД в результате проведённого исследования получена следующая экспериментально-расчётная зависимость:

$$\begin{aligned} n_7 = 20690 &- 7{,}17 \cdot n - 36{,}824 \cdot T_{сн} + 217{,}62 \cdot \Theta_{впр} - \\ &8{,}17 \cdot 10^{-3} \cdot n^2 + 15{,}25 \cdot 10^{-3} \cdot T_{сн}^2 - 2{,}79 \cdot \Theta_{впр}^2 + \\ &12{,}7 \cdot 10^{-3} \cdot n \cdot T_{сн} - 156 \cdot 10^{-3} \cdot n \cdot \Theta_{впр} - \\ &- 90{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot T_{сн} \cdot \Theta_{впр} \end{aligned} \quad (1)$$

Получение подобной зависимости для выходного параметра n_{15} потеряло смысл в связи наличием сочетания варьируемых переменных (эксперимент №2), при котором минимальная частота вращения холостого хода ($n_{кв}$ = 800 мин$^{-1}$) уже достигнута до 7-ой секунды протекания попытки пуска.

Таблица 1. План-матрица и результаты трёхфакторного экспериментального исследования по пуску дизеля 2ДТАВ

№ эксперимента	Нормированные факторы			Действительные переменные			Экспериментальные значения исследуемых параметров	
	x_1	x_2	x_3	n, мин$^{-1}$	$T_{СН}$, К	$\Theta_{ВПР}$, град до ВМТ	n_7, мин$^{-1}$	n_{15}, мин$^{-1}$
1	1	1	1	270	1298	21	355	342
2	1	1	-1	270	1298	9	800	800
3	1	-1	1	270	1098	21	271	343
4	1	-1	-1	270	1098	9	277	416
5	-1	1	1	150	1298	21	176	253
6	-1	1	-1	150	1298	9	148	150
7	-1	-1	1	150	1098	21	236	384
8	-1	-1	-1	150	1098	9	148	152
9	0	0	0	210	1198	15	310	680
10	1	0	0	270	1198	15	408	550
11	-1	0	0	150	1198	15	148	152
12	0	1	0	210	1298	15	624	800
13	0	-1	0	210	1098	15	308	510
14	0	0	1	210	1198	21	208	210
15	0	0	-1	210	1198	9	210	215

Исследование полученной зависимости (1) с последующим графическим отображением результатов в трёхмерном пространстве (рис. 3 - 6) показало, что экстремума этой функции внутри исследуемой области нет. Это значит, что как увеличение исходной частоты прокручивания КВ стартером, так и рост температуры предварительного разогрева свечи накаливания закономерно приводят к улучшению пусковых качеств ВМД.

Вместе с тем, наиболее важным результатом исследования явилось получение поверхностей второго порядка типа "седло" в трёхмерном пространстве при различных фиксированных значениях n, наглядно демонстрирующих наличие рациональных для диапазона предшествующих пуску частот вращения КВ значений величин угла опережения впрыскивания топлива. Линии сечения таких поверхностей для различных частот вращения КВ дизеля плоскостью, соответствующей минимальной температуре разогрева свечи накаливания ($T_{сн}$ = 1073 К), дали представленное на рис. 7 семейство кривых, локальные экстремумы которых и задают характеристику управления установочным углом опережения впрыскивания топлива в диапа-

зоне, предшествующих пуску, частот вращения.

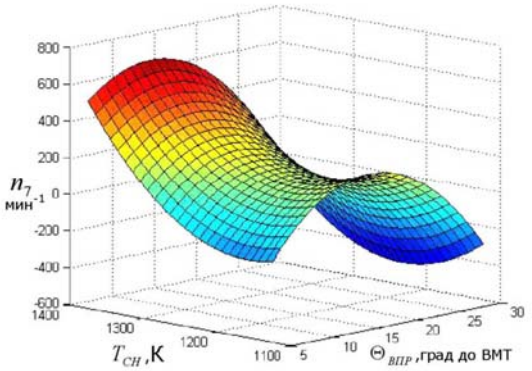


Рис. 3. Характер воздействия $T_{сн}$ и $\Theta_{впр}$ на разгон КВ в процессе попытки пуска ВМД при исходной n = 150 мин$^{-1}$

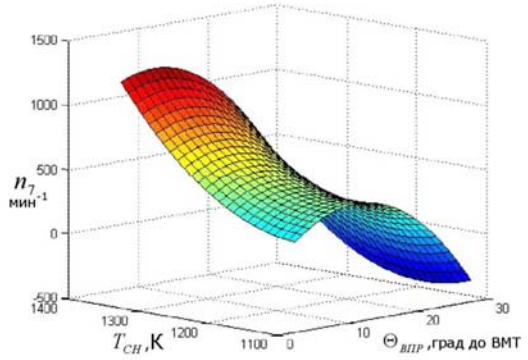


Рис. 4. Характер воздействия $T_{сн}$ и $\Theta_{впр}$ на разгон КВ в процессе попытки пуска ВМД при исходной n = 250 мин$^{-1}$

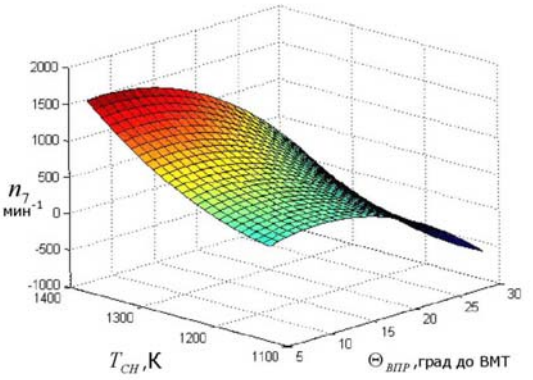


Рис. 5. Характер воздействия $T_{сн}$ и $\Theta_{впр}$ на разгон КВ в процессе попытки пуска ВМД при исходной n = 350 мин$^{-1}$

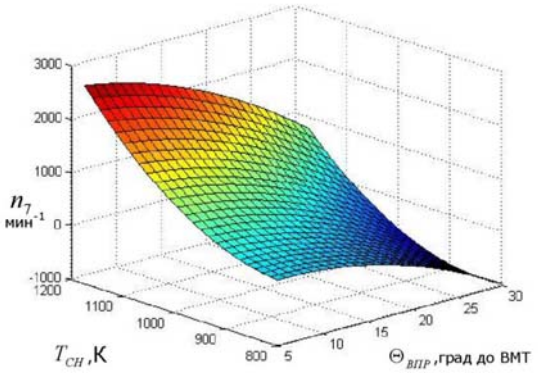


Рис. 6. Характер воздействия $T_{сн}$ и $\Theta_{впр}$ на разгон КВ в процессе попытки пуска ВМД при исходной n = 450 мин$^{-1}$

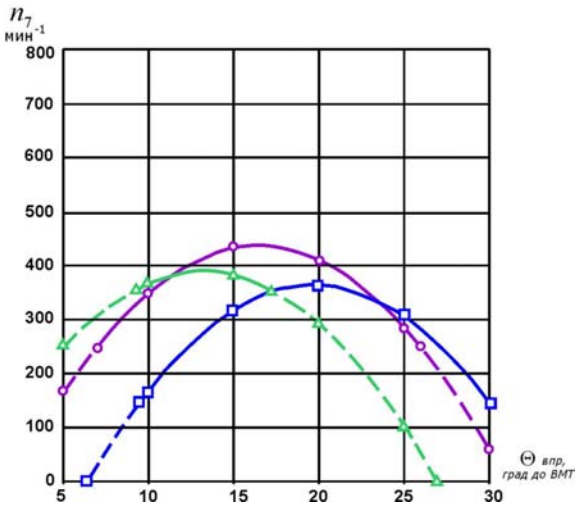


Рис. 7. Влияние УОВТ на разгон КВ при попытке пуска ВМД с $T_{сн}$ = 1073 К при различных исходных n:

- n = 150 мин$^{-1}$;
- n = 250 мин$^{-1}$;
- n = 350 мин$^{-1}$

Объединив полученные результаты пусковых исследований с результатами исследований стационарных режимов работы [3] и преобразовав их к линейным трендам, впервые получили требуемую для управления регулятором ТПА зависимость УОВТ от частоты вращения КВ ВМД для всего эксплуатационного диапазона этих частот от 0 до 4200 мин$^{-1}$ (рис. 8).

Не менее важным результатом математически спланированного эксперимента явился выбор рациональной температуры разогрева свечи накаливания. Последняя определена по изотерме на поверхности второго порядка (см. рис. 3), пересекающей линию значений n_7, соответствующих рациональному $\Theta_{впр}$, в точке перехода с ниспадающей ветви на возрастающую при исходной частоте про-

кручивания КВ стартером $n = 150$ мин$^{-1}$. Эти изотермы представляют довольно узкий диапазон рациональных температур $T_{сн\ рац.} = 1300 - 1350$ К, вполне достижимых разработчиками и изготовителями свечей накаливания при правильной организации входного контроля последних (рис. 9).

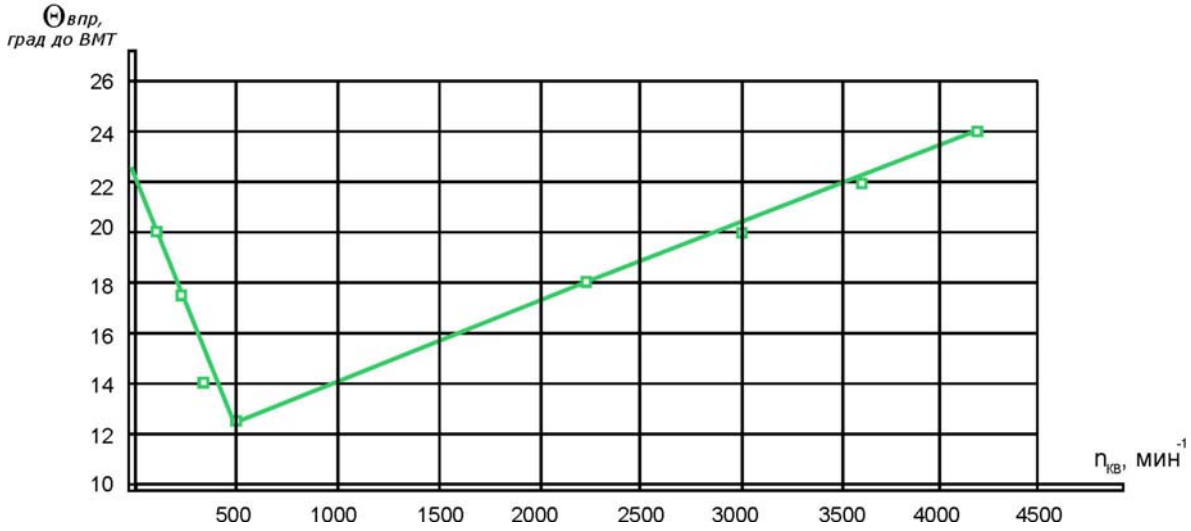


Рис. 8. Требуемая для безнаддувных модификаций ВМД зависимость $\Theta_{впр}$ от частоты вращения КВ

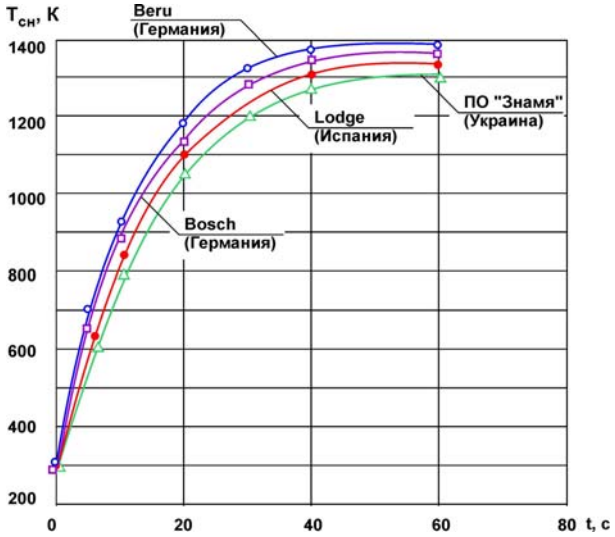


Рис. 9. Результаты входного контроля однотипных свечей накаливания разных изготовителей

Этот факт позволил определиться и с рациональным значением третьего управляемого фактора, остановившись на требуемой для ВМД минимальной частоте прокручивания КВ ($n_{min} = 150$ мин$^{-1}$), закладываемой при проектировании систем электростартерного пуска.

Заключение

В обеспечение применения метода планируемого эксперимента для проведения исследования переходных процессов при пуске ВМД определены варьируемые факторы, обобщённые оценочные критерии и рациональные матрицы планирования эксперимента, а также выбран требуемый для получения уравнений регрессии вид аппроксимирующего полинома.

В свою очередь, применение метода планирования эксперимента позволило установить рациональные для ускоренного пуска ВМД зависимость угла …УОВТ от частоты вращения коленчатого вала, температуру предварительного разогрева свечи накаливания в цилиндре дизеля и минимально допустимую для ВМД частоту прокручивания коленчатого вала стартером. Применение данного метода может быть рекомендовано в качестве методики исследования переходных процессов пуска дизеля.

Список литературы:

1. Leonhard R. Bosch Diesel Systems - Efficient Solutions for Future Commercial Powertrains / Rolf Leonhard // Pr. 6th AVL international commercial powertrain conference. Graz Austria: Helmut-List-Halle, May 25th - 26th, 2011. - P. 81 - 86. 2. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов; за ред. А.П. Марченка, А.Ф. Шеховцова. - Харків: Прапор, 2004. - 384 с. 3. Грицюк О.В. Теоретичні основи та практичні методи створення високообертового малолітражного дизеля багатоцільового призначення: автореф. дис. докт. техн. наук: 05.05.03 / НТУ "ХПІ". - Харків, 2010. - 39 с. 4. ГОСТ Р54120-2010. Двигатели автомобильные. Пусковые качества. Технические требования. Ввод. 21.12.2010. Национальный стандарт Российской Федерации. М.: Стандартинформ, 2010. - 11 с. 5. Гусаков С.В. Опыт применения метода планируемого экспе-

римента в исследованиях ДВС / С.В. Гусаков, А.С. Макаровский // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы X междунар. науч.-практич. конф. - Владимир: ВлГУ, 2005. - С.38 - 39. 6. Квайт С.М. Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей / С.М. Квайт, Я.А. Менделелевич, Ю.П. Чижнов. - М.: Машиностроение, 1990. - 256 с.

Bibliography (transliterated):

1. Leonhard R. Bosch Diesel Systems - Efficient Solutions for Future Commercial Powertrains / Rolf Leonhard // Pr. 6th AVL international commercial powertrain conference. Graz Austria: Helmut-List-Halle, May 25th - 26th, 2011. - P. 81 - 86. 2. Marchenko A.P. Dviguni vnutrishn'ogo zgoryannya: Seriya pidruchnikiv u 6 tomach. T.1. Rozrobka onstruktsii forsovanich dviguniv nazemnich transportnich mashin / A.P. Marchenko, M.K. Ryazantsev, A.F. Shechovtsov; za red. A.P. Marchenka, A.F. Shechovtsova. - Charkiv:Prapor, 2004. - 384 s. 3. Gritsyuk O.V. Tteoretichni osnovi ta praktichni metodi stvorennya visokoobertovogo malolit-razhnogo dizelya bagatotsil'ovogo priznachennya: avtoref. dis. dokt. techn. nauk: 05.05.03 / NTU "CHPI". - Charkiv, 2010. - 39 s. 4. gost R54120-2010. Dvigateli avtomobil'nye. Puskovye kachestva. Technicheskie trebovaniya. Vvod. 21.12.2010. Natsional'nyi standart Rossiiskoi Federatsii. M.: Standartinform, 2010. - 11 s. 5. Gusakov S.V. Opyt primeneniya metoda planiruemogo eksperimenta v issledovaniyach dvs / S.V. Gusakov, A.S. Makarovskii // Fundamental'nye i prikladnye problemy sovershenstvovaniya porshnevych dvigatelei: Materialy ch mezhdunar. nauch.-praktich. konf. - Vladimir: VlGU, 2005. - s.38 ? 39. 6. Kvait S.M. Puskovye kachestva i sistemy puska avtotraktornych dvigatelei / S.M. Kvait, Ya.A. Mendelelevich, Yu.P. Chizhnov. - M.: Mashinostroenie, 1990. - 256 s.

УДК 621.433

В. А. Жуков, канд. техн. наук, А. Е. Ратнов, канд. техн. наук

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДИЗЕЛЯ 8ЧН14/14 ДЛЯ ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СОСТАВЕ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Постановка проблемы

Анализ парка главных и вспомогательных судовых двигателей свидетельствует, что по экономическим и ресурсным показателям наиболее распространенные на флоте модели существенно уступают двигателям ведущих производителей. Проводимая в РФ модернизация водного транспорта предусматривает замену морально устаревших двигателей на более совершенные, отвечающие современным требованиям по надежности, экономичности и экологической безопасности.

Одним из вариантов модернизации судовых энергетических установок является использование в качестве судовых дизелей семейства 8 ЧН14/14,которые производятся ОАО «Тутаевский моторный завод».

Первоначально двигатель проектировался как автотракторный, и в настоящее время основными потребителями продукции ОАО «ТМЗ» являются автомобиле- и тракторостроительные предприятия России и ближнего зарубежья.

В условиях повышения конкуренции на рынке моторов перед ОАО «Тутаевский моторный завод» встала задача расширения рынка сбыта своей продукции за счет поиска новых областей применения.

Цель исследований – изучение возможности применения дизельных двигателей 8ЧН14/14 в качестве главных и вспомогательных двигателей в составе энергетических установок судов внутреннего и смешенного плавания, а также анализ необходимых модернизаций при конвертации двигателя в судовой.

Изложение основного материала

Исследование проводилось совместно кафедрами Т и К СДВС (СПбГУВК) и ТМ и ДВС (РГАТА) на базе судов, эксплуатирующихся в Северо-Западном регионе Российской Федерации и подпадающих под действие правил Речного Регистра.

В результате проведенного анализа было установлено, что двигатель ЯМЗ-8481 имеет параметры (номинальная мощность и частота вращения) близкие к аналогичным параметрам дизельных двигателей, используемых в настоящее время в составе судовых энергетических установок в качестве главных двигателей на 74 судах, эксплуатирующихся под надзором Северо-Западной Инспекции Российского Речного Регистра.

Наиболее близкие показатели по мощности и частоте вращения коленчатого вала с двигателями серии 8481 имеют двигатели марок 6Ч(Н)15/18; 12Ч(Н)15/18; 6ЧСП(Н)18/22; 8ЧСП(Н)18/22 и ряд других двигателей. Общее количество дизелей, которые могут быть заменены дизелями производства ОАО «Тутаевский моторный завод» составляет около 80 % парка отечественных двигателей. На эти двигатели приходится около 50 % их суммарной мощности.

Особенно остро для судовладельцев стоит проблема замены дизелей типа Ч(Н)15/18, составляющих 52 % всех отечественных дизелей речного флота [1].

Они принадлежат к семейству быстроходных четырехтактных дизелей с непосредственным впрыском. Рядные вертикального и горизонтального исполнения, шестицилиндровые Д6 и V-образные двенадцатицилиндровые Д12 с углом развала 60 град., без наддува и с газотурбинным наддувом, мощностью до 480 кВт. Дизели данных марок проектировались более 50 лет назад, в связи с этим морально устарели, обладают низкими технико-экономическими показателями, для них характерны интенсивные кавитационно-коррозионные разрушения в системах охлаждения. Так, на 37 судах Северо-Западного пароходства проектов Р-96, Р-96А, Р-96Б, 861А, на которых установлены двигатели 6 ЧСП 15/18, кавитационно-коррозионным разрушениям подвержены рубашки и втулки цилиндров 100 % двигателей. Замена разрушившихся деталей производится через 2…6 тысяч моточасов. По данным Северного речного пароходства эрозионно-коррозионный износ дизелей Ч 15/18 носит катастрофический характер. Это же подтверждает Пермский пассажирский порт, по данным которого особенно сильным разрушениям подвержены дизели 6 ЧСП15/18; 12ЧСП15/18, у которых за 1,5 – 2 года навигации поверхности втулок разрушаются настолько, что ремонту не подлежат.

Кроме отечественных двигателей, дизели типа ЯМЗ-8481 могут быть установлены взамен импортных двигателей производства фирмы SKL: 6VD18/15A-1; 6VD18/15AL-1; 6,8NVD26A-3, фирмы Skoda: 6C160; 6L275 и др.

Анализ выпускаемой заводом продукции показал, что из всего спектра моделей, выпускаемых ОАО «ТМЗ» наиболее перспективной для флота являются модификации модели 8435.10. Двигатели этой модификации хорошо компонуются с электрогенераторами и редукторами, имеют низкий расход топлива при малой массе и высоком ресурсе. Двигатели имеют индивидуальные головки цилиндров, масляное охлаждение поршней, оснащены системой газотурбинного наддува с охлаждением воздуха после компрессора.

Сравнение технических характеристик двигателя модели 8481 и его конструкции с требованиями, предъявляемыми Правилами Регистра [2], показывает:

1. Конструкция остова удовлетворяет требованиям Регистра.

2. Конструкция коленчатого вала удовлетворяет требованиям Правил Регистра. Проверочный расчет на прочность шеек и щек вала показал: требуемый Правилами Регистра диаметр шеек коленчатого вала – 72 мм, диаметр шатунной шейки коленчатого вала двигателя модели 8 ЧН14/14 – 86 мм (повышение запаса прочности в 1,2 раза), диаметр коренной шейки – 110 мм (повышение запаса прочности в 1,5 раза), толщина щеки вала – 30 мм удовлетворяет требованиям Правил Регистра.

3. Система газотурбинного наддува требует незначительной модернизации.

4. Топливная аппаратура в основном удовлетворяет требованиям Регистра.

5. Система смазки полностью соответствует требованиям Регистра.

6. Система электростартерного пуска удовлетворяет требованиям Регистра.

7. Система газовыпуска удовлетворяет требованиям Регистра.

8. Система управления и регулирования требует дополнительных испытаний и, возможно, модернизации.

9. Контрольно-измерительные приборы, устанавливаемые на серийно выпускаемом двигателе, требуют дополнения.

Таким образом, двигатели серии 8ЧН14/14 имеют реальную перспективу применения на судах речного и смешанного плавания.

Одной из основных проблем, которую необходимо решить при конвертации двигателя в судовой, является модернизация его системы охлаждения. Необходимость модернизации обусловливается изменением режимов работы двигателя и переводом его на двухконтурное охлаждение. Схема модернизированной системы охлаждения представлена на рис.1.

Данная схема отличается от схемы штатной системы охлаждения двигателя 8481.10, при его использовании как автотракторного, наличием внешнего контура, включающего насос забортной воды, водо-водяной охладитель и трубопроводы забортной воды.

Забортная вода охлаждает наддувочный воздух, нагнетаемый турбокомпрессором двигателя, масло системы смазки реверс–редуктора, охлаждающую жидкость внутреннего контура двигателя и сливается за борт.

В соответствии с предлагаемой модернизацией необходимо произвести подбор водо-водяного холодильника, который должен заменить водо-воздушный радиатор, выбрать циркуляционный

насос забортного контура и скомпоновать модернизированную систему охлаждения на двигателе.

На первом этапе исследований была определена составляющая теплового баланса, соответствующая потерям через систему охлаждения дизеля при работе по винтовой характеристике. Для этого были использованы экспериментальные данные, полученные при испытаниях двигателя на ОАО «Тутаевский моторный завод». Теплобалансные испытания показали, что на режиме номинальной мощности и близких к ней режимах через систему охлаждения отводится 20 – 22 % теплоты, выделяющейся при сгорании топлива.

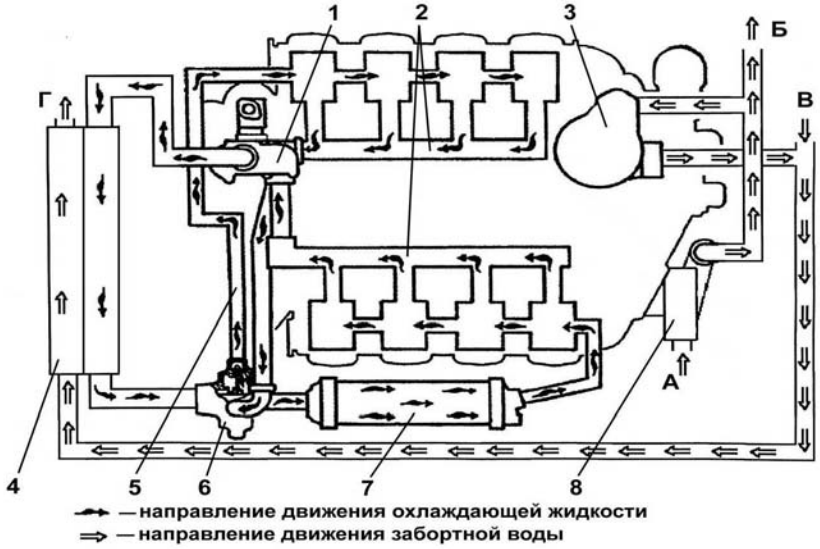


Рис. 1. Схема системы охлаждения двигателя:

А – вход забортной воды; Б – подвод воды к охладителю реверс – редуктора; В – отвод воды от охладителя реверс – редуктора; Г – выход забортной воды; 1 – коробка термостатов; 2 – водяные трубы; 3 – охладитель наддувочного воздуха; 4 – охладитель воды; 5 – трубопровод; 6 – водяной насос; 7 – водомасляный радиатор; 8 – насос забортной воды

Количество теплоты, отводимой через систему охлаждения, было использовано для подбора водо-водяного холодильника. Требуемая поверхность охлаждения теплообменного аппарата определялась по методике, описанной в работе [3].

Поверхность теплообмена водо-водяного холодильника определялась по формуле

$$F = \frac{q_{охл} \cdot g_e \cdot N_e \cdot H_u}{3{,}6 \cdot \bar{k}\left(\bar{t}_{вн} - \bar{t}_з\right)},$$

где $q_{охл}$ – доля теплоты, отводимой через систему охлаждения, принимаемая при проведении расчетов равной 22 % по результатам испытаний; g_e – удельный эффективный расход топлива (0,199 кг/(кВт·ч)); N_e – эффективная мощность двигателя (324 кВт); H_u – низшая теплота сгорания топлива, принимаемая равной 42000 кДж/кг; $\bar{k}$ – средний коэффициент теплопередачи, принимаемый в соответствии с рекомендациями [4] для латунных трубок с внутренним диаметром менее 10 мм, применяемых в штатных водомасляных охладителях двигателей семейства ЯМЗ-840, равным 1390 Вт/(м^2 ·К); $\bar{t}_{вн}$ – средняя по теплообменному аппарату температура охлаждающей жидкости внутреннего контура (353 К); $\bar{t}_з$ – средняя по теплообменному аппарату температура жидкости забортного контура (309 К).

В результате расчетов получено значение требуемой площади поверхности теплообмена $F_{тр}$, равное 2, 7 м^2.

Полученное значение площади поверхности теплообмена позволило рассмотреть несколько вариантов компоновки системы охлаждения: комплектация системы штатными теплообменными аппаратами или подбор новых теплообменных аппаратов.

Штатный водомасляный холодильник имеет следующие характеристики:

- материал трубок – латунь;
- внутренний диаметр трубок d = 8 мм;
- толщина стенки трубок δ = 0,5 мм;
- длина рабочей части трубок ℓ = 143 мм;
- количество трубок – 100;

– площадь поверхности теплообмена $F_{шт}$ = 1,103 м^2.

Количество трубных пучков, которые необходимо установить в модуль водо-водяного охладителя, составляет

$$n = \frac{F_{тр}}{F_{шт}} = \frac{2,7}{1,103} = 2,44 .$$

Полученное значение позволяет сделать заключение о том, что для организации двухконтурного охлаждения достаточно использование трех сблокированных теплообменных элементов типа вода-масло из стандартных комплектаций двигателей. С технологической точки зрения в условиях массового производства для двигателей малых серий или единичных заказов также целесообразнее использовать штатные теплообменные аппараты.

С целью минимизации гидравлического сопротивления внутреннего контура охлаждения теплообменные элементы предпочтительнее располагать параллельно, с циркуляцией жидкости внутреннего контура в межтрубном пространстве, а воды забортного контура – внутри трубок. Такая организация движения теплоносителей облегчает обслуживание и очистку теплообменного оборудования.

На втором этапе проведенных исследований производился подбор циркуляционных насосов для модернизируемой системы охлаждения в соответствии с рекомендациями [5].

Подача насоса внутреннего контура определяется по формуле

$$G_{cool} = K_{д} \frac{\alpha_Q \cdot P_e \cdot g_e \cdot H_u}{1000 \Delta T_{cool} \cdot c_{cool}}, \text{ кг/ч}$$

где $K_д$ – коэффициент запаса подачи насоса, рекомендуется принимать 1,2…1,5; α_Q – доля теплоты, отводимая через систему охлаждения, для существующих двигателей в соответствии с ГОСТ 28160-89 определяется экспериментально; P_e – эффективная мощность двигателя, кВт; g_e – удельный эффективный расход топлива, г/(кВт·ч); H_u – низшая теплота сгорания топлива, принимаемая равной 42000 кДж/кг; ΔT_{cool} – перепад температуры охлаждающей жидкости в рубашке охлаждения двигателя, в соответствии с ГОСТ 28160-89 рекомендуется принимать 10 К; c_{cool} – теплоемкость охлаждающей жидкости, принимаемая при расчетах 4200 Дж/(кг·К).

Расчеты, выполненные с наибольшим из рекомендованных коэффициентов запаса, позволили установить, что насос внутреннего контура должен обеспечивать подачу 21378 кг/ч (356 л/мин). В связи с тем, что гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата по внутреннему контуру незначительно отличается от гидродинамического сопротивления радиатора, устанавливаемого на двигатели ЯМЗ 8481, в качестве циркуляционного насоса внутреннего контура может быть использован штатный водяной насос конвертируемого двигателя – 240-1307010-А. В случае усложнения внутреннего контура, включения в него дополнительных теплообменных аппаратов и увеличения, в связи с этим, гидравлического сопротивления контура, возможно применение насосов 236-1307010-Б1, 7511.1307010-01, способных создавать более высокий напор.

Подбор насоса забортного контура производился на основании уравнения теплового баланса

$$G_{вн} \cdot c_{cool}^{вн} \cdot \Delta T_{вн} = G_з \cdot c_{cool}^{з} \cdot \Delta T_з ,$$

где $G_{вн}, G_з$ – расходы охлаждающей жидкости соответственно, во внутреннем и забортном контурах; $c_{cool}^{вн}, c_{cool}^{з}$ – теплоемкости охлаждающей жидкостей, соответственно, внутреннего и забортного контуров; $\Delta T_{вн}, \Delta T_з$ – перепады температуры охлаждающей жидкости, соответственно, во внутреннем и забортном контурах.

Если допустить, что $c_{cool}^{вн} \approx c_{cool}^{з}$; $\Delta T_{вн} \approx \Delta T_з$, то можно принять равными расходы охлаждающих жидкостей во внутреннем и забортном контурах. Это позволяет устанавливать в обоих контурах насосы одной модели, что облегчает комплектацию двигателя, облегчает его обслуживание в процессе эксплуатации, целесообразно с технологической точки зрения.

Насос забортной воды центробежного типа, встроен в двигатель и приводится во вращение через специальный редуктор, установленный на картере маховика.

Редуктор привода насоса забортной воды двухступенчатый, с цилиндрическими прямозубыми колесами. Смазка шестерен и подшипников осуществляется разбрызгиванием. Конструкция редуктора представлена на рис. 2, а его расположение на двигателе – на рис. 3.

Недостатком центробежного насоса является то, что циркуляция будет обеспечиваться только в том случае, если корпус его предварительно запол-

нен водой, т. е. насос не обладает способностью самовсасывания. Для удовлетворения требования самовсасывания по рассчитанной производительности может быть подобран насос вихревого типа.

При монтаже конвертированного двигателя на судне циркуляционный насос забортного контура системы охлаждения и водо-водяной холодильник подключаются к штатным судовым системам.

Выводы

Проведенные исследования и опытно-конструкторские работы позволяют:

– сделать заключение о хороших перспективах использования двигателей семейства ЧН14/14, производимых ОАО «Тутаевский моторный завод» в составе судовых энергетических установок;

– выполнить обоснованный подбор основных элементов модернизированной системы охлаждения;

– произвести компоновку элементов модернизированной системы охлаждения на двигателе.

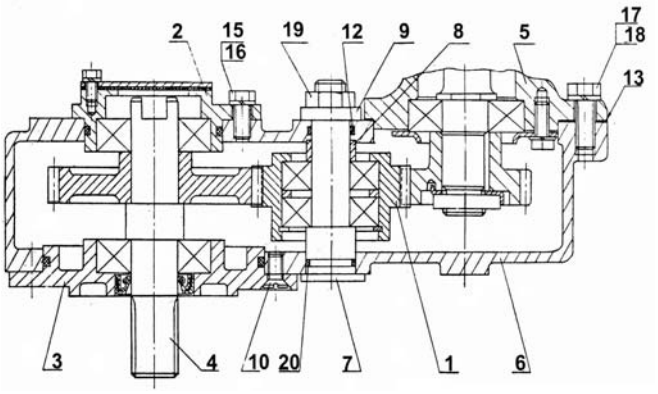


Рис.2. Редуктор привода насоса забортной воды:

1 – шестерня промежуточная с подшипником; 2, 3 – корпус подшипника; 4 – вал ведущий; 5 – насос забортной воды; 6 – корпус редуктора; 7 – ось; 8 – втулка; 9 – шайба; 10 – винт; 12 – кольцо; 13 – прокладка; 15, 16, 17, 18 – болты, шайбы; 19 – гайка; 20 – кольцо

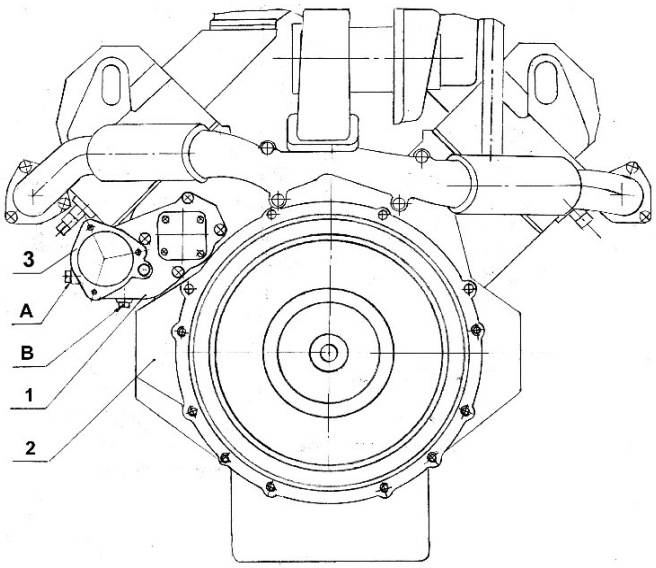


Рис. 3. Установка редуктора привода насоса забортной воды на двигателе:

А – контрольное отверстие уровня масла в редукторе; В – сливное отверстие;
1 – редуктор; 2 – картер маховика; 3 – фланец для крепления насоса забортной воды

Список литературы:

1. Безюков О. К. Парк дизелей судов внутреннего и смешанного плавания и перспективы его развития / / О. К. Безюков, О. В. Афанасьева / Труды Международной научно-практической конференции «Безопасность водного

транспорта». – Т.3, СПб.: Изд-во СПГУВК, 2003 – С. 12-17. 2. Российский речной регистр. Правила (в 3-х т.). М.: Изд-во «Марин инжиниринг сервис», 1995 – Т. 2. – 395 с. 3 .Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. [Ефимов С.И., Иващенко Н.А., Ивин В.А. и др.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 417 с. 4. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.В. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 342 с. 5. Дизели судовые, тепловозные, промышленные. Насосы для систем охлаждения Метод расчета подачи: ГОСТ 28160-89. – М.: Стандартинформ, 2007. – 5 с.

Bibliography (transliterated):

1. Bezjukov O. K. Park dizelej sudov vnutrennego i smeshannogo plavanija i perspektivy ego razvitija / / O. K. Bezjukov, O. V. Afanas'eva / Trudy Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii «Bezopasnost' vodnogo transporta». – T.3, SPb.: Izd-vo SPGUVK, 2003 – S. 12-17. 2. Rossijskij rechnoj registr. Pravila (v 3-h t.). M.: Izd-vo «Marin inzhiniring servis», 1995 – T. 2. – 395 s. 3 .Dvigateli vnutrennego sgoranija. Sistemy porshnevyh i kombinirovannyh dvigatelej. [Efimov S.I., Ivawenko N.A., Ivin V.A. i dr.]. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 417 s. 4. Bazhan P.I. Spravochnik po teploobmennym apparatam / P.I. Bazhan, G.V. Kanevec, V.M. Seliverstov. – M.: Mashinostroenie, 1989. – 342 s. 5. Dizeli sudovye, teplovoznye, promyshlennye. Nasosy dlja sistem ohlazhdenija Metod rascheta podachi: GOST 28160-89. – M.: Standartinform, 2007. – 5 s.

УДК 532.5: 532.135; 621.822

И. Г. Леванов, канд. техн. наук, И.В. Мухортов, инж.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО-ЦИЛИНДР»

Основной целью расчёта трибосопряжения «поршневое кольцо-цилиндр» поршневой машины является определение силы трения. Уточнение математических моделей расчёта таких трибосопряжений является актуальной задачей, поскольку позволяет повышать достоверность расчёта механических потерь [1]. Достоверность расчётов определятся тем, насколько адекватно математическая модель описывает физические процессы, происходящие в трибосопряжениях.

Режим смазки и трения, в котором работают трибосопряжения «поршневое кольцо-цилиндр» двигателей внутреннего сгорания, до сих пор остаётся предметом научных дискуссий и исследований. Сегодня выделяются три точки зрения [1].

Первая – основана на зависимости силы трения от нагрузки, что характерно для граничного режима трения [2-4].

Вторая – объединяет авторов работ [5-8], считающих, что сопряжение «поршневое кольцо-цилиндр» работает в жидкостном (гидродинамическом) режиме трения. Об этом свидетельствуют экспериментально измеренные значения толщины смазочного слоя между кольцом и цилиндром по ходу поршня, превышающие высоту микронеровностей поверхностей.

Третья – заключается в том, что наиболее вероятным режимом трения поршневых колец о цилиндр является переходный от смешанного к граничному (не гидродинамический). В пользу этой точки зрения свидетельствует тот факт, что трение колец о цилиндр определяется не только вязкостью смазочного масла, а зависит от свойств противоизносных присадок [1]. Иными словами от индивидуальных микрореологических свойств масла.

Силу граничного трения определяют по зависимости Амонтона в виде

$$F = P \cdot f \,, \qquad (1)$$

где P – нормальная нагрузка на поршневое кольцо; f – коэффициент граничного трения кольца о цилиндр.

Последний, как правило, определяется из известных экспериментальных данных.

Результаты расчёта по зависимости (1) несколько завышены по сравнению с экспериментальными данными [1].

В предположении о жидкостном режиме трения кольца о поверхность цилиндра сила трения определяется на основе выражения, являющегося следствием закона Ньютона и решения уравнения Рейнольдса [1]:

$$F = \iint_A \left(\frac{\mu \nu}{h} + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{h}{2} \right) dA \,, \qquad (2)$$

где A – площадь смоченной поверхности; μ – коэффициент динамической вязкости; ν – скорость скольжения тела; h – толщина смазочного слоя; p – гидродинамическое давление; x – координата в направлении скольжения тела.

Как отмечено в [1], расчёты силы трения по зависимости (2) дают заниженные значения силы трения по сравнению с экспериментом.

В настоящее время в расчетах таких трибосопряжений, как «поршневое кольцо – гильза цилиндра» широко используются реологические модели смазочного масла, учитывающие зависимость коэффициента динамической вязкости от температуры, давления и скорости сдвига, а также модели, учитывающие наличие газообразных, твердых и жидких дисперсных фаз. Вместе с тем, такое широко известное явление, как влияние твердых поверхностей трибосопряжений на вязкость и другие свойства прилегающих слоев смазочного масла, не нашло отражения в известных расчётных методиках трибосопряжения «поршневое кольцо – гильза цилиндра».

Как показано в [9], именно образование структурированного граничного слоя смазки (СГС) определяет условия реализации гидродинамического режима трения, т.е. диапазон температур, давлений, скоростей сдвига, шероховатости поверхностей, для данного узла трения.

Данное свойство смазочных материалов, обычно называемое в отечественной литературе «маслянистость», до последнего времени не учитывалось в гидродинамических расчетах узлов трения вследствие отсутствия четких представлений о влиянии адсорбционных слоев на реологические свойства смазок в зазорах порядка 1 мкм.

Вероятно, с этим обстоятельством связаны отличия между экспериментальными данными о силе трения кольца о цилиндр и значениями, полученными с помощью зависимости (2).

В [9] авторами предложен механизм образования углеводородным смазочным маслом полимолекулярных адсорбционных слоев на поверхности металлов и две модели описания реологических параметров СГС. Первая модель описывает зависимость эффективной (кажущейся) вязкости от параметров адсорбционного слоя, вторая модель основана на предполагаемой зависимости предельного напряжения сдвига (СГС) от расстояния до ограничивающей поверхности:

$$\mu_i = \mu_0 + \mu_s \cdot \exp\left(\frac{h_i}{l_h}\right), \qquad (3)$$

$$\mu_i = \mu_0 \left[\exp\left(\frac{l_h}{h_i}\right) \cdot \exp\left(\frac{l_h}{h - h_i}\right)\right], \qquad (4)$$

где μ_S – условное значение вязкости вблизи поверхности металла, Па·с; l_h - параметр, характеризующий скорость изменения вязкости при удалении от смачиваемой поверхности и имеющий размерность длины, м; μ_0 – вязкость жидкости в объеме, Па·с; h_i – расстояние до ограничивающей поверхности, м.

Эффективная вязкость в зазоре, ограниченном двумя поверхностями, находится из уравнения

$$\overline{\mu} = \frac{1}{h - h_{S1} - h_{S2}} \int_{h_{s1}}^{h - h_{s2}} \mu(h_i, l_h) dh_i, \qquad (5)$$

параметры в котором определяются из условия минимума силы жидкостного трения,

$$F_{mp} = \min\left(\frac{V_0}{(h - h_{S1} - h_{S2})^2} \int_{h_{S1}}^{h - h_{S2}} \mu(h_i, l_h) dh_i\right), \qquad (6)$$

где V_0 – скорость смещения поверхностей трения, м/с; h_{S1} и h_{S2} – толщины слоев смазки на двух поверхностях, скорости сдвига в которых можно считать равными нулю, м.

Значения эффективной вязкости при различных расстояниях между металлическими или аналогичными по адсорбционным свойствам поверхностями могут быть экспериментально измерены [9].

Определение и включение в гидродинамические расчеты микрореологических параметров смазочных масел необходимы для корректной оценки работоспособности и ресурса трибосопряжений.

Одной из причин, затрудняющих применение микрореологических моделей смазочных масел, является трудность экспериментального определения даже усредненных физических параметров масла в зазорах величиной 1…2 мкм при давлениях и напряжениях сдвига, характерных для реальных узлов трения.

Лаборатория Трибологии Техниона (Израильского технологического института) располагает уникальным оборудованием собственного производства для исследования трибосопряжения «поршневое кольцо – гильза цилиндра».

Кроме того, специалисты этой лаборатории имеют значительный опыт исследований таких сопряжений, в том числе с нанесёнными на поверхность поршневого кольца с помощью лазерного текстурирования (технология LST) порами [10]. По результатам исследований сделан вывод о значительном снижении трения в сопряжении «поршневое кольцо – гильза цилиндра» в случае применения текстурированного поршневого кольца.

Однако, в работах не представлены результаты, отражающие влияние микрореологических (ин-

дивидуальных трибологических) свойств масел на силу трения в сопряжении «поршневое кольцо – гильза цилиндра».

Сотрудниками Вузовско-Академической лаборатории «Триботехника» при участии авторов совместно со специалистами лаборатории Трибологии Израильского Технологического Института – Технион запланированы в июне 2012 году экспериментальные исследования трибосопряжения «поршневое кольцо – гильза цилиндра», работающего на маслах, обладающих отличными друг от друга микрореологическими свойствами.

Результаты экспериментальных исследований помогут лучше понять физические процессы, происходящие при трении в малых зазорах в условиях, близких к реальным, а также уточнить расчётные модели и методики, позволяющие учитывать влияние индивидуальных трибологических характеристик смазывающих масел на работу таких узлов трения ещё на стадии проектирования, и, в конечном итоге, точнее определять механические потери мощности на трение в поршневых машинах.

Представленная работа выполняется при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы», Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424) и Министерства образования и науки РФ (проект №2012044 – Г3 05).

Список литературы:

1. Путинцев С.В. Выбор зависимостей для расчёта сил трения в основных сопряжениях двигателя внутреннего сгорания / С.В. Путинцев, С. Лисинь, С.А. Аникин // Известия вузов. Машиностроение. –2002. – № 4. – С.50-55. 2. Рикардо Г.Р. Быстроходные двигатели внутреннего сгорания: Пер. с англ. под общ. Ред. М.Г. Круглова. – М.: ГНТИ, 1960. – 406 с. 3. Энглиш К. Поршневые кольца: пер. с. нем. под ред. В.К. Житомирского. – М.: Машгиз, 1963 – Т.2. – 362 с. 4. Трение, изнашивание и смазка [Текст]: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн. 1. – 400 с. 5. Петриченко Р.М. Механизм образования смазочного слоя под комплектом поршневых колец ДВС / Р.М. Петриченко, А.Ю. Шабанов // Двигателестроение. – 1987. – № 4. – С. 6-10. 6. Заренбин В.Г. Исследование режимов приработке автомобильных двигателей при капитальном ремонте / В.Г. Заренбин, А.Х. Касумов. – М.: Транспорт, 1983. – 78 с. 7. Трение и теплопередача в поршневых кольцах двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие / Р.М. Петриченко, М.Р. Петриченко, А.Б. Канищев и др. Под ред. Р.М. Петриченко. – Л.: ЛГУ, 1990. – 248 с. 8. Кузнецов Г.К. Управление толщиной масляной плёнки между маслосъёмным поршневым кольцом и цилиндром [Текст]/ Г.К. Кузнецов // Известия вузов. Машиностроение. – 1979. – № 6. – С.67-71. 9. Мухортов И.В. Усовершенствованная модель реологических свойств граничного слоя смазки / И.В. Мухортов, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов, Н.А. Усольцев // Трение и износ в машинах и механизмах, 2010. №5. С. 9–17. 10. Ryk G. Experimental Investigation of Laser Surface Texturing for Reciprocating Automotive Components / G. Ryk, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology Transaction . – 2002. – Vol.45. – P. 444–449.

Bibliography (transliterated):

1. Putincev S.V. Vybor zavisimostej dlja raschjota sil trenija v osnovnyh soprjazhenijah dvigatelja vnutrennego sgoranija / S.V. Putincev, S. Lisin', S.A. Anikin // Izvestija vuzov. Mashinostroenie. – 2002. – № 4. – S.50-55. 2. Rikardo G.R. Bystrohodnye dvigateli vnutrennego sgoranija: Per. s angl. pod obw. Red. M.G. Kruglova. – M.: GNTI, 1960. – 406 s. 3. Jenglish K. Porshnevye kol'ca: per. s. nem. pod red. V.K. Zhitomirskogo. – M.: Mashgiz, 1963 – T.2. – 362 s. 4. Trenie, iznashivanie i smazka [Tekst]: Spravochnik. V 2-h kn. / Pod red. I.V. Kragel'-skogo, V.V. Alisina. – M.: Mashinostroenie, 1978. – Kn. 1. – 400 s. 5. Petrichenko R.M. Mehanizm obrazovanija smazochnogo sloja pod komplektom porshnevyh kolec DVS / R.M. Petrichenko, A.Ju. Shabanov // Dvigatelestroenie. – 1987. – № 4. – S. 6-10. 6. Zarenbin V.G. Issledovanie rezhimov prirabotke avtomobil'nyh dvigatelej pri kapital'nom remonte / V.G. Zarenbin, A.H. Kasumov. – M.: Transport, 1983. – 78 s. 7. Trenie i teploperedacha v porshnevyh kol'cah dvigatelej vnutrennego sgoranija: Spravochnoe posobie / R.M. Petrichenko, M.R. Petrichen-ko, A.B. Kaniwev i dr. Pod red. R.M. Petrichenko. – L.: LGU, 1990. – 248 s. 8. Kuznecov G.K. Upravlenie tolwinoj masljanoj pljonki mezhdu maslos#jomnym porshnevym kol'com i cilindrom [Tekst]/ G.K. Kuznecov // Izvestija vuzov. Mashinostroenie. – 1979. – № 6. – S.67-71. 9. Muhortov I.V. Usovershenstvovannaja model' reologicheskih svojstv granichnogo sloja smazki / I.V. Muhortov, E.A. Zadorozhnaja, I.G. Levanov, N.A. Usol'-cev // Trenie i iznos v mashinah i mehanizmah, 2010. №5. S. 9–17. 10. Ryk G. Experimental Investigation of Laser Surface Texturing for Reciprocating Automotive Components / G. Ryk, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology Transaction . – 2002. – Vol.45. – P. 444–449.

УДК 55.42.00; 55.03.33

Е.А. Задорожная, канд. техн. наук, В.Г. Караваев, канд. техн. наук

ОЦЕНКА ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ СЛОЖНОНАГРУЖЕННОГО ПОДШИПНИКА С УЧЕТОМ РЕОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

Введение. Поведение слоя смазки, заключенного между поверхностями трения, описывается системой уравнений гидродинамической теории смазки, теплопередачи, а поверхности трения считаются границами смазочного слоя. При моделировании и расчете сложнонагруженных подшипников

скольжения стремятся учитывать как можно большее число геометрических, силовых и режимных параметров, обеспечивая на ранних этапах проектирования адекватность прогноза работоспособности гидродинамических трибосопряжений. Конструкцию сложнонагруженного подшипника оценивают расчетной траекторией, по которой под действием приложенных нагрузок движется центр шипа, и набором взаимосвязанных гидромеханических характеристик.

В классической гидродинамической теории смазки движение жидкости в тонком смазочном слое трибосопряжений описывается тремя фундаментальными законами: сохранения количества движения, массы и энергии. Для сложнонагруженных подшипников к уравнениям, составленным на основе законов сохранения, добавляются уравнения движения подвижных элементов трибосопряжений.

Проблематика теории гидродинамических трибосопряжений характеризуется совокупностью методов решения трех взаимосвязанных задач:

1. Расчет поля гидродинамических давлений в тонком смазочном слое, разделяющем поверхности трения шипа и подшипника, при произвольном законе их относительного движения.

2. Определение параметров нелинейных колебаний шипа на смазочном слое, расчет траектории движения центра шипа.

3. Расчет температуры смазочного слоя.

Обобщенное уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое неньютоновской жидкости. В безразмерной форме обобщенное уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в тонком смазочном слое неньютоновской смазки, разделяющем поверхности втулки и цапфы с неидеальной геометрией, в обозначениях работы [1] имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left[F_\varphi\bar{\rho}\bar{h}^{n+2}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\varphi}\right]+\frac{1}{a^2}\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left[F_z\bar{\rho}\bar{h}^{n+2}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{z}}\right]= =\frac{\partial}{\partial\varphi}\left\{F_\omega\bar{\rho}\bar{h}\right\}+\frac{\partial}{\partial\bar{t}}\left(\bar{\rho}\bar{h}\right). \quad (1)$$

Здесь $\bar{z}=2z/B$, $-1\le\bar{z}\le1$, $a=B/2r$, $\bar{t}=\omega_0 t$, $\bar{p}=(p-p_a)\psi^2/\mu_0\omega_0$, $\bar{\rho}=\rho/\rho_0$, ρ_0, p_a – характерная плотность смазки, атмосферное давление;

$$F_\varphi=F_z=\left(\bar{\phi}_2-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\bar{\phi}_1\right),\ F_\omega=\left(1-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\right)\bar{\omega}_{21},$$

$$\bar{\phi}_k=\int_0^1\frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*}d\bar{y},\ \bar{\phi}_{ky}=\int_0^{\bar{y}}\frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*}d\bar{y},\ k=0,1,...$$

$\bar{\omega}_{21}=\omega_{21}/\omega_0$ $\qquad$ $\psi=h_0^*/r$, $\bar{\omega}_{21}=(\omega_2-\omega_1)/\omega_0$,

$\bar{\mu}^*=\mu^*/\mu_0$, μ_0 – характерная вязкость; μ^* – вязкость неньютоновской смазки, являющаяся в общем случае функцией температуры смазочного слоя $T(x,y,z)$, давления p и второго инварианта квадрата тензора скоростей деформаций

$$I_2\approx\left(\frac{\partial V_x}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial V_z}{\partial y}\right)^2.$$

Вязкость μ^* аппроксимируем степенным законом Оствальда–Вейла:

$$\mu^*=mI_2^{(n-1)/2}, \quad (2)$$

где m и n – параметры степенного закона.

Безразмерные скорости деформаций представим в виде:

$$\frac{\partial\bar{V}_x}{\partial\bar{y}}=\frac{1}{\bar{\mu}^*}\left[\frac{\bar{\omega}_{21}}{\bar{\phi}_0}+\bar{h}^2\left(\bar{y}-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\right)\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\varphi}\right],$$

$$\frac{\partial\bar{V}_z}{\partial\bar{y}}=\frac{1}{\bar{\mu}^*}\bar{h}^2\left(\bar{y}-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\right)\frac{1}{a}\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\bar{z}},$$

$$\bar{V}_x=\frac{\bar{\phi}_{0y}}{\bar{\phi}_0}\bar{\omega}_{21}+\left(\bar{\phi}_{1y}-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\bar{\phi}_{0y}\right)\bar{h}^2\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\varphi},$$

где

$$\bar{V}_z=\left(\bar{\phi}_{1y}-\frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0}\bar{\phi}_{0y}\right)\bar{h}^2\frac{1}{a}\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\bar{z}}.$$

Уравнение (1) интегрируется при граничных условиях Свифта- Штибера или Якобсона-Флоберга-Ольсена (ЯФО) с помощью модификации алгоритма Элрода. Авторы работ [2, 3] исследовали несколько версий алгоритма сохранения массы. В конечном итоге предпочтение отдано версии, базирующейся на введении функции $\Phi(\varphi,z)$, связанной со степенью заполнения $\theta(\varphi,z)$ соотношением

$$\theta=1+(1-g)\Phi.$$

Здесь $\Phi=\bar{p}^*$ и $g=1$ в области давлений, где $\Phi\ge0$; $\Phi=(\theta-1)$ и $g=0$ в области кавитации, где $\Phi<0$.

Модифицированное уравнение Элрода, интегрированием которого определяется поле давлений в смазочном слое и степень заполнения зазора, записывается в виде

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left[F_\varphi \bar{h}^2 \frac{\partial}{\partial\varphi}(g\Phi)\right]+\frac{1}{a^2}\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left[F_z \bar{h}^2 \frac{\partial}{\partial\bar{z}}(g\Phi)\right]= \\ =\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(F_\omega \theta \bar{h}\right)+\frac{\partial}{\partial\bar{t}}\left(\theta\bar{h}\right). \quad (3)$$

Расходы смазки, потери на трение, реакции смазочного слоя. Обозначив $\bar{q}_\varphi = q_x/\omega_0 r^2\psi$, $\bar{q}_z = q_z a/\omega_0 r^2\psi$, находим

$$\bar{q}_\varphi = \theta\cdot F_\omega \bar{h} - F_\varphi \bar{h}^{n+2}\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\varphi},\ \bar{q}_z = -F_z \bar{h}^{n+2}\frac{\partial\bar{p}^*}{\partial\bar{z}}.$$

где $q_x = \int_{h_1}^{h_2} V_x dy$, $q_z = \int_{h_1}^{h_2} V_z dy$ – объёмные расходы смазки через сечения единичной протяженности в направлении координат x и z; θ – степень заполнения зазора.

Объёмный расход смазки через сечение $\bar{z} = \text{const}$ в направлении оси Oz для подшипника с полным охватом цапфы определяем как

$$Q_z = -\omega_0 r^3\psi/a\int_0^{2\pi}\bar{q}_z d\varphi .$$

Объёмный суммарный расход в торцы подшипника составит

$$Q_T = -2\omega_0 r^3\psi/a\int_0^{2\pi}\bar{q}_z\big|_{\bar{z}=1} d\varphi .$$

Плотность распределения мощности сил трения, обусловленных касательными напряжениями сдвига (диссипативная функция), для случая неизотермического течения неньютоновской смазки определяется выражением

$$Д = \mu^* I_2 .$$

Используя степенной реологический закон (2), получаем

$$Д = (\psi/\omega_0)^{n-1}\mu I_2\left|\frac{\partial V_x}{\partial y}\right|^{n-1}. \quad (4)$$

Потери на трение для смазочного слоя подшипника определяются интегрированием функции (4) по объёму смазочного слоя:

$$N = r(\psi/\omega_0)^{n-1}\iint_{\Omega^-}\theta\left[\int_0^h \mu I_2\left|\frac{\partial V_x}{\partial y}\right|^{n-1} dy\right]d\varphi dz . \quad (5)$$

Интеграл берётся по области $\Omega^- = \Omega - \Omega_s$, поскольку в области источников смазки Ω_s, вследствие их относительно большого размера в направлении координаты y по сравнению с толщиной смазочного слоя, сколько-нибудь существенные значения напряжений сдвига возникнуть не могут.

Из (5) после введения безразмерных величин получаем

$$N = \frac{Br^2\omega_0^2\mu_0}{2\psi}\iint_{\Omega^-}\frac{\theta}{\bar{h}^n}\left[\int_0^1 \bar{\mu}\,\bar{I}_2\left|\frac{\partial\bar{V}_x}{\partial\bar{y}}\right|^{n-1} d\bar{y}\right]d\varphi d\bar{z} .$$

Безразмерные реакции смазочного слоя на цапфу определяем следующим образом

$$\bar{R}_U^* = \begin{bmatrix}\bar{R}_X^*\\ \bar{R}_Y^*\end{bmatrix} = -\frac{1}{4}\iint_\Omega \bar{p}^*\begin{bmatrix}\cos\varphi\\ \sin\varphi\end{bmatrix}d\varphi d\bar{z} .$$

Здесь $\bar{R}_U^* = k_R\cdot R_U^*$, где $k_R = \psi^2/BD\mu_0\omega_0$; $\bar{R}_U^*$ – размерные реакции смазочного слоя на цапфу.

Уравнения движения подвижных элементов подшипника. Основные идеи разработанного алгоритма движения подвижных элементов сложнонагруженных трибосопряжений рассмотрим на примере сопряжения «цапфа-втулка» (шатунная шейка коленчатого вала – нижняя головка шатуна) двигателя внутреннего сгорания.

Приближенные уравнения движения центра шатунной шейки записываем в виде:

$$m_Э\ddot{\bar{U}} = P(\bar{U},\dot{\bar{U}}) + f_U(\bar{t}), \quad (6)$$

где $$P_U(\bar{U},\dot{\bar{U}}) = \frac{1}{h_0\omega_0^2}R_U^*(\bar{U},\dot{\bar{U}});$$

$$f_U(\bar{t}) = F_U(\bar{t}) + \lambda\frac{\partial F_U}{\partial\bar{t}}, \quad (7)$$

$P_U(\bar{U},\dot{\bar{U}})$ – размерные реакции, связанные с безразмерными $\bar{R}_U^*$ соотношением $P_U = k_{R^*}\bar{R}_U^*$. В уравнениях (6) $m_э$ – эффективная расчетная масса шипа; $\bar{U} = U/h_0 = (\bar{X},\bar{Y})$ – безразмерный вектор перемещения его центра; $\dot{\bar{U}},\ddot{\bar{U}}$ – производные по безразмерному времени; $F_U = (F_{X_1}, F_{Y_1})$ –проекции на соответствующие оси внешней нагрузки. Безразмерные реакции определяются формулами (7).

Характерной особенностью является малость левой части системы (6) по сравнению с $\bar{R}_U^*$ и $f_U(\bar{t})$, что является признаком её жесткости. Допустимо заменять (6) системой:

$$P_U(\bar{U},\dot{\bar{U}}) + f_U(\bar{t}) = 0$$

и решать последнюю на основе использования метода ФДН (метода, базирующегося на формулах

дифференцирования назад) для уравнений первого порядка.

Уравнение энергии для смазочного слоя радиального подшипника с неньютоновской смазкой.

В основу теории тепловых процессов, происходящих в сложнонагруженной опоре жидкостного трения, положено обобщенное уравнение энергии (теплопереноса) для тонкого слоя вязкой несжимаемой жидкости между двумя движущимися поверхностями:

$$\rho c_0 \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_0 \left(V_x \frac{\partial T}{\partial x} + V_y \frac{\partial T}{\partial y} + V_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \lambda_0 \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = Д$$

Здесь ρ – плотность смазки; c_0, λ_0 – удельная теплоемкость и теплопроводность смазки (обычно принимаются постоянными); $T(x,y,z,t)$ – температура в точке с координатами x,y,z; t – время; V_x, V_y, V_z – компоненты вектора скорости элементарного объема смазки, расположенного между двумя движущимися поверхностями сопряжения.

В зависимости от используемых допущений о распределении температур в тонком смазочном слое, могут применяться три подхода к интегрированию уравнения энергии: термогидродинамический (неизотермический), адиабатический, изотермический.

При *термогидродинамическом* подходе предполагается изменение температуры во всех направлениях, в том числе поперек смазочного слоя. В этом случае граничные условия наиболее адекватны реальным тепловым процессам. При таком подходе получают информацию о локальных свойствах температурного поля смазочного слоя: распределение температур $T(x,y,z,t)$; максимальную температуру $T_{\max}$; мгновенные средние значения температур $T_{ср}(t)$; зоны повышенных температур.

При *адиабатическом* подходе принимается, что изменение температуры поперек смазочного слоя не учитывается, а шип и подшипник предполагаются идеальными тепловыми изоляторами. Так как при таком подходе не учитывается теплоотдача в шип и подшипник, расчетные температуры получаются завышенными, что снижает достоверность полученных результатов.

При *изотермическом* подходе принимается, что расчетная текущая температура $T_э = T_э(t)$ одинакова во всех точках смазочного слоя. Эта температура является весьма инерционным параметром и определяется при решении уравнения теплового баланса

$$A_N^*(t) = A_Q^*(t),$$

отражающего равенство средних за цикл значений теплоты A_N^*, рассеянной в смазочном слое и теплоты A_Q^*, отведенной смазкой, вытекающей в торцы опоры. Приращение температуры в смазочном слое определим по формуле

$$\Delta T_э = \frac{N}{Q_T \cdot \rho \cdot c_0},$$

где N – потери мощности на трение в смазочном слое на каждом временном шаге (за цикл нагружения); Q_T – расход смазки через опору на каждом временном шаге (за цикл нагружения).

Зависимость вязкости смазки от температуры находим по формуле Фогеля:

$$\mu(T) = C_1 \cdot \exp\left(C_2/(T + C_3)\right), \qquad (8)$$

где C_1, C_2, C_3 – константы, являющиеся эмпирическими характеристиками смазочного материала.

Значения коэффициентов C_i рассчитываются по формулам, следующим из зависимости (8):

$$C_3 = \frac{-\left[T_1(T_3 - T_2)\ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) - T_3(T_2 - T_1)\ln\left(\frac{\mu_2}{\mu_3}\right) \right]}{\left[(T_3 - T_2)\ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) - (T_2 - T_1)\ln\left(\frac{\mu_2}{\mu_3}\right) \right]};$$

$$C_2 = \frac{\ln\left(\frac{\mu_1}{\mu_2}\right) \cdot (T_1 + C_3) \cdot (T_2 + C_3)}{(T_2 - T_1)}; \; C_1 = \frac{\mu_1}{\exp(C_2/T_1)}.$$

При термогидродинамическом подходе обобщенное уравнение энергии (теплопереноса) для смазочного слоя вязкой несжимаемой неньютоновской жидкости записывается в безразмерном виде:

$$\frac{\partial \overline{T}}{\partial \overline{t}} + \overline{V}_x \frac{\partial \overline{T}}{\partial \varphi} + \overline{D} \frac{\partial \overline{T}}{\partial \overline{y}} + \overline{V}_z \left(\frac{1}{a}\right) \frac{\partial \overline{T}}{\partial \overline{z}} =$$

$$= \frac{1}{Pe} \cdot \frac{1}{\overline{h}^2} \cdot \frac{\partial^2 \overline{T}}{\partial \overline{y}^2} + \frac{1}{k_T} \cdot \frac{1}{\overline{h}^{n+1}} \overline{Д}.$$

Здесь $\overline{T} = T/T_0$ – безразмерная температура в произвольной точке смазочного слоя, T_0 – характерная температура;

$$\overline{D} = -\frac{2}{\overline{h}} \left[\overline{y} \frac{\partial \overline{h}}{\partial \overline{t}} + \left(\overline{h} \frac{\partial \overline{h}}{\partial \varphi} \int_{-0}^{\overline{y}} \overline{V}_x d\overline{y} \right) + \frac{1}{a} \frac{\partial \overline{h}}{\partial \overline{z}} \left(\int_0^{\overline{y}} \overline{V}_z d\overline{y} \right) \right],$$

$\overline{Д} = \overline{\mu}\,\overline{I}_2 \left| \frac{\partial \overline{V}_x}{\partial \overline{y}} \right|^{n-1}$; $k_T = \rho_0 \overline{\rho} c_0 T_0 \psi^2 / (\omega_0 \mu_0^*)$;

$Pe = \rho_0 \overline{\rho} c_0 \omega_0 \Delta_0^2 / \lambda_0$ – число Пекле, c_0, λ_0 – удельная теплоемкость и теплопроводность смазки (принимаются постоянными).

Для упрощения решения задачи было рассмотрено двухмерное уравнение энергии. Чтобы обосновать возможность такого упрощения, рассмотрим сложнонагруженные подшипники с разными способами подачи смазки из источников (канавок, отверстий), оси z которых совпадают с осью $z = 0$.

Эксперименты показывают, что при таких способах подачи смазки в источники, температуры поверхности втулки, граничащей со смазочным слоем, изменяются по ширине подшипника не столь значительно, как в направлении координаты φ. Условимся считать, что тепловое состояние смазочного слоя определяется температурой $T'(\varphi, y, t)$ в сечении $z = B/4$ (рис. 1), где y изменяется от 0 до $h(\varphi)$.

С учетом принятого допущения о постоянстве температуры по оси z уравнение для T' запишем в виде

$$\frac{\partial \overline{T}'}{\partial \overline{t}} + \overline{U}\frac{\partial \overline{T}'}{\partial \varphi} + \overline{D}\frac{\partial \overline{T}'}{\partial \overline{y}} = \frac{1}{Pe}\cdot\frac{1}{\overline{h}^2}\cdot\frac{\partial^2 \overline{T}'}{\partial \overline{y}^2} + \frac{1}{k_T}\cdot\frac{1}{\overline{h}^{n+1}}\overline{Д},$$

где $\overline{T}' = T'/T_0$. (9)

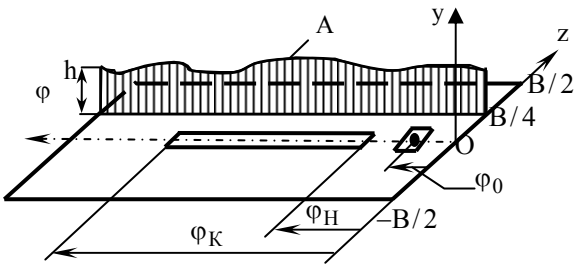


Рис. 1. К расчету распределения температур смазочного слоя: φ_H, φ_K – углы начала и конца частичной смазочной канавки; φ_0 – угол расположения отверстия для подачи смазки, аппроксимированного квадратом

Теплоотдача во втулку и цапфу. Вследствие значительной тепловой инерции цапфа и втулка практически не реагируют на тепловые изменения в смазочном слое за время цикла нагружения $t_ц$, эквивалентного, например, для двигателей внутреннего сгорания времени двух оборотов коленчатого вала. Исходя из этого, при интегрировании уравнения (9) поля температур поверхностей цапфы и втулки, ограничивающих смазочный слой, в пределах цикла нагружения будем считать неизменными, соответствующими концу предыдущего цикла

На каждом шаге расчета траектории центра цапфы, когда совместно интегрируются уравнение Рейнольдса и уравнение энергии, рассчитываются тепловые потоки из смазочного слоя, приходящиеся на единицу поверхностей втулки $Q_в(y = 0)$ и цапфы (шипа) $Q_ш(y = h)$, т.е. единичные тепловые потоки в сечении $z = B/4$:

$$Q_в = -\lambda^*(\theta)\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0}; Q_ш = -\lambda^*(\theta)\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=h}.$$

Здесь $\lambda^*(\theta)$ – удельная теплопроводность смазки, определяется соотношениями

$$\lambda^*(\theta) = \lambda_0, \text{если } \theta \ge 1; \quad \lambda^*(\theta) = \lambda_0\theta, \text{если } \theta < 1.$$

После окончания цикла нагружения рассчитываются средние за время цикла единичные тепловые потоки из смазочного слоя во втулку и цапфу

$$Q_в^c = \frac{1}{t_ц}\int_0^{t_ц} Q_в(x,z,t)\,dt; Q_ш^c = \frac{1}{t_ц}\int_0^{t_ц} Q_ш(x,z,t)\,dt.$$

Распределение температур $T_в(\varphi, R, t)$ во втулке, где R – радиальная координата (рис. 2), определяется решением уравнения для неустановившегося теплового потока, которое в цилиндрических координатах и безразмерных переменных записывается в виде

$$\frac{\partial \overline{T}_в}{\partial \overline{t}} = \overline{\alpha}_в\left(\frac{\partial^2 \overline{T}_в}{\partial \overline{R}^2} + \frac{1}{\overline{R}}\frac{\partial \overline{T}_в}{\partial \overline{R}} + \frac{1}{\overline{R}^2}\frac{\partial^2 \overline{T}_в}{\partial \varphi^2}\right). \quad (10)$$

Здесь $\overline{R} = R/r$; $\overline{T}_в = T_в/T_0$; $\overline{\alpha}_в = \lambda_в T_0 / (c_в \rho_в r^2)$ – безразмерный коэффициент теплоотдачи от втулки в окружающую среду, $\rho_в, c_в, \lambda_в$ – плотность, удельная теплоемкость, удельная теплопроводность материала втулки.

Введем расчетную систему координат $Ox_1y_1z_1$ (рис. 2) и безразмерные переменные

$$\overline{y}_1 = (R - r_{10})/(r_3 - r_{10}) = (\overline{R} - 1)/(\overline{r}_3 - 1), \quad \overline{r}_3 = r_3/r,$$

где r_3 – расчетный радиус наружной поверхности втулки.

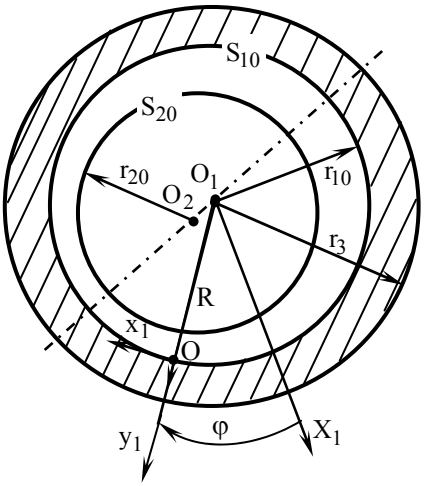


Рис. 2. К расчету распределения температур во втулке

Теперь уравнение (10) принимает вид

$$\frac{\partial \overline{T}_в}{d\bar{t}} = \alpha_в \left(\frac{1}{(\bar{r}_3 - 1)^2} \frac{\partial^2 \overline{T}_в}{\partial \bar{y}_1^2} \right) + \left(\frac{\alpha_в}{[1 + (\bar{r}_3 - 1)\bar{y}_1](\bar{r}_3 - 1)} \frac{\partial \overline{T}_в}{\partial \bar{y}_1} + \frac{\alpha_в}{[1 + (\bar{r}_3 - 1)\bar{y}_1]^2} \frac{\partial^2 \overline{T}_в}{\partial \varphi^2} \right). \quad (11)$$

Для расчета температуры цапфы представляется перспективной схема, предложенная Ханом и Паранджипом [5], трактующими цапфу как термический элемент с однородным температурным полем. Расчетное уравнение для температуры $T_ш(t)$ цапфы записывается в виде

$$m_ш c_ш \frac{dT_ш}{dt} = \sum Q_ш^c - \alpha_c S_ш (T_2 - T_c), \quad (12)$$

где $m_ш, c_ш$ – масса и удельная теплоемкость цапфы; α_c – усредненный коэффициент теплоотдачи от цапфы в окружающую среду; $S_ш$ – площадь теплообменной поверхности цапфы; T_c – температура окружающей среды; $\sum Q_ш^c$ – суммарный средний за цикл нагружения тепловой поток от смазочного слоя в цапфу, определяемый соотношением

$$\sum Q_ш^c = \frac{1}{2} Br \iint_\Omega Q_ш^c d\varphi\, d\bar{z}. \quad (13)$$

В безразмерных переменных уравнение (12) принимает вид

$$\frac{\partial \overline{T}_ш}{\partial \bar{t}} = \sum \overline{Q}_ш^c - \overline{\alpha}_c (\overline{T}_ш - \overline{T}_c), \quad (14)$$

где $\overline{T}_ш = T_ш / T_0$; $\overline{T}_c = T_c / T_0$;

$$\overline{Q}_ш^c = Q_ш^c / (m_ш c_ш \omega_0); \; \overline{\alpha}_c = \alpha_c S_ш / (m_ш c_ш \omega_0).$$

При интегрировании уравнений (11), (14) значения номинальных удельных теплоёмкостей $c_в, c_ш$ втулки и цапфы уменьшаются на порядок, что значительно уменьшает общие затраты времени на решение задачи. Такой приём эквивалентен по смыслу введению вместо времени $\bar{t}$ псевдовремени $\bar{t}' = 10\bar{t}$.

Начальные и граничные условия. При периодическом характере приложенных нагрузок решение всей задачи продолжается до момента, когда расчетные координаты центра цапфы, давления и температурные поля в двух соседних циклах (периодах) нагружения совпадут, т.е. выполнятся условия, заменяющие начальные:

$$\overline{U}(\bar{t}) = \overline{U}(\bar{t} + \bar{t}_ц); \; \overline{p}'(\varphi, \bar{z}, \bar{t}) = \overline{p}'(\varphi, \bar{z}, \bar{t} + \bar{t}_ц);$$

$$\overline{T}'(\varphi, \bar{y}, \bar{t}) = \overline{T}'(\varphi, \bar{y}, \bar{t} + \bar{t}_ц);$$

$$\overline{T}_в(\varphi, \overline{R}, \bar{t}) = \overline{T}_в(\varphi, \overline{R}, \bar{t} + \bar{t}_ц); \; \overline{T}_ш(\bar{t}) = \overline{T}_ш(\bar{t} + \bar{t}_ц);$$

где $\bar{t}_ц = \omega_0 t_ц$.

Граничные условия, при которых интегрируются уравнения тепловой подзадачи, формулируются следующим образом.

Для температуры смазочного слоя и втулки справедливы условия периодичности в окружном направлении

$$\overline{T}'(\varphi, \bar{y}, \bar{t}) = \overline{T}'(\varphi + 2\pi, \bar{y}, \bar{t});$$

$$\overline{T}_в(\varphi, \overline{R}, \bar{t}) = \overline{T}_в(\varphi + 2\pi, \overline{R}, \bar{t}).$$

На наружной поверхности втулки считается справедливой гипотеза свободной конвекции

$$\left. \frac{\partial \overline{T}_в}{\partial \overline{R}} \right|_{\overline{R} = \bar{r}_3} = \frac{\alpha_в r}{\lambda_в} \left(\left. \overline{T}_в \right|_{\overline{R} = \bar{r}_3} - \overline{T}_c \right),$$

где $\alpha_в$ – коэффициент теплоотдачи для втулки.

На поверхности, общей для смазочного слоя и втулки, ставятся условия непрерывности потока тепла

$$\left. \frac{\partial \overline{T}_1}{\partial \overline{y}_1} \right|_{\overline{y}_1 = 0} = -(\bar{r}_3 - 1) \frac{\lambda^*(\theta)}{\lambda_в \bar{h} \psi} \left. \frac{\partial \overline{T}}{\partial \bar{y}} \right|_{\bar{y} = 0}.$$

На поверхностях смазочного слоя, общих с поверхностями втулки и цапфы, ставятся условия равенства температур:

$$\overline{T}'(\varphi, \bar{y} = 0, \bar{t}) = \overline{T}_в(\varphi, \bar{y}_1 = 1, \bar{t} - \bar{t}_ц);$$

$$\overline{T}'(\varphi, \bar{y} = 1, \bar{t}) = \overline{T}_ш(\bar{t} - \bar{t}_ц).$$

Все уравнения тепловой подзадачи аппроксимируются конечными разностями и сводятся к системам алгебраических уравнений, которые реша-

ются на основе метода итераций: по известной информации, справедливой для точки $\bar{t}_n$, касающейся координат, скоростей центра цапфы, полей температур смазочного слоя, втулки и цапфы, осуществляется переход в точку $\bar{t}_{n+1}$.

Численные примеры. На первом этапе расчет проводился для статически нагруженного подшипника ($\chi = 0.8$, $a = 0.5$, $r = 0.04$ м, $\omega = 272 c^{-1}$).

На рис. 3 представлено распределение температур в смазочном слое при заданных температурах на шипе (100°С) и втулке (120°С). Максимальные значения достигаются в зоне максимальных гидродинамических давлений.

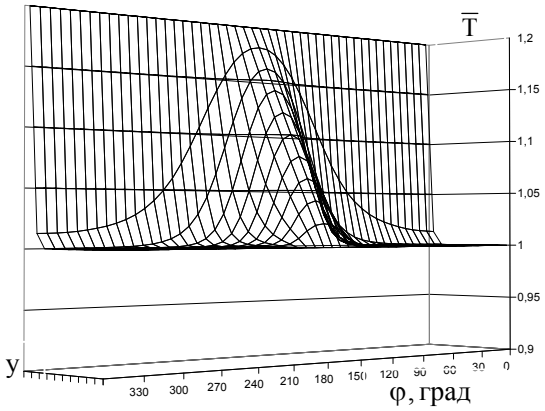


Рис.3. Распределение температур в смазочном слое по угловой координате подшипника

Сравнение изотермического и неизотермического подходов осуществляли на примере расчета динамики шатунного подшипника двигателя внутреннего сгорания типа ЧН 13/15, производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак».

Результаты представлены в таблице и на рис. 4, 5. Уточнение текущей температуры может было выполнено на каждом временном шаге расчета с учетом теплового взаимодействия смазочного слоя с шипом, подшипником и смазочной канавкой.

Таблица – Гидромеханические характеристики шатунного подшипника

Параметр	Изотермическая задача (1)	Неизотермическая задача (2)
N^*, Вт	278	253,8
Q^*, л/с	0,00975	0,0102
$\sup p_{max}$, МПа	72,7	78,17
T^*, °С	114,5	118
h^*_{min}, мкм	7,312	6,838
$\inf h_{min}$, мкм	3,545	3,256

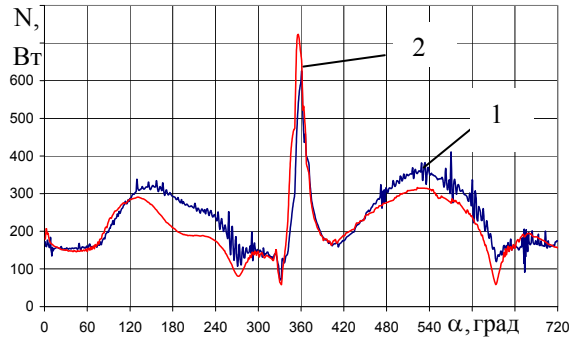


Рис. 4. Зависимость потерь мощности на трение от угла α

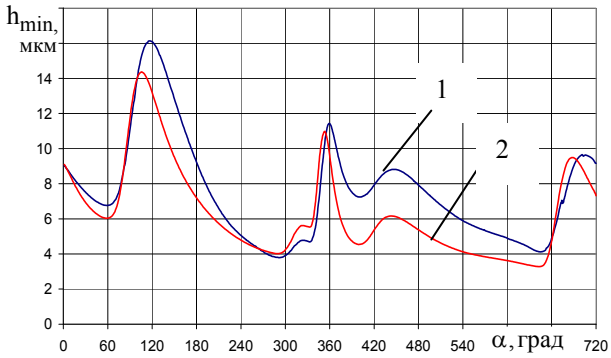


Рис. 5. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла α

Решение базировалось на конечно-разностной аппроксимации в окружном и радиальном направлении. Перекос шипа не учитывался. При решении уравнения для гидродинамических давлений учитывалась зависимость вязкости смазки от второго инварианта скоростей сдвига и полученного распределения температур.

Результаты показали, что учет распределения температуры по толщине смазочного слоя ведет к уточнению расчетных параметров и к снижению осцилляции при пошаговом определении параметров, обеспечивая, тем самым, более реалистичную картину представления физических процессов, протекающих в трибосопряжении.

Дальнейшее направление исследований связано с реализацией части алгоритма, учитывающей теплообмен смазочного слоя с валом и втулкой.

Представленная работа выполняется при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы», Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-

00424) и государственного задания Минобрнауки РФ (проект №2012044 – ГЗ 05).

Список литературы:

1. Прокопьев В. Н. Термогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев // Вестник ЮУрГУ.- Челябинск. – 2003. – №1[17]. – С. 55–66. 2. Прокопьев В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчете гидродинамических давлений в смазочных слоях опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Наука и технологии. Труды XXII Российской школы, Миасс – 2002. – С.164–176. 3. Elrod, H.G. Efficsient Numerical Method for Computation of Termohydrodynamies of Laminar Lubricating Films / ASME Journal of Tribology. – 1991. – vol 113. – P. 506–511. 4. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский // М.:Наука, 1973. – 847с. 5. Paranjpe, R.S. Analisis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation / R.S. Paranjpe // ASME Journal of Tribology. – 1992. – Vol. 114. – P. 736–744. 6. Chao Zhang. TEHD Behavior of Non-Newtonian Dynamically Loaded Journal Bearings in Mixed Lubrication for Direct Problem / Zhang Chao // Transactions of the ASME. – 2002. – Vol. 124. – P. 178–185.

Bibliography (transliterated):

1. Prokop'ev V. N. Termogidrodinamicheskaja zadacha smazki slozhnonagruzhennyh opor skol'zhenija nen'juto-novskimi zhidkostjami / V.N. Prokop'ev, V.G. Karavaev // Vestnik JuUrGU.- Cheljabinsk. – 2003. – №1[17]. – C. 55–66. 2. Prokop'ev V.N. Primenenie algoritmov sohrane-nija massy pri raschete gidrodinamicheskih davlenij v smazochnyh slojah opor skol'zhenija / V.N. Prokop'ev, A.K. Bojarshinova, K.V. Gavrilov // Nauka i tehnologii. Trudy XXII Rossijskoj shkoly, Miass – 2002. – S.164–176. 3. Elrod, H.G. Efficsient Numerical Method for Computation of Termohydrodynamies of Laminar Lubricating Films / ASME Journal of Tribology. – 1991. – vol 113. – R. 506–511. 4. Lojcjanskij L. G. Mehanika zhidkosti i gaza / L.G. Loj-cjanskij // M.:Nauka, 1973. – 847c. 5. Paranjpe, R.S. Anal-isis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation / R.S. Paranjpe // ASME Journal of Tribology. – 1992. – Vol. 114. – R. 736–744. 6. Chao Zhang. TEHD Behavior of Non-Newtonian Dynamically Loaded Journal Bearings in Mixed Lubrication for Direct Problem / Zhang Chao // Transactions of the ASME. – 2002. – Vol. 124. – R. 178–185.

УДК 621.436

И.Н. Москаленко, асп., В.Н. Доценко, д-р техн. наук, А.В. Белогуб, д-р техн. наук, В.А. Байков, инж.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ПОРШНЯ ДВС

Введение

Увеличение мощности и быстроходности современных ДВС влечет за собой повышение динамической нагруженности узлов трения кривошипно-шатунного механизма. Это придает все большую актуальность вопросам оптимизации при проектировании деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ), так как эффективные и ресурсные показатели двигателя в значительной степени определяются совершенством именно узлов трения. Серьезной задачей, в частности, является создание энергосберегающего сопряжения «поршень-цилиндр», обладающего минимальными механическими потерями и работающего, преимущественно, в условиях жидкостного трения. Решение такой задачи сопряжено с оптимизацией профиля боковой поверхности юбки поршня, исследованиями динамической нагруженности пары «поршень-цилиндр» и процессов трения.

Несмотря на то, что в настоящее время существуют методики и программы, позволяющие с достаточной точностью в целом описывать динамику поршня, такие явления как перекладка и переходные процессы при изменении режимов трения в ЦПГ плохо поддаются теоретическому описанию[1,2]. Поэтому для исследования быстротекущих процессов перекладки, выявления вероятных пятен контакта, оценки нагруженности пары и верификации математических моделей необходимо проведение широких экспериментальных исследований.

Формулирование проблемы

Проблема экспериментального исследования динамики поршня обусловлена тем, что он совершает сложное плоско-параллельное движение, которое характеризуется практически мгновенным изменением динамических и кинематических параметров, и отличается существенной их неравномерностью в пределах цикла. Одновременно с этим, такое движение происходит в пределах «замкнутого» пространства цилиндра, что накладывает ограничение на возможность проведения прямых измерений параметров этого движения. Поэтому, для практического исследования таких процессов, помимо выбора и применения сложных измерительных систем, необходимо проведение комплекса работ, связанного с задачами интеграции чувствительных элементов в состав двигателя. Особая сложность такой интеграции заключается в

том, что измерительная система должна оказывать незначительное влияние на исследуемые процессы.

Таким образом, целью настоящей работы является экспериментальное измерение зазоров между поршнем и цилиндром на различных режимах работы двигателя.

Объект исследований

Объектом исследований выбрана цилиндропоршневая группа серийного двигателя ВАЗ 21083. Двигатель ВАЗ-21083 в штатном исполнении четырехтактный, бензиновый, карбюраторный с рабочим объемом 1,5 л, степенью сжатия 9,9. Номинальная мощность двигателя 51,5 кВт при частоте вращения коленчатого вала 5600 мин$^{-1}$; максимальный крутящий момент 106,4 Нм при n = 3400 мин$^{-1}$ [3].

Эксперимент проводился на двигателе, укомплектованном серийными поршнями производства ПАО «АВТРАМАТ».

Испытательный моторный стенд

Экспериментальные исследования динамики поршня проводились на базе испытательного моторного стенда ПАО «АВТРАМАТ».

Моторный стенд состоит из нагрузочного устройства, системы подачи топлива, системы выпуска отработавших газов, водяной и воздушной систем охлаждения, органов управления и измерительной аппаратуры. Общий вид моторного стенда с установленным двигателем ВАЗ 21083 приведен на рис. 1.

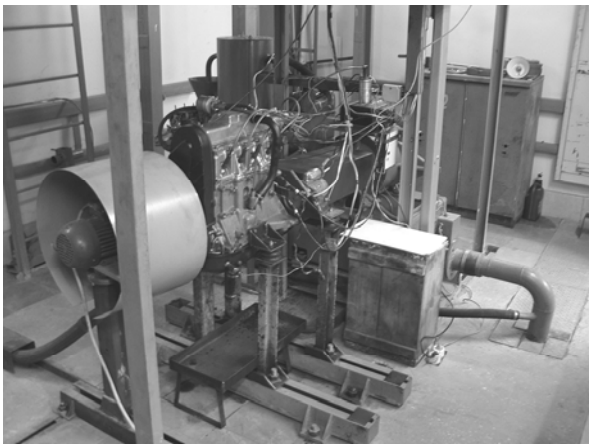


Рис. 1. Моторный стенд ПАО «АВТРАМАТ»

Измерительная аппаратура стенда соответствует ГОСТ 14846-81 и представлена следующими штатными средствами контрольно-измерительной техники:

- гидравлический динамометр SCHENK DYNABAR D630-1E – измерение крутящего момента на выходном валу;
- частотомер Ч3-54 – измерение частоты вращения коленчатого вала;
- штихпробер – измерение расхода топлива объемным способом;
- многоканальный цифровой термометр (термопары ХК, ХА) – измерение температур масла в картере, температур охлаждающей жидкости, температуры отработавших газов;
- манометр МО – измерение давления масла в системе смазки;
- и др.

Кроме этого, помимо штатных измерительных систем, в состав моторного стенда была включена измерительная система малых перемещений поршня (ИСМП) авторской разработки. Предложенная ИСМП позволяет экспериментально получать кинематические параметры сложного плоскопараллельного движения поршня в пределах цилиндра – зазоры, непосредственно в процессе работы двигателя. В состав ИСМП входят вихретоковые бесконтактные датчики, датчик температуры (термопара ХА), многоканальный блок-усилитель и аналогово-цифровой преобразоваетель. Общий вид ИСМП, находящейся в составе моторного стенда, представлен на рис. 2.

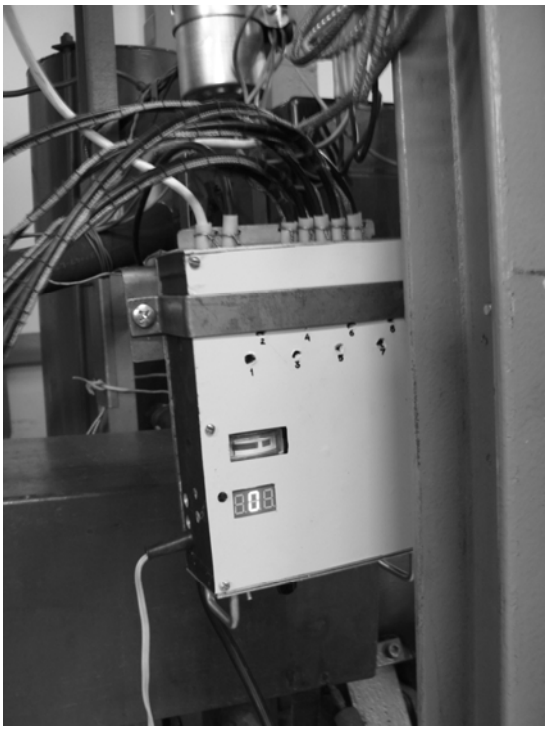


Рис. 2. Блок-усилитель ИСМП в составе моторного стенда

Препарировка двигателя

В качестве объекта препарировки был выбран 4-ый цилиндр двигателя. Этот выбор обоснован конструктивными особенностями блока цилиндров ВАЗ 21083 и удобством доступа к возможным местам установки датчиков.

Необходимое количество вихретоковых датчиков и места их расположения на двигателе определялись с точки зрения максимизации времени электромагнитного контакта поршня, одновременно с как минимум двумя датчиками. Кроме этого, особое внимание уделялось конфигурации расположения датчиков, устанавливаемых в окрестностях «мертвых» точек, т.к. наибольший интерес при экспериментальных исследованиях представляли динамические процессы перекладки поршня. Таким образом, была разработана схема препарировки двигателя, показанная на рис. 3. Согласно схеме, пять вихретоковых датчиков были установлены диаметрально в поперечной плоскости 4-го цилиндра на различных высотах по ходу движения поршня. Термопара №2 ИСМП, ориентированная на измерение температуры масла в зазоре между поршнем и цилиндром, также была установлена в поперечной плоскости цилиндра симметрично вихретоковому датчику №5.

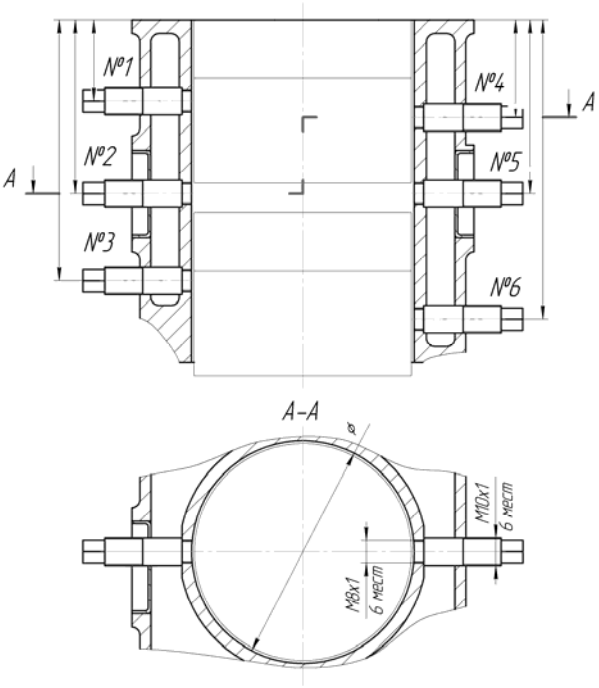


Рис. 3. Схема препарировки 4-го цилиндра

Совместно с задачей выбора мест препарировки решались конструкторские и технологические задачи обеспечения надежности закрепления ЧЭ и герметизации рубашки охлаждения. Конструктивно все датчики ИСМП были соединены с блоком цилиндров по резьбовым соединениям М8х1. Базирование датчиков в цилиндре осуществлялось относительно упорных буртов, выполненных на корпусах датчиков. Кроме этого, для однозначности позиционирования в цилиндре торцы каждого датчика подвергались предварительной обработке – приданию им цилиндрических форм поверхности. Прочность закрепления и герметичность полостей рубашки охлаждения достигались проклеиванием всех резьбовых соединений высокотемпературным клеем LOXEAL 59-30. Общие виды препарированного блока цилиндров двигателя ВАЗ 21083 представлены на рис. 4 и рис. 5.

Особое внимание после установки датчиков уделялось минимизации влияния препарировки на чистоту поверхности зеркала цилиндра. Для предотвращения нарушения исходной геометрии зеркала был предпринят ряд технологических мероприятий, включающий в себя операции предварительной подготовки корпусов датчиков, чистовую обработку торцов датчиков в составе двигателя и притирание зеркала препарированного цилиндра.

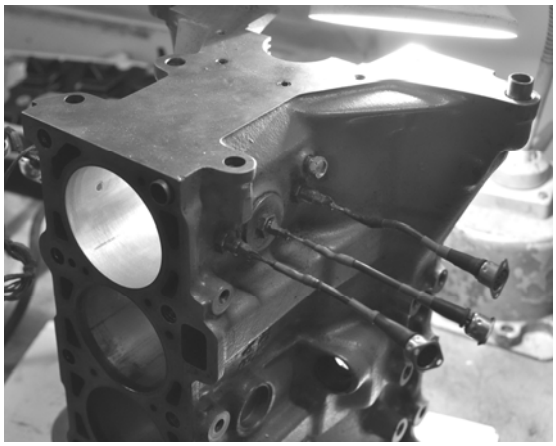


Рис. 4. Препарированный блок цилиндров ВАЗ 21083 (датчики №4, №5, №6)

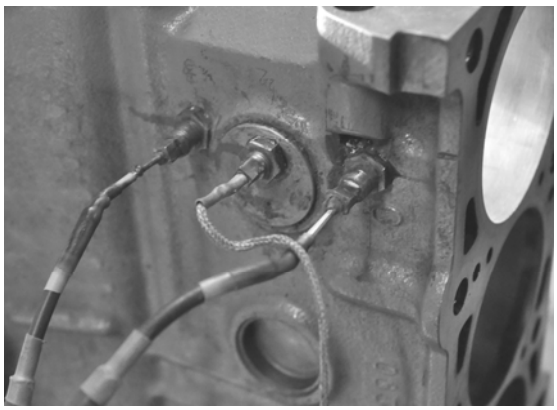


Рис. 5. Препарированный блок цилиндров ВАЗ 21083 (датчики №1, №2 термопара, №3)

Чистовая обработка торцов датчиков проводилась индустриальной пневматической бормашиной непосредственно на двигателе. Доводочная операция притирания зеркала цилиндра осуществлялась вручную алмазной пастой и специально разработанным чугунным притиром. Участки зеркала препарированного цилиндра в окрестностях мест установки датчиков представлены на рис. 6 и рис. 7.

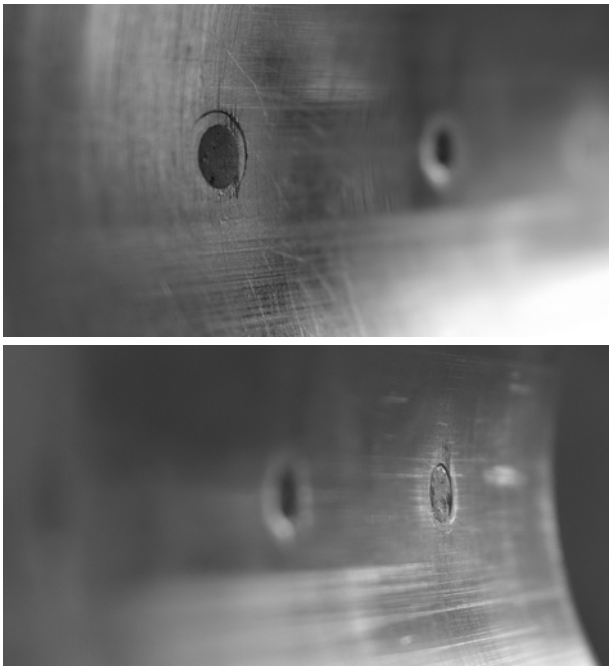


Рис. 6. Зеркало цилиндра в окрестностях датчиков №1 (сверху), датчика №3 (снизу)

Для оценки погрешностей, внесенных при препарировке, и определения размерной группы цилиндра осуществлен микрометраж исходного и препарированного цилиндров. Микрометраж проводился в пяти поясах по глубине цилиндра в поперечной и продольной его плоскостях. Результаты микрометража 4-го цилиндра приведены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты микрометража 4-го цилиндра

№ пояса	Глубина пояса, мм	Размеры исходного цилиндра, мм		Размеры препарированного цилиндра, мм	
		Поперечные	Продольные	Поперечные	Продольные
1	0	82,42	82,43	82,425	82,435
2	15	82,42	82,42	82,42	82,43
3	45	82,41	82,41	82,41	82,42
4	80	82,4	82,41	82,41	82,415
5	100	82,4	82,41	82,405	82,41

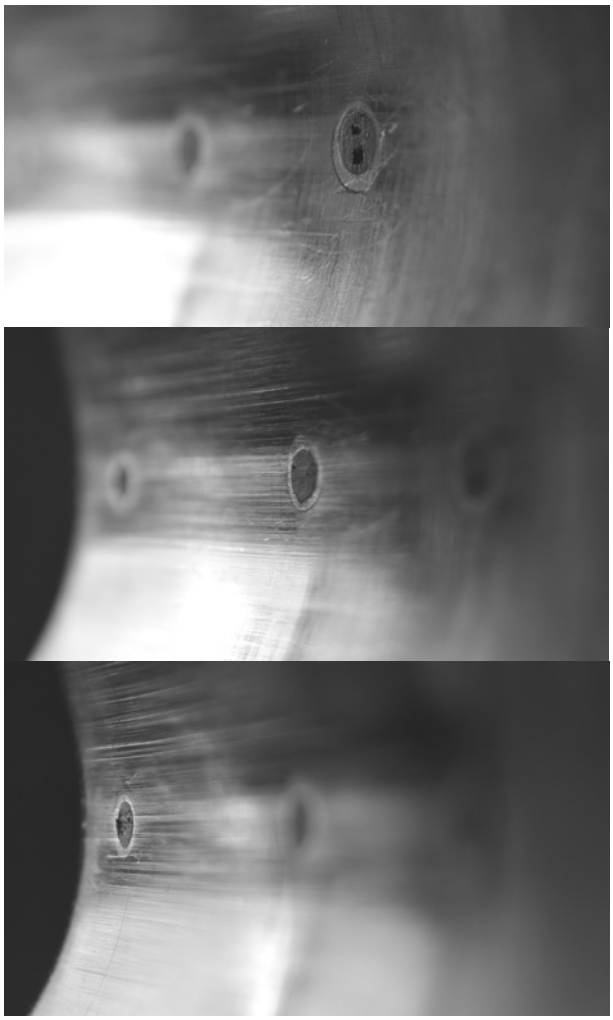


Рис. 7. Зеркало цилиндра в окрестностях датчиков №4 (сверху), датчика №5, датчика №6 (снизу)

По результатам измерений установлено, что погрешность, внесенная при препарировке, составляет менее 0,05% и носит локальный характер. Помимо этого, в соответствии с размерной группой, подобран комплект серийных поршней и определена их масса.

Программа и методика исследований

Согласно разработанной программе подготовки к испытаниям собранный препарированный двигатель был установлен на моторном стенде и подключен к системе подачи топлива, системе охлаждения, выхлопной системе и измерительной аппаратуре. Система смазки двигателя была заправлена полусинтетическим моторным маслом Esso 20W40. Осуществлена настройка системы зажигания. Выполнен пробный запуск и проверка работы двигателя на холостом ходу.

Основная программа проведения экспериментальных исследований предусматривала прогрев двигателя до температуры охлаждающей жидкости

75-85 °С и дальнейшую последовательную работу на установившихся режимах:

- n_1 = 1100±150 мин$^{-1}$; $M_{кр1}$ = 0+5 Нм;
- n_2 = 2000±150 мин$^{-1}$; $M_{кр2}$ = 40±5 Нм;
- n_3 = 2500±150 мин$^{-1}$; $M_{кр3}$ = 25±5 Нм;
- n_4 = 3000±150 мин$^{-1}$; $M_{кр4}$ = 50±5 Нм;
- n_5 = 3500±150 мин$^{-1}$; $M_{кр5}$ = 60±5 Нм.

Время работы на каждом режиме определялось временем, затрачиваемым на регистрацию параметров, и составляло не менее 5 мин. После завершения работы на каждом режиме осуществлялся переход на режим холостого хода, n_0 = 1000-1100 мин$^{-1}$.

На каждом рабочем режиме измерительными системами проводилась регистрация следующих параметров:

- крутящий момент на валу гидротормоза $M_{кр}$, Нм;
- частота вращения коленчатого вала n, мин$^{-1}$;
- напряжение на выходе каждого канала ИСМП $Vi_{ИСМП}$, В;
- температура катушек индуктивности вихретоковых датчиков $Ti_{ИКТк}$, С^{o};
- ЭДС на термопаре ХА ИСМП $V_{ИКТМ}$, В;
- температура холодного спая термопары ХА ИСМП $T_{ТХС}$, С^{o}.

Оцифровка сигналов осуществлялась высокоскоростным АЦП PIO-821, находящимся в составе ЭВМ. Опрос каждого датчика ИСМП осуществлен с частотой не менее 150-160 кГц. Помимо этих измерений проводился визуальный контроль параметров, характеризующих работу двигателя:

- температура охлаждающей жидкости $T_в$, °С;
-температура масла $T_м$, °С;
-давление масла в системе смазки $P_м$, кгс/см^2 ;
-температура отработавших газов $T_{ог}$, °С.

Обработка результатов исследований

В результате проведения экспериментальных исследований на каждом режиме работы двигателя получены цифровые сигналы, однозначно связанные с соответствующими зазорами между поршнем и цилиндром. Предварительный анализ результатов исследований выявил, что помимо сигналов, генерируемых чувствительными элементами ИСМП, осциллограммы содержат также электромагнитные шумы, сетевые наводки и характеризуются достаточно широким спектром представленных частот (до 150 кГц). Осциллограммы необработанных сигналов ИСМП на режиме холостого хода (частота вращения коленчатого вала - n_1 = 1098 мин$^{-1}$; крутящий момент $M_{кр1}$ = 5,3 Нм) представлены на рис. 8.

Для исключения шумов и помех из анализируемых сигналов при обработке результатов был применен цифровой фильтр Чебышева I-го рода. Отличительной особенностью такого фильтра является крутой спад амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) и наличие характерных пульсаций на частотах полос пропускания. Величина верхней границы полосы пропускания составляла 100 Гц.

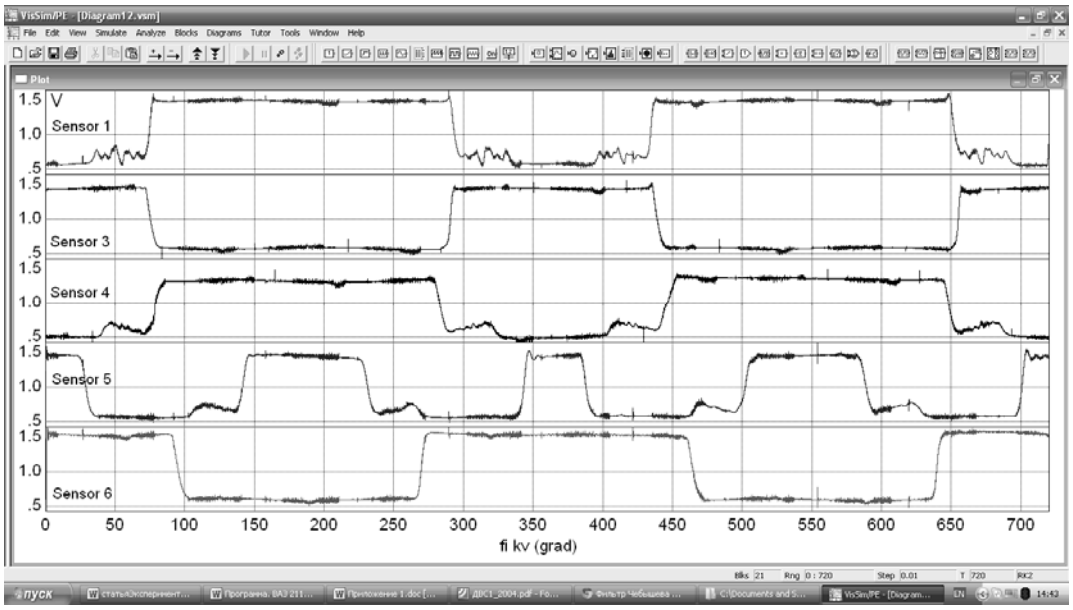


Рис. 8. Осциллограммы сигналов вихретоковых датчиков на режиме холостого хода

Совместно с этим, на основании известных статических характеристик ИСМП, проведена расшифровка сигналов от вихретоковых датчиков с учетом температурного режима их работы. Таким образом, получены функции изменения зазоров между поршнем и цилиндром на всех режимах, предусмотренных программой исследований. Величины зазоров на режиме холостого хода представлены на рис. 9.

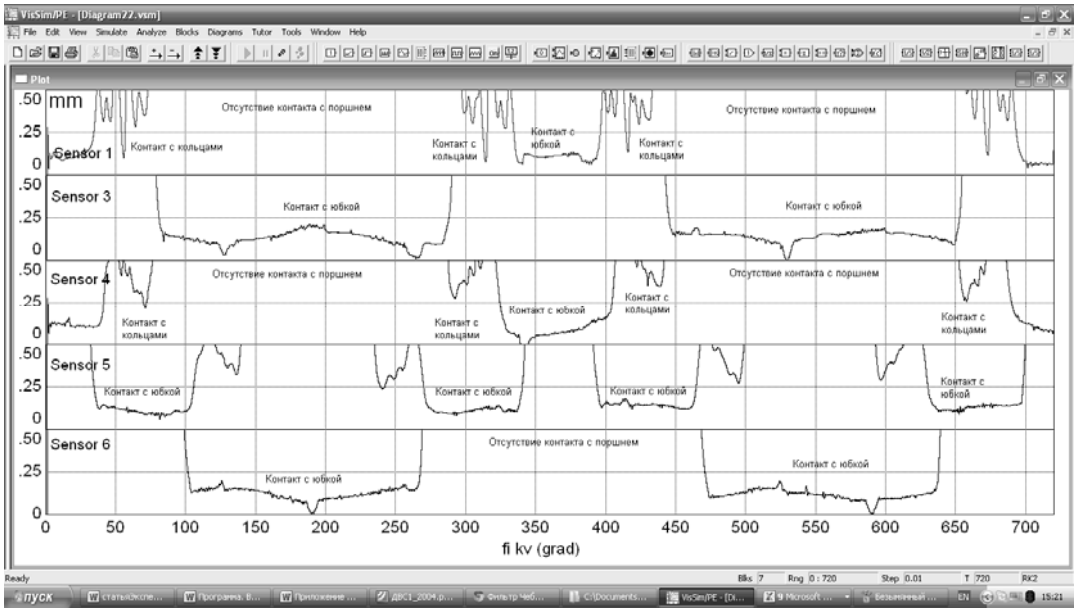


Рис. 9. Зазоры между поршнем и цилиндром на режиме холостого хода

Анализ полученных результатов позволяет достаточно четко выделить в сигналах участки, соответствующие электромагнитному контакту датчиков, как с юбкой поршня, так и поршневыми кольцами. Также установлено, что локальные зазоры между поршнем и датчиками №1 и №4 заметно меньше среднего уровня зазоров и составляют 0,06-0,08 мм. Этот факт свидетельствует о наличие перекосов поршня в окрестностях ВМТ.

Заключение

В результате экспериментальных исследований получены зазоры между поршнем и цилиндром в двигателе ВАЗ 21083 на различных режимах работы. Дальнейшие исследования будут направлены на выявление вероятных пятен контакта сопряжения «поршень-цилиндр», исследование процессов перекладки поршня и верификацию математических моделей. На основании этих работ предполагается разработка рекомендаций к оптимальному профилированию боковой поверхности юбки энергосберегающего поршня.

Список литературы:

1. Доценко, В.Н. Математическая модель движения поршня ДВС с учетом гидродинамических сил и моментов, возникающих в смазочном слое между поршнем и цилиндром / В.Н. Доценко, И.Н. Москаленко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 57-59. 2. Рождественский, Ю.В. Современные конструкции поршней для тепловых двигателей: учеб. пособие / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов; Мин-во образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский. гос. Университет. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. 3. Яметов, В.А. Руководство по ремонту, эксплуатации и обслуживанию. Автомобили ВАЗ-2108, ВАЗ-21081, ВАЗ-21083, ВАЗ-2109, ВАЗ-21091, ВАЗ-21093, ВАЗ-21099 [Текст]: Руководство по ремонту / В.А. Яметов, С.Н. Косарев, Л.А. Мельникова; – М.: РусьАвтокнига, 2002. – 384 с. 4. Испытания двигателей внутреннего сгорания: учеб. для вузов / И.Я. Райков. – М.: «Высш. школа», 1975. – 320 с.

Bibliography (transliterated):

1. Docenko, V.N. Matematicheskaja model' dvizhenija porshnja DVS s uchetom gidrodinamicheskih sil i momen-tov, voznikajuwih v smazochnom sloe mezhdu porshnem i cilindrom / V.N. Docenko, I.N. Moskalenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2009. – № 2. – S. 57-59. 2. Rozh-destvenskij, Ju.V. Sovremennye konstrukcii porshnej dlja teplovyh dvigatelej: ucheb. posobie / Ju.V. Rozhde-stvenskij, K.V. Gavrilov; Min-vo obrazovanija i nauki Rossijskoj Federacii, Juzhno-Ural'skij. gos. Univer-sitet. – Cheljabinsk: Izd-vo JuUrGU, 2009. 3. Jametov, V.A. Rukovodstvo po remontu, jekspluatacii i obsluzhi-vaniju. Avtomobili VAZ-2108, VAZ-21081, VAZ-21083, VAZ-2109, VAZ-21091, VAZ-21093, VAZ-21099 [Tekst]: Ruko-vodstvo po remontu / V.A. Jametov, S.N. Kosarev, L.A. Mel'nikova; – M.: Rus'Avtokniga, 2002. – 384 s. 4. Ispytanija dvigatelej vnutrenne-go sgoranija: ucheb. dlja vuzov / I.Ja. Rajkov. – M.: «Vyssh. shko-la», 1975. – 320 s.

УДК 621.438

А.И. Тарасенко, канд. техн. наук

ПАРАМЕТРЫ ВЫНУЖДЕННЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ, ОПРЕДЕЛЕННЫЕ ПО РАЗНЫМ РАСЧЕТНЫМ СХЕМАМ

Введение

При исследовании крутильных колебаний рассматривается два аспекта этого вопроса: определение собственных частот и форм и определение параметров вынужденных колебаний.

В работах [1, 2] рассмотрена крутильная система, состоящая, как из участков с распределенными параметрами, так и из невесомых участков без распределенных параметров.

При определении собственных частот система рассматривается как одно целое и для нее решается граничная задача. При этом указывается, что моменты инерции отсеков дизеля переменны, а определить собственные частоты и формы колебаний возможно для случая постоянных параметров.

Заслуживает внимания тот факт, что величины собственных частот, полученные расчетом, совпадают с частотами, замеренными при торсиографировании валопроводов реальных судов. Это тем более удивительно при наличии демпфирования. Ведь измеряется кажущаяся частота, величина которой зависит от демпфирования.

Формулирование проблемы

Требуется провести сравнительный анализ параметров вынужденных колебаний системы дизель–валопровод–гребной винт, которые получены путем расчетов по трем различным расчетным схемам:

1. Отсеки дизеля имеют постоянный момент инерции, и расчеты выполняются с использованием форм и собственных частот.

2. Отсеки дизеля имеют переменный момент инерции, и движение каждого рассматривается отдельно.

3. Отсек цилиндра представлен в виде двух дисков. Один диск имеет постоянный момент инерции, а другой переменный. Диски соединены друг с другом подшипником скольжения с упругим ограничением относительного угла поворота. При этом можно предположить, что пока колебания незначительны и ограничения по углу относительного поворота дисков не вступают в работу, реализуются рассчитанные по схеме 1 колебания. Именно они и торсиографируются. При увеличении амплитуд вступают в работу ограничения, играя роль демпфера.

Цель работы – разработать методику определения параметров крутильных колебаний системы дизель–валопровод–гребной винт для случая переменного момента инерции отсеков дизеля.

Общие соотношения

Крутильные колебания системы дизель–валопровод–гребной винт для случая постоянных моментов инерции рассмотрены в [1, 2]. Следует отметить, что во [2] рассмотрены случаи, как для валов переменного сечения с распределенными параметрами, так и для невесомых валов. В методике [2] возможен комбинированный подход, при котором крутильная схема содержит, как невесомые участки, так и участки с распределенными параметрами.

С целью учесть переменные моменты инерции отсеков рассмотрим крутильную колебательную систему, показанную на рис. 1.

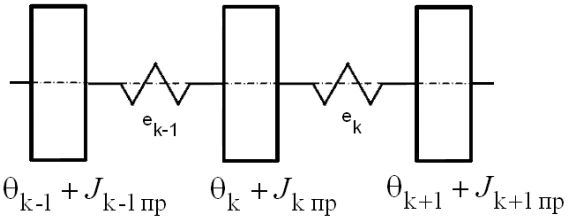


Рис. 1. Расчетная схема пропульсивного комплекса с дисками переменного момента инерции

Податливости валов e_k и моменты инерции секции коленчатого вала θ_k известны, как параметры крутильной схемы.

Положение каждого диска с номером k определено углом поворота этого диска φ_k.

Уравнение движения диска с номером k можно записать в следующем виде [3]

$$\frac{d}{d\varphi}\left[(\theta_k + J_{k\,пр})\frac{\omega_k^2}{2}\right] = \Sigma M_k ,$$

где $\omega_k = \dot{\varphi}_k$ – мгновенная угловая скорость диска;

ΣM_k – сумма всех крутящих моментов приложенных к диску с номером k.

Продифференцировав это уравнение согласно [3], запишем

$$\ddot{\varphi}_k \cdot (\theta_k + J_{\text{k пр}}) = \Sigma M_k - \frac{\omega_k^2}{2}\frac{d}{d\varphi}J_{\text{k пр}}, \quad (1)$$

Уравнение (1) – это уравнение движения секции двигателя. Для его решения необходимо методами теории механизмов и машин получить выражения, позволяющие вычислить приведенный момент инерции кривошипно-шатунного механизма и его первую производную по углу поворота коленчатого вала.

Приведенный момент инерции можно вычислить с помощью следующего выражения

$$J_{\text{пр}} = J_2\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + m_2 r^2\left(1-\frac{S}{L}\right)^2 + \left[m_2\left(\frac{S}{L}\right)^2 + m_{\text{п}}\right] r^2\left(1-\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\cos^2\varphi. \quad (2)$$

Первую производную от момента инерции по углу поворота коленчатого вала можно вычислить с помощью следующего выражения

$$\frac{dJ_{\text{пр}}}{d\varphi} = 2J_2\frac{\omega_2}{\omega_1}\frac{d}{d\varphi}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) - \left[m_2\left(\frac{S}{L}\right)^2 + m_{\text{п}}\right] r^2 \cdot \left[\left(1-\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)\sin 2\varphi + 2\left(1-\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)\cos^2\varphi\frac{d}{d\varphi}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)\right] \quad (3)$$

В выражениях (2) и (3), где индекс k опущен, применены следующие соотношения:

$$\frac{d}{d\varphi}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) = \frac{r}{L}\frac{\cos\varphi}{\sin\alpha}\left[\left(\frac{r}{L}\frac{\sin\varphi}{\sin\alpha}\right)^2 - 1\right]. \quad (4)$$

Отношение угловой скорости шатуна (звена 2) к угловой скорости коленчатого вала (звена 1)

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{r}{L}\frac{\sin\varphi}{\sin\alpha}; \quad (5)$$

$\frac{r}{L}$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Радиус кривошипа – расстояние между осями коренной и мотылёвой шеек коленчатого вала равен половине хода поршня; $\frac{S}{L}$ – расстояние до центра тяжести шатуна к его длине; m_2, J_2 – масса и главный центральный момент инерции шатуна; $m_{\text{п}}$ – масса поршня, штока и присоединенных к ним деталей; $\varphi = \varphi_k + \varphi_{zk}$ – угол между положительным направлением оси X и осью кривошипа с номером k.

Следует отметить, что $\omega_1 = \dot{\varphi}_k$, а номер 1 – это номер звена кривошипно–шатунного механизма. φ_{zk} – угол заклинки кривошипа с номером k.

$$\begin{cases} \cos\alpha = -\frac{r}{L}\cos\varphi \\ \sin\alpha = \sqrt{1-\left(\frac{r}{L}\cos\varphi\right)^2} \end{cases} \quad (6)$$

α – угол между положительным направлением оси X и осью шатуна. Синус угла α всегда положителен. Угол α может быть найден из (6).

Положение поршня в цилиндре можно определить с помощью выражения

$$Y = r\sin\varphi + L\sin\alpha - L + r,$$

а отношение скоростей $\frac{\dot{Y}}{r\cdot\omega_1} = \left(1-\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)\cos\varphi$.

Крутящий момент (приведенный), определенный давлением в цилиндре, можно найти с помощью выражения

$$M_{\text{Д}} = P\cdot r\cdot\frac{\dot{Y}}{r\cdot\omega_1} = T\cdot r,$$

где $T = P(\cos\varphi - \frac{\sin\varphi}{\text{tg}\alpha})$ – касательная сила, приложенная к кривошипу; $R = P(\sin\varphi - \frac{\cos\varphi}{\text{tg}\alpha})$ – радиальная сила, приложенная к кривошипу.

Можно показать, что крутящий момент, определенный с помощью операции приведения, равен крутящему моменту, определенному с помощью касательной силы. Выражение для радиальной силы приведено для сведения. Все силовые факторы удельные, приходящиеся на единицу площади цилиндра.

Для вычисления крутящего момента необходимо получить зависимость давления от угла поворота кривошипа

$$P = P(\varphi, P_S, T_S, b). \quad (7)$$

Выражение (7) можно получить с помощью методики [3], для которой кроме указанных параметров нужны параметры на номинальном режиме. Значение параметра P_S запоминается, когда поршень отсека в нижней мертвой точке, а b – когда

поршень отсека в верхней мертвой точке. Давление продувочного воздуха определяется при рассмотрении турбонаддувочного агрегата, а топливоподача b – при рассмотрении регулятора скорости.

Используя φ, с помощью уравнений (6) можно найти угол α, а затем с помощью (5) и (4) вычисляем приведенный момент инерции и его производную с помощью уравнений (3) и (2).

Сумму моментов в (1) можно определить с помощью следующего выражения:

$$\Sigma M_k = M_{\text{Д}\,k} + (\varphi_{k+1} - \varphi_k)/\mathrm{e}_k - (\varphi_k - \varphi_{k-1})/\mathrm{e}_{k-1}\,.$$

С целью учесть переменные моменты инерции отсеков с составным диском рассмотрим крутильную колебательную систему, показанную на рис. 2.

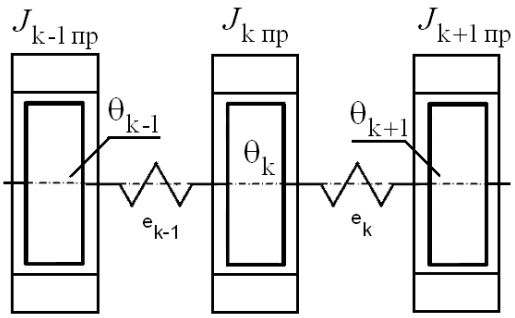


Рис. 2. Расчетная схема пропульсивного комплекса с составными дисками

На рис. 2 показана расчетная схема, в которой отсек дизеля состоит из двух дисков. Один внутренний, жестко связанный с валопроводом. Его момент инерции θ_k. Этот же диск упруго связан с другим внешним диском, момент инерции которого $J_{k\,\text{пр}}$.

Уравнение движения внешнего диска имеет вид:

$$\ddot{\varphi}_{k*} \cdot J_{k\,\text{пр}} = \Sigma M_{k*} - \frac{\omega_{k*}^2}{2}\frac{d}{d\varphi}J_{k\,\text{пр}}\,, \qquad (8)$$

где φ_{k*} – угол определяющий положение внешнего диска, тогда $\omega_{k*} = \dot{\varphi}_{k*}$;

$\Sigma M_{k*} = M_{\text{Д}\,k} + (\varphi_k - \varphi_{k*}) \cdot C_{\text{МП}}$ – сумма всех крутящих моментов, приложенных к внешнему диску с номером k; здесь $C_{\text{МП}}$ – жесткость мотылевого подшипника.

Угол φ_k определяется по методике [2], в которой в качестве внешнего крутящего момента используется момент в мотылевом подшипнике

$$M_k = (\varphi_{k*} - \varphi_k) \cdot C_{\text{МП}}\,.$$

Сравнение амплитуд колебаний полученных по трем расчетным схемам

С помощью рассмотренных расчетных схем анализируется крутильная схема малооборотного дизеля. Для выявления свойств рассмотренных расчетных схем было учтено демпфирование только в гребном винте. Наибольшие амплитуды колебаний были получены для расчетных схем с постоянными параметрами. С помощью расчетных схем, учитывающих переменные моменты инерции, амплитуды колебаний получены существенно (более чем на 20%) ниже.

Следует отметить, что при использовании схемы рис. 2 возникают периодические колебания, частота которых совпадает со свободными, но амплитуда таких колебаний существенно меньше. Эти колебания возникают в виде пачек импульсов. Пока зазор между дисками достаточен форма импульсов не искажается. При уменьшении зазора между дисками форма импульсов искажается.

Заключение

Результаты, полученные по расчетным схемам 2 и 3 близки. Обе схемы учитывают переменный момент инерции отсеков дизеля и могут быть рекомендованы для практического применения. Предпочтительна схема (рис. 2), как в большей степени отражающая физику процессов.

Использование схемы (рис. 1) с дисками переменного момента инерции подразумевает решение системы дифференциальных уравнений второго порядка, число которых равно числу дисков. Если эта схема рассматривается с дисками постоянного момента инерции, то решать требуется только одно уравнение, например по методике [2].

Использование схемы (рис. 2) с дисками переменного момента инерции подразумевает решение системы дифференциальных уравнений второго порядка, число которых равно числу дисков плюс одно. Здесь следует отметить, что дифференциальное уравнение нужно для диска переменного момента инерции. Для диска постоянного момента инерции дифференциальное уравнение не требуется. Так как в системе дизель–валопровод–гребной винт достаточно много дисков постоянной толщины то система уравнений для схемы (рис. 2) будет

меньше. В качестве преимущества этой схемы следует указать на более точное определение силы приложенной к мотылевой шейке коленчатого вала.

Список литературы:

1. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П.А. Истомин. – Л.: Судостроение, 1968. – 304 с. 2. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в судовых валопроводах с малооборотными дизелями с учетом распределенных крутящих моментов / А.И. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 10 (87). – С. 184–187. 3. Теория механизмов и машин: учеб. пособие / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов, Д.М. Лукичев, Н.А. Скворцова, В.А. Никоноров, А.А. Савелова, Г.Н. Петров, Н.Е. Ремизова, В.М. Акопян – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с. 4. Тарасенко А.И. Нелинейная динамическая модель судового малооборотного дизеля / А.И. Тарасенко // Вестник двигателестроения. – 2008. – № 3 (20). – С. 202–205.

Bibliography (transliterated):

1. Istomin P.A. Krutil'nye kolebanija v sudovyh DVS / P.A. Istomin. – L.: Sudostroenie, 1968. – 304 s. 2. Ta-rasenko A.I. Krutil'nye kolebanija v sudovyh valoprovodah s malooborotnymi dizeljami s uchetom raspredelennyh krutjawih momentov / A.I. Tarasenko // Aviacionno kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – 2011. – № 10 (87). – S. 184–187. 3. Teorija mehanizmov i mashin: ucheb. posobie / K.V. Frolov, S.A. Popov, A.K. Musatov, D.M. Lukichev, N.A. Skvorcova, V.A. Nikonorov, A.A. Savelova, G.N. Petrov, N.E. Remizova, V.M. Akopjan – M.: Vysshaja shkola, 1987. – 496 s. 4. Tarasenko A.I. Nelinejnaja dinamicheskaja model' sudovogo malooborotnogo dizelja / A.I. Tarasenko // Vestnik dvigatelestroenija. – 2008. – № 3 (20). – S. 202–205.

УДК 621.43.068.7 :662.756.3

И. П. Васильев, канд. техн. наук

ПЕРСПЕКТИВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СЕЛЕКТИВНОГО КАТАЛИТИЧЕСКОГО ВОССТАНОВЛЕНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ

Постановка проблемы

Развитие двигателестроения связано с разработкой новых рабочих процессов и использованием альтернативных топлив. Ужесточение норм на вредные выбросы с отработавшими газами (ОГ) требует создания усовершенствованных систем нейтрализации, что, в свою очередь, влияет на уровень вредных выбросов и парниковых газов, а в некоторых случаях и появление новых веществ в ОГ.

Например, использование биодизельного топлива, позволяет существенно снизить дымность ОГ, по сравнению с дизельным топливом, но при этом уменьшается дисперсность твердых частиц в ОГ, которые усиливают отрицательное воздействие на организм человека [1, 2].

Поэтому контроль над выбросами двигателей при использовании альтернативных топлив, и оснащенных новыми системами нейтрализации ОГ, является актуальной проблемой.

В работе [2] уже было рассмотрено комплексное воздействие вредных и парниковых газов, но рассматривались особенности работы современных систем нейтрализации в двигателях при работе на CH_4 и H_2, в частности, селективной каталитической нейтрализации (СКВ). За рубежом она широко известна под название Selective Catalytic Reduction (SCR). Побочной реакцией в СКВ, которая получает широкое распространение в автомобилях, является образование парникового газа N_2O [3,4].

В этом свете возникает задача оценки вклада остаточных газов-восстановителей и N_2O в общий парниковый ущерб ОГ двигателей при работе на различных топливах и рассмотрение мероприятий по их уменьшению.

Восстановление оксидов азота ОГ

В настоящее время наиболее эффективным способом снижения NO_x в ОГ является химическая реакция NH_3-SCR (рис. 1).

Вначале, находящийся в ОГ NO окисляется на катализаторе до NO_2, CO до CO_2 и CH до CO_2 и H_2O, производится подача раствора мочевины $CO(NH_2)_2$ в нейтрализатор и его предварительное разложение на катализаторе на CO_2 и NH_3. Последний восстанавливает NO и NO_2 до N_2 и H_2O, а остаточный NH_3 окисляют на катализаторе до N_2 и H_2O.

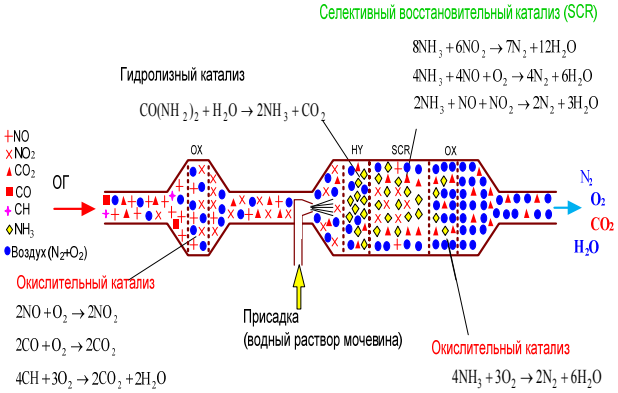


Рис.1. Схема химической реакции NH_3-SCR

Предпочтение использованию NH_3, продукта разложения мочевины объясняется безопасностью, простотой хранения жидкой мочевины, возможностью создания удобных заправок.

В свою очередь, это имеет определенные недостатки: необходимо обеспечить качественное разложение мочевины и перемешивание NH_3 с ОГ при температуре замерзания водного раствора мочевины 32,5 % по массе – 11°С. Водный раствор уменьшает температуру в нейтрализаторе, что приводит к снижению эффективности очистки.

Методика оценки влияния парниковых газов

Суммарный экономический парниковый ущерб от ОГ двигателя в грн/(кВт·ч) предлагается определять по формуле:

$$C^{\Sigma}_{\text{парн}} = \delta \cdot \sum_{i=1}^{i=n} (W_i \cdot K_i \cdot C_i) \cdot V_{ОГ} \cdot 10^{-6} / N_e, \qquad (1)$$

где δ – размерный коэффициент, служащий для перевода бальной оценки ущерба от парниковых газов в стоимостную, принимается равным средней стоимости 1 кг CO_2 в 2011 году 0,16 грн/кг (15 €/т); W_i – индекс парникового воздействия *i*-компонента; K_i – коэффициент пересчета объемной концентрации в массовую i-компонента; C_i – объемная концентрация i-компонента, %; $V_{ОГ}$ – расход отра-

ботавших газов, приведенный к нормальным условиям, л/ч; N_e – мощность двигателя, кВт.

Данная величина не всегда может быть определена из-за отсутствия ряда показателей. Часто интерес представляют не абсолютные значения ущерба, а относительное воздействие каждого из парниковых газов ОГ, которые предлагается определять в относительных единицах парникового воздействия Global Warming Potential (GWP) по формуле:

$$GWP^{\Sigma}_{\text{парн}} = \sum_{i=1}^{i=n} (W_i \cdot K_i \cdot C_i)\,. \qquad (2)$$

Для расчетов коэффициенты парниковых газов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Коэффициенты для расчета парникового ущерба

Химическая формула	W_i	K_i
CO_2	1	19,63
NO	12	13,39
NO_2	12	20,53
N_2O	296	19,63
CO	4	12,49
Газы-восстановители		
NH_3	6	7,59
CH_4	23	7,14
H_2	0	0,892

Источники образования N_2O

Наряду с образованием N_2O из почвы и с водных поверхностей, источником N_2O являются и ДВС [5]. NO_x образуются по разным механизмам, одним из которых является «N_2O», при котором происходит реакция образования N_2O с последующим доокислением до NO. При низких температурах и бедных смесях существенный вклад в образование оксидов азота может вносить механизм «N_2O» (до 40 %). В этом случае высокая вероятность наличия остаточной N_2O. Также в зависимости от режимов работы двигателя может меняться уровень образования NO_2 и составлять от 5% и 50% от общего уровня NO_x [6]. В табл. 2 приведены уровни выбросов NO_x различных двигателей на разных режимах работы.

На парниковый ущерб ОГ после камеры сгорания (до нейтрализатора) определяющее влияние оказывает содержание CO_2. Чем выше нагрузка, тем больше выделение CO_2 и растет парниковый ущерб. При этом обычный вклад N_2O в парниковый ущерб составляет от 0,7 до 4 %, и с уменьшением выделения CO_2 эта величина несколько возрастает [6, 7]. При использовании катализатора NH_3-SCR на некоторых режимах выявлено повышение выделения N_2O, что является следствием побочной реакции [3]. При выделении 100 млн$^{-1}$ N_2O, парниковый ущерб возрастает на 39 %.

Весьма привлекательным является использование в качестве топлив газов (CH_4 и H_2), являющимися восстановителями NO_x. Но при работе на этих топливах также зафиксировано образование N_2O на катализаторах [8, 9].

Таблица 2. Состав парниковых газов и парниковый ущерб ОГ двигателей

Показатели	Концентрации газов					Парниковый ущерб газов					
Газы	NO	NO_2	N_2O	CO_2	CH_4	GWP_{NO}	GWP_{NO_2}	GWP_{N_2O}	GWP_{CO_2}	GWP_{CH_4}	GWP_{Σ}
Единицы	чнм	чнм	чнм	%	чнм	GWP					
При работе на ДТ после камеры сгорания [6]											
Двигатель A1	53	170	1,6	6,8		0,9	4,2	0,9	133,5		139,5
Двигатель B1	88	113	2	4,6		1,4	2,8	1,2	90,3		95,7
Двигатель C1	155	46	2	3,1		2,5	1,1	1,2	60,9		65,7
NO=93% об., NO_2=5% об., N_2O=2 % об. (для NO_x=500 чнм) [7]											
Двигатели	465	25	10	6,8		7,47	0,62	5,81	133,5		147,4
При работе на ДТ, катализатор V2, T=250°C [3]											
До катализатора	410	0	2	6,8		6,6	0	1,2	133,5		141,3
После катализатора		220	100	6,8		0	5	58,1	133,5		196,6
Изменение, %											39
При работе на CH_4 [8]											
До катализатора	234			6,7	881	4			132	14	150
После катализатора	94			6,7	696	1,6			132	11	145,6
При работе на H_2 с учетом выделения CO_2[9]											
До катализатора	500			10		8,5			196		205
После катализатора	75		38	10		1,3		22	196		220
При работе на H_2 без учета выделения CO_2 [9]											
До катализатора	500			0		8,5			0		8,5
После катализатора	75		38	0		1,3		22	0		23,3

При использовании в качестве топлива CH_4 при полном удалении остаточного CH_4 парниковый ущерб уменьшается на 11…26 %.

При сгорании H_2, образовавшийся N_2O и остаточный NO_x, приводит к увеличению парникового ущерба на 7,3 %. Если допустить, что в перспективных двигателях, работающих на H_2, не будет образовываться CO_2, то парниковый ущерб после нейтрализатора снизится почти в 10 раз с 220 до 23 GWP.

Методика определения N_2O

За рубежом определение NO_x с их идентификацией (NO, NO_2, N_2O) является востребованным, что привело к созданию приборов по их определению с погрешностью ±1 чнм.

В данных исследованиях использовалась методика определения N_2O, предоставленная кафедрой «Химическая технология неорганических веществ, катализа и экологии» НТУ ХПИ д. т. н. Савенковым А. С. и д. т. н. Близнюк О. Н.

Методика заключается в последовательном удалении из газа влаги, NO и NO_2, а оставшиеся N_2O определяется газохроматографическим способом.

Установка для исследования SCR

Для исследования процесса SCR была модернизирована ранее созданная установка для подачи восстановителя, как в газовой, так и в жидкой фазах (рис. 2). На данной установке были исследованы в качестве восстановителей: NH_3 в газовой фазе, водный раствор 32,5 % масс. мочевины, водный раствор 10 % масс. NH_3. Топлива: ДТ и БТ.

Результаты исследований

Результаты исследований представлены в табл. 3. Согласно результату №1 после нейтрализатора происходит увеличение выделения CO_2 из-за окисления CO и дисперсных частиц, содержащих углерод. Общий парниковый ущерб снижается на 2,1 %, и если полностью удалить остаточный NH_3, эта величина поднимется до 2,8 %, всего на 0,7 %.

Целью сравнения результатов №2 и №3 было определение влияния БТ на изменение парникового ущерба. Во время испытаний было заменено ДТ на БТ при сохранении прежних параметров нейтрализатора. Считается, что при сгорании биотоплив, образовавшийся CO_2 парниковый ущерб не наносит, так как он участвует в естественном круговороте, а не добавляется, как это происходит при сжигании ископаемых топлив. Парниковый ущерб, в этом случае, снизился на 98 %.

Результаты №4 и №5 позволяют оценить влияние на парниковый ущерб CO_2 различного происхождения.

В SCR мочевина разлагается на аммиак и CO_2 (рис. 1). Обычно, для производства мочевины используется природный метан, поэтому этот CO_2 оказывает парниковое воздействие. Для устранения данного источника парникового газа предлагается получать мочевину из биометана.

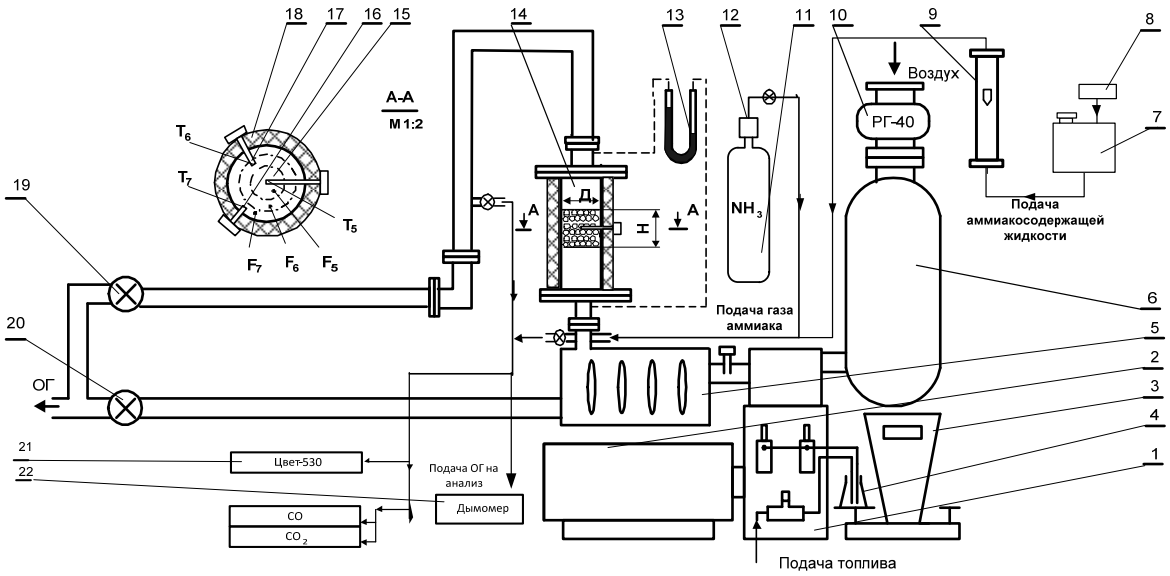


Рис. 2. Схема установки для исследования SCR с восстановителями в разных фазах:

1-дизель; 2-электродвигатель (генератор); 3-весы; 4-мерная колба; 5-нагреватель ОГ; 6-воздушный ресивер; 7-емкость с аммиаксодержащей жидкостью; 8- компрессор; 9-расходомер; 10-газовый счетчик; 11-баллон с аммиаком; 12 -расходомер аммиака; 13-водяной манометр; 14-каталитический реактор; 15, 16, 17-термопары; 18-теплоизоляция; 19, 20-газовые краны; 21-хроматограф "Цвет-530"; 22-дымомер ИДС-3С

Таблица 3. Влияние топлива и остаточного NH_3 на парниковый ущерб

Показатели	Концентрации газов				Парниковый ущерб газов				
Газы	NOx	CO_2	CO	NH_3	GWP_{NO_x}	GWP_{CO_2}	GWP_{CO}	GWP_{NH_3}	GWP_{Σ}
Единицы	чнм	%	чнм	чнм	GWP				
(Результат №1) Дизель 2Ч8,5/11, n=1000 об/мин, диаметр каталитического реактора 120 мм, высота 126 мм; катализатор–меднохромоокисный, объемная скорость 22000 $ч^{-1}$, температура катализатора 400°С. Восстановитель: NH_3 со 100% избытком по отношению к NO_x. Дизельное топливо.									
До катализатора	543	6,5	495		9,2	127,6	2,5		139
После катализатора	82	6,7	480	222	1,4	131,5	2,4	1	136
Изменение	85	-3,1	3		85	-3,1	3		2,1
(Результат №2) Дизель 1Ч8,5/11, n=1000 об/мин, диаметр каталитического реактора 120 мм, высота 126 мм; катализатор–меднохромоокисный, объемная скорость 11000 $ч^{-1}$, температура катализатора 353°С. Восстановитель: водный раствор NH_3 со 100% избытком аммиака по отношению к NOx. Дизельное топливо.									
До катализатора	470	12,7	753		8	249,4	3,8		261
После катализатора	234	12,8	733	483	4	251,3	3,7	2,2	261
Изменение	50	-0,8	2,7		50	-0,8	2,7		
(Результат №3) Дизель 1Ч8,5/11, n=1000 об/мин, диаметр каталитического реактора 120 мм, высота 126 мм; катализатор–меднохромоокисный, объемная скорость 11000 $ч^{-1}$, температура катализатора 364°С. Восстановитель: водный раствор NH_3 со 100% избытком NH_3 по отношению к NO_x, Биодизельное топливо.									
До катализатора	512				8,7				8,7
После катализатора	144			483	2,4			2,2	4,6
Изменение	72				72				46,5
(Результат №4) Дизель 1Ч8,5/11, n=1000 об/мин, диаметр каталитического реактора 120 мм, высота 126 мм; катализатор–меднохромоокисный, объемная скорость 11000 $ч^{-1}$, температура катализатора 353°С. Восстановитель: водный раствор мочевины 32,5 % масс. со 100% избытком по отношению к NO_x. Биодизельное топливо. (С учетом CO_2).									
До катализатора	512	12,7			8,7	249,4			258
После катализатора	144	12,85		743	2,4	252,3		3,4	258,1
(Результат №5) т. к. используется БТ, то CO_2 не учитывается за исключением CO_2, образовавшегося при разложении мочевины									
До катализатора	512				8,7				8,7
После катализатора	144	0,0512		743	2,4	1		3,4	6,8

Удаление N_2O из ОГ

При использовании в качестве топлива CH_4 возможна реализация процесса CH_4–N_2O–SCR [8]. CH_4 из топливного баллона, на катализаторе CH_4–SCR восстанавливает NO и NO_2 до N_2, CO_2 и H_2O, а образовавшийся при побочных реакциях N_2O восстанавливают CH_4 на специальном катализаторе до N_2, CO и H_2O и окисляют на последней ступени катализатора остаток CH_4, CO и CH до CO_2 и H_2O.

Но наиболее перспективным, с точки зрения снижения парникового ущерба, является использование в качестве топлива и восстановителя H_2 по реакции H_2–N_2O–SCR. Теоретически продуктами сгорания H_2 является только вода и NO_x.

При эффективности нейтрализатора H_2-SCR по NO_x 85 % при уровне выбросов NO_x из цилиндра 500 чнм ОГ после нейтрализатора содержится 75 чнм NO_x (табл. 2). Кроме этого как побочная реакция образуется 38 чнм N_2O, которая увеличивает парниковый ущерб [9]. Это возможно устранить при использовании реакции H_2–N_2O–SCR (рис. 3).

В качестве газа-восстановителя используют H_2 из топливного бака, а образовавшиеся при побочных реакциях N_2O, восстанавливают также H_2 на катализаторе восстановления N_2O до N_2 и H_2O.

В этих схемах необходимо корректировать подачу газа-восстановителя с учетом его концентрации до нейтрализатора.

Если исключить образование CO_2, то парниковый ущерб существенно снизится. В перспективе, если подавать в камеру сгорания кислород не с воздухом, а отдельно, то образование NO_x будет полностью исключено и получен идеальный экологически чистый двигатель без CO_2 и NO_x.

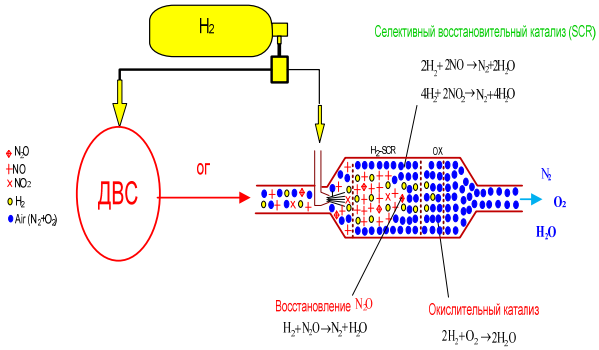


Рис. 3. Химические реакции H_2–N_2O–SCR

Заключение

Совершенствование двигателей и систем нейтрализации при использовании альтернативных топлив может приводить к изменению уровня выбросов и появлению новых вредных веществ и парниковых газов. Это требует наличие датчиков по их обнаружению и применения мер по нейтрализации. Эффективным способом снижения выбросов NO_x является SCR, но он одновременно может являться источником образования парникового газа N_2O в нейтрализаторах.

Перспективными восстановителями в SCR являются топлива, которыми могут быть CH_4 и H_2.

Современные нейтрализаторы должны уменьшать не только вредные выбросы, но и парниковый ущерб от ОГ путем использования катализаторов нейтрализации остаточных газов-восстановителей и N_2O при наличии системы диагностирования.

Список литературы:

1. Fuel economy and environmental characteristics of biodiesel and low sulfur fuels in diesel engines / J. Krahl, A. Munack, O. Schröder, H. Stein, A. Hassaneen // Landbauforschung Völkenrode. – 2005. – 2 (55). – S. 99–106. 2. Васильев И. П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля: монография / И. П. Васильев. – Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2009. – 237 с. 3. Walz Christian. NOx-Minderung nach dem SCR-Verfahren: Untersuchungen zum Einfluß des NO_2-Anteils: Doktors der Naturwissenschaften / Christian Walz. – Karlsruhe, 2000. – 184 S. 4. Hausberger Stefan. N_2O aus mobilen Quellen [Электронный ресурс] / Режим доступа: www.accc.gv.at/pdf/no-hausberger.pdf – 10.12.2011. 5. Исследование механизмов образования оксидов азота в условиях камеры сгорания / В. А. Звонов, М. П. Гиринович // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 1. – С. 29 – 33. 6. Wittzack Stefan. Spektrometrische Bestimmung der NO_2-Konzentration im Abgas von Lastkraftwagen mit Dieselmotor unter Verwendung eines elektrostatisch durchstimmbaren Fabry-Pérot-Filters zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauches und der Schadstoffemissionen: Doktors der Ingenieurwissenschaften / Stefan Wittzack.- Kassel. – 2010. –192 S. 7. Nitrogen oxide sensor – Wikipedia, the free encyclopedia.: [Электронный ресурс] /. -Режим доступа en.wikipedia.org/wiki/Nitrogen_oxide_sensor /. - 03.01.2011. 8. Selective catalytic reduction of NOx in real exhaust gas of gas engines using unburned gas. Catalyst deactivation and advances toward long-term stability / J.A.Z. Pieterse, R.W. van den Brink, H. Top, F. Vollink K. Hoving // Chemical Engineering Journal, ECN-RX – 06-053. – 2006. – p. 23. 9. Schott F.J.P. Entwicklung von Katalysatoren zur effizienten NOx-Minderung bei tiefen Temperaturen im Abgas von Pkw-Dieselmotoren: Abschlussbericht Förderkennzeichen: BWI 23002 / F.J.P. Schott, S. Kureti //. Universität Karlsruhe (TH) Institut für Technische Chemie und Polymerchemie. – Karlsruhe, 2007. – 47 S.

Bibliography (transliterated):

1. Fuel economy and environmental characteristics of biodiesel and low sulfur fuels in diesel engines / J. Krahl, A. Munack, O. Schröder, H. Stein, A. Hassaneen // Landbauforschung Völkenrode. – 2005. – 2 (55). – S. 99–106. 2. Vasyliev I. P. Vlijanie topliv rastitel'nogo proishozhdenija na jekologicheskie i jekonomicheskie pokazateli dizelja: monografija / I. P. Vasil'ev. – Lugansk: VNU im. V. Dalja, 2009. – 237 S. 3. Walz Christian. NOx-Minderung nach dem SCR-Verfahren: Untersuchungen zum Einfluß des NO_2-Anteils: Doktors der Naturwissenschaften / Christian Walz. – Karlsruhe, 2000. – 184 S. 4. Hausberger Stefan. N_2O aus mobilen Quellen [Jelektronnyj resurs] / Rezhim dostupa: www.accc.gv.at/pdf/no-hausberger.pdf – 10.12.2011. 5. Issledovanie mehanizmov obrazovanija oksidov azota v uslovijah kamery sgoranija / V. A. Zvonov, M. P. Girinovich // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – Har'kov: NTU «HPI», 2008. – № 1. – S. 29 – 33. 6. Wittzack Stefan. Spektrometrische Bestimmung der NO_2-Konzentration im Abgas von Lastkraftwagen mit Dieselmotor unter Verwendung eines elektrostatisch durchstimmbaren Fabry-Pérot-Filters zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauches und der Schadstoffemissionen: Doktors der Ingenieurwissenschaften / Stefan Wittzack.- Kassel. – 2010. –192 S. 7. Nitrogen oxide sensor – Wikipedia, the free encyclopedia.: [Jelektronnyj resurs] / Rezhim dostupa: en.wikipedia.org/wiki/Nitrogen_oxide_sensor /. - 03.01.2011. 8. Selective catalytic reduction of NOx in real exhaust gas of gas engines using unburned gas. Catalyst deactivation and advances toward long-term stability / J.A.Z. Pieterse, R.W. van den Brink, H. Top, F. Vollink K. Hoving // Chemical Engineering Journal, ECN-RX – 06-053. – 2006. – p. 23. 9. Schott F.J.P. Entwicklung von Katalysatoren zur effizienten NOx-Minderung bei tiefen Temperaturen im Abgas von Pkw-Dieselmotoren: Abschlussbericht Förderkennzeichen: BWI 23002 / F.J.P. Schott, S. Kureti //. Universität Karlsruhe (TH) Institut für Technische Chemie und Polymerchemie. – Karlsruhe, 2007. – 47 S.

УДК 621.43.068.4

А. Н. Кондратенко, асп., А. П. Строков, д-р техн. наук, В. М. Семикин, инж.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ФИЛЬТРЕ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ДИЗЕЛЯ. ЧАСТЬ 2: ДОПОЛНЕНИЕ БАЗ ДАННЫХ ПО СВОЙСТВАМ МАТЕРИАЛОВ ФИЛЬТРА И РАБОЧЕГО ТЕЛА, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗНАЧЕНИЙ КРАЕВЫХ УСЛОВИЙ

Постановка проблемы и анализ литературных источников

В предыдущих публикациях авторами описаны разработанная новая конструкция и способ функционирования фильтра твердых частиц (ФТЧ) дизеля. Также описана математическая модель процесса движения отработавших газов (ОГ) дизеля в полостях ФТЧ [1]. Для моделирования реальных процессов, происходящих в фильтрующем элементе (ФЭ) вышеупомянутую модель следует

усовершенствовать в аспектах, перечисленных как задачи данного исследования. В предыдущей части исследования было выполнено обоснование модернизации конструкции модуля ФЭ, а также дополнение базы данных по свойствам пористого тела [2].

Цель и постановка задачи исследования

Целью данного исследования является повышение точности математического моделирования тепло- и массообменных процессов в полостях ФЭ фильтра твердых частиц дизеля, за счет ее дополнения данными о свойствах материалов ФЭ и рабочего тела (РТ), а также краевых условий.

Задачами данной части исследования являются:

1) дополнение базы данных по свойствам реального рабочего тела (ОГ) в зависимости от их температуры;

2) анализ литературных данных о шероховатости поверхностей полостей и теплофизических свойствах материалов ФЭ;

3) дополнение базы данных по свойствам твердых частиц (ТЧ);

4) экспериментальное получение значений краевых условий, необходимых для моделирования процесса течения ОГ через ФТЧ.

Дополнение базы данных по свойствам реального рабочего тела

Программный комплекс CosmosFlo Works позволяет использовать различные рабочие тела (РТ) для расчета. База данных по свойствам РТ в указанном программном комплексе относится к, так называемой, «инженерной базе данных» и содержит информацию о термодинамических свойствах РТ. Для такого расчета необходимы следующие данные – постоянные величины и значения различных физических параметров РТ от их температуры. Для ОГ дизеля эти данные в используемом программном комплексе отсутствуют [3]. Они были получены из литературного источника [4, стр. 324] и представлены на рис. 1.

Данные о шероховатости поверхностей полостей и теплофизических свойств материалов ФЭ

В разработанной конструкции ФЭ используются три типа поверхностей:

1) стенка из стальной тканой сетки, проницаемая для ОГ;

2) стенка из стальной пластины с прилегающей к ней стальной тканой сеткой;

3) стенка из стальной пластины, подвергнутая пескоструйной обработке.

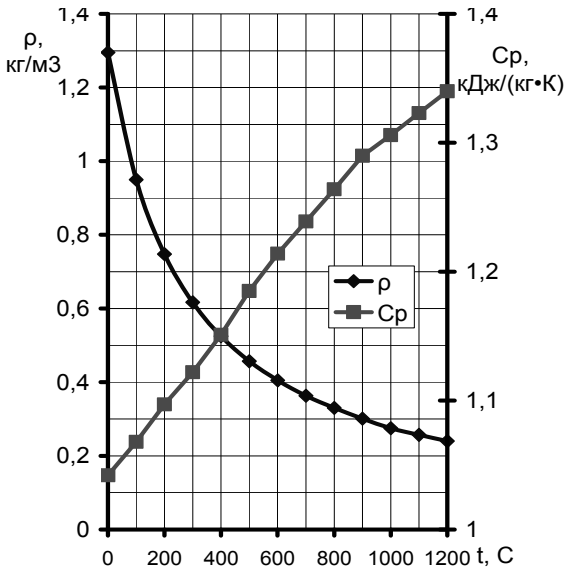


Рис. 1. Теплофизические свойства ОГ

В программном комплексе CosmosFlo-Works возможно учитывать шероховатость поверхностей неподвижного тела (используется параметр Rz в мкм), а также теплофизические свойства материала, из которого он изготовлен [3].

Пескоструйная обработка стальных поверхностей может создавать на них шероховатость в пределах Ra 30…80 мкм [5]. Для расчета принято Rz 160 мкм.

В виду того, что стальная тканая сетка в данном случае моделируется как пористое тело, то в первом приближении в расчете принята пористость стальной тканой сетки, равной отношению площади проходного сечения ячейки к площади повторяющегося элемента сетки (0,371). Шероховатость стальной проволоки, согласно [6], из которой изготавливают стальную тканую сетку, должна быть не более Rz 1,6 мкм. Это значение и принято для расчета.

Нержавеющая сталь, как и стальная тканая сетка, имеет значение коэффициента теплопроводности 22,4 Вт/(м·К) [7]. Значение коэффициента теплопроводности твердых частиц (ТЧ), основным компонентом которых является сажа, составляет 0,058 Вт/(м·К) [8].

Дополнение базы данных по свойствам твердых частиц

Программный комплекс CosmosFloWorks позволяет учитывать наличие ТЧ (в твердом или жидком агрегатном состоянии) в потоке текучей

среды. База данных по свойствам ТЧ в указанном программном комплексе содержит информацию о функции распределения размеров ТЧ и о теплофизических свойствах ТЧ. Для расчета значений параметров процесса течения ОГ в ФТЧ с учетом наличия в них ТЧ необходимы следующие данные – расход для каждой фракции ТЧ в распределении их по массе. Если предположить, что ТЧ всех фракций распределены в объеме потока ОГ равномерно, то достаточно определить функции распределения ТЧ по размерам. Для ТЧ в ОГ дизеля эти данные отсутствуют в [3]. К особенностям моделирования ТЧ в программном комплексе CosmosFloWorks, согласно [3], относятся следующие: так как массовая доля ТЧ в потоке ОГ не превышает 30 %, то наличие их в потоке пренебрежимо мало влияет на его параметры; ТЧ имеют сферическую форму, их масса предполагается неизменной, а температура определяется теплообменом с текучей средой. Моделируются как полное прилипание ТЧ к поверхностям (с учетом или без учета эрозии отложившегося слоя ТЧ на стенках поверхностей), а также отражение ТЧ от стенок поверхностей (идеальное или не идеальное) [3].

Распределение ТЧ в ОГ по размерам зависит от многих факторов – размерности и типа смесеобразования в дизеле, режима работы дизеля, уровня теплонапряженности деталей камеры сгорания, сорта топлива и моторного масла и др. [8]. Кроме того, ввиду наличия явления коагуляции ТЧ и конденсации продуктов неполного сгорания топлива на, так называемых, конденсатных зародышах ТЧ (0,1…0,3 мкм [8]), их распределение по размерам зависит от места взятия пробы ОГ по длине выпускного тракта дизеля.

Известно достаточно много способов определения функции распределения ТЧ по размерам (весу, количеству, площади поверхности), имеющих определенные недостатки и преимущества и дающих различные, а порой и противоречивые данные [8, 9]. Применение одного из указанных в [8, 9] методов для определения функции распределения ТЧ по размерам для дизеля 2Ч10,5/12 является предметом отдельного весьма объемного исследования. Поэтому для расчета будут использоваться данные из литературных источников [8, 9]. Так, например, для номинального режима работы дизеля КамАЗ 740 функция распределения размеров ТЧ, полученная в работе [9], представлена на рис. 2. Такое распределение принимаем для расчета. Плотность ТЧ в среднем составляет около 1 г/см^3 [8].

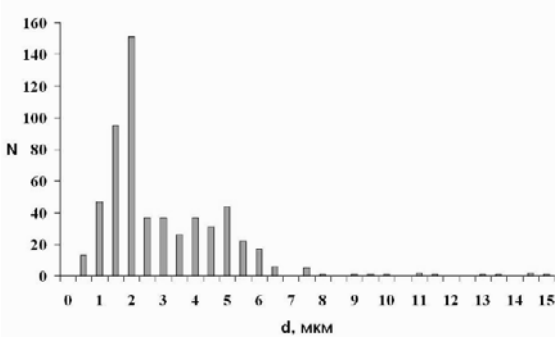


Рис. 2. Распределение ТЧ по размерам [9]

Экспериментальное получение значений краевых условий

Краевые условия, необходимые для моделирования тепло- и массообменных процессов в ФТЧ были перечислены в [1]. Их значения, характерные для реальных условий, наблюдаемых в выпускном тракте дизеля на определенном режиме его работы, можно получить экспериментальным путем.

Для проведения моторных испытаний действующего прототипа ФТЧ с различными новыми вариантами конструкции его фильтрующего элемента, моторный испытательный стенд с дизелем 2Ч10,5/12, описанный в [12], был модернизирован. Изменения коснулись выпускной системы стенда и системы отбора проб ОГ на токсичность и дымность. Схема отбора проб приведена на рис. 3. Внешний вид стенда после модернизации представлен на рис. 4.

Система выпуска ОГ дополнена новой деталью – макетоудерживающей вставкой. Ее эскиз и внешний вид приведены на рис. 5 и 6. Вставка оснащена двумя штуцерами для подключения дифманометра для измерения перепада давления на макете ФЭ, а также двумя штуцерами для подключения датчиков температуры (термопары ТХА), для измерения перепада температур на макете ФЭ.

Проба ОГ отбирается в середине сечения выходного фланца макетоудерживающей вставки. Проба подается на вход 4-х позиционного крана аллонжа. Аллонж имеет два конуса с фильтродержателями на концах, один из которых используется для продувки системы отбора проб и подачи пробы ОГ для дымомера ИНА-109, а второй – для отбора пробы ОГ на дымность по методу фильтрации выхлопа, описанного в [10] и применявшемуся в [11]. Для обеспечения идентичности проб в схеме присутствуют расходомер газа, регулировочный кран,

таймер. Объем пробы соответствует таковому в дымомерах фирмы Bosch, он пропускается сквозь специальный фильтр, установленный в фильтродержателе аллонжа. Аллонж также имеет два выхода без конусов: один используется для измерения противодавления системы выпуска ОГ моторного стенда дифманометром, а второй – для измерения параметров токсичности ОГ 5-ти компонентным газоанализатором.

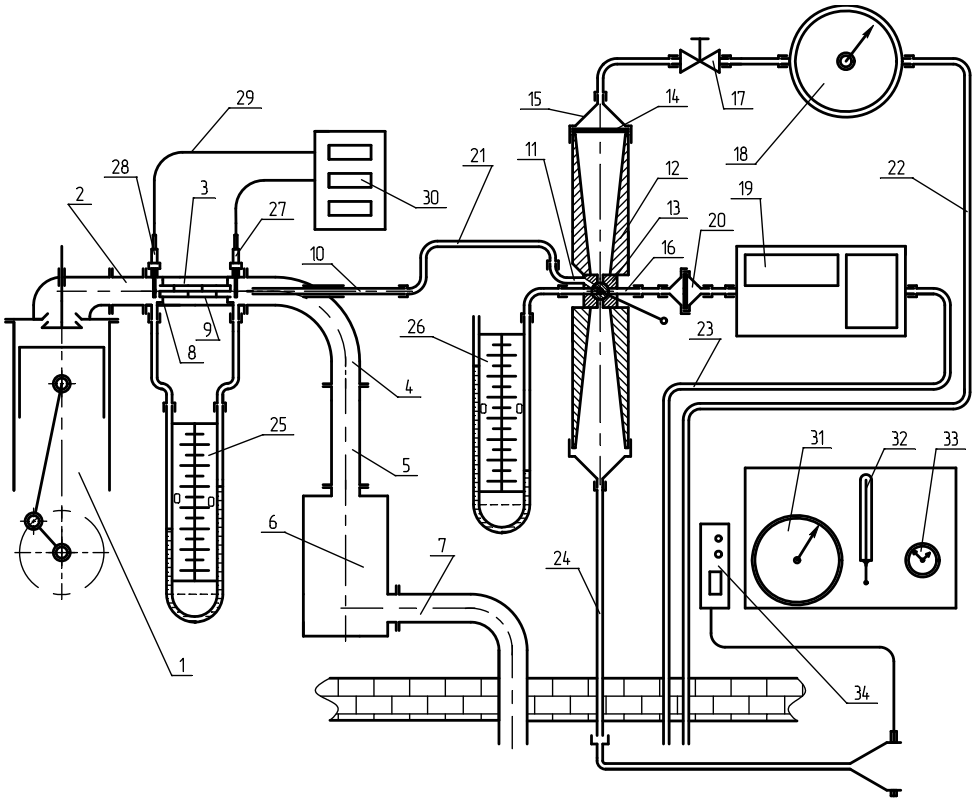
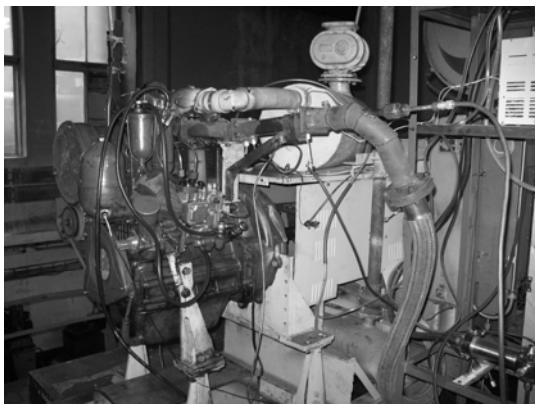


Рис. 3. Схема отбора проб моторного испытательного стенда:
1 – дизель 2Ч10,5/12; 2 – выпускной коллектор дизеля; 3 – макетоудерживающая вставка; 4 – “колено”; 5 – гибкий трубопровод; 6 – глушитель шума; 7 – газовыводящая труба; 8 – держатель макета ФТЧ; 9 – макет ФТЧ; 10 – трубка – пробоотборник; 11 – входной штуцер аллонжа; 12 – конус аллонжа; 13 – четырехходовой кран аллонжа; 14 – сменный фильтр; 15 – колпак аллонжа; 16 – выходной штуцер аллонжа; 17 – регулировочный кран; 18 – расходомер газа; 19 – пятикомпонентный газоанализатор с печатающим устройством; 20 – защитный фильтр с держателем; 21 – соединительный трубопровод; 22, 23, 24 – выводные трубопроводы; 25, 26 – дифманометр ДМ; 27, 28 – датчик термометрический ТХА; 29 – электропровод; 30 – прибор ОВЕН ТРМ 200; 31 – барометр анероид БА; 32 – термометр ртутный; 33 – таймер; 34 – дымомер ИНА-109



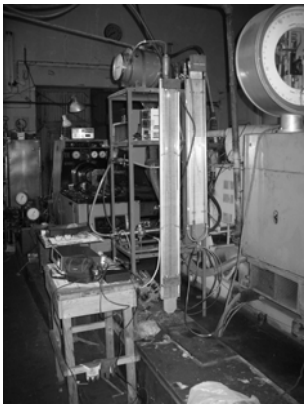


Рис. 4. Внешний вид моторного стенда

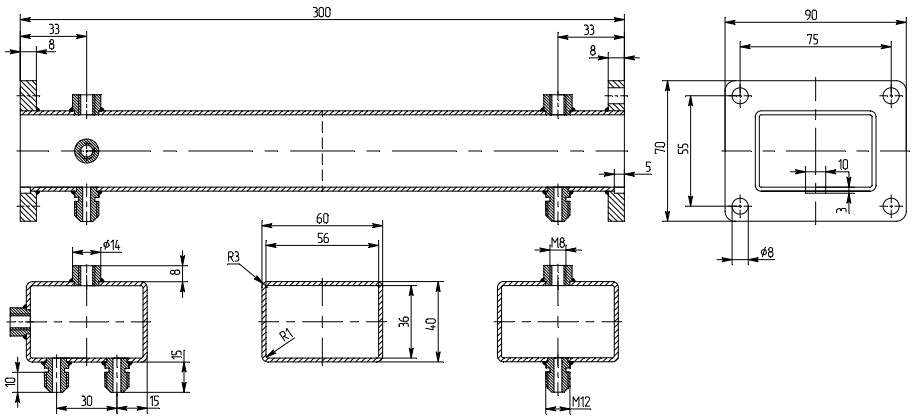


Рис. 5. Эскиз макетоудерживающей вставки

Программа экспериментального исследования включала следующее: получить значения параметров ОГ в модернизированной системе выпуска моторного стенда с дизелем 2Ч10,5/12 без действующего макета модуля ФЭ в макетоудерживающей вставке его выпускной системы, при его работе по внешней скоростной характеристике, характеристике холостого хода, нагрузочной характеристике с номинальной нагрузкой и скоростной характеристике с максимальным крутящем моментом.

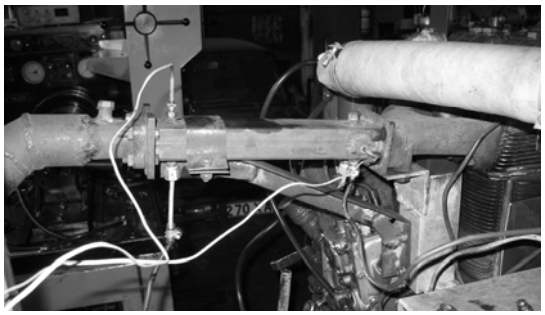


Рис. 6. Внешний вид макетоудерживающей вставки

Методика экспериментального исследования включала следующие пункты:

1) запустить дизель, прогреть;

2) установить режим работы дизеля с заданными $n_{КВ}$ и $M_{КР}$,

3) выждать на установившемся режиме 5 мин.;

4) на режиме измерять:

– крутящий момент $M_{кр}=f(n_{КВ})$,

– массовый расход ОГ $Gm_{ОГ}=f(n_{КВ})$,

– температуру ОГ в сечении среза выходного отверстия выпускного коллектора $t_1=f(n_{КВ})$,

– температуру ОГ в сечении выходного отверстия макетоудерживающей вставки $t_2=f(n_{КВ})$,

– абсолютное статическое давление ОГ в сечении выходного отверстия макетоудерживающей вставки (гидравлического сопротивления выпускного тракта моторного испытательного стенда без учета сопротивления макетоудерживающей вставки и ФЭ) $P_{ВЫП}=f(n_{КВ})$,

– перепад статического давления на макетоудерживающей вставке с ФЭ (гидравлическое сопротивление макетоудерживающей вставки) $\Delta P_{МС}=f(n_{КВ})$;

– эмиссию нормируемых вредных веществ в ОГ дизеля CO, CO_2, NO_X, $CH_X=f(n_{КВ})$;

– дымность ОГ $D=f(n_{КВ})$;

– перепад температур на макетоудерживающей вставке $\Delta t_{1\text{-}2}=f(n_{КВ})$.

Результаты экспериментального исследования будут представлены в следующей части исследования.

Эти данные будут использованы в качестве краевых условий для математической модели течения ОГ в ФТЧ с учетом наличия в них ТЧ, а также как данные, с которыми можно будет сравнить значения целевых функций расчета, полученных расчетным и экспериментальным путями.

Аналогичные характеристики будут получены для моторного стенда с дизелем 2Ч10,5/12 с действующим макетом модуля ФЭ в макетоудерживающей вставке выпускной системы стенда. Эти данные будут использованы как значения целевых функций расчета параметров течения ОГ в ФТЧ с учетом наличия в них ТЧ.

Выводы

В работе с целью повышения точности математического моделирования тепло- и массообменных процессов в ФТЧ дополнены базы данных по свойствам реального рабочего тела и свойствам ТЧ.

Проведен обзор литературных данных по вопросам шероховатости поверхностей полостей ФЭ и теплофизических свойств материалов ФЭ.

Описана подготовка экспериментального исследования по получению значений краевых условий математической модели тепло- и массообменных процессов в ФТЧ.

Список литературы:

1. Строков А. П. Расчетная оценка гидравлического сопротивления модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля / А. П. Строков, А. Н. Кондратенко // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – 2011. Выпуск 28. – С. 48-54. 2. Кондратенко А. Н. Моделирование тепло- и массообменных процессов в фильтре твердых частиц дизеля. Часть 1: модернизация конструкции фильтра и дополнение базы данных по свойствам пористого тела / А. Н. Кондратенко, А. П. Строков, А. Н. Авраменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. - №1. – С. 86-90. 3. Алямовский А. А. Компьютерное моделирование в инженерной практике. / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович, Н. Б. Пономарев – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с. 4. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стериотип. / М. А. Михеев, И. М. Михеева. – М.: Энергия, 1977. 5. ГОСТ 9.402-2004. Покрытия лакокрасочные. Подготовка металлических поверхностей к окрашиванию. М.: Национальные стандарты. – 2006. – 41 с. 6. ГОСТ 15598-70. Проволока стальная струнная. Технические условия. М.: Национальные стандарты. – 2003. – 41 с. 7. Теплопроводности веществ. Сайт-справочник [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://conductiity.at.ua/publ/teploprovodnost_metallov/teploprovodnost_stalej/7-1-0-8. 8. Звонов В. А. Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей / В. А. Звонов, Г. С. Корнилов, А. С. Козлов, Е. А. Симонова. – М.: Издательство Прима-Пресс-М, 2005, – 312 с. 9. Бразовский В. В. Распределение твердых частиц выхлопных газов по размерам / В. В. Бразовский, В. А. Вагнер, В. В. Евстигнеев, В. И. Пролубников, Н. П. Тупалов // Ползуновский вестник. – 2006. – №4. – С. 187-193. 10. Варшавский И. Л. Токсичность дизельной сажи и измерение сажеобразования дизельного выхлопа / И. Л. Варшавский, Ф. Ф. Мачульский // Сборник трудов ЛАНЭ. – 1969. – С. 120–157. 11. Бганцев В. Н. Результаты испытаний дизеля на смесях дизельного топлива и биодобавки из побочных продуктов масложирового и спиртового производств / В. Н. Бганцев, В. П. Мараховский, С. П. Хожаинов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. - №1. – С. 119-123. 12. Вивчення енергоекологічних характеристик біодизельного палива на основі етанолу та соняшникової олії: звіт про НДР / ІПМаш НАНУ; кер. А. Лєвтєров.– Харків, 2011.– 34 с.– № ДР 0111U001430.

Bibliography (transliterated):

1. Strokov A. P. Raschetnaja ocenka gidravlicheskogo soprotivlenija modulja fil'tra tverdyh chastic bystrohodnogo dizelja / A. P. Strokov, A. N. Kondratenko // Avtomobil'nyj transport: sbornik nauchnyh trudov. – 2011. Vy-pusk 28. – S. 48-54. 2. Kondratenko A. N. Modelirovanie teplo- i massoobmennyh processov v fil'tre tverdyh chastic dizelja. Chast' 1: modernizacija konstrukcii fil'tra i dopolnenie bazy dannyh po svojstvam poristogo tela / A. N. Kondratenko, A. P. Strokov, A. N. Avramenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2012. - №1. – S. 86-90. 3. Aljamovskij A. A. Komp'juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike. / A. A. Aljamovskij, A. A. Sobachkin, E. V. Odincov, A. I. Haritonovich, N. B. Ponomarev – SPb.: BHV-Peterburg, 2005. – 800 s. 4. Miheev M. A. Osnovy teploperedachi. Izd. 2-e, steriotip. / M. A. Miheev, I. M. Miheeva. – M.: Jenergija, 1977. 5. GOST 9.402-2004. Pokrytija lako¬krasochnye. Podgotovka metallicheskih poverh¬nostej k okrashivaniju. M.: Nacional'nye standarty. – 2006. – 41 s. 6. GOST 15598-70. Provoloka stal'naja strunnaja. Tehnicheskie uslovija. M.: Nacional'nye standarty. – 2003. – 41 s. 7. Teploprovodnosti vewestv. Sajt-spravochnik [Jelektronnyj resurs]. Rezhim dostupa: http://conductiity.at. ua/publ/ teploprovodnost_metallov/teploprovodnost_stalej/7-1-0-8. 8. Zvonov V. A. Ocenka i kontrol' vybrosov dispersnyh chastic s otrabotavshimi gazami dizelej / V. A. Zvonov, G. S. Kornilov, A. S. Kozlov, E. A. Simonova. – M.: Izdatel'stvo Prima-Press-M, 2005, – 312 s. 9. Brazovskij V. V. Raspredelenie tverdyh chastic vyhlopnyh gazov po razmeram / V. V. Brazovskij, V. A. Vagner, V. V. Evstigneev, V. I. Prolubnikov, N. P. Tupalov // Polzunovskij vestnik. – 2006. – №4. – S. 187-193. 10. Varshavskij I. L. Toksichnost' dizel'noj sazhi i izmerenie sazheobrazovanija dizel'nogo vyhlopa / I. L. Varshavskij, F. F. Machul'skij // Sbornik trudov LANJe. – 1969. – S. 120–157. 11. Bgancev V. N. Rezul'taty ispytanij dizelja na smesjah dizel'nogo topliva i biodobavki iz pobochnyh produktov maslozhirovogo i spirtovogo proizvodstv / V. N. Bgancev, V. P. Marahovskij, S. P. Hozhainov // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2009. - №1. – S. 119-123. 12. Vivchennja energoekologichnih harakteristik biodizel'nogo paliva na osnovi etanolu ta sonjashni-kovoї oliї: zvit pro NDR / IPMash NANU; ker. A. Lєvtєrov.– Harkiv, 2011.– 34 s.– № DR 0111U001430.

УДК 66.074.33: 621.43.68

В.М. Горбов, канд. техн. наук, В.С. Митенкова, канд. техн. наук

ОЦЕНКА ВЫБРОСОВ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА СУДОВЫМИ ДИЗЕЛЬНЫМИ УСТАНОВКАМИ

Вступление

Общий вклад водного транспорта в глобальное экологическое загрязнение напрямую зависит от количества потребляемого топлива, в первую очередь нефтяного. По данным Международной группы изменений климата (IPCC) в период с 2010 по 2050 гг. объем выбросов для CO_2 со стороны международного судоходства увеличится на 70 %. За данный отрезок времени вклад в глобальное загрязнение атмосферы диоксидом углерода для судов возрастет с 2,7 до 3,5 % [1]. Инструментом для снижения выбросов диоксида углерода является индекс энергоэффективности для строящихся судов (EEDI – Energy Efficiency Design Index). Огра-

ничения, введенные IMO в рамках Киотского протокола, вступили в действие с 2012 г. [2-6].

Актуальность и постановка задачи

Оценка численного значения EEDI является основой для определения в отношении каждого судна меры возмещения за загрязнение окружающей среды диоксидом углерода. Разработка такой системы возмещения ведется соответствующим комитетом IMO. Показатели, влияющие на EEDI, можно разделить на несколько групп: характеристики энергетической установки (мощность главных и вспомогательных двигателей (ГД и ВД), тип и расход топлива); мореходные характеристики (дедвейт или брутто-тоннаж, скорость); ряд безразмерных коэффициентов, учитывающих конструктивные особенности судна, район плавания, наличие инновационных технологий по снижению потерь энергии.

Целью исследования является анализ влияния данных факторов на уровень выбросов CO_2 для определения возможности коррелирования основных параметров судна на стадии концептуального проектирования и оценка изменения эксплуатационных затрат на судно.

Результаты исследований

Действие формулы для определения EEDI, разработанной IMO, распространяется на такие типы судов: пассажирские, сухогрузы, газовозы, наливные, контейнеровозы, суда типа Ro-Ro, универсальные для перевозки генеральных грузов, оборудованных дизель-механической энергетической установкой. Значение индекса энергетической эффективности определяется следующим образом [7, 8]:

$$EEDI = \frac{\left(\prod_{j=1}^{M} f_j\right)\left(\sum_{i=1}^{nME} P_{ME(i)} \cdot C_{FME(i)} \cdot SFC_{ME(i)}\right) + \left(P_{AE} \cdot C_{FAE} \cdot SFC_{AE}\,*\right)}{f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w} +$$

$$+ \frac{\left(\left(\prod_{j=1}^{M} f_j \cdot \sum_{i=1}^{nPTI} P_{PTI(i)} - \sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{AEeff(i)}\right) C_{FAE} \cdot SFC_{AE}\right) - \left(\sum_{i=1}^{neff} f_{eff(i)} \cdot P_{eff(i)} \cdot C_{FME} \cdot SFC_{ME}\right)}{f_i \cdot Capacity \cdot V_{ref} \cdot f_w}$$

* – если значительная часть потребностей в электроэнергии на судне обеспечивается за счет валогенераторов, то в расчетах SFC_{AE} заменяют соответствующим значением SFC_{ME}.

SFC – удельный эффективный расход топлива на ГД (индекс ME) и ВД (индекс AE), г/(кВт·ч).

Значение *Capacity* для сухогрузов, танкеров, газовозов, грузовых судов типа Ro-Ro, универсальных судов для перевозки генеральных грузов принимается равным дедвейту, т; для пассажирских судов, в т.ч. и автомобильно-пассажирских паромов типа Ro-Ro – валовому регистровому тоннажу, т; для контейнеровозов – 65 % от дедвейта, т.

C_F – безразмерный коэффициент корреляции между расходом топлива и образующимся при его сжигании в дизеле CO_2, напрямую зависит от содержания углерода;

V_{ref} – скорость судна на глубокой воде при максимально допустимой мощности двигателей, узлов;

$P_{ME(i)}$ принимается равной 75 % от номинальной установленной мощности каждого ГД (i-ого) после вычета мощности, подводимой к валогенераторам ($P_{PTO(i)}$), кВт;

$P_{PTO(i)}$ принимается равной 75 % от мощности каждого валогенератора (i-ого), деленной на его КПД, кВт;

$P_{PTI(i)}$ – 75 % от мощности каждого электрогенератора, деленной на среднее значение КПД электрогенераторов, кВт;

$P_{eff(i)}$ составляет 75 % от снижения мощности ГД в результате использования инновационных технологий для снижения механических потерь, кВт;

$P_{AEeff(i)}$ составляет 75 % от снижения мощности ВД в результате использования инновационных технологий для уменьшения электрических потерь, кВт;

P_{AE} – суммарная мощность ВД, необходимая для обеспечения всех потребителей электрической энергией на ходовом режиме, кВт;

f_j, f_i – коэффициенты, учитывающие специфические конструктивные элементы и техническую или законодательную необходимость ограничения мощности судна, соответственно, принимаются равными 1 для всех судов кроме ледового района плавания, для них рассчитываются по специальным формулам;

f_w – безразмерный коэффициент, учитывающий снижение скорости судна при изменении метеоусловий (высота волн, скорость ветра и т.д.);

$f_{eff(i)}$ – коэффициент, учитывающий использование на судне инновационных технологий повышения энергоэффективности [8].

На рис. 1-3 приведены расчеты CO_2-индекса для 70 новопостроенных судов, на которые распространяется действие данной формулы. Характеристики судов представлены в [9-11].

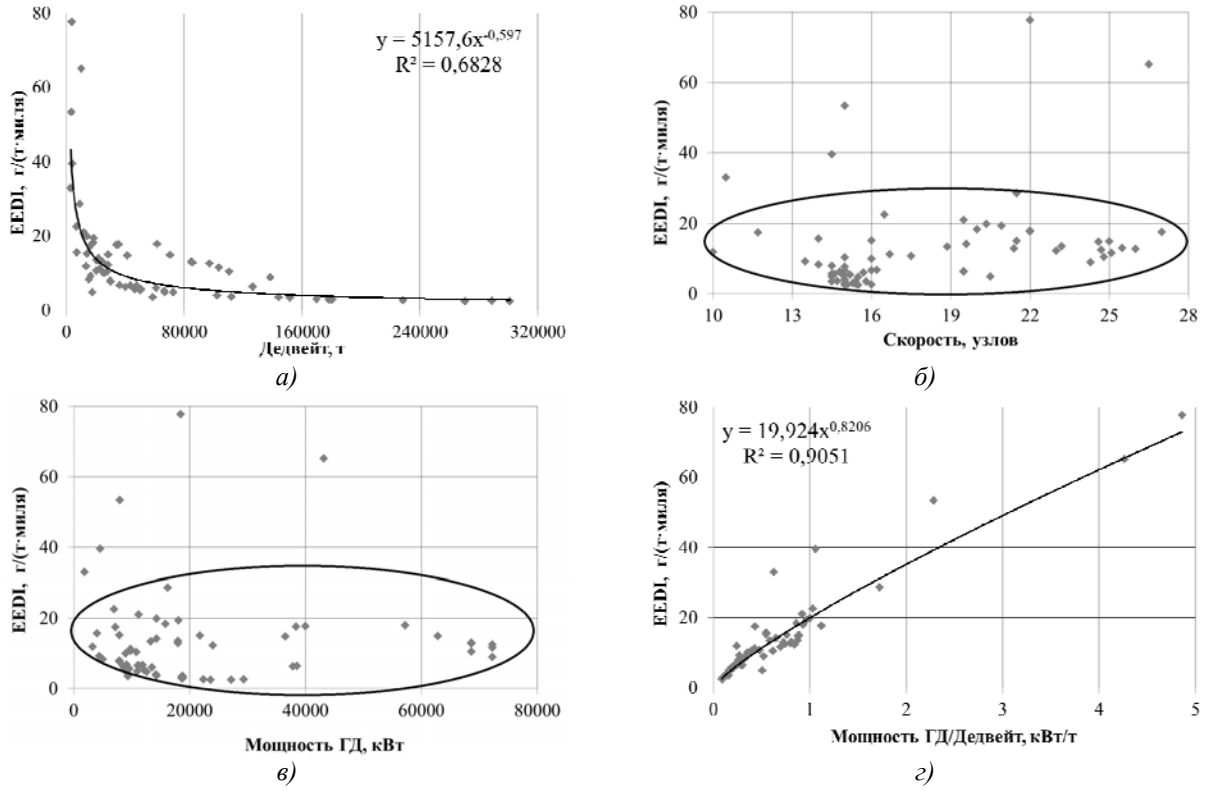


Рис. 1. Зависимость EEDI:
а – от дедвейта; б – от скорости судна; в – от мощности главных двигателей;
г – от относительной мощности главных двигателей

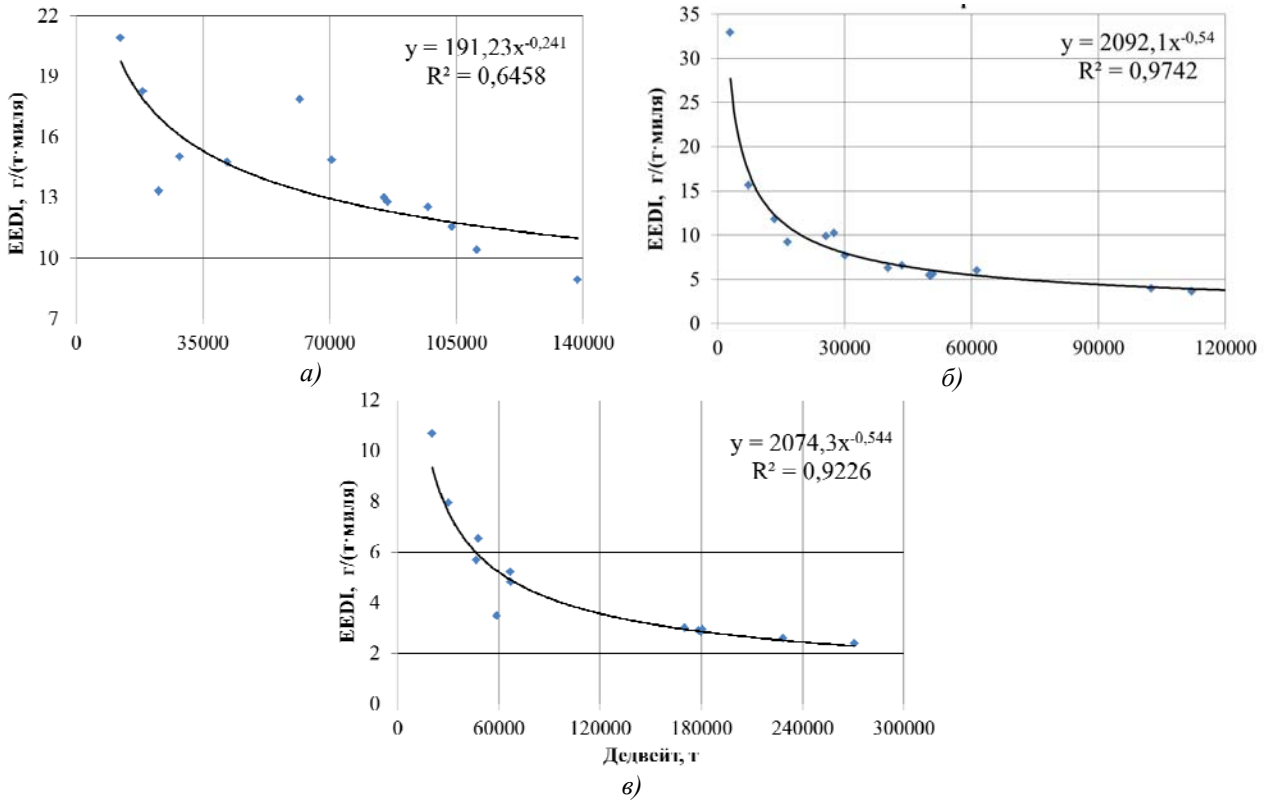


Рис. 2. Зависимость EEDI от дедвейта для разных типов судов:
а – контейнеровозов; б – танкеров; в – сухогрузов

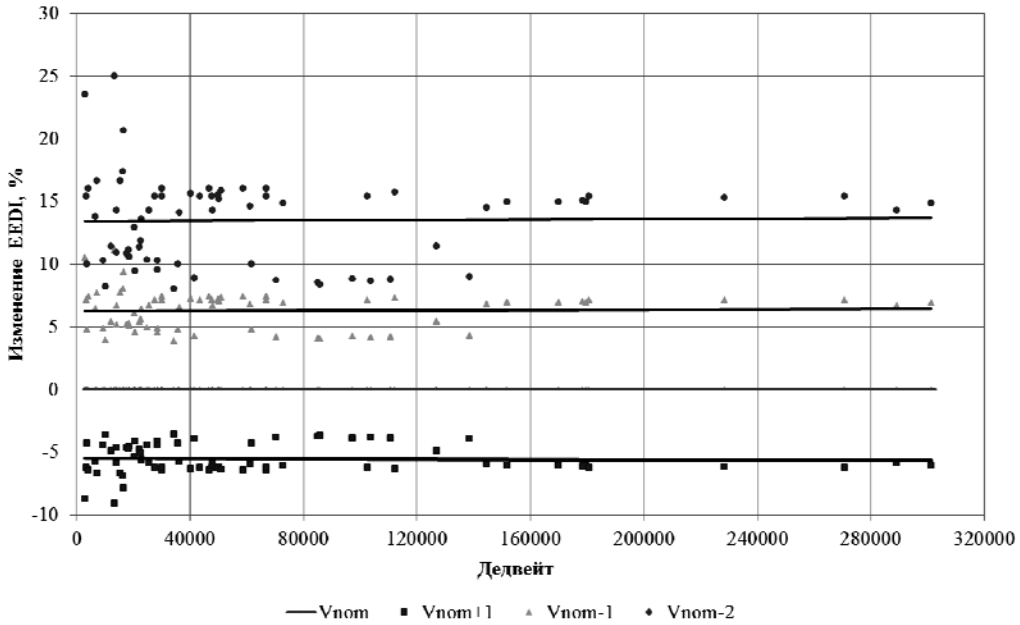


Рис. 3. Влияние изменения скорости на EEDI
(V_{nom} – номинальная скорость судна, V_{nom+1}, V_{nom-1}, V_{nom-2} – увеличение или уменьшение скорости на 1-2 узла по сравнению с номинальной)

Выводы

– варьирование вышеприведенными параметрами в процессе проектирования даст возможность подобрать рациональные значения основных характеристик новостроящегося судна при минимально возможных выбросах углекислого газа;

– для большинства современных судов выбросы CO_2 не превышают 20 г/(т·милю), они снижаются при увеличении размеров судна и увеличиваются при повышении соотношения мощность ГД/дедвейт судна;

– существенного снижения выбросов можно добиться варьированием скоростью судна.

Список литературы:

1. Air pollution and greenhouse gas emissions from ocean-going ships: impacts, mitigation options and opportunities for managing growth [Electronic resource] / Friedrich A., Heinen F., Kamakate F., Kodjak D. – The international council on clean transportation, 2007. – 101 p. – Mode of access: http://www.georgiastrait.org/files/share/PDF/ MarineReport_Final_Web.pdf. 2. Controlling emissions in two-stroke marine diesel [Text] // MER. – 2008. – November. – P. 16–21. 3. Oslo meeting prepared GHG reduction mechanism [Text] // MER. – 2008. – September. – P. 46–47. 4. Scientific IMO SO_x study completed [Text] / L. Schumacher, A. Chellappa, W. Wetherell, M. D. Russell // MER. – February. – 2008. – P. 20. 5. Shipping emissions remain burning issue [Text] // The Naval Architect. – 2008. – January. – P. 77. 6. The potential to cut CO_2 [Text] // The Naval Architect. – 2009. – June. – P. 30–34. 7. Psarafitis, H. N. CO2 emission statistics for the world commercial fleet [Text] / H. N. Psarafitis, C. A. Kontovas // WMU Journal of Maritime Affairs. – 2009. – P. 1–19. 8. Interim guidelines on the method of calculation of the energy efficiency design index for new ships [Electronic resource] // International Maritime Organization, 2009. – Mode of access: http://www.imo.org/ mediacentre/hottopics/ghg/documents/681%20eedi%20calculation.pdf. 9. Significant Ships of 2007 [Text] / [complier Lingwood J.; editor Knaggs T.]. – London: RINA, 2008. – 126 p. 10. Significant Ships of 2008 [Text] / [complier Lingwood J.; editor Knaggs T.]. – London: RINA, 2009. – 118 p. 11. Significant Ships of 2010 [Text] / [editors Savvides N., Fisk S.]. – London: RINA, 2011. – 119 p.

Bibliography (transliterated):

1. Air pollution and greenhouse gas emissions from ocean-going ships: impacts, mitigation options and opportunities for managing growth [Electronic resource] / Friedrich A., Heinen F., Kamakate F., Kodjak D. – The international council on clean transportation, 2007. – 101 p. – Mode of access: http://www.georgiastrait.org/ files/share/PDF/MarineReport_Final_Web.pdf. 2. Controlling emissions in two-stroke marine diesel [Text] // MER. – 2008. – November. – P. 16–21. 3. Oslo meeting prepared GHG reduction mechanism [Text] // MER. – 2008. – September. – P. 46–47. 4. Scientific IMO SO_x study completed [Text] / L. Schumacher, A. Chellappa, W. Wetherell, M. D. Russell // MER. – February. – 2008. – P. 20. 5. Shipping emissions remain burning issue [Text] // The Naval Architect. – 2008. – January. – P. 77. 6. The potential to cut CO_2 [Text] // The Naval Architect. – 2009. – June. – P. 30–34. 7. Psarafitis, H. N. CO2 emission statistics for the world commercial fleet [Text] / H. N. Psarafitis, C. A. Kontovas // WMU Journal of Maritime Affairs. – 2009. – P. 1–19. 8. Interim guidelines on the method of calculation of the energy efficiency design index for new ships [Electronic resource] // International Maritime Organization, 2009. – Mode of access: http://www.imo.org/ mediacentre/hottopics/ghg/documents/681% 20eedi%20calculation.pdf. 9. Significant Ships of 2007 [Text] / [complier Lingwood J.; editor Knaggs T.]. – London: RINA, 2008. – 126 p. 10. Significant Ships of 2008 [Text] / [complier Lingwood J.; editor Knaggs T.]. – London: RINA, 2009. – 118 p. 11. Significant Ships of 2010 [Text] / [editors Savvides N., Fisk S.]. – London: RINA, 2011. – 119 p.

УДК 621.436

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, А.П. Поливянчук, канд. техн. наук

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТЕПЛООТДАЧИ В РАЗБАВЛЯЮЩЕМ ТУННЕЛЕ

Введение

При измерении массовых выбросов твердых частиц (ТЧ) отработавшие газы (ОГ) дизелей предварительно разбавляются воздухом в специальном трубопроводе – туннеле, с целью имитации естественного процесса формирования структуры ТЧ в атмосфере [1,2]. Из всех используемых сегодня типов разбавляющих туннелей наибольшее распространение получили компактные микротуннели (внутренний диаметр туннеля – d_m = 3…4 см, длина – $l_m = 10d_m$ = 30…40 см), в которых разбавляется воздухом часть (0,1…1 % объема) ОГ дизеля [3].

Для обеспечения требуемой точности измерений в микротуннелях должны поддерживаться такие же условия разбавления ОГ, как в эталонной системе разбавления полного потока ОГ дизеля (диаметр, длина туннеля: первичного – d_{m1} = 46…50 см, $l_{m1} = 10d_m$ = 4,6…5 м; вторичного - d_{m2} = 8…10 см, $l_{m2} = (2...10)d_m$ = 16…100 см) [4]. Условия разбавления характеризуются коэффициентом разбавления и температурой пробы перед фильтрами. Задача поддержания в микротуннеле требуемых условий легко решается за счет регулирования массовых расходов ОГ и воздуха. Вместе с тем, при определении температуры пробы перед фильтрами сталкиваются с необходимостью вычисления среднего коэффициента теплоотдачи между разбавленными ОГ и стенкой туннеля (α_t). В отличие от хорошо изученных процессов теплоотдачи монотемпературных газовых потоков в гладких цилиндрических трубах [5], процесс теплоотдачи в туннеле (смешивание 2-х потоков с различными температурами и скоростями) ранее не исследовался.

Постановка задачи

Цель исследований – получить критериальное уравнение теплоотдачи в туннеле, позволяющее вычислять средний коэффициент теплоотдачи α_t для любой системы разбавления ОГ - от микро- до полнопоточных туннелей (первичных и вторичных). Для достижения данной цели предложено математическое описание процесса теплоотдачи в туннеле в безразмерной форме и на основе экспериментальных данных получено критериальное уравнение исследуемого процесса.

Математическое описание процесса теплоотдачи в трубопроводе разбавления ОГ

Рассмотрим туннель в декартовой системе координат, начало которой расположено в центре входного сечения трубопровода разбавления, а ось x совпадает с осью туннеля (рис. 1).

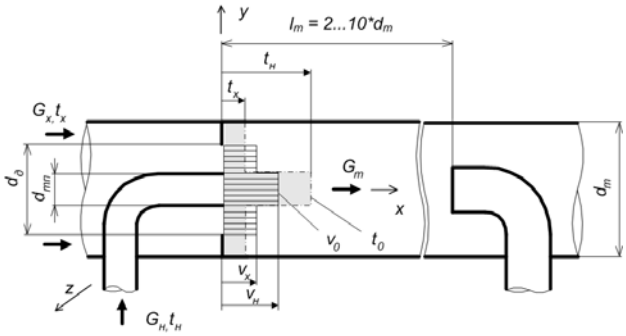


Рис. 1. Принципиальная схема туннеля

Примем следующие *допущения*: 1) все туннели геометрически подобны; 2) рабочим телом является нагретый воздух; 3) рассматриваемые процессы теплообмена являются стационарными; 4) влияние гравитационных сил и вихревых потоков на теплоотдачу незначительно; 5) изобарная теплоемкость рабочего тела c_p постоянна; 6) на входе в туннель скорости и температуры распределены равномерно по сечениям потоков рабочего тела и разбавляющего воздуха; 7) температура стенки туннеля постоянна.

Введем *обозначения*:

- площади поперечных сечений: трубопровода подвода рабочего тела (ТП) – $F_{mп}$, отверстия диафрагмы – $F_д$, туннеля – F_m;
- массовые расходы потоков: нагретого воздуха – $G_н$, холодного воздуха – G_x, разбавленного рабочего тела в туннеле – G_m;
- плотности потоков: нагретого воздуха – $\rho_н$, холодного воздуха – ρ_x, текущее значение – ρ;
- температуры: стенки туннеля – t_c, потоков: нагретого воздуха – $t_н$, холодного воздуха – t_x; текущее значение - t;
- температурные напоры потоков: нагретого воздуха – $\vartheta_н = t_н - t_c$, холодного воздуха – $\vartheta_x = t_x - t_c$, текущее значение - $\vartheta = t - t_c$;

- скорости потоков: нагретого воздуха – $v_н$, холодного воздуха – v_x, текущее значение – v;
- коэффициент разбавления - $q = G_m / G_н$;
- относительная длина туннеля - $k_l = l_m / (10 \cdot d_m)$;
- коэффициент неравномерности распределения температур потоков в начальном сечении туннеля - $k_t = T_н / T_x$ ($T_н$, T_x – абсолютные температуры нагретого и холодного воздуха);
- коэффициенты соотношений площадей - $\varepsilon_1 = F_{mn} / F_m$ и $\varepsilon_2 = F_{mn} / F_д$;
- начальная среднемассовая температура потока:

$$\bar{t}_0 = \frac{\int_0^{F_T} \rho v t df}{\int_0^{F_T} \rho v df} = \frac{G_н t_н + (G_m - G_н) t_x}{G_m} = \frac{1}{q}(t_н - t_x) + t_x;$$

- конечная среднемассовая температура потока - $\bar{t}_к$;
- начальный и конечный среднемассовые температурные напоры потока - $\bar{\vartheta}_0 = \bar{t}_0 - t_c$ и $\bar{\vartheta}_к = \bar{t}_к - t_c$;
- начальная среднемассовая скорость потока:

$$\bar{v}_0 = \frac{\int_0^{F_T} \rho v df}{\int_0^{F_T} \rho df} = \frac{G_m}{\rho_н F_{mn} + \rho_x (F_m - F_{mn})};$$

- значения скоростей потоков нагретого и холодного воздуха в начальном сечении туннеля:

$$v_н = \frac{G_н}{\rho_н F_{mn}}; \; v_x = \frac{G_x}{\rho_x (F_д - F_{mn})}.$$

Процесс теплообмена в туннеле, с учетом принятых допущений и обозначений, описывается системой из 4-х дифференциальных уравнений.

1) уравнение энергии:

$$c_P (\rho \vec{v}, grad\vartheta) = -div\vec{q}, \qquad (1)$$

где $\vec{v}$ - вектор скорости потока, $\vec{q}$ - вектор плотности теплового потока.

Так как перенос тепла теплопроводностью в радиальном направлении намного больше, чем в осевом, а радиальные составляющие вектора скорости потока намного меньше осевых, выражение (1) принимает вид:

$$c_p \rho v_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}, \qquad (2)$$

где v_x – проекция вектора $\vec{v}$ на ось x; q_y, q_z – проекции вектора $\vec{q}$ на оси y и z.

Поскольку режим течения суммарного потока в туннеле турбулентный, то для нахождения проекций q_y и q_z следует использовать выражения:

$$q_y = -(\lambda + \varepsilon_q c_p \rho)\frac{\partial \vartheta}{\partial y}; \; q_z = -(\lambda + \varepsilon_q c_p \rho)\frac{\partial \vartheta}{\partial z},$$

где λ – коэффициент теплопроводности потока, ε_q – кинематический коэффициент турбулентного переноса тепла.

Подставив данные выражения в формулу (2), получим:

$$v_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} = a\left(\frac{\partial}{\partial y}\left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a}\right)\frac{\partial \vartheta}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a}\right)\frac{\partial \vartheta}{\partial z}\right)\right), \qquad (3)$$

где $a = \lambda / c_p \rho$ – коэффициент температуропроводности потока.

2) уравнение движения:

$$\rho \frac{Dv}{D\tau} = -div\left(\vec{\vec{p}}\right),$$

где $Dv / D\tau$ - субстанциальная производная скорости потока по времени; $\vec{\vec{p}}$ - тензор напряжения.

Для рассматриваемого случая теплообмена данное уравнение приводится к виду:

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} = \nu \left(\begin{array}{l} \frac{\partial}{\partial y}\left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{\nu}\right)\left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x}\right)\right) + \\ + \frac{\partial}{\partial z}\left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{\nu}\right)\left(\frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z}\right)\right) \end{array} \right), \qquad (4)$$

где v_x, v_y, v_z – проекции вектора $\vec{v}$ на соответствующие оси координат; ν - кинематическая вязкость потока; ε_s - кинематический коэффициент переноса количества движения.

При выводе выражения (4) учитывалось, что радиальные составляющие вектора скорости потока (v_y, v_z) намного меньше осевой (v_x), а перенос количества движения, обусловленный вязкостью потока, в радиальном направлении во много раз больше, чем в осевом.

Кинематические коэффициенты, входящие в выражения (3) и (4), определяются по формуле:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = (\chi(r_m - r))^2 \frac{\partial v_x}{\partial r},$$

где χ - безразмерная величина, которую в первом приближении принимаем равной 0,4 [6], r – текущий радиус, r_m – радиус туннеля.

Данное выражение с помощью формулы производной по заданному направлению приводится к виду:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = \left(\chi\left(r_m - r\right)\right)^2 \left(\frac{\partial v_x}{\partial y}\frac{y}{r} + \frac{\partial v_x}{\partial z}\frac{z}{r}\right) =$$

$$= \frac{\left(\chi\left(r_m - r\right)\right)^2}{\sqrt{y^2 + z^2}} \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} y + \frac{\partial v_x}{\partial z} z\right).$$

3) уравнение сплошности:

$$div\left(\rho\vec{v}\right) = 0 . \qquad (5)$$

4) уравнение теплоотдачи:

$$\alpha_t = -\frac{\lambda}{\vartheta}\left(\frac{\partial\vartheta}{\partial r}\right)_{r=r_T}, \qquad (6)$$

где α_t - коэффициент теплоотдачи между разбавленными ОГ и стенкой туннеля.

Выражения (3) - (6) образуют систему дифференциальных уравнений, описывающих процесс теплообмена в туннеле. Чтобы замкнуть данную систему и описать конкретный туннель, к указанным уравнениям добавляются следующие условия однозначности.

Геометрические условия. Туннель – гладкая круглая труба с внутренним диаметром d_m и длиной $l_m = (10d_m)*k_l$, в начальном участке которой концентрично расположены: выходной патрубок ТП с внутренним диаметром d_{mn} и диафрагма с диаметром отверстия $d_д$.

Физические условия. Рабочим телом является воздух, физические свойства которого определяются с помощью следующих выражений [7]: $\rho = \rho_0 T_0 / T$, кг/м^3, (ρ_0 = 1,2096 кг/м^3, T_0 = 293 ^{o}К - плотность и абсолютная температура воздуха при нормальных условиях); $\lambda = 24\cdot10^{-3}(T/T_0)^{0,82}$, Вт/м ^{o}С; $\nu = 13{,}2\cdot10^{-6}(T/T_0)^{1,683}$, м^2/с; c_P =1,009 кДж/кг.

Граничные условия.

А) при $x = 0$ (начальное сечение туннеля): если $r \le d_{mn}/2$: $v_x = v_н$, $v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_н$; если $d_{mn}/2 \le r \le d_д/2$: $v_x = v_x$, $v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_x$; если $d_д/2 \le r \le d_m/2$: $v_x = v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_x$;

Б) при $0 \le x \le l_m$ и $r = d_m/2$ (поверхность стенки туннеля): $v_x = v_y = v_z = 0$; $\vartheta = 0$.

Приведение математического описания процесса теплоотдачи в туннеле к безразмерному виду

Выберем в качестве масштабов приведения для линейных размеров и координат – диаметр туннеля d_m, для температурных напоров – начальный среднемассовый температурный напор $\bar{\vartheta}_0$, для скоростей – начальную среднемассовую скорость $\bar{v}_0$. Обозначим: $X = x/d_m$, $Y = y/d_m$, $Z = z/d_m$, $R = r/d_m = (X^2+Y^2)^{1/2}$; $V_X = v_x/\bar{v}_0$, $V_Y = v_y/\bar{v}_0$, $V_Z = v_z/\bar{v}_0$, $\Theta = \vartheta/\bar{\vartheta}_0$.

Подставим в уравнения (3) - (6) вместо величин x, y, z, v_x, v_y, v_z и ϑ соответствующие им произведения Xd_m, Yd_m, Zd_m, $V_X\bar{v}_0$, $V_Y\bar{v}_0$, $V_Z\bar{v}_0$, $\Theta\,\bar{\vartheta}_0$. После проведения необходимых преобразований получим:

уравнение энергии:

$$\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}\,V_X\frac{\partial(\Theta)}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial Y}\left(\left(1+\frac{\varepsilon_q}{a}\right)\frac{\partial(\Theta)}{\partial Y}\right) + \frac{\partial}{\partial Z}\left(\left(1+\frac{\varepsilon_q}{a}\right)\frac{\partial(\Theta)}{\partial Z}\right); \qquad (7)$$

уравнение движения:

$$\mathrm{Re}\,V_X\frac{\partial V_X}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial Y}\left(\left(1+\frac{\varepsilon_s}{\nu}\right)\left(\frac{\partial V_X}{\partial Y}+\frac{\partial V_Y}{\partial X}\right)\right) + \frac{\partial}{\partial Z}\left(\left(1+\frac{\varepsilon_s}{\nu}\right)\left(\frac{\partial V_Z}{\partial X}+\frac{\partial V_X}{\partial Z}\right)\right); \qquad (8)$$

уравнение сплошности:

$$div\left(\rho\vec{V}\right) = 0 ; \qquad (9)$$

уравнение теплоотдачи:

$$\mathrm{Nu} = -\frac{1}{\Theta}\left(\frac{\partial\Theta}{\partial R}\right)_{R=1/2}; \qquad (10)$$

выражение для определения кинематических коэффициентов:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = \frac{\mathrm{Re}}{\nu}\frac{\left(\chi\left(0{,}5-R\right)\right)^2}{\sqrt{Y^2+Z^2}}\left(\frac{\partial V_X}{\partial Y}Y + \frac{\partial V_X}{\partial Z}Z\right). \qquad (11)$$

В уравнениях (7) – (11) обозначены: $\mathrm{Re} = \bar{v}_0 d_m/\nu$ - число Рейнольдса; $\mathrm{Pr} = \nu/a$ - число Прандтля; $\mathrm{Nu} = \alpha_t d_m/\lambda$ - число Нуссельта. В качестве определяющей температуры для вычисления ρ, λ и ν выбрана начальная среднемассовая температура суммарного потока - $\bar{t}_0$.

Условия однозначности в безразмерном виде:

геометрические условия: туннель – гладкая круглая труба с безразмерными диаметром $D_m = 1$ и длиной $L_m = 10*k_l$, внутри которой концентрично расположены: патрубок ТП (внутренний диаметр $D_{mn} = (\varepsilon_1)^{1/2}$) и диафрагма (диаметр отверстия $D_д = (\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}$);

граничные условия:

А) при $X = 0$ (начальное сечение туннеля): если $R \le (\varepsilon_1)^{1/2}/2$: $V_X = (\varepsilon_1 + k_t(1 - \varepsilon_1))/(\varepsilon_1*q)$, $V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = \vartheta_н/\bar{\vartheta}_0$; если $(\varepsilon_1)^{1/2}/2 \le R \le (\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}/2$: $V_X = (q - 1)(\varepsilon_1 + k_t(1 - \varepsilon_1))/(q*k_t(\varepsilon_2 - \varepsilon_1))$ /, $V_Y = V_Z = 0$;

$\Theta = \vartheta_x / \overline{\vartheta}_0$; если $(\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}/2 \le R \le 1/2$: $V_X = V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = \vartheta_x / \overline{\vartheta}_0$.

Б) при $0 \le X \le 10*k_l$ и $R = 1/2$ (поверхность стенки туннеля): $V_X = V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = 0$.

Система дифференциальных уравнений (7) – (10) и условия однозначности в безразмерном виде являются общими для всех туннелей. Они описывают процесс теплоотдачи в туннеле, условия разбавления рабочего тела, в котором характеризуются безразмерными величинами Re, q, k_t и k_l (число Прандтля для данного случая – постоянная величина). Таким образом, число Nu, характеризующее теплоотдачу в туннеле, может рассматриваться как функция 4-х переменных: $\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re}, q, k_t, k_l)$.

Экспериментальное исследование процесса теплоотдачи в туннеле

С помощью экспериментальной установки, описанной в работе [8], опытным путем определено уравнение для вычисления критерия Nu для любого туннеля. В ходе эксперимента каждый их 4-х параметров, влияющих на теплоотдачу в туннеле, варьировался на 5 уровнях (табл. 1).

Таблица 1. Уровни варьирования параметров, влияющих на теплоотдачу в туннеле

Параметр	Уровни варьирования параметров				
	1	2	3	4	5
$\mathrm{Re}*10^{-3}$	4	6	10	18	35
q	5	7,5	10	12,5	15
k_t (*t в °C*)	1,27 (100)	1,44 (150)	1,61 (200)	1,78 (250)	1,96 (300)
k_l	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0

Искомое уравнение теплоотдачи определялось по результатам выполнения плана эксперимента «Латинский квадрат 5×5» (табл. 2) в виде:

$$\mathrm{Nu} = K \cdot \mathrm{Nu}(\mathrm{Re}) \cdot \mathrm{Nu}(q) \cdot \mathrm{Nu}(k_t) \cdot \mathrm{Nu}(k_l), \qquad (12)$$

где K – коэффициент пропорциональности; Nu(Re), Nu(q), Nu(k_t), Nu(k_l) – функции и одной переменной.

Таблица 2. План сбалансированного эксперимента «Латинский квадрат 5×5»

№оп	Значения параметров		№оп	Значения параметров		№оп	Значения параметров		№оп	Значения параметров		№оп	Значения параметров	
1	Re_1	k_{t3}	6	Re_2	k_{t4}	11	Re_3	k_{t5}	16	Re_4	k_{t1}	21	Re_5	k_{t2}
	q_1	k_{l4}		q_1	k_{l3}		q_1	k_{l2}		q_1	k_{l1}		q_1	k_{l5}
2	Re_1	k_{t4}	7	Re_2	k_{t5}	12	Re_3	k_{t1}	17	Re_4	k_{t2}	22	Re_5	k_{t3}
	q_2	k_{l5}		q_2	k_{l4}		q_2	k_{l3}		q_2	k_{l2}		q_2	k_{l1}
3	Re_1	k_{t5}	8	Re_2	k_{t1}	13	Re_3	k_{t2}	18	Re_4	k_{t3}	23	Re_5	k_{t4}
	q_3	k_{l1}		q_3	k_{l5}		q_3	k_{l4}		q_3	k_{l3}		q_3	k_{l2}
4	Re_1	k_{t1}	9	Re_2	k_{t2}	14	Re_3	k_{t3}	19	Re_4	k_{t4}	24	Re_5	k_{t5}
	q_4	k_{l2}		q_4	k_{l1}		q_4	k_{l5}		q_4	k_{l4}		q_4	k_{l3}
5	Re_1	k_{t2}	10	Re_2	k_{t3}	15	Re_3	k_{t4}	20	Re_4	k_{t5}	25	Re_5	k_{t1}
	q_5	k_{l3}		q_5	k_{l2}		q_5	k_{l1}		q_5	k_{l5}		q_5	k_{l4}

Для определения зависимости (12) использовалась методика [9]. В ходе обработки результатов исследований (табл. 2, рис. 2) получено критериальное уравнение для расчета теплоотдачи в любом туннеле:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}037 \cdot \mathrm{Re}^{0{,}78} \left(\frac{q}{q_0}\right)^{-0{,}28} \left(\frac{k_t}{k_{t0}}\right)^{0{,}48} \frac{f(k_l)}{f(k_{l0})}, \qquad (13)$$

где $q_0 = 5$, $kt_0 = 1{,}27$ (соответствует $t = 100$ °C), $k_{l0} = 1{,}0$ (соответствует $l_m = 10 \cdot d_m$) – значения коэффициентов q, k_t и k_l, принятые в качестве базовых.

Средние квадратические отклонения коэффициента K, входящего в выражение (12), от среднего значения $K_{cp} = 13{,}38 \cdot 10^{-6}$ составили: для отдельного опыта - ± 6,6%, для всего эксперимента - ± 1,3%, что при погрешности экспериментальной установки ± 3…8% свидетельствует о правильном выборе вида регрессионной зависимости и удовлетворительной точности эксперимента.

Анализ уравнения (13) (рис. 3) показывает:

- в туннеле при базовых значениях величин q, k_t и k_l критерий Nu в 1,4 …2 раза выше, чем в гладких цилиндрических трубах;
- при увеличении коэффициента q от 5 до 15 критерий Nu снижается на 26%;
- при возрастании температуры ОГ на входе в туннель с 100 °C (k_t = 1,27) до 300 °C (k_t = 1,96) число Nu увеличивается на 23%;

Таблица 3. Результаты исследований процесса теплоотдачи в туннеле

оп	Результат		№оп	Результат		№оп	Результат		№оп	Результат		№оп	Результат	
	Nu	*K*10⁻⁶*		*Nu*	*K*10⁻⁶*		*Nu*	*K*10⁻⁶*		*Nu*	*K*10⁻⁶*		*Nu*	*K*10⁻⁶*
		δK,%			*δK,%*			*δK,%*			*δK,%*			*δK,%*
1	24,4	12,8	6	52,4	14,1	11	66,0	14,5	16	30,8	12,8	21	130,5	12,7
		-4,3			5,4			8,4			-4,3			-5,1
2	23,6	14,5	7	34,8	11,7	12	56,2	13,5	17	66,8	12,5	22	55,1	14,7
		8,4			-12,6			0,9			-6,6			9,9
3	8,3	13,3	8	27,3	13,1	13	56,8	14,8	18	87,3	13,3	23	94,8	12,5
		-0,6			-2,1			10,6			-0,6			-6,6
4	14,5	13,6	9	13,5	14,1	14	46,0	12,2	19	79,2	13,8	24	133,4	13,1
		1,6			5,4			-8,8			3,1			-2,1
5	19,5	12,7	10	28,6	13,9	15	17,5	12,0	20	79,2	14,4	25	93,6	13,9
		-5,1			3,9			-10,3			7,6			3,9

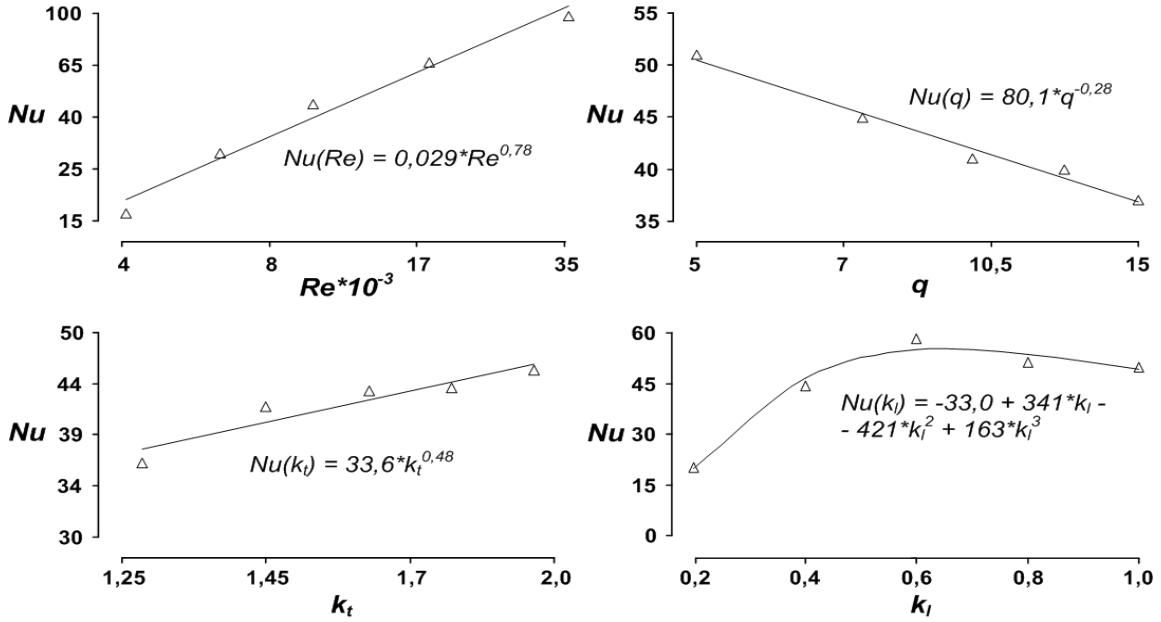


Рис. 2. Результаты обработки данных эксперимента

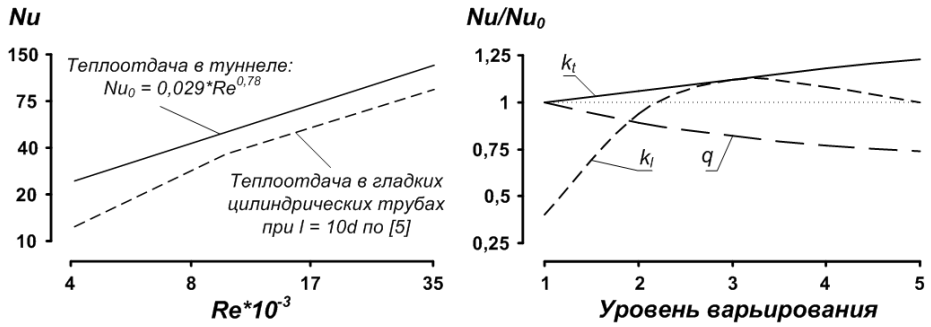


Рис. 3. Влияние параметров Re, q, k_t и k_l на критерий Nu

- при уменьшении длины туннеля с $10*d_m$ (k_{l0}) до $6*d_m$ (k_l = 0,6) число Nu сначала возрастает на 12%, а при дальнейшем ее уменьшении до $2 \cdot d_m$ (k_l = 0,2) – Nu резко снижается до 40% от базового уровня.

Выводы

1. В результате проведенного теоретического и экспериментального исследования процесса теплоотдачи в разбавляющем туннеле отработавших газов дизеля предложено математическое описание

процесса теплоотдачи в туннеле в виде системы дифференциальных уравнений энергии, движения, сплошности и теплоотдачи с учетом условий однозначности в безразмерном виде.

2. На основе экспериментальных данных получено критериальное уравнение теплоотдачи в туннеле, позволяющее вычислять критерий Нуссельта – Nu, как функцию числа Рейнольдса и безразмерных коэффициентов разбавления ОГ, неравномерности распределения температур и относительной длины туннеля.

Список литературы:

1. Regulation No. 83 Revision 2. Uniform provision concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants according to engine fuel requirements. - The 05 series of amendments - United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505. – 30 October 2001 – 216 p. 2. Regulation No 49. Revision 3. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. - United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505. – 24 April 2002. – 194 p. 3. Russel R. Development of a Miniaturized, Dilutien-Based Diesel Engine Particulate Sampling System for Gravimetric Measurement of Particulates / R. Russel, Jr. Graze // SAE Technical Paper Series. - 1993. - № 931190. - 12 p. 4. Hirakouchi N. Measurement of Diesel Exhaust Emissions with Mini-Dilution Tunnel / N. Hirakouchi, I. Fukano, T. Shoji // SAE Technical Paper Series. - 1989. - № 890181. - 11p. 5. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. - М.: «Энергия», изд. 2-е, 1977. - 344 с. 6. Исаченко В.П. Теплопередача: уч. [для вузов] / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел – М.: Энергоиздат, 1981. - 416 с. 7. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена / В.А. Осипова. – М.: Энергия, 1979. – 392 с. 8. Поливянчук А.П. Разработка методики и экспериментальной установки для исследования теплоотдачи в разбавляющем туннеле отработавших газов дизеля / А.П. Поливянчук // Двигатели внутреннего сгорания. - 2012. - № 1. - С.93-95. 9. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Хилберт Шенк. - М.: «Мир», 1972. - 382 с.

Bibliography (transliterated):

1. Regulation No. 83 Revision 2. Uniform provision concerning the approval of vehicles with regard to the emission of pollutants according to engine fuel requirements. - The 05 series of amendments - United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505. – 30 October 2001 – 216 p. 2. Regulation No 49. Revision 3. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) and natural gas (NG) engines as well as positive-ignition (P.I.) engines fuelled with liquefied petroleum gas (LPG) and vehicles equipped with C.I. and NG engines and P.I. engines fuelled with LPG, with regard to the emissions of pollutants by the engine. - United Nations Economic and Social Council Economic Commission for Europe Inland Transport Committee Working Party on the Construction of Vehicles. – E/ECE/TRANS/505. – 24 April 2002. – 194 p. 3. Russel R. Development of a Miniaturized, Dilutien-Based Diesel Engine Particulate Sampling System for Gravimetric Measurement of Particulates / R. Russel, Jr. Graze // SAE Technical Paper Series. - 1993. - № 931190. - 12 p. 4. Hirakouchi N. Measurement of Diesel Exhaust Emissions with Mini-Dilution Tunnel / N. Hirakouchi, I. Fukano, T. Shoji // SAE Technical Paper Series. - 1989. - № 890181. - 11p. 5. Miheev M.A. Osnovy teploperedachi / M.A. Miheev, I.M. Miheeva. - M.: «Jenergija», izd. 2-e, 1977. - 344 s. 6. Isachenko V.P. Teploperedacha: uch. [dlja vuzov] / V.P. Isachenko, V.A. Osipova, A.S. Sukomel – M.: Jenergoizdat, 1981. - 416 s. 7. Osipova V.A. Jeksperimental'noe issledovanie processov teploobmena / V.A. Osipova. – M.: Jenergija, 1979. – 392 s. 8. Polivjanchuk A.P. Razrabotka metodiki i jeksperimental'noj ustanovki dlja issledovanija teplootdachi v razbavljajuwem tunnele otrabotavshih gazov dizelja / A.P. Polivjanchuk // Dvigateli vnutrennego sgoranija. - 2012. - № 1. – S.93-95. 9. Shenk H. Teorija inzhenernogo jeksperimenta / Hilbert Shenk. - M.: «Mir», 1972. - 382 s.

УДК 621.432.3

С.Б. Таран, инж., А.П. Марченко, д-р техн. наук, Б.П. Таран, канд. техн. наук, О.В.Акимов, д-р техн. наук

МОДУЛЬНОЕ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧУГУННЫХ ПОРШНЕЙ ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВС

Достижения в области производства литых деталей из высокопрочного чугуна с шаровидным и вермикулярным графитом (ЧВГ) в последние десятилетия вызывают повышенное внимание к чугуну как материалу для поршней высокофорсированных дизельных двигателей. В конце 80-х годов прошлого столетия совместными исследованиями кафедр двигателей внутреннего сгорания и литейного производства НТУ «ХПИ» были разработаны и изготовлены тонкостенные монолитные и составные поршни из ЧВГ. Однако, в силу объективных причин, до производства чугунных поршней дело не дошло, хотя кратковременные стендовые испытания на реальных стендовых двигателях были проведены. Кроме того, из-за несовершенства на то время методов компьютерного моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС) поршня, разработать такую конструкцию было довольно трудно.

Основной целью развития современного моторостроения является создание двигателей повышенной мощности, меньшей удельной массой на единицу мощности, а также с пониженным расходом топлива, вредных выбросов и шума. Эти повышенные требования к двигателю автоматически переносятся на одну из наиболее ответственных его деталей - поршень. Увеличение мощности двигателя означает для поршня более высокие прочностные требования: устойчивость против изменения конфигурации внешней формы, обеспечение снижения трения и шума при работе в двигателе, а также уменьшение его веса с одновременным повышением эксплуатационной надежности.

К настоящему времени уровень конструкторско-технологических разработок значительно возрос [1, 2], возросли и требования, предъявляемые к конструкциям поршней и их материалу, поэтому требуется дальнейшее совершенствования конструктивных и технологических параметров чугунных поршней с использованием современных методов математического моделирования. Особое внимание этому вопросу уделено Зотовым А.А. в работе [3] при совершенствовании технологии проектирования алюминиевых поршней ДВС. Предлагая метод сквозного проектирования, автор делает акцент на сохранение связи между конструкторскими и технологическими разработками. Этот метод позволяет существенно улучшить качество выполняемых работ и снизить их трудоемкость. Однако, в нем не достаточно внимания уделяется технологическим вопросам проектирования.

Более широко основы компьютерно - интегрированного проектирования и производства тонкостенных поршней ДВС рассмотрены Белогубом А. В. в работе [2], на базе которых создан комплекс методов и методик, позволяющих обеспечить заданный уровень качества продукции при уменьшении затрат на проектирование, производство и эксплуатацию при сокращении времени прохождения этапов, так называемого, «жизненного цикла».

Однако, и в этой работе технологические вопросы сведены к рассмотрению механической обработки поршней, а вопросам технологии литья поршней и, особенно, вопросам формирования структуры и свойств внимания уделено мало. Последнее направление в настоящее время, применительно к алюминиевым поршням, развивается в работах О.В. Акимова и В.И. Алёхина [4]. Безусловно, технология литья алюминиевых поршней совершенствуется уже на протяжении многих десятилетий, но, прямой перенос ее на другой материал, например чугун, практически не возможен. Поршень ДВС является сложным изделием, как с точки зрения конструирования, так и с точки зрения производства, и на всех этапах его создания необходимо сохранять неразрывной связь между конструкторскими и технологическими работами для обеспечения соответствия требованиям разрабатываемой конструкции на стадии проектирования и готового поршня.

Поскольку в работе основное внимание уделено созданию неразрывной связи между конструкторским и технологическим направлениями проектирования, то возникла необходимость все основные работы разделить на модули, выполняемые одновременно по трем направлениям: <u>организационном, конструкторском и технологическом.</u>

Направления являются составными секторами единой *модульной системы конструкторско-технологической подготовки производства чугунных поршней ДВС* (рис.1).

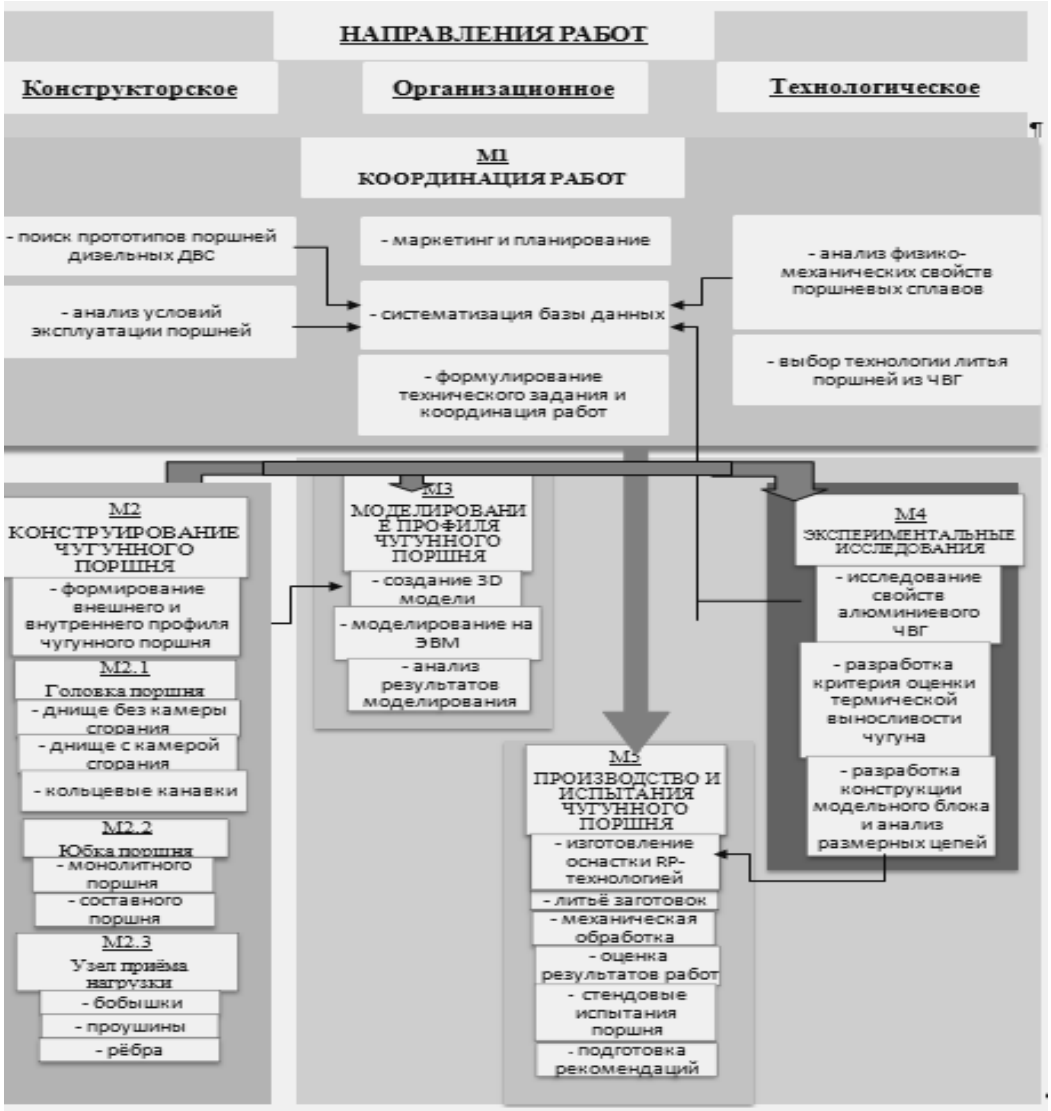


Рис. 1. Система модульного конструкторско-технологического проектирования чугунных поршней

Центральное место в этой системе занимает организационное направление, которое включает модули:

- *модуль М1*-маркетинг, планирование, подготовку технического задания;
- *модуль М3* - моделирование профиля поршня и его НДС;
- *модуль М5* - испытания поршней и подготовку рекомендаций;

Модули организационного направления осуществляют координацию работ, выполняемых в рамках модулей конструкторского и технологического направлений от начала проектирования до изготовления и испытаний опытных образцов. Подготовка технического задания на проектирование и изготовление поршня является одной из главных задач, выполняемых в рамках *модуля М1*. Основные положения технического задания следующие:

1. Выполнить конструкторско-технологическую подготовку производства легковесных чугунных поршней для высокофорсированных дизельных ДВС.
2. Экспериментально обосновать применение ЧВГ в качестве материала поршней высокофорсированных дизельных ДВС.
3. Предложить критерий оценки термической выносливости поршневого материала.
4. Добиться получения высоких физико-механических свойств, термической выносливости

и износостойкости ЧВГ.

5. Разработать универсальные конструкции легковесных чугунных монолитных и составных поршней.

Следует отметить, что различие требований и условий эксплуатации поршней приводит к множеству их конструктивных решений. Кроме того, поршни отличаются материалом и технологией производств. Поэтому совместное решение всех этих, иногда противоречивых, задач в одной конструкции не всегда возможно. С целью создания разных вариантов конструкций поршней, например, монолитного или составного, *модуль М2* разбит на три подмодуля конструкторского направления:

- *подмодуль М2-1 – головка поршня,* включающая днище с камерой сгорания, кольцевой пояс и ребра жесткости (универсальные варианты поршней);

- *подмодуль М2-2 – юбка поршня* с бобышками для поршневого пальца (варианты монолитных поршней);

- *подмодуль М2-3 – узел приема нагрузки* с проушинами для передачи нагрузки на поршневой палец и самоустанавливающуюся юбку (варианты составных поршней).

Такой подход к конструированию позволяет добиться минимальной массы чугунного поршня, обеспечить необходимую прочность и жесткость отдельных элементов его конструкции, а также использовать, например, одинаковые конструкции головок для монолитного и (или) составного вариантов (рис. 2). При выполнении *подмодуля М2-1* обосновываются конструктивные элементы головки, а также производятся расчеты на прочность и жесткость. При этом учитывается способ передачи нагрузки от головки к поршневому пальцу.

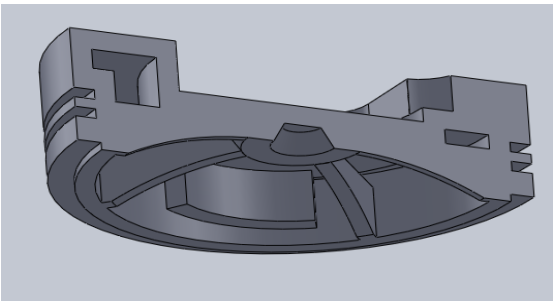


Рис. 2. Универсальная головка для монолитного или составного поршня

Также необходимо установить конфигурацию внутренней и внешней поверхности головки поршня, включая камеру сгорания и ребра жесткости, с помощью компьютерного моделирования определить влияние формы внутренней поверхности на распределение и уровень температур и напряжений, а также зависимость этих напряжений от характера изменения радиальной толщины днища и формы ребер жесткости.

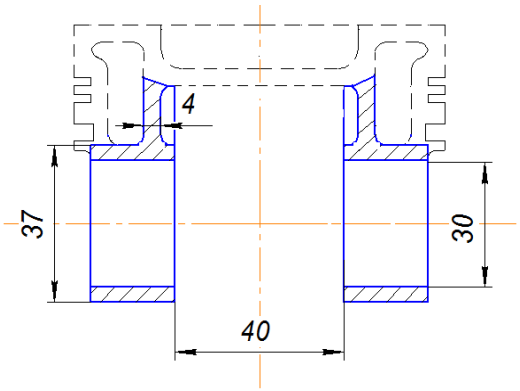


Рис. 3. Головка с проушинами для составного поршня

Предложенная конструкция головки поршня обеспечивает выполнение эксплуатационных требований и получение литых заготовок с использованием единой технологической оснастки – модельного блока «модель – стержневой ящик» со сменными вставками, изготовленными технологией быстрого прототипирования Rapid Prototyping. На рис.3. показан вариант составного поршня с проушинами для дизельного двигателя.

Профиль внутренней поверхности донышка камеры и наружная ее часть выполнены по параболе. Высота жарового пояса составляет до 36 мм, верхнее компрессионное кольцо смещено в направлении днища на 2 мм, второе - на 3 мм, и маслосъемное- на 4 мм.

Важную роль в обеспечении достаточной жесткости донышка камеры сгорания играют предложенные шесть тонкостенных ребер жесткости вместо применяемых до этого четырех толстостенных ребер, диаметрально расположенные между камерой сгорания и внутренним диаметром жарового пояса. Их профиль в вертикальной плоскости выполнен по параболе высотой 15 мм. В центре схождения ребер предусмотрен технологический кольцевой выступ высотой 5 мм для базирования при начальной обработке поршня, что обеспечивает отсутствие разностенности после механической обработки.

Минимально возможная масса головки может быть достигнута при толщине стенок не более 4-5 мм. При этом жесткость головки в любой плоско-

сти сечения не должна быть снижена с использованием разных вариантов передачи нагрузки на поршневой палец. Передача нагрузки может осуществляться на бобышки по всему периметру юбки, а также через ребра жесткости, параллельные или перпендикулярные оси пальцевого отверстия.

При рассмотрении основных конструктивных элементов головки, ставилась задача обеспечения работоспособности поршня в условиях сложного термоциклического нагружения. Необходимые конструктивные решения определялись с помощью расчетов и компьютерного моделирования НДС, выполняемого в рамках *модуля М3*.

Вопросы выполнения экспериментальных исследований и совершенствования технологии литья поршней решаются при выполнении *модуля М4*. Это крайне необходимо при разработке новой конструкции чугунного поршня, т.к. используется новый поршневой материал – алюминиевый ЧВГ, для получения заданной структуры и свойств в отливках из которого, требуется проведение дополнительных исследований. Также важна проработка внутреннего профиля поршня, играющего большую роль в обеспечении требований, как с конструкторской, так и с технологической точек зрения. В рамках этого модуля выполняется проектирование и изготовление модельного блока «модель-стержневой ящик» и литье опытных поршней из алюминиевого ЧВГ.

Проблема получения технически совершенных вариантов конструкций поршней решается в рамках *модулей М2 и М3*. При разработке монолитного чугунного поршня главным вопросом является достижение минимального его веса. В случае разработки составного поршня основное внимание необходимо уделить получению совершенной конструкции проушины, поскольку через неё передаётся вся нагрузка на поршневой палец от головки поршня и необходимая жесткость и прочность конструкции являются обязательными.

Выполнением процедур *модуля М3* заканчивается разработка общей конструкции поршня, создание 3D-модели для последующего моделирования и определения напряженно-деформированного состояния.

Завершающим этапом конструкторско-технологических разработок является выполнение процедур *модуля М5*, в процессе которого проводятся испытания поршней в рабочих условиях дизельного двигателя, а также оценка результатов всех работ модульной системы и подготовка рекомендаций.

Выводы

1. Разработана модульная система конструкторско-технологической подготовки производства чугунных поршней для высокофорсированных дизельных ДВС, путем разделения выполняемых работ на отдельные модули в организационном, конструкторском и технологическом направлениях, поддерживаемых одновременно при тесном взаимодействии между собой.

2. На примере составного поршня дизельного двигателя показаны преимущества использования модульной системы при проектировании универсальной головки поршня.

Список литературы:

1. Акимов О.В. Применение методов компьютерно-интегрированного ресурсного проектирования к литым деталям ДВС по критерию эксплуатационных характеристик на примере колеса турбины турбокомпрессора / О.В. Акимов, А.П. Марченко, В.А. // Вісник національного технічного університету «ХПІ», «Машиноведение и САПР». – 2008. – №9. – С. 3-15. 2. Белогуб А.В. Разработка и научное обоснование методики эффективного проектирования поршней двигателей внутреннего сгорания / А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. - 2007. - №1. - С. 38-43. 3. Зотов А.А. Разработка и научное обоснование методических подходов при проектировании поршней современных легкотопливных двигателей внутреннего сгорания / А.А. Зотов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. - №2. - С. 78 - 83. 4. Алёхин В.И. Методология расчета детали поршня на прочность в местах дислокации дефектов усадочного характера / В.И. Алёхин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 62 – 65.

Bibliography (transliterated):

1. Akimov O.V. Primenenie metodov komp'juterno-integrirovannogo resursnogo proektirovanija k litym detaljam DVS po kriteriju jekspluatacionnyh harakteristik na primere kolesa turbiny turbokompressora / O.V. Akimov, A.P. Marchenko, V.A. // Visnik nacional'nogo tehnichnogo universitetu «HPI», «Mashinovedenie i SAPR». – 2008. – №9. – S. 3-15. 2. Belogub A.V. Razrabotka i nauchnoe obosnovanie metodiki jeffektivnogo proektirovanija porshnej dvigatelej vnutrennego sgoranija / A.A. Zotov, Ju.A. Gusev, A.V. Belogub // Dvigateli vnutrennego sgoranija. - 2007. - №1. - S. 38-43. 3. Zotov A.A. Razrabotka i nauchnoe obosnovanie metodicheskih podhodov pri proektirovanii porshnej sovremennyh legkotoplivnyh dvigatelej vnutrennego sgoranija / A.A. Zotov // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2009. - №2. - S. 78 - 83. 4. Aljohin V.I. Metodologija rascheta detali porshnja na prochnost' v mestah dislokacii defektov usadochnogo haraktera / V.I. Aljohin, A.V. Belogub, O.V. Akimov // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – №2. – S. 62 – 65.

УДК 621.43.001.4

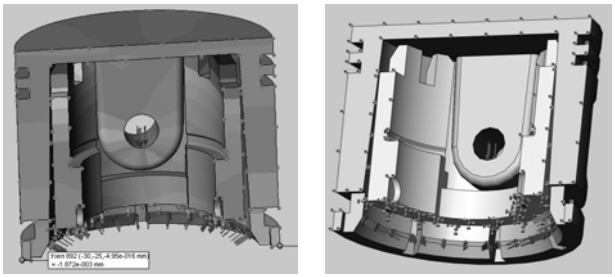
Е.К. Гордиенко, инж.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СХЕМЫ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ПОРШНЯ ДЛЯ ЕГО МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА ЧИСТОВОЙ ТОКАРНОЙ ОПЕРАЦИИ

Тенденция по снижению общего количества операций в маршруте механической обработки поршня

В продолжение работы [1], связанной с пересмотром технологического маршрута для сокращения общего количества операций, и, опираясь на опыт внедрения описанных в ней усовершенствований в отношении некоторых моделей поршней, необходимо отметить положительный эффект и целесообразность применения данного подхода. Тенденция на снижение общего количества операций, и как результат, концентрации большего количества переходов внутри операции, наметилась с момента функционального усложнения применяемого оборудования. С появлением более сложного оборудования разумным было пересматривать технологические маршруты: максимально концентрировать переходы внутри операции и уменьшать количество операций. Эффект снижения общего времени изготовления достигался за счет отказа от вспомогательных операций, например, подготовки промежуточных установочных баз, в силу их ненадобности. Для поршней 21126-1004015М, 11194-1004015М, 21126-1004015М-У при переходе от общепринятого технологического маршрута к альтернативному [1,2] суммарное время только в части токарной обработки сократилось с 2.5 мин до 1.5 мин. При использовании хотя бы одного станка с ЧПУ, например, для токарных операций применительно к поршню означает, что весьма вероятно выполнить все токарные переходы за одну операцию. Это обусловлено тем, что токарный станок с ЧПУ может выполнить «бесконечное» (ограниченное максимально допустимым суммарным количеством кадров программы и подпрограмм) количество движений в пределах своих двух координат, в отличие от токарного полуавтомата, ограниченного однократными движениями продольного и поперечного суппортов. Единственной сложностью, возникающей при описанном подходе, является выбор схемы закрепления заготовки. В силу тонкостенности поршня и индивидуальности его конструкции, задачу базирования и закрепления его на операции необходимо решать индивидуально для данного поршня. Основным критерием при выборе схемы закрепления является минимум деформаций [3,4].

В настоящей статье будет рассмотрена токарная часть технологического маршрута обработки применительно к компрессорному поршню 130-3509160-02. Это был один из первых поршней, при обработке которого был сокращен маршрут в части токарной обработки с трех операций (черновая, вспомогательная база, чистовая) до одной (двух). Две операции (черновая, чистовая) могут использоваться из соображений разгрузки станка от грубого ударного точения (отрезки литников и прибылей). Были произведены предварительные расчеты закрепления, которые показали, что деформация от закрепления 0,0018-0,002 мм на порядок меньше допуска на размер 0,03 мм (рис.1 а).



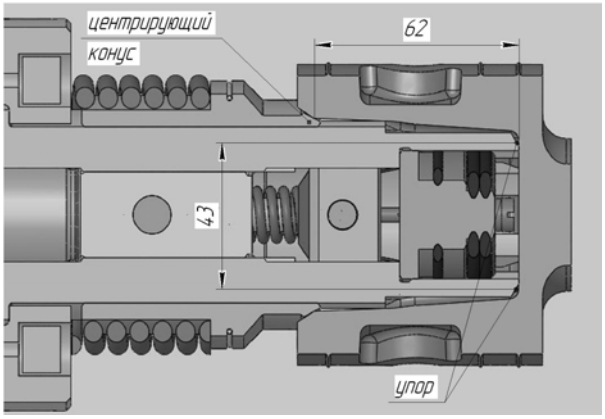
а) *б)*

Рис. 1 – Предварительный расчет закрепления
а) перемещение (деформация) в наименее жестком месте поршня; б) схема закрепления

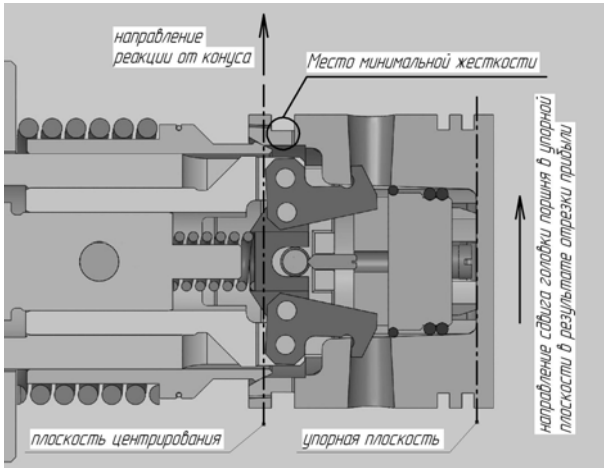
По данной схеме была обработана опытная партия поршней и были выявлены недостатки, которые не были очевидными во время расчета.

Анализ существующей схемы закрепления поршня

Основной особенностью данной схемы закрепления, а, следовательно, и самой оснастки, является большая удаленность центрирующего пояса оправки от упорного (рис. 2 а). Они удалены друг от друга на 62 мм, а наибольшее расстояние между упорными платиками равно 43 мм. При такой геометрии вероятность влияния оснастки на форму готового изделия больше, по сравнению с любой другой геометрией, где центрирующий и упорный пояса расположены ближе друг к другу, вплоть до их совпадения. Механизм влияния будет описан ниже.



а)



б)

Рис. 2. Существующая схема закрепления

а) геометрические параметры схемы закрепления; б) причины изменения формы поршня

В поршнях собственной разработки (ПАО «АВТРАМАТ») помимо основных требований, также учитываются особенности изготовления, которые, в дальнейшем, отражаются в их конструкции. Благодаря этому, удается использовать более удачные схемы закрепления с точки зрения жесткости, точности установки и обеспечения минимума деформаций заготовки от сил закрепления и реакций, вызванных силами резания.

В случае с 130-3509160-02, заказчик не был согласен на изменение конструкции поршня, что обусловило использование схемы закрепления (рис.2).

Дополнительным неблагоприятным фактором является наличие восьми маслосливных каналов (рис. 1). Наличие каналов в совокупности с канавкой маслосъемного кольца образуют место минимальной жесткости. Кроме того, геометрическая точность конической поверхности полученная литейным способом не идеальна и отклонения от формы – случайны. Базирование усложняется тем, что ухудшаются условия прилегания поверхности центрирующего конуса к поршню. Это ведет к деформациям нижнего пояса поршня (ниже места минимальной жесткости) и при снятии детали со станка наблюдается его овализация в произвольном направлении. Величина овализации повторяет отклонения размеров литой заготовки и также случайна. Первоначально с этим явлением боролись, уменьшая площадь касания центрирующего конуса и конусной базовой поверхности на поршне.

Экспериментальным путем было установлено, что во время отрезки прибыли (первый переход) происходит сдвиг головки поршня на оправке в упорной плоскости (рис. 2 б), при этом юбка поршня остается на месте, так как ее в радиальном направлении удерживает центрирующий конус. В результате сдвига головки поршня, в направлении сдвига, возникает реакция от центрирующего конуса на юбку поршня, заготовка деформируется (особенно в месте минимальной жесткости после врезания канавки маслосъемного кольца) и обрабатывается в деформированном состоянии. После раскрепления присутствует отклонение от цилиндричности в плоскости контакта юбки поршня с центрирующим конусом – плоскости центрирования (рис.2 б). Форма при этом не предсказуема, т.к. не предсказуемо направление смещения, на которое влияют многие факторы.

Факт смещения был установлен следующим образом:

- Первый этап. После отрезки прибыли заготовка снималась и устанавливалась заново, после чего поршень обрабатывался и проводились измерения. Тоже самое было выполнено без раскрепления и повторной установки. В первом варианте наибольшее отклонение от цилиндричности было на порядок больше допуска на размер цилиндрической поверхности поршня, а во втором – соизмеримо с допуском на размер.
- Второй этап. Было установлено влияние подачи отрезного резца и его толщины (параметры влияющие на радиальную составляющую силы резания) на величину отклонений от цилиндричности. При уменьшении подачи и толщины резца отклонение от цилиндричности уменьшалось.

Предлагаемая схема закрепления поршня

Предлагаемая схема продумывалась для устранения недостатков существующей системы закрепления.

Перекос заготовки на оправке под действием сил резания происходит по причине смещения головки поршня в упорной плоскости относительно центрирующей поверхности поршня. Смещение элементов поршня друг относительно друга обуславливает его упругую деформацию в месте наименьшей жесткости. Деформация пропадает только в момент раскрепления уже обработанного поршня, неблагоприятно влияя на форму юбка. Чтобы уменьшить значение деформации, необходимо уменьшать расстояние между центрирующей и упорной плоскостями. А чтобы исключить влияние деформации на готовое изделие необходимо сделать так, чтобы место наименьшей жесткости не находилось между упорной и центрирующей плоскостями.

Для уменьшения значения деформации необходимо существенное усложнение конструкции оправки и, возможно, изменение конструкции поршня, поэтому мы его рассматривать не будем. Второй вариант – исключение влияния деформации легко выполнимо, если в качестве упорной базы использовать обработанную поверхность юбки поршня. Даже нет необходимости в специально подготовленной базовой поверхности, выполняющей и упорную и центрирующую функции, так как центрирующую функцию выполнит ранее используемая конусная поверхность поршня.

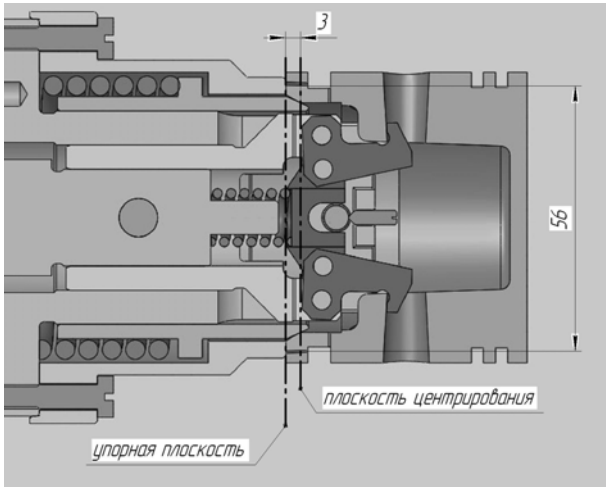


Рис. 3. Предлагаемая схема закрепления

Выше упоминалось, что решение использования черновой операции может также быть обусловлено решением задачи разгрузки точного станка от ударных нагрузок при отрезке прибыли и литников и использования менее функционального и менее точного станка для выполнения простых переходов. Таким образом, на черновой операции производится отрезка прибыли, подрезка юбки и черновое точение наружной поверхности. Во время чистовой обработки окончательно выполняются все требуемые чертежом поверхности вращения, используя схему закрепления (рис. 3).

Предлагаемая схема закрепления не оказывает неблагоприятного влияния на форму конечного изделия по сравнению с предыдущей. Также она имеет более широкую упорную базовую поверхность (56 мм, против 43 мм в ранее используемой схеме).

Выводы

Предлагаемая схема закрепления (рис. 3) опробована и находится на этапе внедрения в серийное производство на ПАО «АВТРАМАТ».

В ходе работы были получены следующие результаты:

- Достигнута лучшая повторяемость формы и размеров по сравнению с использованием предыдущей схемы закрепления.
- Отклонение от цилиндричности при использовании новой схемы находится в пределах 0,005 мм – 0,01 мм, по сравнению с 0,02 – 0,03 мм старой схемы.

Список литературы:

1. Гордиенко Е.К. Повышение производительности обработки пальцевого отверстия поршня ДВС / Е.К. Гордиенко, А.В. Белогуб // Авиационно-космическая техника и технология. – Выпуск №8(75). – 2010 – С.80-83. 2. Белогуб А.В. Особенности проектирования и изготовления «безопасного» поршня для двигателя ВАЗ-21126 / А.В. Белогуб, А.А. Зотов, Е.К. Гордиенко, Е.А. Сергеев, Ю.В. Чистяков // Авиационно-космическая техника и технология. Випуск №9(86). – 2011 – С.39-45. 3. Гордиенко Е.К. Определение параметров закрепления поршня ДВС в станочном приспособлении для его последующей механической обработки / Е.К.Гордиенко, А.С. Стрибуль, А.В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.51-55. 4. Гордиенко Е.К. Повышение точности механической обработки тонкостенных поршней ДВС / Е.К. Гордиенко, А.В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. - №1. – С.132-136.

Bibliography (transliterated):

1. Gordienko E.K. Povyshenie proizvoditel'nosti ob-rabotki pal'cevogo otverstija porshnja DVS / E.K. Gor-dienko, A.V. Belogub // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – Vypusk №8(75). – 2010 – S.80-83. 2. Be-logub A.V. Osobennosti proektirovanija i izgotovlenija «bezopasnogo» porshnja dlja dvigatelja VAZ-21126 / A.V. Belogub, A.A. Zotov, E.K. Gordienko, E.A. Sergeev, Ju.V. Chistjakov // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. Vipusk №9(86). – 2011 – S.39-45. 3. Gordienko E.K. Opredelenie parametrov zakreplenija porshnja DVS v stanochnom prisposoblenii dlja ego posledujuwej mehani-cheskoj obrabotki / E.K.Gordienko, A.S. Stribul', A.V. Belogub // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2007. – №2. – S.51-55. 4. Gordienko E.K. Povyshenie tochnosti mehanicheskoj obrabotki tonkostennyh porshnej DVS / E.K. Gordienko, A.V. Belogub // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2008. - №1. – S.132-136.

УДК 621.71

В.М. Липка, магистр, Ю.Л. Рапацкий, канд. техн. наук

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ СБОРКЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Введение

Конкурентоспособность современных автомобильных двигателей (АД) в значительной мере определяется их качеством и надежностью. Надежность АД непосредственно зависит не только от его конструкции и технологии изготовления деталей, но и от качества их сборки. Среди десятков разъемных соединений в АД практически все являются резьбовыми, более 80% из которых можно считать ответственными, т.е. они непосредственно влияют на работоспособность готового изделия и безопасность движения при эксплуатации его на автомобиле.

По разным оценкам, до 15-20% отказов АД и силовых агрегатов на их основе в процессе эксплуатации прямо либо косвенно обусловлены низкой надежностью резьбовых соединений (РС), обеспечить стабильное высокое качество сборки которых в условиях крупносерийного производства крайне сложно. К отказам РС могут быть отнесены случаи деформации и разрушения деталей, образующих соединение, нарушения прочности крепления, герметичности стыка и т.д. Как правило, к наиболее дорогостоящему ремонту АД приводят отказы РС, содержащих нежесткие (податливые) элементы – болты, напряжения в которых в затянутом состоянии близки к пределу текучести материала, а также различные прокладки, необходимые как для герметизации стыка сопрягаемых деталей, так и для обеспечения расчетных зазоров (натягов) в собранном узле.

Вопросам автоматизированной сборки резьбовых соединений посвящены многие отечественные и зарубежные публикации, но в них недостаточно внимания уделено специфичным проблемам, возникающим при производстве АД и технологическому обеспечению надежности резьбовых соединений.

Целью статьи является исследование совместного влияния различных факторов на качество и долговечность РС в АД, а также поиск технологических способов повышения надежности таких соединений.

Экспериментальная часть

Экспериментальные исследования проводились на хозрасчетном предприятии (ХРП) «АвтоЗАЗ-Мотор» (г. Мелитополь), обеспечивающем производство более 75000 шт. в год силовых агрегатов (СА) для автомобилей «Сенс» и «Ланос». СА включает в себя бензиновый инжекторный АД рабочим объемом 1,3 либо 1,4 литра в сборе с механизмом сцепления, коробку передач, а также навесные узлы. При крупносерийном выпуске СА широко применяется механизированная и автоматизированная сборка РС, с использованием сборочных приспособлений, в том числе для одиночной и групповой затяжки болтов.

В соответствии с технической документацией на СА, для большинства РС заданы посадки 6H/6h либо 5H/6h, точное соблюдение которых, в целом, позволяет обеспечить необходимый уровень качества сборки и прочность узла. Вместе с тем, в реальных производственных условиях ХРП «АвтоЗАЗ-Мотор», отсутствует техническая возможность и экономическая целесообразность сплошного контроля геометрических и точностных параметров всей номенклатуры болтов и шпилек, программа выпуска которых составляет по каждому из нескольких десятков наименований от 75 до 750 тысяч в год, а также точности изготовления гаек и резьбовых отверстий в корпусных деталях. В силу изложенных причин, обеспечить соблюдение указанных посадок не всегда возможно, поэтому возникает вероятность отказа изделий в процессе эксплуатации [1,3]. Кроме того, фактическую прочность узла при приложении осевых нагрузок сложно прогнозировать, поскольку при выборочном контроле резьбовых деталей (РД) посадки в каждом РС формируются случайным образом. Необходимо отметить также, что по мере уменьшения зазора в РС до нуля и появления небольшого натяга прочность собранного узла сначала возрастает, но происходящая при затяжке деформация сопрягаемых резьбовых поверхностей делает невозможными разборку и последующую сборку изделия при ремонте. Таким образом, имеет место противоречие между обеспечением прочности и надежности РС при изготовлении и возможностью осуществления многократной разборки с последующей сборкой и сохранением работоспособности изделия. Противоречие не может быть разрешено в условиях крупносерийного изготовления АД, в том числе и по экономическим ограничениям. Частич-

ным решением проблемы может быть повышение точности изготовления РД с наружной резьбой и резьбовых отверстий, обеспечение расчетных посадок в каждом РС, замена болтов (шпилек) после каждой разборки. Ряд автомобильных фирм («Форд» и др.) постепенно переходят на производство АД, не подлежащих разборке и капитальному ремонту.

Необходимо отметить, что чем выше требования к точности затяжки РС, тем ниже производительность технологического процесса, что повышает издержки предприятия и снижает экономическую эффективность его деятельности. Наиболее важным параметром, характеризующим прочность и надёжность РС, является величина натяжения стержня болта, контролировать которую в ходе автоматизированной сборки практически невозможно. В условиях производства точность процесса затяжки зависит от корректности установления функциональной связи между фактическим усилием натяжения болта и контролируемым параметром, в роли которого может выступать крутящий момент, угол поворота головки болта либо гайки, удлинение стержня болта, деформация прокладки и т.д. Наименее точным, вместе с тем самым высокопроизводительным и распространённым, является метод приложения крутящего момента, значение которого контролируется автоматически либо визуально. При этом крутящий момент $M_{КЛ}$, прикладываемый к ключу, уравновешивается суммой двух моментов [2]:

$$M_{КЛ} = M_P + M_T, \qquad (1)$$

где $M_{КЛ}$ – крутящий момент на ключе; M_P – момент в резьбе; M_T – момент сил трения по торцу головки болта либо гайки.

При автоматизированной сборке завинчивание и затяжка резьбовых соединений производятся, как правило, с помощью приспособлений, заранее отрегулированных на определенную величину крутящего момента, по достижении которого дальнейшая затяжка прекращается. По данным [2,3], разброс значений момента $M_{КЛ}$ из–за погрешностей приспособлений может достигать 35%, при этом их конструкция не позволяет определить наличие случайным образом возникшего натяга в процессе свинчивания, за счет которого возникает неконтролируемый момент сопротивления вращению гайковерта при затяжке. В случае, если $M_{КЛ} \approx M_P$, что имеет место при наличии натяга в резьбовом соединении, то затяжка автоматически прекращается и соединение считается затянутым, но требуемое натяжение болта либо шпильки при этом не достигается. Как показали эксперименты, проведенные на ХРП «АвтоЗАЗ-Мотор», соотношение значений M_P и M_T в выражении (1) является случайной величиной и меняется в широких пределах. В экспериментальной выборке из ста шестидесяти шатунных болтов, используемых в двигателе модели 307, разброс величины фактического натяжения их стержней достигал 25—35%. Важную роль в возникновении и прогрессировании релаксации РС в процессе эксплуатации АД играет также совместное действие знакопеременных силовых, тепловых и вибрационных нагрузок, а также напряжений кручения и изгиба в стержне болта, что может приводить к отказу соединения.

Кроме того, при затяжке РС, по данным [2,4], до 90% работы тратится на преодоление сил трения и упругое закругление элементов соединения и только около 10% непосредственно связано с созданием в болте (шпильке) необходимого усилия натяжения. Из изложенного следует, что при контроле затяжки РС по величине прилагаемого крутящего момента с большой вероятностью возможно появление недотянутых или перетянутых болтов и гаек, что, приводит к преждевременным отказам собираемых изделий.

Как установлено в [3], значение момента в резьбе M_P, даже при отсутствии в ней натяга, существенно зависит от значений коэффициентов трения между резьбовыми поверхностями. Указанные коэффициенты существенно зависят от способа получения резьб и от качества изготовления пары деталей, образующих рассматриваемое РС. Например, максимальное усилие натяжения болта достигается при наибольшем значении прилагаемого момента и наименьших значениях коэффициентов трения. Усилие натяжения болта будет иметь минимальное значение при минимальном моменте и наибольших значениях коэффициентов трения. На величину коэффициента трения в каждом РС влияет ряд технологических факторов, среди которых наиболее существенными являются величины полей допусков резьбы, отклонения формы и профиля резьбовых изделий, шероховатость резьбовых поверхностей, наличие и толщина покрытий на резьбовых изделиях. Кроме того, существенное значение имеет температура сопрягаемых деталей, наличие на них смазки, различных посторонних частиц, металлической пыли, стружки и т.д. Экспериментальные исследования на ХРП «АвтоЗАЗ-

Мотор» практически подтвердили результаты, приведенные в [2] и других источниках, что при значениях коэффициентов трения в резьбе от 0,10 до 0,15, моментов $M_{КЛ}$ в пределах 40-60 Нм, усилия натяжения болтов могут отличаться на 35-45% [3]. Оценка усилия натяжения проводилась по величине относительного удлинения болта после затяжки РС. Если максимальное значение усилия натяжения болта вызывает напряжение затяжки не более $0{,}9\sigma_T$ (σ_T – предел текучести материала болта), то в собранном узле могут наблюдаться незатянутые соединения [2,4]. Если же максимальное усилие натяжения болта вызывает напряжения, превосходящие σ_T, то уже в процессе сборки могут происходить разрушения затягиваемых соединений. Разрушение болта, например, в резьбовом отверстии в блоке цилиндров, приводит к необходимости замены блока либо выполнения достаточно сложного ремонта, что приводит к росту внутрипроизводственных издержек предприятия. По результатам проведенных исследований параметров трения в резьбовых соединениях, наблюдается большой разброс величин коэффициентов трения в резьбе μ' и по торцу болта (гайки) μ_0. Величина μ' имеет значительно больший разброс (в 5-8 раз), чем μ_0, что свидетельствует о нестабильном качестве изготовления резьбовых поверхностей. Торец головки болта в наиболее ответственных РС в СА обычно опирается на стальную закаленную шайбу, поверхность которой отшлифована, что существенно снижает коэффициент трения μ_0 [3]. Экспериментальное исследование процесса деформации резьбовых поверхностей в процессе сборки СА, проведенное на ХРП «АвтоЗАЗ-Мотор», показало, что нагружение контактирующих поверхностей резьб при затяжке РС практически можно считать нормальным, и выступы шероховатости, первыми вступившие в контакт, пластически деформируются на величину, которая с достаточной точностью может быть рассчитана по известной формуле:

$$y_{пл.в.ш} = Rp_{исх}\left(\frac{100N}{A_c tm_{исх}\cdot 3U_{исх}\sigma_T}\right)^{1/\nu_{исх}}, \quad (2)$$

где $Rp_{исх}$ – высота сглаживания исходной шероховатости, вступившей в контакт; N – нагрузка на контактирующие поверхности; A_c – контурная площадь контактирующих деталей; $tm_{исх}$ – относительная длина опорной поверхности на уровне средней линии для исходной шероховатости; $U_{исх}$ – исходная степень наклепа контактирующей поверхности; σ_T – предел текучести контактирующей детали; $\nu_{исх}$ — параметр исходной шероховатости.

Рассмотрим особенности сборки РС с нежесткими (податливыми) элементами и без них. На рис. 1 показана схема соединения, в котором обе сопрягаемые детали, а также болт и гайку можно считать достаточно жесткими.

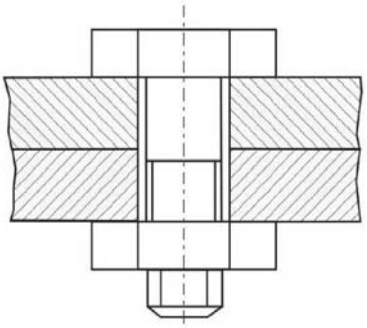


Рис. 1. Схема резьбового соединения жестких деталей

В рассматриваемом АД семейства МеМЗ-307 такой схеме соответствует соединение шатуна с крышкой его нижней головки. Жесткость сопрягаемых деталей обеспечивается их конструкцией и материалом, а шатунных болтов и гаек — выбором материала, высокопрочной легированной стали 40ХН и термообработкой – закалкой до HRC 30…35. Соединения подобной конструкции имеются также в коробке передач СА. К такой же схеме, с некоторыми допущениями, могут быть отнесены и РС, в которых к блоку цилиндров, в котором выполнены резьбовые отверстия, крепятся болтами жесткие детали, например, крышки коренных подшипников коленчатого вала и другие.

Анализ полученных результатов

На рис. 2 приведены расчетные графические зависимости, характеризующие изменение интенсивности распределения осевых сил q и давления p_c на условную поверхность сопряжения по длине болтового соединения при наличии в нём радиального натяга. Методика получения зависимостей основана на формулах [4]. Для примера выбрано упомянутое выше РС шатуна с крышкой его нижней головки в двигателе семейства МеМЗ—307 рабочим объемом 1,3л, который устанавливается на автомобили «Сенс». Из графиков видно, что характер полученных зависимостей не позволяет точно прогнозировать фактическое значение натя-

жения стержня болта при наличии натяга в резьбовом соединении, когда значительная часть прикладываемого при затяжке крутящего момента расходуется на создание распределенных осевых сил и давления на условную поверхность сопряжения.

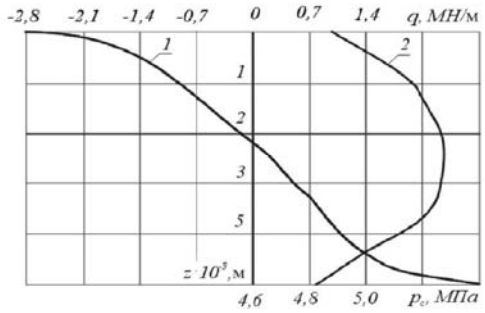


Рис. 2. Графики интенсивности распределенных сил (1) и давления (2) на условную поверхность сопряжения в резьбовом соединении с радиальным натягом

Существенно менее производительным, но более точным является способ затяжки путем статического приложения внешнего крутящего момента, отличающийся тем, что он основан на осуществлении контроля усилия натяжения болта (шпильки) по углу поворота головки болта (гайки), как правило, после достижения контрольного значения предварительного момента $M_{КЛ}$. Такой метод применяется, в частности, при сборке АД для уплотнения стыка головки цилиндров с блоком цилиндров с помощью герметизирующую прокладку. Схема подобного РС приведена на рис. 3. В этом случае для расчета угла поворота болта либо гайки с определенными погрешностями может применяться следующая зависимость [2]:

$$\theta = 360\frac{Q}{S}\sum_{k=1}^{n}\lambda_k \ , \qquad (3)$$

где θ – угол поворота болта либо гайки в градусах; Q – усилие натяжения болта, Н; S — шаг резьбы, м; $\sum_{k=1}^{n}\lambda_k$ — суммарная податливость болта и стягиваемых деталей; м/Н; k— число деталей в соединении, индексом 1 обозначим болт.

В формуле (3) не учитываются коэффициенты трения, и точность затяжки, в основном, зависит от суммарной податливости соединения. Эксперименты показали, что точность значений, вычисляемых по формуле (3), недостаточна для расчета ответственных РС, поскольку податливость материалов, из которых изготовлены стягиваемые детали, может меняться в достаточно широких пределах. Наибольший разброс имеет податливость неметаллических и металлосодержащих прокладок.

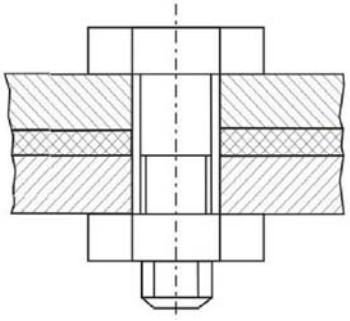


Рис. 3. Схема резьбового соединения с нежесткой прокладкой и податливым болтом

На рис. 3 показана схема соединения с прокладкой, обладающей некоторой начальной податливостью. В процессе затяжки податливость прокладки уменьшается практически до нуля, после чего дальнейшее приложение крутящего момента создает натяжение болта. Таким образом, от качества изготовления прокладки в рассматриваемой конструкции РС непосредственно зависит его надёжность. В современных АД широко используются специальные болты, обладающие заданной податливостью. Например, окончательная затяжка крепления головки цилиндров двигателей семейства МеМЗ-307 с поворотом ключа на заданный угол, осуществляется при напряжениях в стержне, превышающих предел текучести материала болта σ_T. Вместе с тем, эксперименты показали, что и в рассматриваемом случае наличие смазки позволяет снизить коэффициент трения в РС на 20-60% и устранить возникающие заедания в резьбе. На рис. 4 показаны экспериментальные зависимости крутящего момента от угла поворота болта при затяжке двух РС: с нежесткими элементами (см. рис. 3) – кривая 2 и без них (см. рис. 1) – кривая 1. Как видно из графиков, податливость элементов соединения существенно влияет на крутящий момент, его одинаковые значения достигаются при различных углах поворота головки болта. Если податливость прокладки либо болта превышает предельную величину, допустимую для рассматриваемого соединения, то обеспечить прочность крепления деталей и герметичность в нем невозможно. Отказ изделия с таким РС происходит, как правило, после некоторой наработки. Выявить непригодность к эксплуатации изделия с одним или несколькими неисправными РС на этапе приемосдаточных испытаний не всегда возможно.

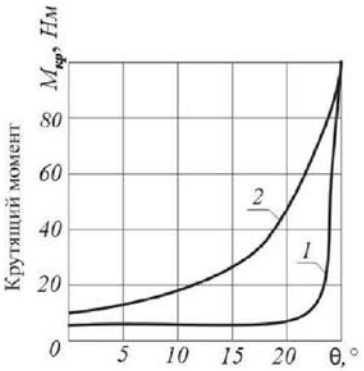


Рис. 4. Экспериментальные зависимости крутящего момента от угла поворота болта при затяжке резьбового соединения путем статического приложения внешнего крутящего момента: 1—для жестких деталей, 2—для нежесткой прокладки и податливого болта

Заключение

Таким образом, на качество сборки СА существенно влияют конструктивные особенности применяемых соединений, технология изготовления резьбовых деталей и совокупность их параметров, коэффициенты трения между резьбовыми деталями, податливость элементов, точность применяемых методов контроля затяжки РС, характеристики используемого оборудования и ряд других факторов.

Как показали эксперименты, все существующие методы затяжки и контроля РС, которые могут быть применены при крупносерийном производстве АД, недостаточно эффективны и их использование не гарантирует отсутствие брака в готовой продукции, что снижает её надёжность. Один из методов, позволяющих повысить надёжность РС путем более точного расчета параметров технологического процесса сборки и затяжки, предложен в [3]. Важнейшей проблемой остается обеспечение стабильного качества РД, особенно в условиях крупносерийного и массового производства. В [5] предложена методика, позволяющая существенно повысить качество изготовления РД с наружной резьбой за счет более точного расчета технологических режимов резьбонакатывания на двухроликовых накатных станках. Кроме того, анализ результатов экспериментальных исследований показал, что перспективным направлением развития технологического оборудования для автоматизированной сборки РС в условиях серийного и крупносерийного производства является создание гайковертов и винтовертов, оснащенных информационно-управляющей системой, обеспечивающей в ходе свинчивания и затяжки контроль значений не только крутящего момента и угловой скорости, но и углового ускорения РД, а также выработку в реальном времени управляющих воздействий и передачу их на привод вращения инструмента по результатам анализа текущей информации, поступающей от датчиков. [1,3]

Направление дальнейших исследований связано с совершенствованием технологии изготовления высококачественных резьбовых деталей в условиях крупносерийного и массового производства, созданием новых способов повышения качества автоматизированной сборки резьбовых соединений, что позволит повысить надёжность и долговечность АД и другой машиностроительной продукции.

Список литературы:

1. Липка В.М. Повышение качества автоматизированной сборки силовых агрегатов автомобилей на основе анализа усилий, возникающих в резьбовых соединениях /В.М Липка, Ю.Л. Рапацкий, //Автоматизация: проблемы, идеи, решения: Материалы междунар. научн.-техн. конф., г. Севастополь, 6-10 сентября 2010. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2010. – С.238-242. 2. Иосилевич Г.Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник / Г.Б. Иосилевич, Ю.В. Шарловский – М.:Машиностроение, 1985. – 224 с. 3. Липка В.М. Оценка влияния параметров резьбовых крепежных изделий на качество сборки силовых агрегатов автомобилей / В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий // Вестник СевНТУ. – Вып. 107: Машиностроение и транспорт: сб. науч. тр. –2010. – С.121-127. 4. Вислобицкий П.А. Распределение усилий в свинченном соединении труб на тугой резьбе/ П.А. Вислобицкий, Э.С. Карякин //Детали машин.: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1979. – вып.28. – 278 с. 5. Липка В.М. Математическая модель накатывания наружных резьб роликами / В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий // Вестник СевНТУ. – Вып. 111: Машино-приборостроение и транспорт: сб. науч. тр. – 2011. – С.138-143.

Bibliography (transliterated):

1. Lipka V.M. Povyshenie kachestva avtomatizirovannoj sborki silovyh agregatov avtomobilej na osnove analiza usilij, voznikajuwih v rez'bovyh soedinenijah /V.M Lipka, Ju.L. Rapackij, //Avtomatizacija: problemy, idei, reshenija: Materialy mezhdunar. nauchn.-tehn. konf., g. Sevastopol', 6-10 sentjabrja 2010. – Sevastopol': Izd-vo SevNTU, 2010. – S.238-242. 2. Iosilevich G.B. Zatjazhka i stoporenie rez'bovyh soedinenij: Spravochnik / G.B. Iosilevich, Ju.V. Sharlovskij – M.:Mashinostroenie, 1985. – 224 s. 3. Lipka V.M. Ocenka vlijanija parametrov rez'bovyh krepezhnyh izdelij na kachestvo sborki silovyh agregatov avtomobilej / V.M. Lipka, Ju.L. Rapackij // Vestnik SevNTU. – Vyp. 107: Mashinostroenie i transport: sb. nauch. tr. –2010. – S.121-127. 4. Vislobickij P.A. Raspredelenie usilij v svinchennom soedinenii trub na tugoj rez'be/ P.A. Vis-lobickij, Je.S. Karjakin //Detali mashin.: Resp. mezhved. nauch.-tehn. sb. – 1979. – vyp.28. – 278 s. 5. Lipka V.M. Matematicheskaja model' nakatyvanija naruzhnyh rez'b rolikami / V.M. Lipka, Ju.L. Rapackij // Vestnik Sev-NTU. – Vyp. 111: Mashino-priborostroenie i transport: sb. nauch. tr. – 2011. – S.138-143.

УДК 621.002:681.324

В.В. Голикова, канд. техн. наук, Е.Л. Первухина, д-р техн. наук, П.К. Сопин, канд. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЕЙ ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДВС

Введение

Повышение надежности и срока службы машиностроительных изделий, сокращение затрат на их обслуживание во многом зависит от достоверности и точности контроля качества собранных изделий, особенно на этапе приемосдаточных и контрольных испытаний. В ходе испытаний математическое описание объектов, учитывающее статистические или функциональные связи между структурными и диагностическими параметрами, строят по последовательным измерениям информативных параметров. Анализ получаемых случайных последовательностей, или временных рядов, проводят во временной или частотной областях. Однако в научной литературе отсутствуют примеры использования подобных методов для оценки технического состояния машиностроительных изделий, в том числе в ходе приемосдаточных и контрольных испытаний.

Целью работы является моделирование измерительных последовательностей диагностических параметров ДВС, а также дальнейшее обоснование и развитие метода контроля качества машиностроительных изделий, отраженного в публикациях [1,2]. Спектральный анализ измерительных последовательностей проводится для проверки их периодического характера при изменении режимов испытаний. Методами многомерного статистического анализа между нестационарными случайными процессами устанавливаются причинно-следственные зависимости, позволяющие отследить отклонения от нормального функционирования изделий уже на стадии приемосдаточных и контрольных испытаний. Совместное применение этих методов повышает достоверность и точность полученных моделей, на основе которых оценивается качество испытуемых двигателей.

Основная часть

Моделирование измерительных последовательностей диагностических параметров четырехтактного ДВС с внешним смесеобразованием, объемом 1.3 л, проведено при изменении частоты вращения коленчатого вала по закону, отражающему его работу в городских условиях эксплуатации: холостой ход, разгон, торможение [3]. Измерительная информация имеет вид случайных последовательностей значений параметров: удельного расхода топлива g_e (г/кВт.ч) разрежения во впускном коллекторе P_a (кПа), крутящего момента $M_к$ (Н·м), часового расхода топлива G_t (кг/ч) (рис.1). Здесь t – номер измерения, интервал между последовательными измерениями составляет 7,5с.

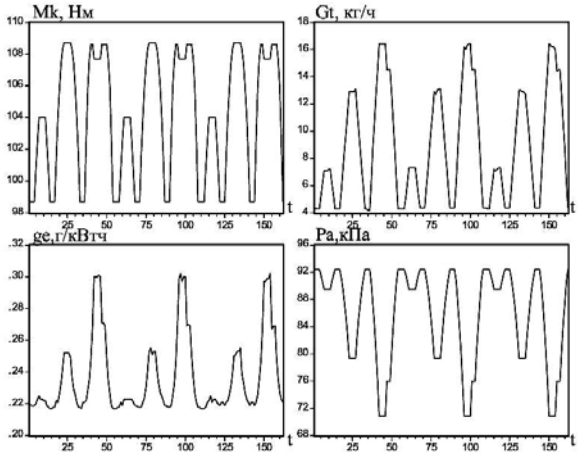


Рис. 1. Измерения параметров ДВС

Эти параметры вместе с температурой охлаждающей жидкости, давлением масла и условиями окружающей среды характеризуют пригодность двигателя к дальнейшей эксплуатации. Нахождение G_t и g_e в допустимых пределах напрямую свидетельствует о нормальной работе систем питания и зажигания, косвенно – о нормальном течении процесса сгорания топлива, характеризуя процессы карбюрации, зажигания, а также состояние цилиндропоршневой группы, опережения зажигания и т.д. Давление во впускном коллекторе определяет количество свежей рабочей смеси, попадающей в цилиндр.

При анализе случайных последовательностей важной задачей является определение основной тенденции в развитии исследуемого процесса («наличия общих трендов»). В некоторых случаях общая тенденция ясно прослеживается в динамике параметров, в других ситуациях она может не просматриваться из-за ощутимых случайных колебаний. Предлагается с помощью методов спектраль-

ного анализа выяснить, имеют ли случайные процессы измерения параметров испытуемых изделий периодичность.

Для выявления периодичности изучены спектральные функции случайных процессов, представляющие разложение в ряд Фурье автокорреляционной функции. Для нахождения спектральной функции использован одномерный спектральный (Фурье) анализ (рис.2). В качестве спектрального окна выбрано окно Хемминга.

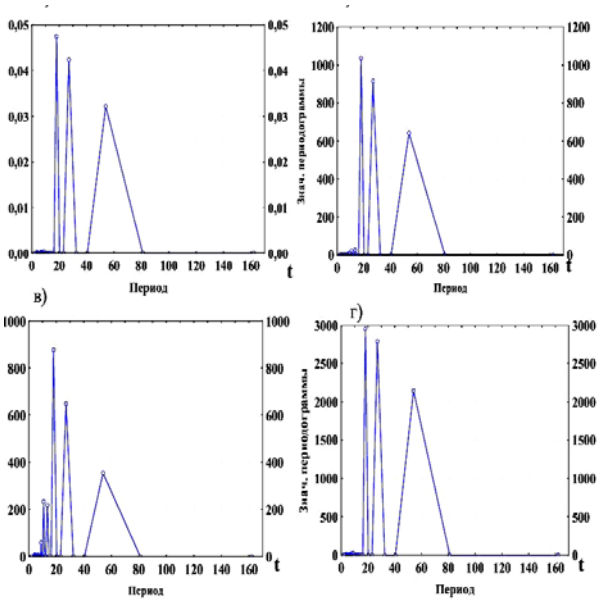


Рис. 2. Периодограммы: а) ge (г/кВт·ч), б) Gt (кг/час), в) Мк (Нм), г) Ра (кПа)

Данный подход позволяет определить период частот: если спектральная плотность для периода, равного периодической составляющей, имеет высокое (по сравнению с соседними) значение, то это подтверждает предположение о наличии периодической составляющей, которая должна быть учтена при построении модели. Пики значений и соответствующие им периоды изображены на периодограммах, отражающих распределение дисперсии случайных процессов между различными гармоническими компонентами (рис.2). Результаты проведенного спектрального анализа четырех исследуемых случайных последовательностей показали наличие трех высших пиков, однако наивысшим является пик на частоте около 0.056 Гц, соответствующей значению периода 18 с.

Выявление периодичности процессов определяет дальнейшее моделирование измерительных последовательностей. Предполагается, что формирование значений элементов этих последовательностей происходит под воздействием факторов, среди которых выделяют 3 основных типа, т.е. каждую случайную последовательность раскладывают на составляющие:

$$x(t) = TC(t) + S(t) + E(t) \qquad (1)$$

где $TC(t)$ – неслучайная составляющая, $S(t)$ – периодическая составляющая, $E(t)$ – случайная составляющая. Модель (1) является аддитивной.

Для получения адекватной модели скалярных процессов использована методология авторегрессии – скользящего среднего (англоязычная аббревиатура ARMA – *autoregression – moving average*), разработанная Боксом и Дженкинсом [4]. Анализ автокорреляционной функции (ACF) и частной автокорреляционной функции (PACF) четырех исследуемых случайных процессов подтверждает предположение о периодичности моделей:

$$\underset{(0,085)}{(1-0{,}762L)}\Delta ge_t = \underset{(0,100)}{(1-0{,}504\,L} + \underset{(0,069)}{0.364\,L^{18})}\varepsilon_t \qquad (2)$$

$$\underset{(0,060)}{(1-0{,}771L)}\Delta Gt_t = \underset{(0,066)}{(1+0{,}183\,L} - \underset{(0,059)}{0{,}695\,L^{18})}\varepsilon_t \qquad (3)$$

$$\underset{(0,089)}{(1-0{,}595L)}\Delta Mk_t = \underset{(0,104)}{(1-0{,}280\,L} - \underset{(0,082)}{0{,}018\,L^{18})}\varepsilon_t \qquad (4)$$

$$\underset{(0,064)}{(1-0{,}756L)}\Delta Pa_t = \underset{(0,070)}{(1+0{,}271\,L} - \underset{(0,060)}{0{,}637\,L^{18})}\varepsilon_t \qquad (5)$$

Значение статистик Дурбина-Уотсона (табл.1) и рисунок 3 свидетельствуют об отсутствии автокорреляции ошибок при оценивании коэффициентов всех моделей (2) – (5).

Таблица 1. Анализ ошибок оценивания

	ge	*Gt*	*Mk*	*Pa*
DW-тест	1,94	1,97	1,99	2,01

Таким образом, последовательности изменения значений параметров представляют нестационарные случайные процессы, при изменении частоты вращения коленчатого вала имеющие явно выраженный периодический характер. Для исправных двигателей между нестационарными процессами изменения отдельных параметров существуют устойчивые (стационарные) линейные зависимости, определяемые методами многомерного статистического анализа [5]. Алгоритм выявления таких зависимостей между диагностическими параметрами двигателей внутреннего сгорания в ходе приемосдаточных и контрольных стендовых испытаний приведен в работе [1,2].

Скалярные нестационарные процессы изменения всех параметров объединены в единый мно-

гомерный случайный процесс. Физическим обоснованием для этого являются стандартные характеристики (скоростные, регулировочные, нагрузочные) и качественные зависимости между параметрами.

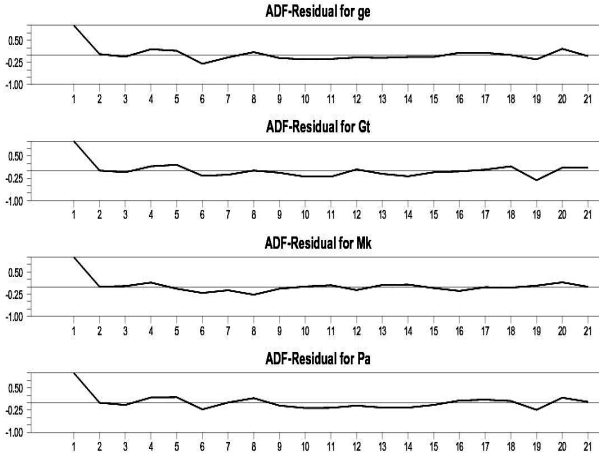


Рис. 3. ACF остатков оценивания моделей

В каждый момент времени измерительная информация имеет вид случайного $n \times 1$ – вектора $x_t = (X_{1,t},..., X_{i,t},..., X_{n,t})^T$, $i = 1 \div n$ – номер параметра. Изменение вектора x_t во времени есть многомерный случайный процесс.

Для описания динамики вектора x_t выбрана векторная авторегрессионная модель порядка *p*:

$$x_t = \alpha + \mu t + \widetilde{\Psi} D_t + \sum_{j=1}^{p} A_j x_{t-j} + \varepsilon_j, \ t = 1,...,T \quad (6)$$

где A_j – матрица коэффициентов размерности $(n \times n)$; α, μ – векторы коэффициентов размерности $(n \times 1)$; D_t – неслучайные компоненты модели, отличные от константы и тренда (в том числе и периодичность); $\widetilde{\Psi}$ – $(n \times n)$ матрица коэффициентов; ε_j – вектор ошибок размерности $(n \times 1)$, имеющих нормальное распределение [5].

Для определения возможных линейных комбинаций (причинно-следственных зависимостей) между измерительными последовательностями модель (6) представлена их приращениями:

$$\Delta x_t = \alpha + \mu t + \widetilde{\Psi} D_t + \Pi x_{t-1} + \sum_{j=1}^{p-1} \Gamma_j \Delta x_{t-j} + \varepsilon_j \quad (7)$$

где Δ – разностный оператор, т.е. $\Delta x_t = x_t - x_{t-1}$, $\Pi = I - A_1 - A_2 - ... - A_p$. Ранг матрицы $\Pi = \alpha\beta^{/}$ равен числу возможных линейных зависимостей r. Строки матрицы β представляют отдельные векторы, отражающие стационарные зависимости между параметрами. Ранг матрицы Π в выражении (7) определяется при помощи двух тестов: статистики максимального собственного значения ($LR^{\max}$) и статистики следа (LR^{trace}) с учетом периодичности (период равен 18 с).

Статистика максимального собственного значения имеет вид [5]:

$$LR^{\max}(r, r+1) = -T \ln(1 - \lambda_{r+1}) \quad (8)$$

где T – количество использованных наблюдений, λ_{r+1} – наибольший расчетный характеристический корень квадратной матрицы. При этом нулевая гипотеза H_0: r – существует r стационарных линейных комбинаций, альтернативная гипотеза H_1: $r+1$. Если величина статистики (8) значима, то нулевая гипотеза отвергается.

Статистика следа имеет вид [5]:

$$LR^{trace}(r, k) = -T \sum_{i=r+1}^{k} \ln(1 - \lambda_i) \quad (9)$$

где λ_i – наименьший расчетный характеристический корень квадратной матрицы. При этом нулевая гипотеза H_0 формулируется следующим образом: существует максимум r стационарных линейных комбинаций; альтернативная гипотеза H_1: $\geq r+1$. Нулевая гипотеза отвергается при статистически значимой величине LR_{α}^{trace}.

Статистики рассчитываются для значений r от 0 до k (табл.2) и сравниваются с критическими значениями LR_{α}^{trace} и $LR_{\alpha}^{\max}$ при уровне значимости α. В результате последовательной проверки гипотез установлена одна линейная стационарная комбинация (r = 1):

$$\widehat{ge}_t = 0{,}0674 Gt_t - 0{,}0235 Mk_t + 0{,}0243 Pa_t \quad (10)$$

Таблица 2. Определение числа возможных линейных зависимостей между процессами

Собст. числа	$LR^{\max}$	LR^{trace}	H_0:	$LR^{\max}$ (90%)	LR^{trace} (90%)
0,3021	57,90	76,09	0	15,00	36,58
0,0917	15,48	18,19	1	11,23	21,58
0,0167	2,71	2,71	2	7,37	10,35
0,0000	0,00	0,00	3	2,98	2,98

Модель (10) описывает зависимость между последовательностями значений исследуемых па-

раметров при изменении частоты вращения коленчатого вала.

График рис. 4 показывает почти идеальное совпадение расчетных и экспериментальных данных. Модель (10) с учетом периодической составляющей адекватна исходным данным.

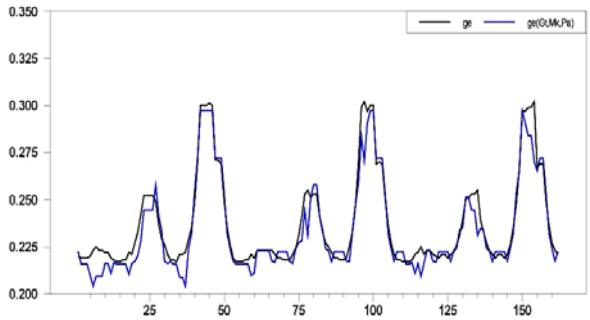


Рис. 4. Расчетная и экспериментальная последовательности

Заключение

Предложенный подход к оценке состояния машиностроительных изделий по информативным параметрам в ходе испытаний объединяет методы спектрального и многомерного статистического анализа. В результате снижаются погрешности моделирования многомерных случайных процессов при изменении режимов испытаний, существует возможность достоверного и точного прогноза значений параметров и, как следствие, предупреждения возможных отклонений режимов функционирования ДВС в ходе испытаний от номинальных режимов.

Список литературы:

1. Первухина Е.Л. Оценка состояния машиностроительных изделий в ходе производственных испытаний после сборки / Е.Л. Первухина, В.В. Голикова, П.К. Сопин // Сборка в машиностроении, приборостроении, Россия. – 2009. – №10.– С. 3-9. 2. Первухина Е.Л. Статистическое моделирование машиностроительных изделий по диагностическим параметрам / Е.Л. Первухина, В.В. Голикова, П.К. Сопин // Проблемы машиностроения и надежности машин РАН, Россия. – 2008. – №6. – С. 89-95. 3. Осипов К.Н. Определение режимов приемосдаточных испытаний ДВС / К.Н. Осипов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: междунар. сб. науч. тр. – 2011. – Вып. 41. – С. 261 – 266. 4. Box G.E. Time Series Analysis, Forecasting and Control / G.E. Box., G.M. Jenkins, G.C. Reinsel. – New Jersey: Prentice Hall, 1994.– 598 p. 5. Enders W. Applied Econometric Time Series / W. Enders. – New York: John Wiley & Sons, 1995 – 433 p.

Bibliography (transliterated):

1. Pervuhina E.L. Ocenka sostojanija mashinostroitel'nyh izdelij v hode proizvodstvennyh ispytanij posle sborki / E.L. Pervuhina, V.V. Golikova, P.K. Sopin // Sborka v mashinostroenii, priborostroenii, Rossija. – 2009. – №10.– S. 3-9. 2. Pervuhina E.L. Statisticheskoe modelirovanie mashinostroitel'nyh izdelij po diagnosticheskim parametram / E.L. Pervuhina, V.V. Golikova, P.K. Sopin // Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin RAN, Rossija. – 2008. – №6. – S. 89-95. 3. Osipov K.N. Opredelenie rezhimov priemosdatochnyh ispytanij DVS / K.N. Osipov // Progressivnye tehnologii i sistemy mashinostroenija: mezhdunar. sb. nauch. tr. – 2011. – Vyp. 41. – S. 261 – 266. 4. Box G.E. Time Series Analysis, Forecasting and Control / G.E. Box., G.M. Jenkins, G.C. Reinsel. – New Jersey: Prentice Hall, 1994.–598 p. 5. Enders W. Applied Econometric Time Series / W. Enders. – New York: John Wiley & Sons, 1995 – 433 p.

UDK 621.435

A.V. Goncharenko, ph.D

MATHEMATICAL MODELING OF THE SHIP'S MAIN ENGINE RANDOM OPERATIONAL PROCESS

Introduction

The main engine (ME) of a transport vessel works as a part of the ship's propulsion complex (SPC). This work is characterized by quasi-stationary modes of operation at distant voyages of a long duration, but transitive modes at maneuvering, passing narrows (straights, channels, river mouths, etc.), shallows, calling to ports, and so on. Such modes are dictated by operators (the subjects of operation) proceeding the ideas of expediency and appropriateness. At this, the process that is going on, as a rule, happens mostly without failures of equipment, and, therefore does not disturb execution of the voyage task.

However, sometimes, at operational conditions, the process of the system transition from one state into others is being realized occasionally in a random way. Such phenomena are character for unexpected sudden failures that occur instantly. For example, failures of cylinders. And that, in its turn, can make difficulties for fulfillment of the voyage task.

Urgency of researches

Thus, consideration of an operation process requires a very attentive approach to the quite possible equipment failures and probable restorations of the equipment up state. Therefore, the stochastic rather than determined problem setting allows taking into

account the output of the ship's power installation and ship's speed more accurately. Hence, the proposed mathematical modeling of the random process of an operation of the ME as a part of a SPC is an important and actual task.

The innovation of the given article is in trying to apply a random processes theory to solving the problems of SPC operation in multi-alternative operational situations.

The problem setting in the general view relates to some important science and practical problems of the monitoring of the equipment aboard ship in terms of subjective analysis. Considering a random operational process one has to make allowance for the operators' subjective preferences and their uncertainty.

Analysis of the latest researches and publications

In the work [1], it is being considered the modes of loading of main ship diesels, influence of external factors upon the mode's indexes and parameters, restriction and barrier characteristics, performance curves, methods and systems of control that provide for a diesel operation without overloading. A considerable attention is paid to the working process and change of the modes parameters and indexes at loading, to a diesel's thermal and mechanical tension, plotting and correction of the restriction characteristics. It is considered the principles of a searching system for a ship hydro-mechanical complex optimal work mode. Analyzing the reliability of modern ship diesels, it is revealed that they do not ensure for the reliable, failure-free work within the guarantied useful lives [1, P. 67]. It is shown the statistical estimates of the reliability and survival functions, failure-free work probabilities [1, P. 213], resulted in the ship's speed indexes and parameters, speed characteristics of the vessel [1, P. 215].

In the book [2], it is analyzed the peculiarities of interaction of the SPC.

In the work [3], amongst others issues, it says about energy transformations that is spent upon the ship's motion [3, P. 132], as well as about estimating the reliability measures [3, P. 178] and the system of the working process of diesels control with ensuring for their work on the optimal running modes [3, P. 189]. At that, attention was being paid to specific fuel-oil consumption for a mile distance passed at a certain given ship's speed.

At the work [4], it is analyzed the work of the main ship's diesel as a part of the hydro-dynamical complex "engine-propeller-hull". It is evaluated the influence of the state of the ship's hull, meteorological conditions, and factors of the ship's depth upon the loss of her speed. It is investigated dynamical modes of the ME running at the ship's maneuvering, suggested methods of assessment of the heat and mechanical overloading in the processes of the engine loading, given recommendations for assigning the restriction characteristics of a diesel and choosing the loading pace at the maneuvering of a ship. The acquired results and recommendations are connected with the criteria of the transporting effectiveness of the sea and river vessels. Control of a diesel's running modes, as a part of a SPC in particular, is carried on by the criterion of fumeness [4, P. 245]. It is delivered the principles of formation of a generalized purpose function of a diesel's control [4, P. 283].

At the work [5], there are suggested solutions, with the help of means of technical diagnostics, to such tasks of the ship's propulsion and her power plant (SPPP) technical operation as optimization of the ME running mode with taking into consideration its technical state change, prevention to sudden, unexpected instant, and gradual failures, revealing the ship's speed loss due to her hull fouling, and others. It is adduced the data concerning the main defects of the plunger couples of the types of two-stroke crosshead reversible supercharged 50 centimeter bore and 110 centimeter stroke (TCRS 50/110) and TCRS 74/160 engines. These are the wearing of the precise surfaces of sliding parts of pair plungers and liners. On the average, about 80% of plunger pairs are defected on the causes of the mentioned surfaces wearing, losing of hydraulic tightness lower than the allowed limits, as well as because of jamming and scratching. Actual useful life of a plunger couple lies, on an average, within the limits of 6-13 thousand hours. The fuel-oil injectors' tips, apertures are the most vulnerable, fragile, weak elements of the fuel-oil apparatuses. For ship diesels of the TCRS type, damages of the tightening end (around 49%), hangings of the sprayer needle (about 17%), loss of tightness (approximately 19%), and others are pertaining to the number of character defects of sprayers. The total useful life of the sprayers of the mentioned diesels with making allowance for their periodic prophylactic repairs is estimated approximately in 8-10 thousand hours [5, P. 144]. It is shown the scheme of the assessment for the loss of the speed because of the fouling and degradation of the technical state of the ME by the passport diagram [5, P. 184, fig. 84]. It is presented a nomogram for the determination of the output loss as

a result of a diesel technical state worsening [5, P. 185, fig. 85]. It is performed the comparison of the calculation and experimental data at the assessing of the ship's speed [5, P. 188, table 18].

In the article [6], it is said about that still the problem of an internal combustion engine (ICE) brake horse power (BHP) determination remains actual. The absence of a possibility for a reliable control of the ME outputs for middle and small ships makes researchers find new methods of the output's measuring. In particular, it is pointed out that the BHP of ICE is one of the major energetics indexes of the ME, which is necessary for a proper operation and appropriate choice of the specified continuous rating (SCR), for normalizing of fuel-oil and lubricating oil consumptions, as well as for the estimation of the technical state of the engine and its residual life. Indirect methods have a deviation or inaccuracy in about 10-12%. In case of a decrease of the technical state indexes, that value of the error may reach even a greater magnitude.

In the book [7], it is presented the main information concerning the technical use of the ship ICE, maximally providing for their operational reliability level. The great attention in the book is paid to a choice of rational modes of engines running, ensuring their reliable operation in ships specific sailing conditions. It is described in details the running of an engine with turned off cylinders [7, P. 70]. In operational practice of ship engines, it is sometimes happens the necessity of turning off of one or several cylinders because of the impossibility to stop the engine (passing the narrows, dangerous in the navigational sense places). Usually, such a thing happens due to a failure of components and elements of the fuel-oil injection system (injectors, high pressure pumps, breakage of the high pressure pipelines).

Thus, mainly, stochastic approach, if it is even paid attention to in the mentioned above works, presents in the statistical estimates of probabilities, up state duration. Calculations of SCR have deterministic character although. Randomness, therefore, requires more attention, being directly taken into account.

In works [11-13], there were researched the water-coal slurries, atomization characteristics, and subjective and legislative factors in engine building. This approach needs further development in combination with SCR and reliability.

Researching a random process, it is also necessary to take into consideration the uncertainty of operators' subjective preferences [14-16].

The task setting

Hence, the ship's speed as well as the output of the ME, SCR play sometimes the main role, at least not the last, for controlling the operational processes of the main SPPP.

In this article, it is suggested to consider a mathematical modeling of a random process of operation of the ME [10], which would comprise the previous researches results as well as, at this, make allowance for possible sudden failures, randomness and uncertainty, and, as a consequence, the change of the SPPP state, SCR, and BHP of ICE, show the change of the ship's speed in time. That is the purpose of the given paper.

The main content (material)

Let us consider the process of the ME operation in a simplified manner, which is principally allowable for a rough problem setting.

The problem formulation

We will understand the process of transition of the ME, as a system, from some states into others as the random process of the ME operation. The transitions from a state into another state occur in a random way. At the given problem setting, we will consider random processes with discrete states. We assume that the system – ME, is characterized by a set of discrete states (finite – that corresponds to the possibility of a certain number of failures, those, however, cannot happen absolutely simultaneously). The random transitions of the ME between these states have a character of instant, immediate sudden spasmodic changes. A transition of the ME from a state into another state is possible at any moment in time, thus, at the given problem setting, we deal with a random process with indiscrete continuous time. In such a case, it is necessary to solve a peculiar probability problem related with the work of the so called system of mass service (SMS) [8, 9].

In order to describe a random process occurring in a discrete system with a continuous time, first of all, it is necessary to analyze causes that induce the system transitions from a state into another state, like, for example, the causes presented in the works [1-7]. For a SMS, a flow of claims is the major factor that stipulates the going on system's processes. Therefore, the mathematical description of the ME operation process starts with the description of the claims flow.

In theory of probabilities, the sequence of events that happen one by one at some moments in time is understood as a flow of events. In our case, these are

the failures of the ME cylinders (the claims for service, maintenance), and returning them into the up state (the served claims).

It is convenient to consider random processes with discrete states using a scheme, which is called a graph of states [8, 9]. In the scheme, it is conventionally represented the possible states of the system and signified (with the help of arrows) the possible transitions between the states.

For each cylinder of the ME, as a system, such a scheme consists of two states: S_0 – up state, S_1 – down state, shown in the fig. 1.

Taking into account the failure and restoration intensities, the transitions: $S_0 \rightarrow S_1$ – are realized as a result of failures occurring in the system (in the given case with a ME cylinder), $S_1 \rightarrow S_0$ – corresponds to the repair finishing (restoration of the ME cylinder to the up state), we obtain the marked graph of states.

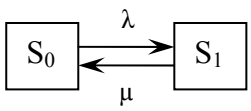


Fig. 1. Graph of a cylinder states

In the marked graph of states fig. 1, it is symbolized: λ – failure intensity, μ – restoration intensity. Thus, we acquire a system of differential equations (equations by Erlang):

$$\left.\begin{aligned} \frac{dp_0(t)}{dt} &= -\lambda \cdot p_0(t) + \mu \cdot p_1(t), \\ \frac{dp_1(t)}{dt} &= \lambda \cdot p_0(t) - \mu \cdot p_1(t). \end{aligned}\right\}, \qquad (1)$$

where $p_0(t)$ – probability of a cylinder up state as a function of time t; $p_1(t)$ – probability that at the moment of time t the cylinder will be in the down state.

Integration of the equations system (1) at the initial conditions: $p_0(0)=1$; $p_1(0)=0$ (at the initial moment, the cylinder is in the up state) gives the dependences $p_0(t)$ and $p_1(t)$.

Considering the ME as an aggregate of its cylinders, we obtain the system of the differential equations for the one channel system with a restricted queue according to the number of the possible states, fig. 2:

$$\left.\begin{aligned} \frac{dp_0(t)}{dt} &= -\lambda p_0(t) + \mu p_1(t), \\ \frac{dp_1(t)}{dt} &= -(\mu+\lambda) p_1(t) + \lambda p_0(t) + \mu p_2(t), \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \frac{dp_k(t)}{dt} &= -(\mu+\lambda) p_k(t) + \lambda p_{k-1}(t) + \mu p_{k+1}(t), \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \frac{dp_n(t)}{dt} &= -\mu p_n(t) + \lambda p_{n-1}(t). \end{aligned}\right\}, \qquad (2)$$

where $n-1$ – number of cylinders, at the failure of which the ME is in the up state; $p_n(t)$ – probability of the ME failure as a function of time.

Knowing the probability of the ME running with this or that number of cylinders change in time and a cylinder output, we may calculate the expectation (E) of the ME BHP as a function of time:

$$E(N_e) = \sum_{i=0}^{n-1} p_i(t) \cdot N_{e_i}, \qquad (3)$$

where N_e – ME BHP, random variable; i – number of cylinders failed; N_{e_i} – ME BHP on the condition that the number of cylinders i has failed.

The summing up is conducted up to $n-1$, since at the failure of n cylinders, the ME transits into the down state.

In the similar way, it is found the E of the ship's speed:

$$E(v) = \sum_{i=0}^{n-1} p_i(t) \cdot v(N_{e_i}). \qquad (4)$$

where $v(N_{e_i})$ – ship's speed as a function of the ME output, function of the random variable.

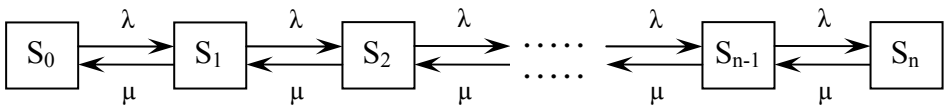


Fig. 2. Graph of the ME states

The problem solution

For solving the systems (1, 2) we will apply the integral Laplace's transformations. In case, when the failure intensities λ and μ are constant values in time, for the system (1), the Laplace's transformation yields a system of equations:

$$\left.\begin{array}{l} p\cdot X(p)-1+\lambda\cdot X(p)-\mu\cdot Y(p)=0 \\ p\cdot Y(p)-\lambda\cdot X(p)+\mu\cdot Y(p)=0 \end{array}\right\}, \quad (5)$$

where p – complex parameter; $X(p)$ and $Y(p)$ – images (transformants) of the originals (probabilities) of the $p_0(t)$ and $p_1(t)$ correspondingly; from where:

$$X(p)=\frac{p+\mu}{p^2+p\cdot(\lambda+\mu)}=\frac{p+\mu}{p\cdot(p+\lambda+\mu)}=$$

$$=\frac{1}{p+\lambda+\mu}+\frac{\mu}{p\cdot(p+\lambda+\mu)}, \quad (6)$$

$$Y(p)=\frac{\lambda}{p+\mu}\cdot X(p)=\frac{\lambda}{p+\mu}\cdot\frac{p+\mu}{p\cdot(p+\lambda+\mu)}=$$

$$=\frac{\lambda}{p\cdot(p+\lambda+\mu)}. \quad (7)$$

Corresponding originals:

$$p_0(t)=x(t)=\frac{\mu}{\lambda+\mu}\cdot\left(1-e^{-(\lambda+\mu)\cdot t}\right)+e^{-(\lambda+\mu)\cdot t},$$

$$p_1(t)=y(t)=\frac{\lambda}{\lambda+\mu}\cdot\left(1-e^{-(\lambda+\mu)\cdot t}\right). \quad (8)$$

It is obviously, that the normalizing condition is accomplished for every moment in time:

$$p_0(t)+p_1(t)=x(t)+y(t)=\frac{\mu}{\lambda+\mu}\cdot\left(1-e^{-(\lambda+\mu)\cdot t}\right)+$$

$$+e^{-(\lambda+\mu)\cdot t}+\frac{\lambda}{\lambda+\mu}\cdot\left(1-e^{-(\lambda+\mu)\cdot t}\right)=1. \quad (9)$$

In case, if it is considered a marked graph of states and transitions that is modeling the possibility of failure of two cylinders, then the system of the differential equations, proceeding from the general (2), will be the following one:

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{dp_0(t)}{dt}=-\lambda\cdot p_0(t)+\mu\cdot p_1(t), \\ \dfrac{dp_1(t)}{dt}=-(\mu+\lambda)\cdot p_1(t)+\lambda\cdot p_0(t)+\mu\cdot p_2(t), \\ \dfrac{dp_2(t)}{dt}=-\mu\cdot p_2(t)+\lambda\cdot p_1(t). \end{array}\right\}. \quad (10)$$

The initial conditions are: $p_0(0)=1$, $p_1(0)=$ $=p_2(0)=0$. In an analogous way to (5), the Laplace's transformation yields the system of the equations:

$$\left.\begin{array}{l} p\cdot X(p)-1+\lambda\cdot X(p)-\mu\cdot Y(p)=0 \\ p\cdot Y(p)-\lambda\cdot X(p)+(\lambda+\mu)\cdot Y(p)-\mu\cdot Z(p)=0 \\ p\cdot Z(p)-\lambda\cdot Y(p)+\mu\cdot Z(p)=0 \end{array}\right\}, \quad (11)$$

where $Z(p)$ – image of the original (probability) of the $p_2(t)$; from where:

$$X(p)=\frac{p^2+2\cdot\mu\cdot p+\lambda\cdot p+\mu^2}{p\cdot\left(p^2+2\cdot(\lambda+\mu)\cdot p+\lambda^2+\lambda\cdot\mu+\mu^2\right)}=$$

$$=\frac{p^2+a\cdot p+b}{p\cdot(p+c)\cdot(p+d)}, \quad (12)$$

$$Y(p)=\lambda\cdot\frac{p+\mu}{p\cdot(p+c)\cdot(p+d)}=$$

$$=\frac{\lambda}{(p+c)\cdot(p+d)}+\frac{\lambda\cdot\mu}{p\cdot(p+c)\cdot(p+d)}, \quad (13)$$

$$Z(p)=\frac{\lambda^2}{p\cdot(p+c)\cdot(p+d)}, \quad (14)$$

where $a=\lambda+2\cdot\mu$, $b=\mu^2$, $c=\lambda+\mu-\sqrt{\lambda\cdot\mu}$, $d=\lambda+\mu+\sqrt{\lambda\cdot\mu}$.

The originals:

$$p_0(t)=x(t)=\frac{1}{c-d}\cdot\left(c\cdot e^{-c\cdot t}-d\cdot e^{-d\cdot t}\right)+$$

$$+\frac{a}{d-c}\cdot\left(e^{-c\cdot t}-e^{-d\cdot t}\right)+\frac{b}{c\cdot d\cdot(c-d)}\times$$

$$\times\left[(c-d)+d\cdot e^{-c\cdot t}-c\cdot e^{-d\cdot t}\right], \quad (15)$$

$$p_1(t)=y(t)=\frac{\lambda}{d-c}\cdot\left(e^{-c\cdot t}-e^{-d\cdot t}\right)+$$

$$+\frac{\lambda\cdot\mu}{c\cdot d\cdot(c-d)}\cdot\left[(c-d)+d\cdot e^{-c\cdot t}-c\cdot e^{-d\cdot t}\right], \quad (16)$$

$$p_2(t)=z(t)=\frac{\lambda^2}{c\cdot d\cdot(c-d)}\times$$

$$\times\left[(c-d)+d\cdot e^{-c\cdot t}-c\cdot e^{-d\cdot t}\right]. \quad (17)$$

By the formulas of (3, 4), it is found the E of the ME output and the ship's speed.

Practical application of the problem solution

Let us consider the operation of the SPPP with the ME of 8 TCRS 60/195-10 (MAN Diesel, former MAN-B&W, original B&W designation is 8L60MC; manufacturing plant, the license holder, licensee designation is ДБ-32). Let us presume that a possible up state allows four cylinder failures. The marked graph of states is presented in the fig. 3.

From the source of information [10], we get the necessary for the modeling technical data.

The systems of equations by Erlang, similar to the systems (1, 2, 10):

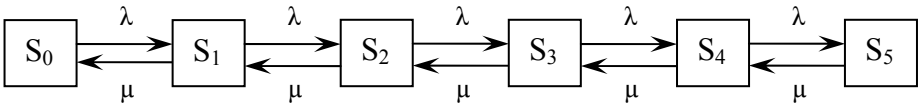


Fig. 3. Graph of the ME 8 TCRS 60/195-10 (ДБ-32) states

$$\left.\begin{aligned}
\frac{dp_0}{dt} &= -\lambda(t)p_0 + \mu(t)p_1,\\
\frac{dp_1}{dt} &= -(\mu(t)+\lambda(t))p_1 + \lambda(t)p_0 + \mu(t)p_2,\\
\frac{dp_2}{dt} &= -(\mu(t)+\lambda(t))p_2 + \lambda(t)p_1 + \mu(t)p_3,\\
\frac{dp_3}{dt} &= -(\mu(t)+\lambda(t))p_3 + \lambda(t)p_2 + \mu(t)p_4,\\
\frac{dp_4}{dt} &= -(\mu(t)+\lambda(t))p_4 + \lambda(t)p_3 + \mu(t)p_5,\\
\frac{dp_5}{dt} &= -\mu(t)p_5 + \lambda(t)p_4.
\end{aligned}\right\} \quad (18)$$

For intensities of $\lambda(t)$ and $\mu(t)$, let us apply models that reflect processes of elderliness of engineering. At the first approach, for a rough problem setting, it is important just a mere fact that the failure intensities increase in the course of time:

$$\lambda(t) = \frac{1}{1000} + k \cdot t\,, \qquad (19)$$

where k – coefficient; and the restoration intensities diminish:

$$\mu(t) = \frac{150}{5 + n \cdot t}\,, \qquad (20)$$

where n – coefficient.

The researches results

For the values of $k = 1 \cdot 10^{-3}$, $n = 1 \cdot 10^{-2}$ the results of calculations of $\lambda(t)$ and $\mu(t)$ is shown in the fig. 4.

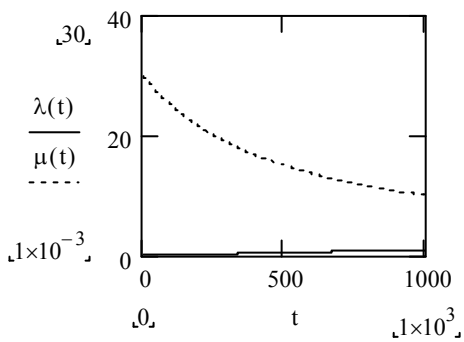


Fig. 4. Models of intensities of $\lambda(t)$, $\mu(t)$

Integration of the equations system of (18) with taking into account (19, 20), at the initial conditions of: $p_0(0) = 1$ (at the initial moment, all cylinders of the ME are in the up state); $p_1(0) = p_2(0) = \ldots = p_5(t) = 0$, gives the dependences of the $p_i(t)$.

The results of modeling calculations are represented with the traces in the plot of the fig. 5.

In addition to the traces of the corresponding probabilities concerning the ME being in this or that state, in the fig. 5, it is illustrated the sum of the probabilities:

$$\Sigma = p_0(t) + p_1(t) + p_2(t) + p_3(t) + p_4(t) + p_5(t) = 1\,,$$

for every moment in time, the normalizing condition is accomplished; there also shown the traces of the dependences: $1 - p_5(t)$, $1 - (p_5(t))^2$, $1 - (p_5(t))^3$ – probabilities of being in the up state for a SPPP equipped with one, two or three main engines of the mentioned type correspondingly.

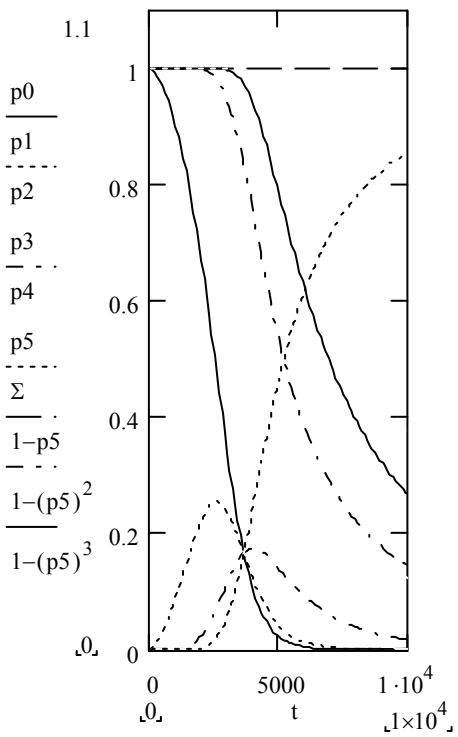


Fig. 5. Probabilities of the ME cylinders failures

The results of the E calculations for the BHP ENe by the formula of (3) is demonstrated in the fig. 6.

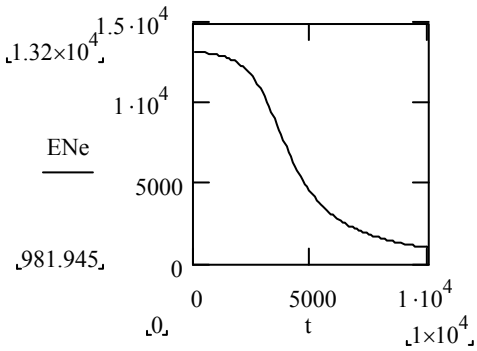


Fig. 6. E of the ME BHP

The results of the E calculations for the v1 – expectation of the ship's speed by the formula of (4) is demonstrated in the fig. 7. Also, there is the trace of:

$$v = v[E(N_e)]$$

in the fig. 7 that shows the change of the ship's speed in time dependently upon the E of the ME BHP. That demonstrates the complete correspondence with the well known Jensen's inequality (theorem) [16, part II, chapter 7, § 7.6, P. 103, (2)] in the parametrical form.

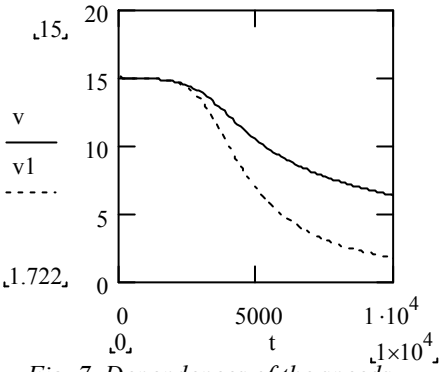


Fig. 7. Dependences of the speeds

Measure of uncertainty

For an active system functioning, it is not only probabilities and their entropy that express a measure of the system's uncertainty, but also the preferences functions and entropy of the subjective preferences.

For operational purposes, in particular, it is suggested, as the measure of the considered system uncertainty, the kind of pseudo-entropy that contains the entropy of the active element's subjective preferences with respect to the set of achievable alternatives in the view of Boltzmann's or Shannon's type:

$$\overline{H}_{\max-\frac{\Delta\pi}{|\Delta\pi|}} = \frac{H_{\max} - H_{\pi}}{H_{\max}} \frac{\Delta\pi}{|\Delta\pi|}, \qquad (21)$$

where $\overline{H}_{\max-\frac{\Delta\pi}{|\Delta\pi|}}$ – relative hybrid composed pseudo-entropy function of subjective preferences; $H_{\max}$ – the maximal value of the subjective preferences entropy [14, P. 100]:

$$H_{\max} = \ln N,$$

where N – number of achievable alternatives; H_{π} – entropy of the active element's subjective preferences π, with respect to the set of achievable alternatives, in the view of Boltzmann's or Shannon's type [14, P. 98, (3.1)]:

$$H_{\pi} = -\sum_{i=1}^{N} \pi(\sigma_i) \ln \pi(\sigma_i); \quad \sigma_i \in S_a\big|_{\sigma_0},$$

where $\pi(\sigma_i)$ – function of subjective preferences; σ_i – ith achievable alternative; S_a – set of the achievable alternatives; σ_0 – alternative of the initial state of the active system assessing the operational problem-resource situation; $\Delta\pi$ – preferences prevailing/dominating factor/index:

$$\Delta\pi = \sum_{j=1}^{M} \pi(\sigma_j^+) - \sum_{k=1}^{L} \pi(\sigma_k^-),$$

where σ_j^+ – positive and σ_k^- – negative alternatives correspondingly; M – number of positive alternatives; L – number of negative alternatives correspondingly:

$$M + L = N.$$

Substituting the corresponding values for themselves into the equation of (21), we obtain the extended unfolded expression:

$$\overline{H}_{\max-\frac{\Delta\pi}{|\Delta\pi|}} = \frac{\ln N + \sum_{i=1}^{N} \pi(\sigma_i) \ln \pi(\sigma_i)}{\ln N} \times$$

$$\times \frac{\left[\sum_{j=1}^{M} \pi(\sigma_j^+) - \sum_{k=1}^{L} \pi(\sigma_k^-)\right]}{\left|\sum_{j=1}^{M} \pi(\sigma_j^+) - \sum_{k=1}^{L} \pi(\sigma_k^-)\right|}.$$

The results of modeling for four alternative problem-resource operational situation are presented in the fig. 8.

The suggested pseudo-entropy (21) has several advantages compared with the traditional uncertainty measure in the view of the Shannon's or Boltzmann's entropy.

Its magnitude changes from –1 up to 1 and at this being the measure of certainty dependently upon the positive or negative preferences domination, unlike the traditional entropy that has the zero value as the point of certainty, but saying nothing to a researcher regard-

ing whether it is positive or negative thing. Its relative value is also more informative than the absolute one of the entropy, because the closer the pseudo-entropy to its marginal values, the more assuredness in the subjective preferences it describes showing the positive or negative direction, i.e. right or wrong making a decision. Though this function is breakable at zeroth prevailing/dominating index/factor, it brings the information about a leap change of the active system sureness, the so called zeroth pseudo-entropy values of the second kind. The first kind of uncertainty it is when the entropy has maximum.

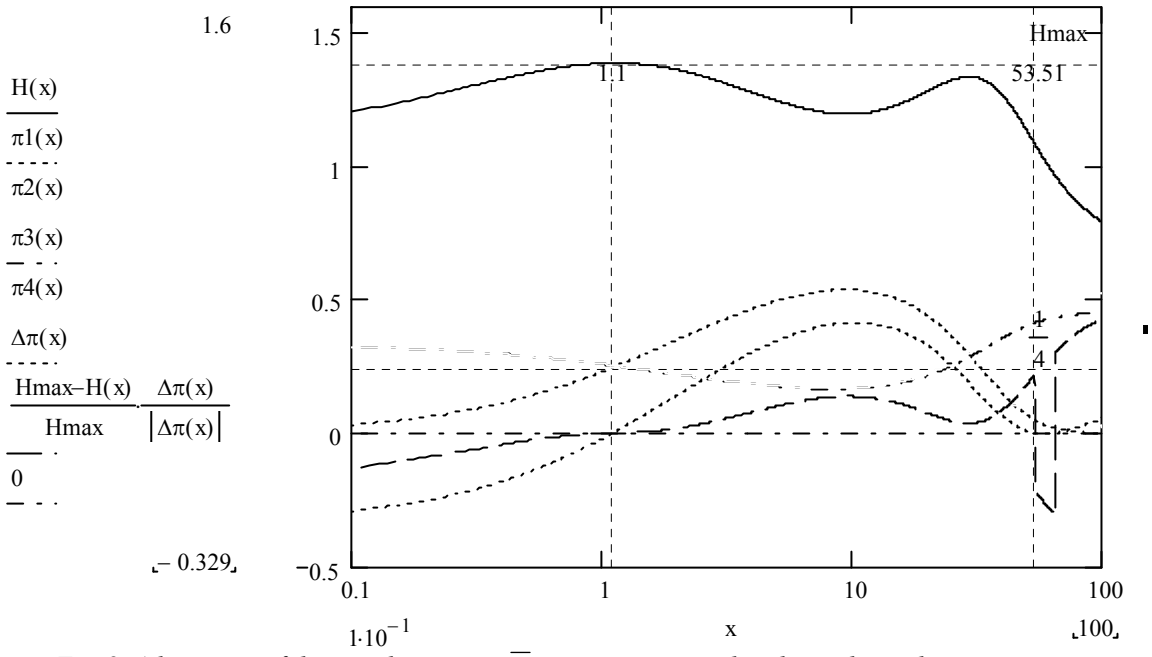


Fig. 8. Advantages of the pseudo-entropy $\overline{H}_{\max-\frac{\Delta\pi}{|\Delta\pi|}}$ *compared to the traditional entropy* H_{π}

Conclusions

The idealized problem setting of an SPPP operational process modeling in the view of – the ME running as kind of SMS, at the assumptions made, gives the possibility to analyze the principal character events. That allows making substantiated decisions regarding, for instance, consumption of fuel-oil and oil materials as well as other spent materials needed to reliable technical usage, also effective maintenance and overhaul. The policy of logistics planning can be more reasonable. It is expedient to evaluate the subjective uncertainty with the suggested relative hybrid composed pseudo-entropy function (21).

Prospects of further researches

The simplified variant of an SPC functioning shows how the workability of the main SPPP will depend upon the states of separate cylinders of the ME. For further researches it should be obtained statistical estimates of parameters for the formulae (1-21). Applying the entropy approach, it is necessary to investigate a hybrid functional of the subjective analysis variation principle.

References:

1. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей / П.С. Суворов. – Одесса: ЛАТСТАР, 2000. – 238 с. 2. Мануилов В.П. Эксплуатация судовых энергетических установок / В.П. Мануилов. – М.: Транспорт, 1979. – 168 с. 3. Суворов П.С. Рабочие процессы и режимы судовых двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие / П.С. Суворов. – Одесса: ОНМА, 2007. – 192 с. 4. Суворов П.С. Динамика дизеля в судовом пропульсивном комплексе / П.С. Суворов. – Одесса: ОНМА, 2004. – 304 с. 5. Шишкин В.А. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей / В.А. Шишкин. – М.: Транспорт, 1986. – 192 с. 6. Фомин Н. и др. Разработка методики по определению эффективной мощности СДВС для судовых условий / Н. Фомин и др. // Речной транспорт. – 2005. – № 2. – С. 62-63. 7. Обеспечение надежности судовых дизелей на эксплуатационных и особых режимах работы / М.А. Малиновский, А.А. Фока, В.И. Ролинский, Ю.З. Вахрамеев. – Одесса: ФЕНИКС, 2003. – 150 с. 8. Овчаров Л.А. Прикладные задачи теории массового обслуживания / Л.А. Овчаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 324 с. 9. Вентцель Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель. – М.: В. Школа, 2000. – 458 с. 10. Дизель судовой ДКРН 60/195-10. Техническое описание. ДБ32-ТО. – Брянск: ПО БМЗ, 1986. – 191 с. 11. Гончаренко А.В. Аналіз параметричних досліджень реологічних властивостей водовугільних суспензій для застосування у суднових двигунах внутрішнього згоряння / А.В. Гончаренко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – №8(65). – С. 90-95. 12. Goncharenko A.V. Fuel oil atomization characteristics smoothed by a logarithm normal distribution for marine diesel engines / A.V. Goncharenko //

Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №2. – С. 34–40. 13. Касьянов В.А. Субъективные предпочтения и правовое воздействие как факторы развития двигателестроения / В.А. Касьянов, А.В. Гончаренко, С.В. Кружкова // Авиационно-космическая техника и технологи. - 2010. – Вып. 7 (74). – С. 182–189. 14. Касьянов В.А. Субъективный анализ: монография / В.А. Касьянов. – К.: НАУ, 2007. – 512 с. 15. Касьянов В.А. Элементы субъективного анализа: монография / В.А. Касьянов. – К.: НАУ, 2003. – 224 с. 16. Де Гроот М. Оптимальные статистические решения / М Де Гроот. – М.: Мир, 1974. – 491 с.

Bibliography (transliterated):

1. Suvorov P.S. Upravlenie rezhimami raboty glavnyh sudovyh dizelej / P.S. Suvorov. – Odessa: LATSTAR, 2000. – 238 s. 2. Manuilov V.P. Jekspluatacija sudovyh jenergeticheskih ustanovok / V.P. Manuilov. – M.: Transport, 1979. – 168 s. 3. Suvorov P.S. Rabochie processy i rezhimy sudovyh dvigatelej vnutrennego sgoranija: uchebnoe posobie / P.S. Suvorov. – Odessa: ONMA, 2007. – 192 s. 4. Suvorov P.S. Dinamika dizelja v sudovom propul'sivnom komplekse / P.S. Suvorov. – Odessa: ONMA, 2004. – 304 s. 5. Shishkin V.A. Analiz neispravnostej i predotvrawenie povrezhdenij sudovyh dizelej / V.A. Shishkin. – M.: Transport, 1986. – 192 s. 6. Fomin N. i dr. Razrabotka metodiki po opredeleniju jeffektivnoj mownosti SDVS dlja sudovyh uslovij / N. Fomin i dr. // Rechnoj transport. – 2005. – № 2. – S. 62-63. 7. Obespechenie nadezhnosti sudovyh dizelej na jekspluatacionnyh i osobyh rezhimah raboty / M.A. Malinovskij, A.A. Foka, V.I. Rolinskij, Ju.Z. Vahrameev. – Odessa: FENIKS, 2003. – 150 s. 8. Ovcharov L.A. Prikladnye zadachi teorii massovogo obsluzhivanija / L.A. Ovcharov. – M.: Mashinostroenie, 1969. – 324 s. 9. Ventcel' E.S. Teorija vero-jatnostej / E.S. Ventcel'. – M.: V. Shkola, 2000. – 458 s. 10. Dizel' sudovoj DKRN 60/195-10. Tehnicheskoe opisanie. DB32-TO. – Brjansk: PO BMZ, 1986. – 191 s. 11. Goncharenko A.V. Analiz parametrichnih doslidzhen' reologichnih vlastivostej vodovugil'nih suspenzij dlja zastosuvannja u sudnovih dvigunah vnutrishn'ogo zgorjannja / A.V. Goncharenko // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – 2009. – №8(65). – S. 90-95. 12. Goncharenko A.V. Fuel oil atomization characteristics smoothed by a logarithm normal distribution for marine diesel engines / A.V. Goncharenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – №2. – S. 34–40. 13. Kas'janov V.A. Sub#ektivnye predpochtenija i pravovoe vozdejstvie kak faktory razvitija dvigatele-stroenija / V.A. Kas'janov, A.V. Goncharenko, S.V. Kruzhkova // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologi. - 2010. – Vyp. 7 (74). – S. 182–189. 14. Kas'janov V.A. Sub#ektivnyj analiz: monografija / V.A. Kas'janov. – K.: NAU, 2007. – 512 s. 15. Kas'janov V.A. Jelementy sub#ektivnogo analiza: monogra-fija / V.A. Kas'janov. – K.: NAU, 2003. – 224 s. 16. De Groot M. Optimal'nye statisticheskie reshenija / M De Groot. – M.: Mir, 1974. – 491 s.

УДК 629.424.3

О.Б. Богаєвський, д-р техн. наук, А.Н. Борисенко, д-р техн. наук

ПОКАЗНИКИ ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Вступ

Одним з напрямків підвищення енергозбереження існуючих тепловозних дизель - генераторів (ДГ) є впровадження сучасних систем управління частотою обертання колінчастого валу (КВ) і потужності, які дають змогу ефективно впливати на режим холостого ходу, сталі режими в усьому діапазоні навантажень і перехідні режими, які визначаються характером експлуатаційної роботи. Для тепловозних дизель-генераторів характерна експлуатаційна робота з багатьма переключеннями режимів, причому переходи можуть бути як тривалими, так і короткими, залежно від швидкості руху, вантажу, профілю колії тощо. Суттєвий вплив на витрати палива, особливо в перехідних режимах, має суб'єктивний чинник – навички машиніста. Впровадження нових систем управління практично робить незалежними витрати палива від навичок водіння тепловозів обслуговуючим персоналом, зменшує витрати палива на технологічні випробування. Тобто можна вести мову про нову енергозберігаючу технологію, очікувану ефективність якої було б доцільно оцінювати ще на стадії розробки і попереднього впровадження з мінімізацією затрат на етапи досліджень.

Аналіз публікацій і постановка задачі

На загальні витрати пального в процесі експлуатації впливає співвідношення між часом роботи на сталих режимах і часом роботи на перехідних режимах. За даними різних досліджень, питома вага витрати палива в перехідних режимах відносно витрати палива в усталених режимах може досягати 10 % і більше [1, 2]. Як відзначається в ряді досліджень, зокрема у [3 – 5], на економічність тепловоза впливає багато факторів, зокрема: вид служби (вантажний, пасажирський, маневровий), потужність, кліматичні умови, й навіть напрацьовані в окремих машиністів, індивідуальні професійні навички методів управління тепловозами.

У якості оціночних показників режимів пропонується використовувати розподіл часу роботи з позицій контролера машиніста, коефіцієнт використання потужності дизеля, кількість перемикань контролера машиніста й кількість скидань – накидів навантаження на дизель. Практично всі дослідники [4–6] одностайні в тім, що значний обсяг часу тепловозні дизелі працюють на режимі холостого ходу (38 – 52 %).

Також на залізниці використовують такі інтегральні показники, як питома середньо – експлуа-

таційна витрата палива, витрата палива на вимірювач та інші. Їх головний недолік – всі вони розроблялись без урахування можливостей сучасних систем управління в формуванні як сталих, так і перехідних режимів. Тому на їх основі складно отримати оцінки, що дозволять співвіднести ефективність впливу на енергозбереження систем управління різних виробників.

Мета роботи – отримати показник, який дозволить на стадії впровадження сучасних систем управління частотою обертання КВ і потужністю тепловозного ДГ дати у відносній формі оцінку ефективності заходів з енергозбереження.

Виклад основного матеріалу дослідження

Напрямки енергозбереження за рахунок впровадження систем управління

Істотним резервом підвищення енергозбереження є зниження частоти холостого ходу двигуна генераторної установки. Кількісна оцінка, отримана при експериментальних дослідженнях, становить приблизно 1 % підвищення економічності на 1 % зниження частоти обертання КВ.

Розподіл часу роботи показує, що на номінальному режимі тепловозні дизелі працюють обмежений період часу, а основний обсяг часу припадає на роботу на середніх позиціях контролера машиніста. В цьому випадку тепловозний дизель не забезпечує очікуваної економічності в експлуатації через несприятливе розташування його генераторної характеристики на сімействі універсальних характеристик.

Аналіз розташувань сімейств універсальних характеристик і генераторних характеристик тепловозних дизелів дозволяє встановити, що за рахунок зміни розташування генераторної характеристики економічність може бути поліпшена від 1 % до 5 %, особливо це відноситься до діапазону середніх частот обертання КВ й потужностей. Безумовно, що це істотний резерв поліпшення енергозбереження в сталих режимах.

Поліпшення енергозбереження в перехідних процесах забезпечується за рахунок формування необхідного темпу переходів з однієї частоти обертання КВ на іншу (з навантаженням і без нього) з використанням гнучких можливостей системи управління частотою обертання і потужністю.

Оцінка ефективності енергозбереження

Моделювання зміни параметрів дизель - генератора як розрахунковим, так і експериментальним шляхом протягом реальної тривалості експлуатаційного циклу неможливо як за часом, так і за витратою палива [7]. Тому відносні оцінки будуть отримані на основі загальновідомих співвідношень між витратами палива у сталих й перехідних режимах.

Для отримання конкретних виразів оцінок скористаємося формулою для середньо-експлуатаційної питомої ефективної витрати палива, що наведена в [7]

$$g_{e\,\text{ср.е.}} = \frac{\sum B_{\text{ч пер.}} + \sum B_{\text{ч уст.}}}{A}, \qquad (1)$$

де $\sum B_{\text{ч уст.}}$ – сумарні, по всіх усталених режимах експлуатаційного циклу, витрати палива; $\sum B_{\text{ч пер.}}$ – сумарні, по всіх перехідних режимах експлуатаційного циклу, витрати палива; А – сумарна робота на КВ дизеля за умовний цикл експлуатації.

Для проведення аналізу у відносних величинах перетворимо цей вираз. Спочатку позначимо:

$$\sum B_{\text{ч пер.}} = K_{\text{пер.}} \cdot \sum B_{\text{ч уст.}}, \qquad (2)$$

де $K_{\text{пер.}}$ – коефіцієнт, що позначає частку витрати палива у перехідних процесах відносно витрати палива в усталених процесах.

Позначимо як $\sum B_{\text{ч уст.1}}$ витрату палива в усталеному режимі після впровадження енергозберігаючої технології для усталеного режиму, причому $\sum B_{\text{ч уст.1}} < \sum B_{\text{ч уст.}}$.

$\sum B_{\text{ч уст.1}}$ можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned}\sum B_{\text{ч уст.1}} &= \sum B_{\text{ч уст.}} - K_{\text{з уст.}} \cdot \sum B_{\text{ч уст.}} = \\ &= \sum B_{\text{ч уст.}} \cdot \left(1 - K_{\text{з уст.}}\right)\end{aligned}, \qquad (3)$$

де $K_{\text{з уст.}}$ – коефіцієнт, що враховує зниження витрати палива на усталених режимах.

Позначимо як $\sum B_{\text{ч пер.1}}$ витрату палива в перехідних режимах після впровадження енергозберігаючої технології для перехідних режимів, причому $\sum B_{\text{ч пер.1}} < \sum B_{\text{ч пер.}}$.

$\sum B_{\text{ч пер.1}}$ представимо у вигляді:

$$\begin{aligned}\sum B_{\text{ч пер.1}} &= \sum B_{\text{ч пер.}} - K_{\text{з пер.}} \cdot \sum B_{\text{ч пер.}} = \\ &= \sum B_{\text{ч пер.}} \cdot \left(1 - K_{\text{з пер.}}\right)\end{aligned}, \qquad (4)$$

де $K_{\text{з пер.}}$ – коефіцієнт, що враховує зниження витрати палива в перехідних режимах.

З урахуванням введених позначень вираз для середньо-експлуатаційної питомої ефективної витрати палива $g_{e\,\text{ср.е.1}}$, після впровадження енергозберігаючої технології, прийме вигляд:

$$g_{e\text{ср.е.1}} = \frac{\left(1-K_{\text{з уст.}}\right)\sum B_{\text{ч уст.}}}{A} + \frac{K_{\text{пер.}}\left(1-K_{\text{з пер.}}\right)\sum B_{\text{ч уст.}}}{A}, \quad (5)$$

Очевидно, що $g_{e\text{ср.е.1}} < g_{e\text{ср.е.}}$. Тоді їх відношення приймає вигляд:

$$\frac{g_{e\text{ср.е1}}}{g_{e\text{ср.е}}} = \frac{\left[\left(1-K_{\text{з уст.}}\right)+K_{\text{пер}}\left(1-K_{\text{з пер.}}\right)\right]\sum B_{\text{ч уст.}}}{\left(1+K_{\text{пер}}\right)\sum B_{\text{ч уст.}}}$$

або після перетворень:

$$\frac{g_{e\text{ср.е.1}}}{g_{e\text{ср.е.}}} = 1 - \frac{K_{\text{з уст.}}}{1+K_{\text{пер.}}} - \frac{K_{\text{пер.}}\cdot K_{\text{з пер.}}}{1+K_{\text{пер.}}}. \quad (6)$$

Отриманий вираз зручний для оцінки впливу на підвищення енергозбереження заходів для усталених й перехідних режимів. Так, складова $\frac{K_{\text{з уст.}}}{1+K_{\text{пер.}}}$ показує ступінь підвищення енергозбереження в усталених режимах, а складова $\frac{K_{\text{пер.}}\cdot K_{\text{з пер.}}}{1+K_{\text{пер.}}}$ – ступінь підвищення енергозбереження в перехідних режимах.

Проаналізуємо можливості підвищення енергозбереження в усталених режимах виходячи з того, що вираз для $g_{e\text{ср.е.1}}$ можна представити у вигляді:

$$g_{e\text{ср.е.1}} = g_{e\text{ср.е.}} - \Delta g_{e\text{ уст.}} - \Delta g_{e\text{ пер.}}.$$

Тоді:

$$\frac{g_{e\text{ср.е.1}}}{g_{e\text{ср.е.}}} = 1 - \frac{\Delta g_{e\text{ уст.}}}{g_{e\text{ср.е.}}} - \frac{\Delta g_{e\text{ пер.}}}{g_{e\text{ср.е.}}}.$$

Звідси:

$$\frac{\Delta g_{e\text{ уст.}}}{g_{e\text{ср.е.}}} = \frac{K_{\text{з уст.}}}{1+K_{\text{пер.}}} \quad \text{і} \quad \frac{\Delta g_{e\text{ пер.}}}{g_{e\text{ср.е.}}} = \frac{K_{\text{пер.}}\cdot K_{\text{з пер.}}}{1+K_{\text{пер.}}}. \quad (7)$$

Розрахунки, зроблені з використанням отриманих відносних оцінок, показують, що впровадження сучасних систем управління дозволить підвищити енергозбереження для сталих режимів до 5 %, для перехідних режимів – до 3 %.

Численні експлуатаційні випробування показали підвищення економічності різних тепловозних ДГ за рахунок впровадження сучасних систем управління на 4…6 %, що свідчить про вірогідність отриманих оцінок .

Висновки

Запропоновані відносні оцінки підвищення енергозбереження дозволяють ще на стадії створення й впровадження різних систем управління частотою обертання колінчастого валу та потужністю дизеля оцінити їх ефективність, а отже й доцільність.

Список літератури:

1. Хомич А.З. Топливная эффективность и вспомогательные режимы тепловозных дизелей / Хомич А.З. – М.: Транспорт, 1987. – 271 с. 2. Володин А.И. Топливная экономичность силовых установок тепловозов / А.И. Володин, Г.А. Фофанов. – М.: Транспорт, 1979. – 126 с. 3. Володин А.И. Экономия топлива на тепловозах / А.И. Володин, Г.А. Фофанов. – М.: Трансжелдориздат, 1963. – 103 с. 4. Хомич А.З. Экономия топлива и теплотехническая модернизация тепловозов / Хомич А.З., Тупицын О.И., Симсон А.Э. – М.: Транспорт 1975. – 264 с. 5. Кудряш А.П. Резервы повышения экономичности тепловозов 2ТЭ10Л / Кудряш А.П., Заславский Е.Г., Тартаковский Э.Д. – М.: Транспорт, 1975. – 64 с. 6. Косов Е.Е. Совершенствование режимов работы силовых энергетических систем тепловозов / Е.Е. Косов, Е.М. Шапран, В.В. Фурман. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля, 2006. – 278 с. 7. Моделювання перехідних процесів тепловозного дизеля в експлуатаційному циклі з метою встановлення шляхів зниження витрат палива. // Н.-тех. звіт. № 0199U003102. – Харків, ХарДАЗТ, 2001. – 96 с.

Bibliography (transliterated):

1. Homich A.Z. Toplivnaja jeffektivnost' i vspomogatel'nye rezhimy teplovoznyh dizelej / Homich A.Z. – M.: Transport, 1987. – 271 s. 2. Volodin A.I. Toplivnaja jekonomichnost' silo-vyh ustanovok teplovozov / A.I. Volodin, G.A. Fofanov. – M.: Transport, 1979. – 126 s. 3. Volodin A.I. Jekonomija topliva na teplovozah / A.I. Volodin, G.A. Fofanov. – M.: Transzheldori-zdat, 1963. – 103 s. 4. Homich A.Z. Jekonomija topliva i teplote-hnicheskaja modernizacija teplovozov / Homich A.Z., Tupicyn O.I., Simson A.Je. – M.: Transport 1975. – 264 s. 5. Kudrjash A.P. Re-zervy povyshenija jekonomichnosti teplovozov 2TJe10L / Kudrjash A.P., Zaslavskij E.G., Tartakovskij Je.D. – M.: Transport, 1975. – 64 s. 6. Kosov E.E. Sovershenstvovanie rezhimov rabo-ty silovyh jenergeticheskih sistem teplovozov / E.E. Kosov, E.M. Shapran, V.V. Furman. – Vidavn. SNU im. V.Dalja. - Lu-gans'k: SNU, 2006. – 278 s. 7. Modeljuvannja perehidnih procesiv teplovoznogo dizelja v ekspluatacijnomu cikli z metoju vstano-vlennja shljahiv znizhennja vitrat paliva. // N.-teh. zvit. № 0199U003102. – Harkiv, HarDAZT, 2001. – 96 s.

УДК 621.431

А. М. Пойда, д-р техн. наук, Д. Г. Сівих, канд. техн. наук, Р. М. Карсекін, асп.

ВИЗНАЧЕННЯ ВИТРАТИ БЕНЗИНУ НА ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ ДВИГУНА

Характеристика проблеми

У процесі експлуатації автомобільних двигунів є потреба вимірювати миттєву витрату палива.

По-перше, при оцінюванні економічних та екологічних показників автомобілів за їздовими циклами визначають витрату палива на перехідних режимах роботи двигунів. При цьому користуються залежностями, отриманими шляхом обробки експериментальних даних. Ці залежності не можуть враховувати індивідуальні властивості та технічний стан конкретного двигуна, тому вносять суттєву похибку у результат обчислення показників.

По-друге, при визначенні розподілу потужності по циліндрах двигуна користуються, наприклад, методом відключення циліндрів у режимі холостого ходу, сподіваючись, що причиною нерівномірності є відхилення параметрів у системі запалювання або паливоподачі. Більш надійний результат можна отримати, додатково вимірявши циклову подачу палива у кожний окремий циліндр.

Загально відомі методи вимірювання витрати палива за допомогою відповідних датчиків не вирішують ні перше ні друге завдання бо, по-перше, датчики інерційні і не придатні для вимірювань на перехідних режимах, по-друге, їх підключають у загальну мережу паливоподачі і циклову подачу палива визначають як результат ділення сумарної циклової подачі на кількість циліндрів.

Огляд публікацій та невирішених проблем

На двигунах [1] з мікропроцесорним керуванням уприскуванням бензину у впускний колектор чи в камеру згоряння, які широко застосовуються на автомобільному транспорті, розпилювання бензину для утворення паливоповітряної суміші забезпечують електромагнітні клапанні форсунки, що є кінцевими вузлами в системах паливоподачі.

Дозування палива здійснює мікропроцесорний блок (контролер) шляхом подачі керуючого імпульсу на електромагніт форсунки. Тривалість керуючого імпульсу обчислюється в контролері з урахуванням великої кількості впливових факторів. Результат розрахунку тривалості керуючого імпульсу і, відповідно, годинна витрата палива виводяться на діагностичний роз'єм для подальшого використання.

На деяких автомобілях встановлюють маршрутні комп'ютери [2], як засіб надання водієві оперативної інформації про витрату палива, пройдений шлях та інше. Інформацію про витрату палива для маршрутних комп'ютерів отримують з діагностичного роз'єму без додаткових датчиків витрати палива.

Але цей результат є усередненим для всіх форсунок, не враховує їхній поточний технічний стан і виводиться на роз'єм з інтервалом 0,2 с, тому не вирішує окреслену проблему. Актуальною є задача реалізації можливості визначати витрату палива на автомобілях з мікропроцесорними системи керування по тривалості керуючого імпульсу, що подається на електромагніт форсунки.

Форсунки, що мають електромагнітний привод, який безпосередньо піднімає клапан (голку), одержали назву електромеханічних. У більшості відомих конструкцій електромеханічних форсунок запирання клапана (голки) здійснюється за допомогою пружини. При цьому голка жорстко пов'язана з рухомою частиною електромагніта – якорем.

Пружина і рухомий якір, клапан (голка) форсунки та сідло (ущільнююча поверхня) клапана є тими елементами, які обмежують початок та кінець подачі палива. Величина циклової подачі цими форсунками визначається з наступного рівняння

$$Q_{цп} = \int_0^{\tau_{впр}} \mu f \cdot \sqrt{2(P_a - P_s)/\rho_n} \cdot d\tau, \quad (1)$$

де $\tau_{впр}$ - тривалість відкритого стану клапана форсунки (тривалість впорскування), ρ_n – щільність палива, P_a – тиск палива в акумуляторі, P_s – тиск у середовищі, куди уприскується паливо (у впускному колекторі чи в циліндрі), μf – ефективний прохідний перетин розпилювача форсунки, що змінюється залежно від підйому клапана (голки форсунки). У роботах [3, 4] наведені осцилограми процесів, які відбуваються у електромагнітній форсунці під час дії електричного керуючого імпульсу і показано, що тривалість відкритого стану клапана форсунки суттєво відрізняється від тривалості керуючого імпульсу через те, що її рухомі частини запізнюються. Причиною цього є інерційність електромагніту. Умовою початку руху якоря електромагніту є перевищення сили електромагніту над силами опору, що діють у протилежному напрямку. Отже до тих пір, поки сила електромагніту не перевершить зазначену суму сил, клапан форсунки притиснутий до ущільнювальної поверхні і впорскування неможливе. Переліт клапана запізнюється у

часі при підйомі на величину $\tau_n = \tau_1 + \tau_2$ і опусканні на $\tau_o = \tau_3 + \tau_4$. Отже, тривалість відкритого стану клапана форсунки $\tau_{впр}$ відрізняється від тривалості електричного керуючого імпульсу τ_k, подаваного на обмотку електромагніта форсунки, бо

$$\tau_{впр} = \tau_k - \tau_n + \tau_o, \text{ або } \tau_{впр} = \tau_k - \Delta\tau_н, \quad (2)$$

де $\Delta\tau_н = \tau_n - \tau_o$ – враховує невідповідність керуючого імпульсу τ_k реальному часові впорскування $\tau_{впр}$.

Як свідчить осцилограма, що наведена у роботі [4], діаграма руху клапана форсунки має форму, що нагадує трапецію. Отже за формулою (1) практично обчислюють площу трапеції, основою якої є час відкритого стану форсунки (тривалість впорскування в секундах) $\tau_{впр}$, а висотою – об'ємна швидкість подачі (м^3/с), тоді циклова подача має розмірність м^3 (або після перерахунків мм^3).

Але, не зважаючи на розбіжність у часі між тривалістю відкритого стану клапана форсунки та тривалістю керуючого імпульсу в реальних системах, в основу алгоритму керування форсунками покладена спрощена модель визначення циклової подачі по статичній продуктивності форсунки і тривалості керуючого імпульсу. У цій моделі приймається постійний ефективний прохідний перетин розпилювача форсунки, а тривалість відкритого стану клапана форсунки $\tau_{впр}$ приймається рівною тривалості керуючого імпульсу τ_k, яку визначають за принципом базової та коригувальної матриць. За цією моделлю циклова подача палива

$$Q_{пц} = q_{ст} \cdot \tau_k, \quad (3)$$

де $q_{ст}$ - статична пропускна спроможність форсунки (наприклад, мм^3/мс), τ_k - тривалість керуючого імпульсу, що подається на форсунку (мс). Отже по формулі (2) фактично обчислюють площу прямокутника, основою якого є тривалість керуючого імпульсу τ_k в мілісекундах, а висотою – об'ємна пропускна спроможність форсунки $q_{ст}$, яка має розмірність мм^3/мс. Під статичною продуктивністю форсунки $q_{ст}$ розуміють її здатність пропустити кількість палива V_n при постійно відкритому клапані за певний проміжок часу $\tau_{вим}$. Статичну продуктивність форсунки визначають способом *статичного проливання* при постійному тиску палива, при постійно відкритому клапані протягом часу $\tau_{вим}$ і обчислюють по формулі

$$q_{ст} = \frac{V_n}{\tau_{вим}}. \quad (4)$$

Зважаючи на те, що кількість палива, яке накопичується у вимірювальній ємності,

$$V_n = \mu f_{ст} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_n / \rho_n} \cdot \tau_{вим}, \quad (5)$$

очевидно, що статична продуктивність форсунки, як зазначено вище, представляє собою об'ємну швидкість течії палива через розпилювач і чисельно дорівнює

$$q_{ст} = \mu f_{ст} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_n / \rho_n}, \quad (6)$$

де ΔP_n - постійний перепад тиску палива на форсунці, $\mu f_{ст}$ - постійний ефективний прохідний перетин розпилювача форсунки при повністю відкритому клапані (мм^2), а вираз під коренем – швидкість течії палива (мм/мс). Отже, при статичному проливанні забезпечуються однакові умови швидкості течії палива для всіх форсунок, приєднаних до однієї паливної рампи, а різниця у $q_{ст}$ виявляє розбіжності між ними у $\mu f_{ст}$.

У рівнянні (6) усі величини постійні, тому керують паливоподачею, змінюючи тривалість електричного керуючого імпульсу τ_k, що подається на електромагніт форсунки. Для збереження видаткових характеристик форсунок при різних режимах роботи двигуна в умовах експлуатації, подача палива ведеться при постійному перепаді $\Delta P_n = P_a - P_s$ між тиском палива й тиском у впускному трубопроводі після дросельної заслінки. Для цього в паливній системі уведений зворотний зв'язок по тиску, для чого встановлений стабілізатор перепаду тиску, редукційний клапан якого з мембранним приводом навантажений пружиною, причому середовище над мембраною з'єднується з порожниною за дросельною заслінкою.

В процесі експлуатації характеристики форсунок змінюються в результаті утворення відкладень в проточній частині і розпилюючих отворах. У робочій зоні форсунки відбувається випар легких фракцій бензину. Поступово накопичуються важкі фракції, утворюючи лакові відкладення, які перетворюються на нерозчинну в бензині плівку, що зменшує перетин $\mu f_{ст}$ розпилюючих отворів форсунки. Крім того, вхідний фільтр і проточна части-

на форсунки забруднюються дрібними механічними домішками, що містяться в паливі. В результаті перерахованих негативних процесів порушується нормальне функціонування форсунок. Складовими часу, що обумовлюють зміщення $\tau_{впр}$ відносно τ_k у цьому процесі, задіяні певні фактори, які частково залежать від технології виготовлення, а також можуть змінюватись у часі та в залежності від умов експлуатації. Забруднюються зазори між прецезійними парами, зношуються поверхні у місцях контакту пружини й клапана форсунки, змінюється зазор між ними і, відповідно, сила пружини; через старіння матеріалів відбувається усадка і змінюється жорсткість пружини, напруга живлення, опір і індуктивність котушки електромагніта також впливають на ці параметри.

Метою роботи є удосконалення методики визначення витрати бензину по тривалості керуючих імпульсів, які подаються на електромагніти форсунок, що дозволить визначати циклову подачу палива на перехідних режимах роботи, як для кожного окремого циліндра, так і для двигуна в цілому.

Основні результати

Методика ґрунтується на результатах попередніх досліджень, викладених у роботах [4, 5], і заснована на вимірюванні послідовності керуючих сигналів на форсунках протягом несталого режиму роботи двигуна з наступним обчисленням циклової подачі палива у кожний циліндр з урахуванням динамічних властивостей кожної форсунки.

Із наведеного вище виходить, що у формулу (3) з урахуванням формули (2) треба внести корекцію:

$$Q_{пці} = q_{ст} \cdot (\tau_k - \Delta\tau_н) . \qquad (7)$$

Для встановлення різниці між форсунками за ознакою $\Delta\tau_н$ можна скористатися кількома методами:

1) проливанням у динамічному режимі;
2) реєстрацією руху клапана або якоря;
3) реєстрацією руху паливного струменя.

Кожен із них має свої недоліки і переваги. Наприклад, метод проливання є універсальним для форсунок будь-якої конструкції, що застосовуються для впорскування рідкого палива. Але зазначений метод дає змогу виявити лише різницю у кількості поданого палива між форсунками і не спроможний з'ясувати різницю у всіх проміжках часу запізнення від τ_1 до τ_4.

Метод реєстрації руху клапана або якоря дає змогу отримати у подробицях усі проміжки часу запізнення τ_1, τ_2, τ_3, τ_4. Але його можна застосувати тільки на тих форсунках, конструкція яких дозволяє доступ до клапана або якоря, а метод реєстрації руху паливного струменя можна застосувати для всіх форсунок впорскування рідкого палива.

Найпростіше невідповідність $\Delta\tau_н$ можна визначити шляхом динамічного проливання форсунок. Під динамічним проливанням розуміють такий режим роботи форсунок, коли в рампі підтримується постійний тиск палива, а клапани відкриваються на короткий час при подачі на обмотки форсунок керуючих імпульсів тривалістю τ_k. Такий режим роботи форсунок відповідає режиму їхньої роботи на двигуні. Якщо $V_{пд}$ – кількість палива, накопичена у вимірювальній посудині за час динамічного проливання, j – кількість упорскувань (циклових подач), зроблених за час проливання, то циклова подача $Q_{пцд}$, обчислена за результатами динамічного проливання

$$Q_{пцд} = \frac{V_{пд}}{j} . \qquad (8)$$

За результатами статичного та динамічного проливання можна визначити величину невідповідності $\Delta\tau_н$ для кожної форсунки

$$\Delta\tau_н = \tau_k - \frac{V_{пд}}{V_п} \cdot \frac{\tau_в}{j} . \qquad (9)$$

У комплекті форсунок двигуна забезпечують, щоб вони не відрізнялися більше ніж на 2…3 %.

У роботі застосовано метод проливання у статичному та динамічному режимах форсунок автомобіля Skoda Octavia, каталожний № 0 280 150 464.

Нормативне значення статичної продуктивності форсунок відповідно каталогу становить 249 см^3/хв при тиску в акумуляторі 250 кПа. Під час випробувань проливання форсунок здійснювали при тиску в акумуляторі 285 кПа, тому у відповідності з формулою (6) нормативне значення продуктивності треба перерахувати, помноживши продуктивність, зазначену в каталозі, на $\sqrt{\frac{285}{250}} = 1{,}0677$.

Отже перераховане до умов випробування нормативне значення продуктивності форсунок становить 265,865 см^3/хв., або 4,44 мм^3/мс.

Таблиця 1. Результати визначення характерник форсунок

№ Форсунки	$\Delta\tau_н$, мс	$q_{ст}$, мм^3/мс
1	0,405	4,25
2	0,408	4,24
3	0,403	4,43
4	0,40	4,35

Результати проливання свідчать, що форсунка 3 за продуктивністю відповідає нормативу, а показники інших змінилися у процесі експлуатації автомобіля. Результатами проливання скористалися при стендових випробуваннях автомобіля Skoda Octavia у режимі розгону. Автомобіль встановили на інерційний стенд з біговими барабанами. Навантаження на колеса автомобіля створювали тільки моменти інерції барабанів стенда, тому час розгону від початкової швидкості 30 км/год до 70 км/год становив усього 1,7 секунди. Додаткових датчиків на двигун не встановлювали. Скористалися штатними датчиками та сигналами на форсунках. Запис процесів здійснювали за допомогою комп'ютерної системи. На рис. 1 наведено фрагмент осцилограми, на якій у верхній частині відображені електричні керуючі імпульси, що діють на форсунках, а в нижній – імпульси датчика положення розподільного вала, які надають можливість визначити номери циліндрів у відповідності з порядком їх роботи.

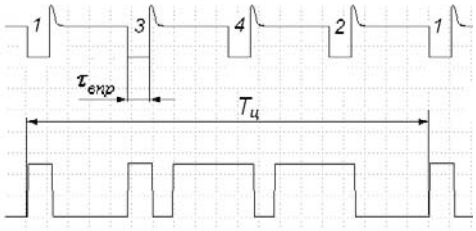


Рис. 1. Фрагмент осцилограми процесів упорскування бензину у впускний колектор

На рисунку позначено: $\tau_{впр}$ – тривалість впорскування; 1, 2, 3, 4 – номери циліндрів, у які впорскується паливо під час роботи двигуна; $T_ц$ – період одного робочого циклу двигуна (мс). Таку послідовність записували протягом усього процесу розгону автомобіля, тому на осцилограмі, записаній у програмі Power Graph, є інформація про загальний час розгону, тривалість керуючого імпульсу на кожній форсунці та тривалість кожного робочого циклу двигуна. У кожному робочому циклі виміряли його тривалість $T_ц$ та тривалість керуючого імпульсу τ_k. За результатами вимірювань обчислили частоту обертання колінчастого вала по формулі

$$n = 120000 / T_ц \qquad (10)$$

та об'ємну годинну подачу палива (л/г) у кожний циліндр

$$Q_n = q_{ст} \cdot (\tau_k - \Delta\tau_н) \cdot 1{,}2 \cdot n \cdot 10^{-4}. \qquad (11)$$

Тривалість впорскування кожної форсунки визначали з урахуванням $\Delta\tau_н$, час розгону автомобіля обчислювали як суму тривалості послідовних робочих циклів $T_ц$. На рис. 2 наведені результати вимірювань усередненої тривалості впорскування та витрати палива окремими форсунками на несталому режимі роботи двигуна під час розгону автомобіля.

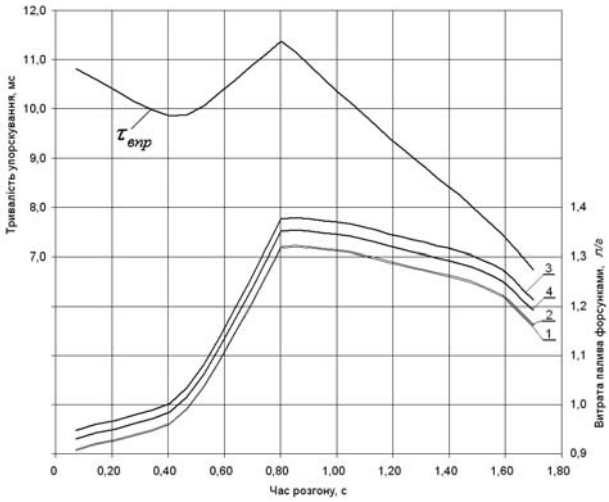


Рис. 2. Усереднена тривалість впорскування та витрата палива окремими форсунками при розгоні автомобіля

Певний інтерес викликає характер зміни тривалості впорскування, представленої на рисунку 2. При повільному натисканні на акселератор $\tau_{впр}$ повільно зменшується, а витрата палива повільно зростає за рахунок підвищення частоти обертання колінчастого вала. Коли швидкість натискання на акселератор зросла, спрацьовує алгоритм «прискорювального насоса», $\tau_{впр}$ і витрата палива стрімко зростають. Це триває приблизно 0,35 с, після чого тривалість впорскування різко скорочується, а витрата палива зменшується повільніше, бо зростає частота обертання колінчастого вала.

Висновки

Запропонована методика визначення миттєвої витрати палива на несталих режимах роботи авто-

мобільного двигуна з мікропроцесорним керуванням упорскуванням бензину ґрунтується на вимірюванні послідовності керуючих сигналів на форсунках з наступним обчисленням циклової подачі палива у кожний циліндр з урахуванням динамічних властивостей кожної форсунки. Вона розрахована на використання комп'ютерних технологій, не потребує встановлення додаткових датчиків, може застосовуватись при стендових та дорожніх випробуваннях автомобільних двигунів.

Список літератури:

1.Системы управления бензиновыми двигателями. Пер. с нем. Первое рус. изд. – М.: ООО «Книжное изд. «За рулем», 2005, - 432 с. 2. Автомобили ВАЗ-2108, ВАЗ-2109. Руководство по ремонту/ А.П. Игнатов, С.Н. Косарев, К.В. Новокшонов и др. Москва, «Третий Рим», 1998.- 170 с. 3. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей / Ю.И. Будыко, Ю.В. Духнин, В.Э. Коганер и др. – Л.: Машиностроение, 1982. – 144 с. 4. Пойда А. Н. Влияние различных факторов на цикловую подачу бензина и стабильность функционирования автомобильного двигателя / А. Н. Пойда, А. М. Проскурин, Д. Г. Сивых // Автомобильный транспорт. – 2008. – № 23. – С. 142 – 147. 5. Пойда А. Н. Коррекция неравномерности впрыскивания бензина в процессе эксплуатации автомобильных двигателей / А. Н. Пойда, А. М. Проскурин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С. 141 – 148.

Bibliography (transliterated):

1.Sistemy upravlenija benzinovymi dvigateljami. Per. s nem. Pervoe rus. izd. – M.: OOO «Knizhnoe izd. «Za rulem», 2005, - 432 s. 2. Avtomobili VAZ-2108, VAZ-2109. Rukovodstvo po remontu/ A.P. Ignatov, S.N. Kosarev, K.V. Novokshonov i dr. Moskva, «Tretij Rim», 1998.- 170 s. 3. Apparatura vpryska legkogo topliva avtomobil'nyh dvigatelej / Ju.I. Budyko, Ju.V. Duhnin, V.Je. Koganer i dr. – L.: Mashinostroenie, 1982. – 144 s. 4. Pojda A. N. Vlijanie razlichnyh faktorov na ciklovuju podachu benzina i stabil'nost' funkcionirovanija avtomobil'nogo dvigatelja / A. N. Pojda, A. M. Proskurin, D. G. Sivyh // Avtomobil'nyj transport. – 2008. – № 23. – S. 142 – 147. 5. Pojda A. N. Korrekcija neravnomernosti vpryskivanija benzina v processe jekspluatacii avtomobil'nyh dvigatelej / A. N. Pojda, A. M. Proskurin // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2008. – №1. – S. 141 – 148.

УДК 621.43.016.4

В.В. Шпаковский, д-р техн. наук

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ИЗНОСА КОЛЬЦЕВЫХ ПЕРЕМЫЧЕК ПОРШНЕЙ С КОРУНДОВЫМ ПОВЕРХНОСТНЫМ СЛОЕМ ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА ЧМЭ-3

Постановка проблемы и связь с научными и практическими задачами

Повышение ресурса и долговечности тепловозов является одной из основных задач железнодорожного транспорта. В значительной степени ресурс тепловозов определяется ресурсом дизелей. Внедрение уникальных технологий, позволяющих увеличить ресурс деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) имеет первостепенное значение. Это даст возможность сократить затраты на ремонт и техническое обслуживание, снизить расходы на запчасти.

Анализ публикаций

Основной причиной снижения ресурса дизелей является износ гильз цилиндров и изменение их формы, износ цилиндрической части или задиры поршней, износ верхних поршневых колец, кольцевых перемычек. Для повышения износостойкости деталей ЦПГ улучшают систему смазки, добиваются ограничения отвода тепла от рабочего тела к деталям ЦПГ. Чтобы снизить максимальную температуру тела поршня применяют теплоизолирующие накладки на головки поршней, нирезистовые вставки на кольцевом поясе, создают оптимальную шероховатость трущихся поверхностей и т.д. [1], [2]. Однако проблема повышения износостойкости поршней и кольцевых перемычек до сих пор остаётся актуальной.

Высокие температурные нагрузки вызывают разупрочнение материала поршней, происходит ускоренный износ канавок под верхнее компрессионное кольцо.

Исследование температур поршня двигателя Д20 [3] показали, что за первые 50 часов работы двигателя твердость материала поршня из сплава АК-4 в зоне колец снижается на 29 ед. по Бринелю. Это приводит к повышенному износу опорной поверхности перемычки верхнего компрессионного кольца. Поэтому и стали применять нирезистовые вставки, накладки, покрытия. На дизеле Д70 применение накладок из стали 1Х18Н9Т с прокладкой из стали 40 снижает температуру над первым кольцом на 65°С [4].Применение покрытий толщиной от 0,2·до 0,8 мм позволяет снизить температуру

тела головки поршня на 20-50°С, а зоны над первым кольцом – на 10-25°С [2].

При покрытии алюминиевых поршней двигателя 1Ч 10,5/13 окисью алюминия Al_2O_3 толщиной 0,3 мм температура в центре донышка снизилась на 35 ^{0}С, а над первым поршневым кольцом – на 25^{0}С. Аналогичная картина наблюдается и при покрытии алюминиевого поршня окисью циркония ZrO_2. При толщине покрытия 0,3 мм снижение температуры возле первого поршневого кольца составляет 40^{0}С.

Применение эмалированного керамического покрытия толщиной 0,35 мм [3] позволило снизить температуру в зоне верхнего поршневого кольца на 8-14 ^{0}С, а на скоростных режимах – на 13-16^{0}С. Установлено также, что с увеличением толщины теплоизолирующего покрытия от 0,2 мм до 0,8 мм и больше снижение температуры в зоне верхнего компрессионного кольца уменьшается.

Экспериментальные исследования работоспособности поршней с корундовым слоем проводились на серийном двигателе МеМЗ-245 на Мелитопольском моторном заводе. Работоспособность поршней оценивалась по детонационной стойкости кольцевых перемычек, по количеству полностью отработанных циклов до повышения давления картерных газов двигателя от 5 – 8 мм вод. ст. до 20 – 25 мм вод. ст. во время работы с детонацией на режиме выдержки. Испытания проводились с поршнями с корундовым поверхностным слоем толщиной до 200 мкм на днище поршня и на перемычках. Было установлено, что у поршней с корундовым слоем на днище и кольцевом поясе, температуры внутренней части донышка, над верхним компрессионным кольцом и на перемычке между компрессионными кольцами ниже, чем температуры на серийном поршне на 12 – 20 ˚С. Результаты испытаний показали, что серийные поршни выдерживают 4 цикла работы с детонацией, а поршни с корундовым слоем на днище и кольцевом поясе – 9 циклов работы с детонацией, т.е. имеют в 2,25 раза более высокую прочность межкольцевых перемычек [6]. На основании этих исследований было предложено попытаться увеличить ресурс ЦПГ тепловозного дизеля.

Таким образом, многочисленными исследованиями доказано, что применение тонких теплоизолирующих покрытий на головке поршня и кольцевом поясе приводит к снижению температуры в зоне первого поршневого кольца, а значит и к снижению износа опорной поверхности канавки верхнего компрессионного кольца и повышению ресурса двигателя.

Способы решения проблемы

Для повышения износостойкости кольцевых перемычек можно применить модификацию поверхности из алюминиевого сплава с образованием керамического слоя. Образование керамического слоя на поверхности поршня позволит снизить коэффициент трения, температуру тела поршня, увеличить теплостойкость, твёрдость и износостойкость кольцевых перемычек [5].

На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» для упрочнения кольцевых перемычек и теплоизоляции поршней применяется метод гальваноплазменной обработки с преобразованием поверхности из алюминиевого сплава в корундовую.

Цели и задачи исследований

Целью исследований является изучение износостойкости кольцевых перемычек поршней с корундовым поверхностным слоем, установленных в дизель тепловоза ЧМЭ-3. Была поставлена задача: при проведении текущих ремонтов ТР-3 в период длительных эксплуатационных испытаний на основании микрометража поршней и кольцевых канавок установить влияние корундового слоя на работоспособность кольцевых перемычек.

Обоснование научных и практических результатов

На донышках всех 6 поршней дизеля тепловоза ЧМЭ-3 был образован корундовый слой переменной толщины (до 0,5 мм). На поршнях второго и пятого цилиндров для повышения износостойкости кольцевых перемычек и колец дополнительно был образован корундовый слой толщиной 0,3 мм на кольцевом поясе. На поршнях первого и шестого цилиндров был образован корундовый слой и на кольцевом поясе, и на цилиндрической части юбки [7]. Это позволило оценить влияние корундового слоя, образованного только на донышке поршня, на самих перемычках и дополнительное влияние корундового слоя на цилиндрической части поршня на износостойкость кольцевых перемычек. Результаты микрометража кольцевых канавок в период девятнадцатилетних испытаний приведены в таблице 1.

Таблица 1. Размеры верхних кольцевых канавок поршней с корундовым слоем в период 19-летней эксплуатации тепловоза ЧМЭ-3

Ширина канавки верхнего поршневого кольца, мм
Поршень № 0237 (№1)

20.02.93 T=10^{0}C	29.09.05 T=20^{0}C	25.12.08 T=4^{0}C	20.12.11 T=10^{0}C
6,01	6,25	6,25	6,45
Поршень №02862 (№2)			
6,02	6,34	6,34	6,4
Поршень №1033 (№3)			
6,0	6,36	6,36	6,45
Поршень №8010 (№4)			
6,02	6,42	6,45	6,45
Поршень №5994 (№5)			
6,01	6,34	6,34	6,45
Поршень №0287 (№6)			
6,0	6,3	6,3	6,45

На рис.1 показано, что после наработки 97680 моточасов наименьший размер имеют канавки на 1 и 6 поршне (1 группа), т. е. там, где корундовый слой с низким коэффициентом трения был на всех рабочих поверхностях. Наибольший размер имеют канавки на 3 и 4 поршнях (3 группа), где не было корундового слоя на перемычках (рис.2). Здесь и произошёл наибольший износ перемычек.

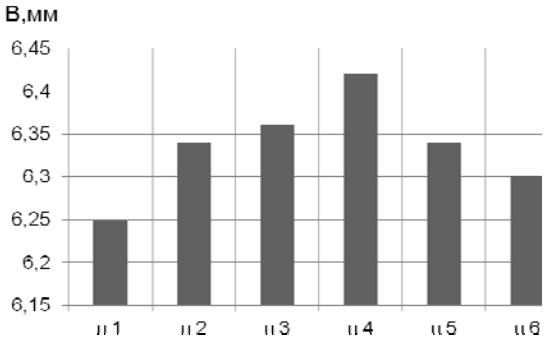


Рис. 1. Размеры верхних канавок поршневых колец после наработки 97680 моточасов

В период наработки до 97680 моточасов темп износа верхних кольцевых перемычек у поршней 1 и 6 цилиндров с корундовым поверхностным слоем был 20 и 24 мкм/год, у поршней 2 и 5 цилиндров по 27,2 мкм/год, у поршней 3 и 4 цилиндров без корундового слоя - 28,8 и 33,6 мкм/год, соответственно. За время эксплуатации до 114676 моточасов кольцевые перемычки износились незначительно, только размер кольцевой канавки у четвёртого поршня увеличился на 30 мкм, до размера 6,45 мм.

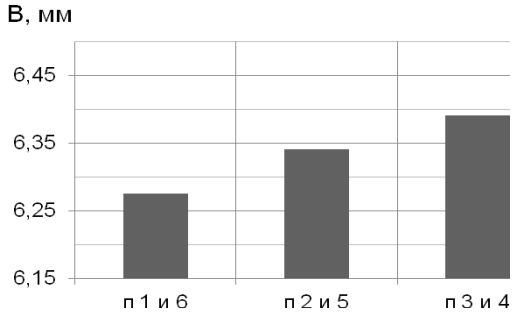


Рис. 2. Размеры верхних поршневых канавок по группам поршней после наработки 97680 моточасов

При дальнейшей эксплуатации до 125 тыс. моточасов кольцевые перемычки верхних компрессионных колец стали быстро изнашиваться. Размеры кольцевых канавок на всех поршнях достигли размеров 6,45 мм (рис. 3).

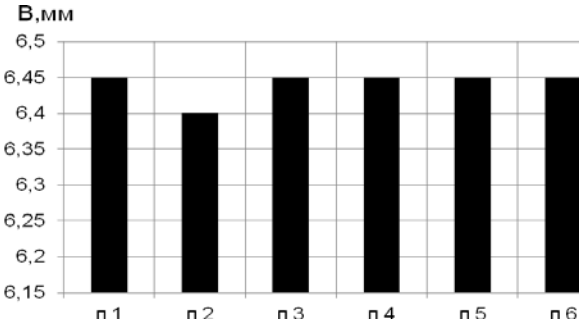


Рис.3. Размеры верхних канавок поршневых колец после наработки 125 тыс. моточасов тепловозом ЧМЭ-3 с поршнями с корундовым слоем № 6830

Если проследить изменение размеров кольцевых канавок верхних поршневых колец в процессе эксплуатации (рис.4), то можно заметить, что после наработки 115 тыс. моточасов начался интенсивный износ кольцевых перемычек. Можно ожидать достижения предельных размеров кольцевых канавок уже при наработке 130 тыс. моточасов/

У дизеля тепловоза ЧМЭ-3 с серийными поршнями после значительно меньшей наработки (35-45 тыс. моточасов) происходит запредельный износ верхних кольцевых перемычек и ширина кольцевых канавок превышает допустимые размеры и достигает 7,5–8,2 мм [3].

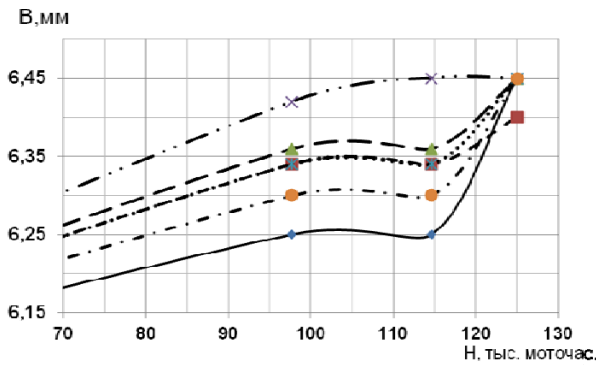


Рис.4. Увеличение размеров кольцевых канавок верхних поршневых колец в процессе эксплуатации

—•— п1 —■— п2 —▲— п3 —×— п4 ···✳··· п5 —●— п6

Выводы

1.Образование теплоизолирующего корундового слоя с низким коэффициентом трения на перемычках поршней позволило в процессе эксплуатации снизить темп износа кольцевых перемычек примерно в 1,5 раза.

2. Интенсивный износ кольцевых перемычек поршней с корундовым слоем начинается после наработки 115 тыс. моточасов, когда в значительной мере изношен корундовый слой.

3.Ресурс верхних кольцевых перемычек поршней с корундовым слоем в 3 раза превысил ресурс верхних кольцевых перемычек серийных поршней.

Список литературы:

1. Семёнов В.С. Теплонапряженность и долговечность цилиндро-поршневой группы судовых дизелей / Семёнов В.С. - М.: Транспорт. 1977. – 182 с. 2.Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. Теплонапряжённость двигателей внутреннего сгорания / Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. - Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с. 3. Чепиль В.С. Исследование влияния термоизолирующего покрытия донышка камеры сгорания в поршне на параметры рабочего процесса и тепловое состояние двигателя Д20 / В.С.Чепиль, Я.И. Гордиенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 1970. – Вып. 10. – С. 46-52. 4.Щеголь А.Я. Влияние жаровой накладки на поршне на температурное состояние деталей двигателя / А.Я. Щеголь // Двигатели внутреннего сгорания. Bin.2 – С.41. 5. Шпаковский В.В. Проблемы повышения эффективности ДВС путём применения новых материалов для цилиндро-поршневой группы и задачи научных исследований / В.В. Шпаковский // Механіка та машинобудування. – 2008. №1 – С.193-197. 6. Шпаковский В.В. Применение поршней с корундовым слоем - способ повышения надёжности двигателей внутреннего сгорания / В.В. Шпаковский, В.А. Пылёв, В.В. Осейчук // Автомобильный транспорт. – 2007.- Вып.21.- С. 128-131. 7. Шпаковский В.В., Повышение ресурса цилиндро-поршневой группы тепловозного дизеля образованием корундового слоя на поверхности поршней / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, С.А. Феоктистов, С.М. Маслий., И.В. Шпаковский, В.В.Осейчук // Международный информационный научно-технический журнал Локомотив информ. Харьков – 2007 – С. 28-30. 8. Шпаковский В.В. Результаты длительных ресурсных испытаний серийного дизеля тепловоза ЧМЭ-3 / В.В. Шпаковский // Вестник ХНАДУ. – 2009. – Вып.45. – С.75-78. 9. Износостойкость поршней с корундовым слоем и серийных поршней в условиях длительной эксплуатации дизелей маневровых тепловозов ЧМЭ-3 / В.В. Шпаковский // Автомобильный транспорт. – 2009.- Вып.24. - С. 128-131.

Bibliography (transliterated):

1. Semjonov V.S. Teplonaprjazhennost' i dolgovechnost' cilindro-porshnevoj gruppy sudovyh dizelej / Semjonov V.S. - M.: Transport. 1977. – 182 s. 2.Kostin A.K., Larionov V.V., Mihajlov L.I. Teplonaprjazhjonnost' dvigatelej vnutrennego sgoranija / Kostin A.K., Larionov V.V., Mihajlov L.I. - L.: Mashinostroenie, 1979. – 222 s. 3. Chepil' V.S. Issledovanie vlijanija termoizoliruju-wego pokrytija donyshka kamery sgoranija v porshne na parametry rabochego processa i teplovoe sostojanie dvigatelja D20 / V.S.Chepil', Ja.I. Gordienko // Dvigate-li vnutrennego sgoranija. – 1970. – Vyp. 10. – S. 46-52. 4.Wegol' A.Ja. Vlijanie zharovoj nakladki na porshne na temperaturnoe sostojanie detalej dvigatelja / A.Ja. Wegol' // Dvigateli vnutrennego sgoranija. Vip.2 – S.41. 5. Shpakovskij V.V. Problemy povyshenija jeffektivnosti DVS putjom primenenija novyh materialov dlja cilindroporshnevoj gruppy i zadachi nauchnyh issledovanij / V.V. Shpakovskij // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2008. №1 – S.193-197. 6. Shpakovskij V.V. Primenenie porshnej s korundovym sloem - sposob povyshenija nadjozhnosti dvigatelej vnutrennego sgoranija / V.V. Shpakovskij, V.A. Pyljov, V.V. Osejchuk // Avtomobil'-nyj transport. – 2007.- Vyp.21.- S. 128-131. 7. Shpakovskij V.V., Povyshenie resursa cilindro-porshnevoj gruppy teplovoznogo dizelja obrazovaniem korundovogo sloja na poverhnosti porshnej / V.V. Shpakovskij, A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov, S.A. Feoktistov, S.M. Maslij., I.V. Shpakovskij, V.V.Osejchuk // Mezhdunarodnyj informacionnyj nauchno-tehnicheskij zhurnal Lokomotiv inform. Har'kov – 2007 – S. 28-30. 8. Shpakovskij V.V. Rezul'taty dlitel'nyh resursnyh ispytanij serijnogo dizelja teplovoza ChMJe-3 / V.V. Shpakovskij // Vestnik HNADU. – 2009. – Vyp.45. – S.75-78. 9. Iznosostojkost' porshnej s korundovym sloem i serijnyh porshnej v uslovijah dlitel'noj jekspluatacii dizelej manevrovyh teplovozov ChMJe-3 / V.V. Shpakovskij // Avtomobil'nyj transport. – 2009.- Vyp.24. - S. 128-131.

УДК 621.436

А.В. Белогуб, д-р техн. наук, А.А. Зотов, канд. техн. наук, В.А. Байков, инж.

БЕЗОПАСНЫЕ ПОРШНИ К АВТОМОБИЛЬНЫМ ДВИГАТЕЛЯМ ВАЗ-21126

Введение

В настоящее время на вторичном рынке имеется несколько предложений поршней 21126-1004015 для ВАЗ «ПРИОРА» (Vh=1,6л). Это оригинальные (поставляемые на конвейер ВАЗ), поршни нашей разработки и «невтыковые» порш-

ни от «СТИ» (г. Тольятти). Ниже приведен анализ конструкции предлагаемых поршней.

На рис. 1 и 2 представлены фотографии этих поршней: а) – оригинальный ; б) – производства ПАО «АВТРАМАТ» и в) – производства СТИ, а в табл. 1 – их описание. В табл. 2 приведены параметры качества определяющих поверхностей.

а) *б)* *в)*

Рис.1. Вид на камеру сгорания поршней 21126-1004015

а) *б)* *в)*

Рис.2. Вид на юбку поршней 21126-1004015

Анализ конструктивных отличий (таблица 1) показывает, что оригинальный поршень и поршень от ПАО «АВТРАМАТ» отличаются незначительно, хотя последний имеет некоторое преимущество по массе, в то время как поршень от СТИ и тяжелее и снижает степень сжатия на 1 единицу, что неизбежно приведет к потере экономичности. Кроме того увеличение площади камеры сгорания без изменения теплостока от нагретых поверхностей приводит к повышению теплонапряженности (расчетная температура по этому поршню повышается на 15°С).

В тоже время известно, что поршень от СТИ имеет устойчивый сбыт, т.к. выполненные в нем глубокие карманы под клапаны в случае обрыва ремня привода ГРМ не приводят к катастрофическим последствиям.

Таблица 1. Особенности конструкции

	Оригинальный поршень[1]	Поршень «АВТРАМАТ»	Поршень «СТИ»
Тип	Т-образный, несимметричный	Т-образный, несимметричный	Т-образный, несимметричный
Материал	АК12М3МгН2	АК12М3МгН2	АК10М2МгН
Заготовка	Литье в кокиль, 5-ти клиновый центральный	Литье в кокиль, моноклиновый центральный	Горячее прессование, моноклиновой цен-

	Оригинальный поршень[1]	Поршень «АВТРАМАТ»	Поршень «СТИ»
	стержень	стержень	тральный стержень
Маслоудаление	4 кармана в холодильник и 4 маслосливных отверстия	6 карманов в холодильник	6 маслосливных отверстий
Масса, г	242	234	247
Камера сгорания, (площадь, см^2)	Плоская, с мелкими выборками под клапаны, (53,2)	Плоская, с мелкими выборками под клапаны, (53,3)	Плоская, с глубокими выборками под клапаны, (58,2)
Компрессионная высота, мм	25,4	25,4	25,4
Степень сжатия [2]	11	11	10

[1] Можно приобрести только с шатуном.
[2] Для поршня «СТИ» степень сжатия пересчитана через объем углубленных выборок.

Таблица 2. Качество определяющих поверхностей

	Оригинальный поршень	Поршень «АВТРАМАТ»	Поршень «СТИ»
Боковая поверхность юбки, (Ra)	Микропрофиль радиусный R~0,45, (3,0)	Микропрофиль угловой – 170° (3,0)	Микропрофиль радиусный, R~0,2 (3,3)
Пальцевое отверстие, Ra	0,11	0,19	1,1

Анализ конструктивных отличий (таблица 1) показывает, что оригинальный поршень и поршень от ПАО «АВТРАМАТ» отличаются незначительно, хотя последний имеет некоторое преимущество по массе, в то время как поршень от СТИ и тяжелее и снижает степень сжатия на 1 единицу, что неизбежно приведет к потере экономичности. Кроме того увеличение площади камеры сгорания без изменения теплостока от нагретых поверхностей приводит к повышению теплонапряженности (расчетная температура по этому поршню повышается на 15°С).

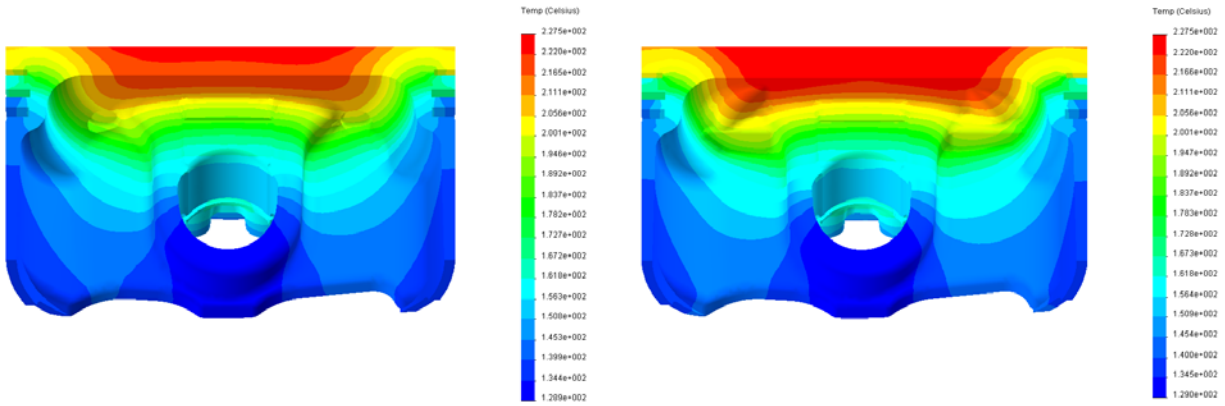
В тоже время известно, что поршень от СТИ имеет устойчивый сбыт, т.к. выполненные в нем глубокие карманы под клапаны в случае обрыва ремня привода ГРМ не приводят к катастрофическим последствиям.

Решение проблемы

Учитывая вышеизложенное, ПАО «АВТРАМАТ» была поставлена задача разработать и поставить на производство «безопасный» поршень для двигателя ВАЗ-21126, по возможности лишенный недостатков, присущих поршню от СТИ. Особенностью его, по сравнению с производимым 21126-1004015М, являются глубокие выборки под клапана (как на СТИ, но полученные литьем), что позволяет избежать встречи клапана с поршнем в случае обрыва ремня привода кулачковых валов ГРМ. Другой важной особенностью разработанного поршня является сохранение степени сжатия в цилиндре, для чего на донце поршня выполнен вытеснитель высотой 1,25 мм, а компрессионная высота увеличена на 0,4 мм. Указанные мероприятия позволили сохранить базовую мощность двигателя. Кроме этого поршень сохранил все особенности, присущие разработкам ПАО «АВТРАМАТ» – несимметричную юбку, несимметричный профиль боковой поверхности, усилители в нагруженных сечениях и другие. Масса поршня - **232 г**, что практически соответствует поршню с мелкими выточками.

На рис. 3 показаны модельные поля температур поршня с мелкими и с глубокими выточками. Рост температуры в самой горячей точке камеры сгорания для «невтыкового» поршня, по сравнению с производимым, составил 7°С (2,9%), что меньше, чем у поршня СТИ и для этого двигателя не является критичным. Характер и значения температур позволили сохранить профиль внешней поверхности без изменений.

На рис.4 а,б,в показан внешний вид «невтыкового» поршня 21126-10045015М-У. На рис. 4 г показана маркировка размера и группы, а также буквы «У», указывающей на отличие от штатного.



а) *б)*

Рис.3. Температурные поля поршней 21126-1004015М (а) и 21126-1004015М-У (б)

а)

б)

в)

г)

Рис. 4. Внешний вид поршня 21126-1004015М-У

Испытания двигателя ВАЗ 21126 с модернизированными поршнями проведены ПАО «АВТРАМАТ» на моторном стенде с гидравлическим тормозным устройством DYNABAR D630-1E фирмы SCHENCK. На рис. 5 приведены фотографии поршневой группы после проведенных испытаний. При этом в 1 и 3-й цилиндры были установлены «невтыковые» поршни 21126-1004015М-У, а во 2-й и 4-й – известные на рынке с 2009 года и хорошо зарекомендовавшие себя в эксплуатации поршни 21126-1004015М (реализовано более 25 тыс.шт.).

Рис.5. Поршни 21126-1004015М и 21126-1004015М-У после испытаний

Выводы

1. За время работы двигателя на режимах максимальной мощности отказов в работе двигателя по причине нештатной работы поршней – не было.

2. Ускоренные испытания не обкатанного двигателя с модернизированными поршнями показали отсутствие следов задиров поршней в условиях максимальных температур и нагрузок, которые обычно происходят в начальный период эксплуатации. Практически отсутствуют глянцевые поверхности юбки поршня, нет локальных полированных зон, нет следов заедания по обеим сторонам несущих сторон юбки из-за малых зазоров ЦПГ, отсутствуют следы перегрева и оплавления материала, не было заедания поршней вследствие деформации цилиндров, отсутствует овализация отверстий поршневых пальцев, и трещин в бобышках. Следы натиров и трещины в перемычках канавок отсутствуют. На боковой поверхности юбок поршней видны незначительные следы износа.

3.Диаметральные зазоры между поршнями и гильзами увеличились до пределов 0,06…0,066мм. Предельно допустимый зазор – 0,15мм.

Результаты ускоренных испытаний модернизированных поршней и характер изменения эффективных показателей двигателя позволяют сделать вывод, что поршни работоспособные и выдержали испытания на задиростойкость.

ПАО «АВТРАМАТ», идя навстречу пожеланиям клиентов, разработал и начал производство «безопасной модификации поршня для двигателя ВАЗ-21126 автомобиля «ПРИОРА».

К 75-летию со дня рождения Н. К. Рязанцева

А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.В. Епифанов, канд. техн. наук,
И.В. Парсаданов, д-р техн. наук

ГЕНЕРАЛЬНЫЙ КОНСТРУКТОР

История украинского двигателестроения неразрывно связана с именем Николая Карповича Рязанцева – генерального конструктора, выдающегося теоретика и практика в области тепловых двигателей, лауреата Государственной премии Украины, Заслуженного деятеля науки и техники Украины, почетного доктора НТУ «ХПИ», прекрасного педагога, талантливого инженера, плодотворная научно-исследовательская деятельность которого отражена в многочисленных публикациях и порядка восьмидесяти изобретениях. Более 30 лет Николай Карпович возглавлял Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению (КП ХКБД). Принимал непосредственное участие в создании нового семейства двигателей ТД, которые по многим показателям технического уровня превосходили мировые аналоги и обосновано считались лучшими двигателями для боевой бронетехники. Инициатор нового направления в деятельности ХКБД – разработка высокооборотных малолитражных двигателей многоцелевого назначения. Талант ученого и педагога ярко проявился в его работе профессором кафедры двигателей внутреннего сгорания НТУ «ХПИ» и в работе возглавляемого им филиала кафедры ДВС НТУ «ХПИ».

В 1959 году после окончания Харьковского политехнического института по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» Николай Карпович Рязанцев был принят инженером-конструктором в отдел тепловозных двигателей (отдел 60Д) завода им. В. А. Малышева. Молодому конструктору было поручено занимался разработкой шатунов прицепной конструкции и поршней для нового четырехтактного тепловозного двигателя Д70.

В 1965 году Н. К. Рязанцев был переведен в конструкторский отдел танковых двигателей, который вскоре получил самостоятельный статус и затем был реорганизован в «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» (ХКБД).

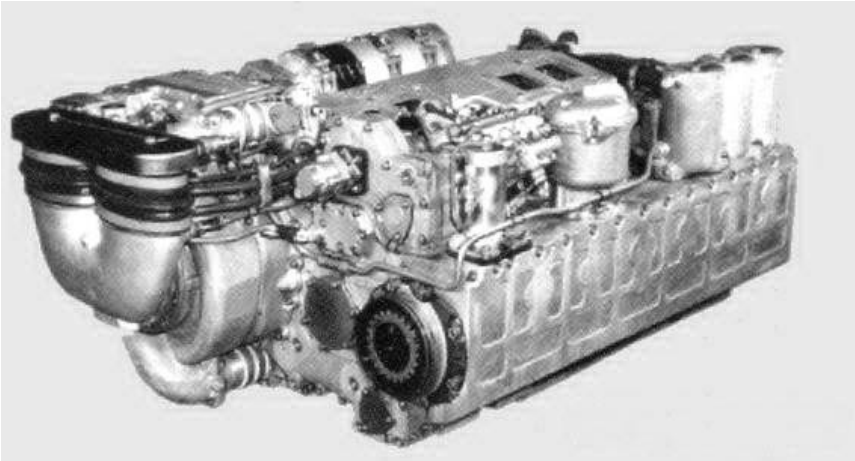
В те годы на заводе им. В. А. Малышева разворачивалось производство танка Т-64, созданного под руководством легендарного Главного конструктора бронетанковой техники Александра Александровича Морозова. Сердцем этой боевой машины стал новый дизель 5ТДФ, отличавшийся новаторскими конструкторскими решениями (двухтактный цикл с эффективной системой газообмена; горизонтальное расположение цилиндров; двухсторонний отбор мощности; система наддува, обеспечивающая хорошую приемистость и пусковые свойства и др.). Н. К. Рязанцев оказался в центре работ и принял самое активное участие в доводке конструкции и совершенствованию этого двигателя. Его конструкторский талант, инженерная смекалка, новаторство и стремление к новым знаниям не остались незамеченными. В 1968 году Н. К. Рязанцев назначается начальником сектора, в 1969-м – заместителем начальника отдела, в 1970-м – начальником отдела поршневой группы. Именно в этот период был выполнен огромный объем работ по повышению надежности цилиндропоршневой группы, что в дальнейшем предопределило высокий технический уровень нового танкового дизеля.

В 1973 году Николай Карпович назначен Главным конструктором ХКБД. В этот период в конструкторском бюро интенсивно велась доводка дизеля 5ТДФ. В этот же период по решению Правительства Н.К. Рязанцев возглавил и работы по созданию четырехтактного танкового дизеля 12ЧН15/16 мощностью 1500 л.с. Этот двигатель был разработан в сжатые сроки в отделе перспективного проектирования, которым руководил выпускник ХПИ 1962 года Валентин Николаевич Зайончковский, впоследствии – Главный конструктор завода им. В. А. Малышева по тепловозным дизелям.

Но перспективу для танкового двигателестроения Генеральный конструктор Н.К. Рязанцев видел в дальнейшем совершенствовании и форсировании двухтактного двигателя ТД. На базе дизеля 5ТДФ был создан новый форсированный танковый дизель 6ТД-1 мощностью 1000 л. с. Выполненный огромный комплекс работ по разработке конструкторской и технологической документации, изготовлению опытных образцов, проведению стендовых испытаний позволил существенно улучшить технико-тактические характеристики танка. Благодаря дизелю 6ТД-1 средняя скорость танка увеличилась на 19–35 %, время разгона до 50 км/ч сократилось почти в 2 раза, запас хода увеличился до 32 %. Испытания в реальных условиях и в различных климатических зонах стали основанием для принятия в 1983 году на вооружение танка Т-64Б1М с двигателем 6ТД-1.

Следует отметить, что наряду с разработкой четырехтактного дизеля во второй половине 70-х – первой половине 80-х годов XX столетия высшим военным и государственным руководством СССР всерьез рассматривалось создание для нового танка газотурбинного двигателя. Это были сложные времена для ХКБД, Харьковского конструкторского бюро по машиностроению и завода им. В. А. Малышева. Совместными усилиями Главного конструктора танков А. А. Морозова, а затем Н. А. Шомина, руководителей завода и в первую очередь Н. К. Рязанцева удалось показать преимущества дизеля 6ТД-1 в сравнении с газотурбинным двигателем главным образом в топливной экономичности и надежности и отстоять его производство для танка Т-80УД.

В этих условиях, в кратчайшие сроки был разработан дизель 6ТД-2 (на снимке) мощностью 1200 л. с. Конструкторские решения по танковым дизелям 6ТД-1 и 6ТД-2 намного опередили время и сегодня по тактико-техническим характеристикам они не уступают лучшим зарубежным аналогам. Объем моторно-трансмиссионного отделения с данными дизелями – наименьший среди всех танков подобного класса, выпускаемых в мире.



В эти годы Н. К. Рязанцев проявил себя не только как талантливый Главный конструктор и ученый, организатор производства, но и как человек, который никогда не отступает от своих убеждений. Человек, аргументация которого была услышана и воспринята высшим военным и государственным руководством. Правота позиции Н. К. Рязанцева была подтверждена в 1995 году на демонстрации военной техники в Объединенных Арабских Эмиратах в Абу-Даби. Во время показа танка Т-80УД на этой Международной выставке вооружений и танк, и двигатель показали прекрасные результаты, благодаря чему был заключен контракт на поставку 320 танков в Пакистан. О высокой степени совершенства двигателя свидетельствует и то, что совместный танк Пакистана и Китая

«Аль-Халид» оснащен украинскими дизелями, которые были созданы в ХКБД под руководством Н. К. Рязанцева. При этом были отвергнуты китайский, югославский и английский варианты силовых установок.

В 2001 году Н. К. Рязанцеву решением правительства Украины были даны полномочия Генерального конструктора по созданию двигателей для бронетанковой техники. В этом же году за новый танк Т-84 он был удостоен звания лауреата Государственной премии Украины в области науки и техники.

Выпускник ХПИ 1959 года, доктор технических наук, профессор Н. К. Рязанцев в своей творческой деятельности по модернизации и созданию ДВС специального назначения активно сотрудничал с alma mater. Вместе с заведующим кафедрой ДВС профессором А. Ф. Шеховцовым он был инициатором создания филиала кафедры в ХКБД, задачей которого было повышение качества подготовки инженерных кадров и проведение научных исследований по актуальным проблемам ДВС. В рамках работы филиала кафедры для студентов своей специальности он читал лекции, руководил дипломным проектированием. Его лекции и индивидуальные беседы со студентами были примером профессионализма и доброжелательности. Он умел на простых примерах доходчиво объяснить сложные инженерные вопросы. Большое внимание уделял подготовке кадров высокой квалификации. На протяжении многих лет был членом специализированных советов по защитам диссертаций, где его поддержка и практические советы соискателям обеспечивали высокий уровень диссертационных работ. В 2004 году за многолетнее плодотворное сотрудничество с НТУ «ХПИ» Н. К. Рязанцеву было присвоено звание Почетного доктора НТУ «ХПИ». Активная работа филиала кафедры стала решающим фактором при создании нового отечественного учебника в шести томах по двигателям внутреннего сгорания. Н. К. Рязанцев принял самое активное авторское участие в написании учебника. Авторский коллектив этого учебника, в состав которого входят четыре сотрудника кафедры ДВС НТУ «ХПИ», в 2008 году был удостоен Государственной премии Украины в области науки и техники.

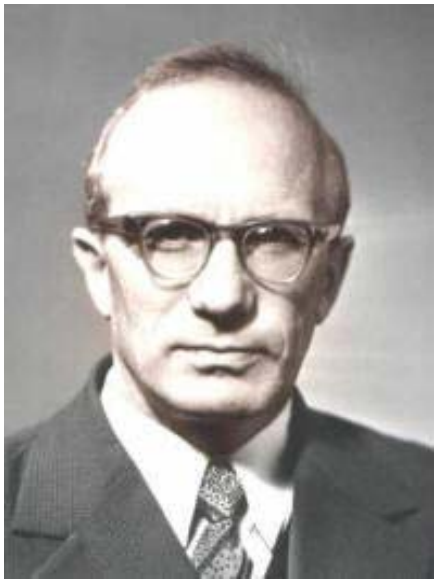
Выдающиеся достижения Н. К. Рязанцева отмечены орденами Ленина, «Знак Почета», «За заслуги III степени».

ЛИЧНОСТЬ. УЧЕНИЙ. ОБЩЕСТВЕННЫЙ ДЕЯТЕЛЬ. УЧИТЕЛЬ

Пройдет время, и мы сможем более спокойно и аргументировано говорить о жизненном пути выдающейся личности, легенде Харьковского политехнического профессоре Шеховцове Анатолии Федоровиче. Сегодня же наши оценки и воспоминания в значительной мере еще подвержены эмоциям.

14 августа 2012 года после продолжительной болезни ушел из жизни Анатолий Федорович Шеховцов – выдающийся ученый и общественный деятель, блестящий лектор, учитель многих харьковских политехников, заслуженный деятель науки УССР, лауреат Государственной премии Украины в области науки и техники, доктор технических наук, профессор, ветеран НТУ «ХПИ» с 58-летним стажем, 30 лет из которых возглавлял кафедру двигателей внутреннего сгорания университета.

После окончания с отличием школы в 1949 году Анатолий Федорович поступил на первый курс Харьковского политехнического института, в стенах которого прошел путь от студента до



аспиранта, ассистента, доцента, профессора, заведующего кафедрой. Возглавлял комсомольскую и партийную организацию ХПИ. За этими сухими фразами – яркий человек-лидер в каждом из его жизненных дел, большинство из которых он ини-

циировал. Он принимал активное участие в послевоенном восстановлении корпусов ХПИ и строительстве Дворца студентов. Был среди инициаторов и первых руководителей студенческих отрядов по уборке урожая на Целине. Как секретарь парткома ХПИ, он возглавлял подготовку к празднованию 100-летия Харьковского политехнического. Организовал коллектив кафедры ДВС на строительство нового корпуса кафедры, при этом сам участвовал в выполнении всех строительных работ на корпусе. Брал на себя основную работу при подготовке проектов программных документов по развитию университета. Все это неполный перечень ярких страниц его биографии, в которых Анатолий Федорович запомнился многим поколениям политехников как общественный деятель, лидер, человек, объединяющий коллективы для решения конкретных задач. Многое из того, что он делал, с каким упорством и энтузиазмом он шел к достижению результата, является сегодня примером.

Яркой и многогранной была и научная деятельность профессора А.Ф. Шеховцова. Написанные им монографии, учебники, статьи, выступления на различных научных форумах посвящены многим вопросам теории, конструкции, технологии и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания. Он, как никто другой, безошибочно определял новые актуальные направления в двигателестроении. И этим новым направлениям посвящались научные труды и учебно-методические разработки. Так появились труды, направленные на решения проблем компьютерных систем управления в ДВС, САПР в ДВС, экологизации ДВС, работы двигателей внутреннего сгорания в различных климатических условиях и др., в которых он был и автором и главным редактором. Однако наибольшую известность среди специалистов в Украине и в мире ему принесла научная деятельность, посвященная напряженно-деформированному состоянию деталей цилиндропоршневой группы ДВС при сложном термическом и механическом нагружении. Этой проблеме посвящены экспериментальные исследования и теоретические обобщения, научные публикации, докторские и кандидатские диссертации его учеников, а также кандидатская и докторская диссертации самого Анатолия Федоровича.

Результаты его научной деятельности были востребованы моторостроительными предприятиями Советского Союза, а после – Украины и СНГ, высоко оценены научной общественностью. Научный и научно-педагогический коллектив кафедры, который в лучшие времена насчитывал до 140 человек, под руководством своего заведующего профессора А.Ф. Шеховцова готов был решать самые сложные задачи теории и практики отечественного двигателестроения. Так во исполнение правительственных решений и в рамках программ ГКНТ СССР отрабатывались рабочие процессы и конструкции дизелей семейства СМД, тепловозных дизелей типов Д 100 и Д 80 завода имени Малышева, дизелей специального назначения КП ХКБД, судового дизеля 6 ЧН 26/34, дизеля Коломенского тепловозостроительного завода типа ЧН 32/32, двигателей ВАЗ и др. Во всем многообразии тематик он находил эффективное приложение научного и практического потенциала каждого, сам был исполнителем и руководителем научных исследований.

Особое место в научной биографии профессора А.Ф. Шеховцова принадлежит научным исследованиям, посвященным комбинированному адиабатному дизелю. Кафедрой эта научная тематика выполнялась по решению ГКНТ СССР.

В начале 80-х годов прошлого столетия тема адиабатного (иногда говорили – керамического) двигателя встала на повестку дня мирового двигателестроения, вошла в перечень актуальных для ведущих моторостроительных фирм и научных центров Европы, США, Японии. В Советском Союзе ГКНТ СССР, учитывая научный потенциал кафедры и ее экспериментальную базу, определил кафедру ДВС тогдашнего ХПИ ведущей по данной проблеме, а профессора А.Ф. Шеховцова – ответственным исполнителем и научным руководителем. Строились экспериментальные стенды, создавались макетные образцы, проводились циклы экспериментальных исследований, выполнялись научные обобщения. «Мировое безумие» в первоначальной постановке по поводу создания комбинированного адиабатного дизеля в СССР, Европе, США и Японии в практической реализации завершилось созданием отдельных работающих деталей, узлов и макетных образцов (на то есть свои причины). Однако эти исследования имели большой практический выход в плане использования результатов исследований при разработке форсированных ДВС, повышении технического уровня ДВС традиционных конструкций.

Нельзя не вспомнить о тех огромных усилиях, которые Анатолий Федорович приложил к созда-

нию 6-томного издания учебника «Двигатели внутреннего сгорания». При этом он был автором, редактором и «главным движителем» взаимодействия всех, от кого зависела судьба этого учебника. Отличительной особенностью этого издания явилось то, что в нем рассмотрены новые актуальные вопросы двигателестроения. Накопленный опыт сотрудничества с КП ХКБД, банк данных фактического материала по созданию форсированных дизелей для бронетехники был в полной мере использован при написании учебника. И это был бы не Анатолий Федорович, если бы он остановился на достигнутом. В его планах было продолжение – написание еще 4-х томов учебника. После публикации в 2004 году 6-томник был разослан во все вузы Украины, имеющие потребность в подобных учебниках, а также его получили многие вузы России. В 2008 году авторскому коллективу во главе с профессором А.Ф. Шеховцовым было присвоено звание лауреатов Государственной премии Украины в области науки и техники.

Особое место жизни профессора А.Ф. Шеховцова принадлежит кафедре ДВС НТУ «ХПИ», которую он возглавлял с декабря 1970 по февраль 2001 года. Он продолжил традиции, заложенные профессорами В.Т. Цветковым и Н.М. Глаголевым – создателями кафедры и научной школы харьковских двигателестроителей. Оснащение кафедры новым лабораторным оборудованием для учебного процесса, новыми научными стендами, строительство упомянутого выше 3-этажного корпуса кафедры, расширение баз практики и тематики научных исследований, новые методические разработки для учебного процесса, игровое проектирование для старшекурсников – вот далеко не полный перечень проблем, которые были в центре повседневного внимания Анатолия Федоровича и которые он с успехом решал.

Значительные усилия были предприняты к расширению творческого сотрудничества с родственными кафедрами вузов, КБ и НИИ. В первую очередь были укреплены и расширены творческие связи с МГТУ имени Н.Баумана, МАДИ (г.Москва), Ленинградским политехом, харьковскими вузами ХИИТ, ХАДИ, ХИМЭСХ, КБ практически всех предприятий двигателестроения, а так же академическими и отраслевыми институтами ЦНИДИ, НИКТИД, ИПМаш НАН Украины, ИПП НАН Украины, ИПМ НАН Украины и др. В каждом из этих учреждений Анатолий Федорович был желанным гостем, вел дискуссии по научным проблемам двигателестроения, проблемам подготовки специалистов.

Одной из главных забот на протяжении всей деятельности профессора А.Ф. Шеховцова была проблема кадрового потенциала кафедры, а так же подготовки кандидатов и докторов наук. Достаточно сказать, что за время его работы заведующим кафедрой было защищено 63 кандидатских и 12 докторских диссертаций, при этом им лично подготовлено 6 докторов и 18 кандидатов наук. Он был непримирим, когда речь шла о защите, о сроках защит диссертаций, постоянно контролировал ход работы над ней.

Безусловно, можно и необходимо еще вспомнить яркие выступления на научных конференциях Анатолия Федоровича Шеховцова, его блестящие лекции, которые он читал студентам, его работу в специализированых советах по защитам диссертаций, его требовательность к качеству публикаций республиканского научно-технического сборника, главным редактором которого он был, личные встречи и беседы не только о проблемах двигателестроения, но и о классической музыке и живописи.

Во всем Анатолий Федорович проявлял себя как личность. Трудно назвать его характер комфортным для других. Воспитывая, он не только подсказывал и помогал, но и ставил такие высокие планки, которые многим оказывались не под силу, чем вызывал известный дискомфорт. Но Анатолий Федорович Шеховцов запомнился многим, прежде всего, как преданный НТУ «ХПИ» политехник, личность, ученый и общественный деятель, учитель.

А. Марченко –
один из плеяды учеников профессора А.Ф. Шеховцова, для которого жизненный пример Учителя и постоянное с ним сотрудничество во многом способствовали защите докторской диссертации, получению звания профессора, позволили возглавить кафедру ДВС и стать проректором НТУ «ХПИ», лауреатом Государственной премии Украины в области науки и техники, заслуженным деятелем науки и техники Украины.

ВАЛЕНТИНУ НИКОЛАЕВИЧУ ЗАЙНЧКОВСКОМУ 80 ЛЕТ

4 августа 2012 г. исполнилось 80 лет Валентину Николаевичу Зайончковскому Главному конструктору конструкторского бюро среднеоборотных двигателей, доктору технических наук, профессору, заслуженному деятелю науки и техники Украины

Валентин Николаевич Зайончковский закончил с отличием Харьковский политехнический институт и прошел трудовой путь от техника-конструктора до Главного конструктора конструкторского бюро среднеоборотных двигателей (КБСД) государственного предприятия «Завод имени В.А. Малышева».

Под его руководством и при непосредственном участии были созданы новые модификации и осуществлено повышение технического уровня дизелей Д100, созданы и внедрены в производство двигатели 10ГД100А, работающие по газовому циклу, и 10ГД100Б, работающие по газодизельному циклу, а также модификации двигателей Д100, работающие на биогазе и шахтном газе, обеспечено форсирование дизелей Д70. Дизель 3Д70 мощностью 4000 л.с. успешно прошел все виды испытаний, в том числе эксплуатационные испытания на тепловозе 2ТЭ121. Значительно было расширена область применения этих дизелей. За создание дизель-электрического агрегата 5Д70 В.Н. Зайончковскому в 1985 году была присуждена Государственная премия СССР. В.Н. Зайончковский возглавлял работы по разработке дизелей Д-80 для модернизированных тепловозов, что послужило основой поставки дизелей 1Д80Б и 4Д80Б для "Укрзалізниці".

Результаты выполненных научно-исследовательских работ по совершенствованию систем газотурбинного наддува и его агрегатов, повышению эксплуатационной экономичности, применению альтернативных топлив, повышению надежности цилиндро-поршневой группы среднеоборотных дизелей, разработке методик исследований легли в основу кандидатской диссертации, защищенной в 1986 году и докторской диссертации, успешно защищенной В.Н. Зайончковским в 1991 году. Он является автором 54 изобретений и многочисленных научно-технических публикаций.

Сердечно поздравляем Зайончковского Валентина Николаевича с юбилеем, желаем ему крепкого здоровья, новых достижений и творческих успехов.

АЛЕКСАНДРУ ВИТАЛЬЕВИЧУ БЕЛОГУБУ – 60!

3 июня 1952 года исполнилось 60 лет со дня рождения Александру Витальевичу Белогубу техническому директору ПАО «АВТРОМАТ», доктору технических наук, профессору, одному из организаторов Международных Конгрессов двигателестроителей

А.В. Белогуб в 1976 году окончил Харьковский политехнический институт (НТУ ХПИ), факультет Транспортного машиностроения по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». После окончания института работал в отделе водородной энергетики института проблем машиностроения НАН Украины инженером, младшим научным сотрудником, научным сотрудником, старшим научным сотрудником. В 1984 г. защитил кандидатскую диссертацию, связанную с разработкой топливных систем бензоводородных двигателей. С 1995 по 1998 год – сотрудник Института машин и систем Министерства промышленной политики и НАН Украины. С 1992 доцент, а с 2012 года профессор кафедры авиационных двигателей и энергетических установок Харьковского авиационного института (НАКУ ХАИ).

С 1998 года – главный конструктор, технический директор ПАО «АВТРАМАТ» (Харьковский завод «ПОРШЕНЬ»). В 2011 году успешно защитил докторскую диссертацию, в которой исследованы и раскрыты научно-технические основы интегрированного проектирования и производства тонкостенных поршней. Автор более 100 патентов, научных и методических трудов.

В 1995 году совместно с профессорами С.В. Епифановым и А.П. Марченко стал инициатором, а в последствии наиболее активным организатором ежегодных Международных конгрессов двигателестроителей.

Неоднократный победитель и призер республиканских (Украина) и всесоюзных (СССР) соревнований по велоспорту и велотуризму, талантливый фотограф.

Александр Витальевич, примите наши искренние пожелания творческих успехов, счастья и здоровья!

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

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

- **Общие проблемы двигателестроения;**
- **Конструкция ДВС;**
- **Рабочие процессы ДВС;**
- **Технология производства ДВС;**
- **Эксплуатация ДВС;**
- **Экологизация ДВС;**
- **Гипотезы, предложения;**
- **Содержание высшего образования по специальности "ДВС";**
- **История двигателестроения, личности, юбилеи.**

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

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

СТАТЬЯ ДОЛЖНА ВКЛЮЧАТЬ:

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

К статье прилагаются:

- рецензия,
- акт экспертизы о возможности опубликования.

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

УСЛОВИЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ:

Оформленная в соответствии с требованиями статья направляется авторами в редколлегию по адресу: 61002. Харьков-2, ул. Фрунзе, 21. НТУ "ХПИ". Кафедра ДВС. Редакционная коллегия журнала "Двигатели внутреннего сгорания". Ответственному секретарю редколлегии. Тел. (057)707-60-89, E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua.

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

UDC 621.436

Marchenko A.P. Problems with the creation of the national diesel with Common Rail fuel delivery system/ A.P. Marchenko, D. Meshkov // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.3-5.

The article has attempted to address the problems associated with the introduction and release in Ukraine of domestic diesel engine with an analogue of the well-known in the world Common Rail fuel system. Possible solutions to solve the problem are offered. Bibliogr. 11 names.

UDC 621.486

D.V. Meshkov, D.C. Obodets, E.N. Izhboldin Perspectives of stirling engine implementation in the car hybrid / D.V. Meshkov, D.C. Obodets, E.N. Izhboldin // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.6-8.

The prospect of installing an engine with external combustion (Stirling engine) on the car, as a generator which through battery buffer drives the motors is considered in the article. Table. 1. Il. 2. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.43.056

Mishchenko N.I. Engine GoEngine with the variable piston stroke and adjustable compression ratio. Work cycle parameters, calculation, the analysis / N.I. Mishchenko, V.G. Zarenbin, T.N. Kolesnikova, Y.V. Yurchenko,V.L. Suprun, A.G. Pidlisniy // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.9-13.

Various nonconventional internal combustion engines (ICE) are offered for automobiles many times. In article the short description of a principle of work of one of widely known of such engines built by Bert de Gooijer and called by the author – GoEngine is offered. The design procedure of constructive characteristics of the power gear and parametres of a work cycle of the engine is resulted. Strategy of designing of engine GoEngine is offered. In particular, the method of a choice of design data of the power gear such as crank radius, a compression ratio, a course of an admission, etc. Using the method of mathematical modelling is shown in that realisation of regulation of a piston stroke in such engine does not allow to raise efficiency of a work cycle essentially. Il. 7. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.43.013.4

Eskov A.V Estimation of fuel jets on a program-technical complex of dispersion quality optical control / A.V. Eskov, A.V. Maetsky // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.13-17.

The description of a software of optical control of fuel dispersion quality by a diesel atomizer in atmospheric conditions is resulted. The methods of threshold processing put in the program are explained. Distinction of methods is shown on illustrations. It is explained what quality of fuel dispersion in the scientific literature and Standarts is. It is noted what is a reason of optical heterogeneity of fuel jets and is shown, how the areas of brightness jet zones in time for an example rapeseed oil will change. Prospects of the further development and application of the described control device are designated. Il. 5. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.436

Verbovsky V.C. Optimization of pilot dose of diesel fuel in gas-and-diesel engine on energy indicators / V.C.Verbovsky // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.17-21.

The results of optimization of diesel fuel inflammatory dose in gas-and-diesel electrical unit and experimental verification of the minimum limit inflammatory dose of diesel fuel that does not violate the uniformity of distribution of power in the cylinders, which practically did not change the total specific heat load duel-engine, but affected the specific nature of the change heat consumption of gaseous fuels. Il. 3. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.43

Kulmanakov S.P. Mathematical prediction on choice of the parameters of electronically adjustable gas delivery system and combustion control for increasing energy efficiency in gas mini heatstations / S.P. Kulmanakov, M.E. Bryakotin, S.S. Kulmanakov // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.21-25.

In this paper the possibility of increasing the energy efficiency of gas engines in the partial mode by turning off part of the cylinder and the change in air-to-fuel ratio. We describe the theoretical possibility of achieving the task. The results of calculation of power and fuel consumption on the disabled cylinders re-presses the partial power. is The V-shaped gas-piston engine 1G12 production of HC «Barnaultransmash» was chosen as the object of research. Il. 7. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.436

Tyrlovoy S.I. Accounting of wave phenomena in channel of electrohydraulic injector in modeling injection process in Common rail system / S.I. Tyrlovoy // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.25-29.

Modeling of the process in the fuel channel of EGF in two ways: either through a static method, and as a one-dimensional representation of unsteady fluid motion. For different frequencies of rotation executed quantitative assessment of the impact of wave processes in the channel electro-hydraulic injector for the cyclic fuel delivery. Comparison of the results showed that the pressure fluctuations in the pocket of the nozzle varies largely depending on engine speed and reach 36% of the pressure in the accumulator. Differences in the injection rate to the minimum and maximum engine speeds of 0.7 and 4% for the same periods of the pilot and main fuel injection. Il. 3. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.4-2

Svistula A.E. Research of the engine with additional exhaust gas gate through the window in the cylinder / A.E. Svistula, A.A. Balashov, V.S. Yarov // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.29-33.

The experimental research of the internal combustion engine with double exhaust system through the valve and a window in the cylinder is executed. The design of experimental exhaust system with a window in the cylinder for a diesel engine (10,5/12) is offered. Throttling characteristics of exhaust system are determined by the method of a static air blowing. Reduction of "pumping losses", improvement of starting qualities, increase of power, reduction of the fuel consumption and exhaust temperatures for turbocharged engine with the experimental exhaust system experimentally is shown. Il. 8. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.51:66.045.1:697.31

Ganzha A.N. Analysis of the effectiveness of the utilization of heat and issue to air-compressor unit taking into account the performance of equipment / Ganzha A.N., Marchenko N.A., Podkopay V.N. // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.33-36.

The mathematical models, methods and algorithms to obtain the dependence of the efficiency of utilization of heat

and issue to air-compressor unit are developed. Methods and tools for performance analysis based on the thermal and hydraulic calculations take into account the actual status and performance of individual equipment and system components. Il. 3. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.436

Marchenko A.P. Estimation of temperature field of the combustion chamber wall of piston with carbon deposit layer / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovsky, V.V. Pylyov, V.V. Matveenko, S.V. Oboznyj // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.37-41.

Results of measuring of deposit layer formed during short time interval of engine's working are presented in the paper. Simulation of temperature field of the surface with deposit and comparing it with the case of artifical partially-dynamic heat insulation presence are realized. Il. 4. Bibliogr. 15 names.

UDC 621.436:681.51

Prokhorenko A. Static characteristics of an electronic controller for a Common Rail diesel fuel system / A. Prokhorenko // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.41-44.

The paper reviewed and analyzed the static parameters of the electronic controls for diesel engine equipped with Common Rail system. It is shown that at different circuit designs of the algorithms for these controls, they can provide the required control characteristics of the engine. Il. 2. Bibliogr. 6 names.

УДК 629

Grabowsky A.A. Determination and comparison of dynamic parameters in internal combustion engine with crank engine with twin-kinematic relations and internal combustion engine with central crank engine / A. A. Grabowsky // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.44-48.

The results of the comparative evaluation of dynamic parameters for internal combustion engines, made by the classical scheme with a central crank mechanism (CSV) and the crank with a double kinematic constraints, performed using two crankshafts are shown. Calculations were carried out under certain conditions and assumptions. Theoretical calculations are based on the given design scheme, have a classic approach in determining the value, the calculations are conducted in a software environment for MathCad classic and original dependencies. Il. 5. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.433.2

Dziubenko A. Implementation of "Pick & Hold" method in the system of distributed gas supply for 6GCHN 13/14 engine / A. Dziubenko, V. Manoylo, M. Lypynskiy // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.48-53.

The stages of synthesis of distributed gas supply system are offered. The common structure of the given system is determined. The problems concerning the increase and stabilization of dynamic features of electromagnetic gas dosing device and the system connection to the control object are solved. Il. 5. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.436-57

Grytsyuk A.V. Experience of application of a method of planned experiment in researches of transients of start-up of the diesel engine / A.V. Gritsjuk // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.53-59.

In the article the opportunity of application of the method of planned experiment for carrying out of research of insufficiently studied transients of a start of the diesel engine is shown. The controlled factors, generalized estimated criteria and rational matrixes of planning of experiment are determined. The obtained mathematical description has allowed to determine rational parameters of starting systems for accelerated start of the diesel engine. Tabl. 1. Il. 9. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.433

Zhukov V.A. Modernization of cooling system diesel engine made by Tutaev motor plant for using in structure of shipping power mounting / V.A. Zhukov, A.E. Ratnov // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.59-64.

The article is devoted to analysis of perspective of using diesel engines, which made by Tutaev Motor Plant, as a marine engine. It is necessary in connection with water transport's modernization. The article contains models of shipping engines, which may changing by presented diesel engine. The article shows, that main parameters of engine are answer to requirements of River Register of Russian Federation. Modernizations, which are necessary for engine's using on ships are described in the article. The results of calculation for selection of main elements of engine's cooling system are presented . Il. 3. Bibliogr. 5 names.

UDC 532.5: 532.135; 621.822

Levanov I.G. Experimental investigations of friction unit «Piston ring-cylinder» / I.G. Levanov, I.V. Muhotrov // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.64-66.

The work is a continuation of further studies microrheological parameters of lubricants and their effect on the characteristics of friction units. Some background to the joint experimental studies of South Ural State University and the Israel Institute of Technology in the field of tribology piston rings are provided. Bibliogr. 10 names.

UDC 55.42.00: 55.03.33

E.A. Zadorozhnaya The calculation of the heat-stress of heavy-loaded journal bearing with non-newtonian properties of a lubricant / E.A. Zadorozhnaya,V.G. Karavaev // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.66-73.

The formulation of the thermo-hydrodynamic lubrication problem for non-newtonian fluids was presented for heavy-loaded tribounits. The problem was based on the joint decision: the generalized Reynolds equation for hydrodynamic pressure with non-Newtonian properties of a lubricant; an energy equation and a thermal conductivity equation for the lubricant film, the journal and the bearing; motion equations of moving parts of tribounits. Il. 5. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.436

Moskalenko I.N. The development measuring system of low displacement suitable to experimental researches of piston's dynamic / I.N. Moskalenko // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.73-78.

In this article was shown main stages of measuring equipment creation, which is suitable for experimental researches of piston's dynamic. Requirements for measuring equipment and arrangement of a schematic diagram were formulated. Original design of low displacement sensor, were chosen modern element base and were developed electric circuit were offered. Functional model of measuring system was created, which provides joint operation with piston engine. Consequently, static and dynamic behavior of measuring system was received. Il. 9. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.438

Tarasenko A.I. Parameters of forced torsional oscillations of low-speed diesel engines, defined according to different design schemes / A.I. Tarasenko // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.79-82.

Low speed diesel engine is viewed as torsion system with distributing parameters consist from wheels (cylinders compartments, rowing propeller) connected with the shafts. Shafts can be imponderable (harshness only) or have distribute characteristic. Discussed design schemes in which the flywheels (sections of the cylinder) with variable or constant moments of inertia, and the scheme in which the cylinder chamber is presented in the form of two drives. One drive has constant inertia moment and other has variable. Drives connected to each other with sleeve bearing with an elastic limit of the relative rotation angle. The are methods of calculation of the characteristics of the torsional vibrations during stationary and transitional processes of the system diesel-shaft-propeller for three design schemes. Il. 2. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.43.068.7:662.756.3

Vasyliev I.P. Prospects of improvement of selective catalytic reduction of diesel engines when using alternative fuel / I.P. Vasyliev // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.83-87.

The comparative analysis of ways selective catalytic reduction NOx (SCR) in the exhaust gases of diesel engines is made at use as reducers NH_3, CH_4 and H_2. Use as a fuel reducer CH4 and H_2 is perspective. The design procedure of a greenhouse damage is offered. The greenhouse damage of the exhaust gases is defined at work of engines on diesel and biodiesel, CH_4 and H_2. Collateral reaction of formation N_2O in neutralizers which can essentially raise a greenhouse damage is considered. Modern neutralizers should be supplied with systems of diagnosing and catalysts of neutralization of residual gases-reducers and N_2O. Table. 3. Il. 3. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.43.068.4

Kondratenko A. Modeling heat and mass transfer processes in diesel particulate filter. Part 1: The addition of databases on properties of the materials and of the working bodies of the filter, determination of the values of the boundary conditions / A. Kondratenko, A. Strokov, V. Semikin // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.87-92.

The present paper describes the additions of databases of the software complex Cosmos-FloWorks on the properties of the materials from which is made the module of diesel particulate filters and on a real flow-body with the use of experimental data and literary sources. Described modernized system of sampling of the test-band with a diesel engine 2CH10,5/12 and presented the methodology of the of experimental determination of the boundary conditions of the mathematical model of the flow of the exhaust gases in the filter. Il. 6. Bibliogr. 12 names.

UDC 66.074.33: 621.43.68

Gorbov V.M. Evaluation of carbon dioxide emissions for ship diesel-power plants / V.M. Gorbov, V.S. Mitienkova // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.92-95.

The numerical values' estimation of the energy efficiency index (EEDI) for new built vessels with diesel-power plant was carried out. The analysis of the factors influence including in the formula for determining the energy efficiency index on the level of carbon monoxide emissions from ships was placed. The EEDI depends on seakeeping qualities, main and auxiliary engines power, consumed fuel, the occurrence of innovative technologies for mechanical and electrical energy losses decreasing, architectural features of vessels. The dependences of the level of CO_2 emissions from the main engine power, deadweight and speed transport vessels and for specific types vessels. Il. 3. Bibliogr. 11 names.

UDC 621.436

Parsadanov I.V. Theoretical and experimental investigation of heat transfer in the dilution tunnel / **Parsadanov I.V., Polivianchuk A.P. //** Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.96-101.

The mathematical description of heat transfer in the dilution tunnel into a system of differential equations of energy, motion, continuity and heat transfer to the conditions uniquely property in dimensionless form was developed. The factors which have influence on the heat transfer in a tunnel was established. Table. 3. Il. 3. Bibliogr. 9 names.

UDK 621.436: 539.3: 621.74

Taran S.B. Modular design and process design of cast-iron piston of highly accelerated diesel engines / S.B. Taran, A.P. Marchenko, B.P. Taran, O.V. Akimov // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.102-105.

This publication is devoted to the creation of the inextricable link between engineering design and technological trends that are common components sectors modular system design and technological preparation of production of cast iron piston engine. Il. 3. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.43.001.4

Gordienko E.K. Improvement of a layout of piston clamping for its mechanical treatment at finishing turning operation / E.K. Gordienko // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.106-108.

An analysis of existing layout of compressor piston 130-3509160-02 clamping have been performed for turning operation, disadvantages have been revealed, and there have been proposed an option without disadvantages of the previous layout. Il. 3. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.71

Lipka V.M. Technological security of reliability of screw-thread junctions in the time of assembling of the motor-car engines / V.M. Lipka, Yu.L. Rapatskiy // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.109-113.

Influence of constructional and technological factors for reliability of screw—thread junctions in motor-car engines, is analyzing. The characteristics of screw—thread junctions with rigid and un-rigid pieces are considering. The results of experimental research of reliability of screw—thread junctions in the time of production of engines for passenger cars «Sens» and «Lanos» are represented. The flaws of existing technological equipment for automated assembling of screw—thread junctions are analyzing. The features of process of automated assembling of screw—thread junctions which can cause reject of motor-car engines during their exploitation are considering. Approach to generation of progressive technological equipment for automated assembling of screw—thread junctions was proposed. Il. 4. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.002:681.324

Golikova V.V. Modeling of measurement sequences of diagnostic parameters of internal combustion engines / V.V. Golikova, E. L. Pervukhina, P. K. Sopin // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.114-117.

Modeling of measuring sequences of diagnostic parameters of the engine, suggesting regime change of their work during the production tests performed on the basis of spectral analysis. The algorithms and procedures for multivariate statistical analysis used to establish relationships between the diagnostic parameters tested engines, thus reducing the number of parameters measured during the tests and, thus, reduce the cost and timing of testing engines, especially in mass production. Table. 2. Il. 4. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.435

Goncharenko A.V. Mathematical modeling of the ship's main engine random operational process / A.V. Goncharenko // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.117-125.

It is made an attempt of mathematical modeling a random operational process of the ship's main engine. An operation of a ship's main engine is considered as a random process with discrete states and continuous time. The mathematical modeling is realized for the ship's main engine 8DKRN60/195-10 (8L60MC) (DB-32). It is taken into account the failure and restoration intensities by the cylinders. It is obtained the probabilities of the engine cylinders failures, expectations of the engine output and ship's speed at the accepted assumptions. Checked the accomplishment of the Jensen's inequality conditions. For estimation of operators' subjective preferences uncertainty degree, it is suggested the hybrid model of the relative pseudo-entropy function of subjective preferences, which has a few advantages compared to the traditional entropy of the Boltzmann's or Shannon's type. Plotted corresponding traces. Il. 8. Bibliogr. 16 names.

UDC 629.424.3

Bogaevsky A. Indices of efficiency rating energy-saving of locomotive diesel generator / A. Bogaevsky, A. Borisenko // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.125-128.

The indices of increasing efficiency rating energy-saving of locomotive diesel generator have been produced. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.431

Poyda A.N. Determination of fuel consumption at the transient conditions of engine operation / A.N. Poyda, D.G Sivikh, R.N Karsekin // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.128-132.

The method of determining the instantaneous fuel consumption by transient modes automobile engine with microprocessor controlled injection of fuel injector solenoid. The technique is based on measuring the duration of control pulses to the nozzles in those transient-engine cycle with the subsequent calculation of fuel supply to the each cylinder, taking into account the dynamic properties of each injector. Characteristics of jets are determined by the method of pouring. Table. 1. Il. 2. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43.016.4

Shpakovsky V.V. Researches results of deterioration of ring crosspieces of pistons with corundum layer of CHME-3 diesel locomotive / V.V. Shpakovsky // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.132-136.

In a paper questions of heightening of endurance of the upper ring crosspieces of pistons of a diesel engine of shunting diesel locomotive CHME-3 are considered. As a result of micrometric of pistons and circular slots of a diesel engine with pistons with corundum a stratum at holding of resource operation trials it is established, that formation corundum layer on crosspieces of pistons has allowed more than in 3 times to augment their endurance. Tab. 1. Il. 4. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.436

Belogub A. Safety pistons to engine VAZ-21126 / A. Belogub, A. Zotov, V. Baikov // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.136-139.

The results entering to the market of the piston 21126-1004015M-У, which is not leading to a crash in case of a timing belt break. The analysis of existing structures 21126-1004015... pistons is offered. The questions of thermal state of pistons and the results of bench tests are considered. Tab. 1. Il. 5.

UDC 621.436

Marchenko A.P. The General constructor / A.P. Marchenko, V.V. Epifanov, I.V. Parsadanov // // Internal combustion engines. – 2012. – № 2. – P.140-142.

The main stages of life and creative activities of M.K. Rjazanzev – the outstanding graduator of the National Technical University «Kharkov polytechnic institute» are described. He has a remarkable working way from engineer up to General constructor of tank engines. Il. 2.

УДК 621.436
Марченко А.П. Проблемы создания отечественного дизеля с аккумуляторной топливной аппаратурой / А.П. Марченко, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.3-5.

В статье предпринята попытка рассмотреть проблемы сопряженные с внедрением и выпуском в Украине отечественного дизеля с аналогом широко известной в мире аккумуляторной топливной системы. Предложены возможные пути решения. Библиогр. 11 назв.

УДК 621.486
Мешков Д.В. Перспектива использования двигателя Стирлинга в гибридных силовых установках автомобиля / Д.В. Мешков, Д.К. Ободец, Е.Н. Ижболдин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.6-8.

Рассматривается перспектива установки двигателя с внешним сгоранием (двигатель Стирлинга) на автомобиль, в качестве генератора, который через аккумуляторный буфер приводит в действие электродвигатели. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.43.056
Мищенко Н.И. Двигатель GoEngine с переменным ходом поршня и регулируемой степенью сжатия. Параметры рабочего цикла, расчет, анализ / Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, Т.М. Колесникова, Ю.В. Юрченко, В.Л. Супрун, А.Г. Подлесный // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.9-13.

Для автомобилей предлагается много различных нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. В статье дается краткое описание принципа работы одного из широко известных таких двигателей инженера Bert de Gooijer, именуемого автором – GoEngine. Приводится методика расчета конструктивных характеристик силового механизма и параметров рабочего цикла двигателя. Предложена стратегия проектирования двигателя GoEngine. В частности, предложен и подробно проанализирован метод выбора конструктивных параметров силового механизма таких, как радиус кривошипа, степень сжатия, ход впуска и др. Методом математического моделирования показано, что реализация регулирования хода поршня в таком двигателе не позволяет существенно повысить эффективность рабочего цикла. Ил. 7. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.43.013.4
Еськов А.В. Оценка топливных струй на программно-технического комплексе оптического контроля качества распыливания / А.В. Еськов, А.В. Маецкий // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.13-17.

Приводится описание программного средства оптического контроля качества распыливания топлива дизельной форсункой в атмосферных условиях. Пояснены методы пороговой обработки, заложенные в программу. Различие методов продемонстрировано на иллюстрациях. Пояснено, что понимается под качеством распыливания в научной литературе и ГОСТ. Отмечено, чем вызвана оптическая неоднородность топливных струй и показано, как изменяются площади яркостных зон струи во времени на примере рапсового масла. Обозначены перспективы дальнейшего развития и применения описанного средства контроля. Ил. 5. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.436
Вербовский В.С. Оптимизация запальной дозы дизельного топлива газодизельного двигателя по энергетическим показателям / В.С. Вербовский// Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.17-21.

В статье приведены результаты оптимизации запальной дозы дизельного топлива газодизельного электроагрегата и экспериментального подтверждения минимальной запальной дозы дизельного топлива, что не нарушает равномерность распределения мощности по цилиндрам, которая практически не изменила суммарную удельную тепловую нагрузку газодизельного двигателя, однако повлияло на характер изменения удельного расхода тепла газового топлива. Ил. 3. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43
Кулманаков С.П. Математическое прогнозирование выбора параметров электронного управления подачей газа и процесса сгорания для повышения энергоэффективных показателей газопоршневых мини-ТЭЦ / С.П. Кулманаков, М.Э. Брякотин, С.С. Кулманаков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.21-25.

В данной статье рассмотрена возможность повышения энергоэффективности газопоршневых двигателей на частичных режимах за счет отключения части цилиндров и изменения коэффициента избытка воздуха. Данная возможность достигается благодаря оснащению двигателя индивидуальными газовыми форсунками с электронным управлением. Описана теоретическая возможность достижения поставленной задачи. Приведены результаты расчёта мощности и расхода топлива при отключённых цилиндрах на режимах частичной мощности. В качестве объекта исследования выступает газопоршневой V-образный двигатель 1Г12 производства ОАО ХК «Барнаултрансмаш». Ил. 7. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.436
С. И. Тырловой
Учет волновых явлений в канале электрогидравлической форсунки при моделировании процесса впрыска в аккумуляторной системе питания // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.25-29.

Выполнено моделирование гидродинамических процессов в канале электрогидравлической форсунки (ЭГФ) двумя методами: как на основе статического метода, так и в виде одномерного представления неустановившегося движения жидкости. Для различных частот вращения двигателя выполнена количественная оценка влияния волновых процессов в канале ЭГФ на цикловую подачу топлива. Сравнение полученных результатов показало, что колебания давлений в кармане форсунки изменяется, главным образом, в зависимости от частоты вращения ДВС и достигают 36% от давления в аккумуляторе. Отличия в цикловых подачах для минимальной и максимальной частот вращения ДВС составляют 0,7 и 4% при одинаковых периодах пилотного и основного впрыскиваний топлива. Ил. 3. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.4-2
Свистула А.Е. Исследование двигателя с дополнительным выпуском отработавших газов через окно в цилиндре / А.Е. Свистула, А.А. Балашов, В.С. Яров // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.29-33.

Выполнено экспериментальное исследование двигателя внутреннего сгорания с системой двойного выпуска отработавших газов через клапан и окно в цилиндре. Предложено конструктивное исполнение экспериментальной системы дополнительного выпуска отработавших газов через окно в цилиндре для дизеля 4Ч 10,5/12. Методом статической продувки определены расходные характеристики элементов системы выпуска. Экспериментально показано уменьшение «насосных потерь», улучшение пусковых качеств, повышение мощности, снижение расхода топлива и температуры выпускных газов для двигателя с наддувом с опытной систе-

мой выпуска. Ил. 8. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.51:66.045.1:697.31
Ганжа А.Н. Анализ эффективности системы утилизации и отпуска теплоты от воздухоохладителя компрессорной установки с учетом эксплуатационных характеристик оборудования / Ганжа А.Н., Марченко Н.А., Подкопай В.Н. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.33-36.

Разработаны математические модели, методики и алгоритмы, которые позволяют получить зависимость эффективности системы утилизации и отпуска теплоты от воздухоохладителя компрессорной установки. Методы и средства анализа эффективности на базе теплового и гидравлического расчетов учитывают фактическое состояние и эксплуатационные характеристики оборудования и отдельных элементов системы. Ил. 3. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.436
Марченко А.П. Оценка температурного состояния стенки камеры сгорания поршня со слоем нагара / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, В.В. Пылёв, В.В. Матвеенко, С.В. Обозный // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.37-41.

В работе приведены результаты измерения слоя нагара, который образовался за незначительное время работы двигателя. Осуществлены моделирование температурного состояния поверхностей с нагаром и его сравнение со случаем присутствия искусственной частично-динамической теплоизоляции. Ил. 4. Библиогр. 15 назв.

УДК 621.436:681.51
Прохоренко А.А. Статические характеристики электронного регулятора для дизеля с аккумуляторной топливной системой / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.41-44.

В статье рассмотрены и проанализированы статические параметры электронных регуляторов для дизеля, оснащенного аккумуляторной топливной системой. Показано, что при различных схемных исполнениях алгоритмов этих регуляторов они могут обеспечивать требуемые регуляторные характеристики работы двигателя. Ил. 2. Библиогр. 6.

УДК 629.33
Грабовский А.А. Определение и сравнительная оценка динамических параметров ДВС с КШМ со сдвоенными кинематическими связями и с центральным КШМ // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.44-48.

Представлены результаты сравнительной оценки динамических параметров для двигателей внутреннего сгорания, выполненных по классической схеме с центральным кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) и с КШМ со сдвоенными кинематическими связями, выполненном с использованием двух коленчатых валов. Расчеты проводились при определенных условиях и допущениях. Теоретические выкладки даны на основе приведенной расчетной схемы, имеют классический подход к определению значений, расчеты которых велись в программной среде Math Cad по классическим и оригинальным зависимостям. Ил. 5. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.433.2
Дзюбенко А.А. Реализация метода «Pick & Hold» в системе распределенной подачи газа для двигателя 6ГЧН 13/14 / А.А. Дзюбенко, В.М. Манойло, М.С. Липинский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.48-53

Приведены этапы синтеза системы распределенной подачи газа, определена общая структура системы, решены задачи повышения и стабилизации динамических характеристик электромагнитных дозаторов газа и привязки системы к объекту управления. Ил. 5. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.436-57
Грицюк А.В. Опыт применения метода планируемого эксперимента в исследованиях переходных процессов пуска дизельного двигателя / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.53-59.

В статье показана возможность применения метода планируемого эксперимента для проведения исследования малоизученных переходных процессов пуска дизельного двигателя. Определены управляемые факторы, обобщённые оценочные критерии и рациональные матрицы планирования эксперимента. Полученное математическое описание позволило установить рациональные для ускоренного пуска дизеля параметры его пусковых систем. Табл. 1. Ил. 9. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.433
Жуков В.А. Модернизация системы охлаждения дизеля 8ЧН14/14 для его использования в составе судовой энергетической установки В.А. Жуков, А.Е. Ратнов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.59-64.

Статья посвящена анализу перспектив использования дизелей, выпускаемых ОАО «Тутаевский моторный завод» в качестве судовых в связи с необходимостью модернизации водного транспорта. Приведены марки распространенных судовых двигателей, которые могут быть заменены предлагаемым дизелем, показано, что по основным показателям двигатель удовлетворяет требованиям Российского Речного Регистра. Предложены мероприятия по модернизации системы охлаждения для использования двигателя в составе судовой энергетической установки. Представлены результаты расчетов для подбора основных элементов модернизированной системы охлаждения. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК 532.5: 532.135; 621.822
Леванов И. Г. Экспериментальные исследования трибосопряжения «поршневое кольцо-цилиндр» / И.Г. Леванов, И.В. Мухортов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.64-66.

Работа является продолжением исследований микрореологических параметров смазочных масел и их влияния на характеристики узлов трения. Представлены некоторые предпосылки к совместным экспериментальным исследованиям Южно-Уральского государственного университета и Израильского Технологического Института в области трибологии поршневого кольца. Библиогр. 10 назв.

УДК 55.42.00; 55.03.33
Е.А. Задорожная Оценка теплового состояния сложнонагруженного подшипника с учетом реологических свойств смазочного материала / Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.66-73.

Представлена постановка термогидродинамической задачи смазки неньютоновскими жидкостями сложнонагруженных трибосопряжений. Задача базируется на совместном решении: обобщенного уравнения Рейнольдса для гидродинамических давлений с учетом неньютоновских свойств смазочного материала; уравнения энергии и теплопроводности для смазочного слоя, шипа и подшипника; уравнений движения подвижных элементов трибосопряжения. Приведен пример расчета изотермической и неизотермической задач динамики шатунного

подшипника с учетом реологических свойств смазочного материала. Ил. 5. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.436
Москаленко И.Н. Экспериментальные исследования динамики поршня ДВС / И.Н. Москаленко, В.Н. Доценко, А.В. Белогуб, В.А. Байков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.73-78.

Представлены основные этапы проведения экспериментальных исследований по определению динамики поршня двигателя ВАЗ 21083. Приведено общее устройство моторного стенда и штатной измерительной аппаратуры. Обоснован выбор мест установки чувствительных элементов на двигателе, разработана схема препарировки блока цилиндров. Рассмотрены основные вопросы, связанные с обеспечением прочности закрепления датчиков и герметизацией рубашки охлаждения. Приведен ряд технологических мероприятий, предпринятых для минимизации влияния препарировки на чистоту зеркала цилиндра. Разработана программа и методика экспериментальных исследований и проведен эксперимент. В результате исследовательских работ получены зазоры между поршнем и цилиндром двигателя на различных режимах работы. Ил. 9. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.438
Тарасенко А.И. Параметры вынужденных крутильных колебаний малооборотных дизелей, определенные по разным расчетным схемам / А.И. Тарасенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.79-82.

Рассматривается малооборотный дизель как крутильная система, состоящая из маховиков (отсеков цилиндра, гребного винта), соединенных валами. Валы могут быть невесомыми (только жесткость) либо иметь распределенные параметры. Рассмотрены расчетные схемы, в которых маховики (отсеки цилиндра) имеют переменный или постоянный моменты инерции, а также схема, в которой отсек цилиндра представлен в виде двух дисков. Один диск имеет постоянный момент инерции, а другой переменный. Диски соединены друг с другом подшипником скольжения с упругим ограничением относительного угла поворота. Приведены методики расчетов параметров крутильных колебаний при стационарных и переходных процессах системы дизель–валопровод–гребной винт для трех расчетных схем. Ил. 2. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43.068.7 :662.756.3
Васильев И.П. Перспективы совершенствования селективного каталитического восстановления оксидов азота дизелей при использовании альтернативных топлив / И.П. Васильев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №2. – С.83-87 .

Выполнен сравнительный анализ способов селективного каталитического восстановления NO_x (SCR) в отработавших газах дизелей при использовании в качестве восстановителей аммиаксодержащих веществ, CH_4 и H_2. Перспективным является использование в качестве восстановителя топлива, в частности, CH_4 и H_2. Предложена методика расчета парникового ущерба от отработавшего газа. Определен парниковый ущерб от отработавших газов при работе двигателей на дизельном и биодизельном топливах, CH_4 и H_2. Рассмотрена побочная реакция образования N_2O в нейтрализаторах, которая может существенно повышать парниковый ущерб. Современные нейтрализаторы должны снабжаться системами диагностирования и катализаторами нейтрализации остаточных газов-восстановителей и N_2O. Табл. 3. Ил. 3. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.43.068.4
Кондратенко А. Н. Моделирование тепло- и массообменных процессов в фильтре твердых частиц дизеля. Часть 2: дополнение баз данных по свойствам материалов фильтра и рабочего тела, определение значений краевых условий / А. Н. Кондратенко, А. П. Строков, В. М. Семикин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.87-92.

В работе приводится обоснование необходимости дополнения баз данных программного комплекса CosmosFloWorks по свойствам материалов, из которых будет изготовлен модуль фильтра твердых частиц дизеля и реального текучего тела, с использованием экспериментальных и литературных источников. Описана модернизированная система отбора проб моторного стенда с дизелем 2Ч10,5/12 и представлена методика экспериментального определения краевых условий математической модели процесса течения отработавших газов в фильтре. Ил. 6. Библиогр. 12 назв.

УДК 66.074.33: 621.43.68
Горбов В.М. Оценка выбросов диоксида углерода судовыми дизельными установками / В.М. Горбов, В.С. Митєнкова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.92-95.

Проведена оценка численного значения индекса энергетической эффективности (Energy Efficiency Design Index – EEDI) для новопостроенных судов с дизельными энергетическими установками. Выполнен анализ влияния факторов, входящих в формулу для определения индекса энергоэффективности, на уровень выбросов оксида углерода с судов. На величину EEDI оказывают влияние: мореходные показатели, мощность главных и вспомогательных двигателей, тип потребляемого топлива, наличие инновационных технологий уменьшения механических и электрических потерь, архитектурные особенности судна. Получены зависимости уровня выбросов CO_2 от мощности главных двигателей, дедвейта и скорости как для транспортных судов в целом, так и для отдельных их типов. Ил. 3. Библиогр. 11 назв.

УДК 621.436
Парсаданов И.В. Теоретическое и экспериментальное исследования процесса теплоотдачи в разбавляющем туннеле / И.В. Парсаданов, А.П. Поливянчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.96-101.

Разработано математическое описание процесса теплоотдачи в разбавляющем туннеле в виде системы дифференциальных уравнений энергии, движения, сплошности и теплоотдачи с учетом условий однозначности в безразмерном виде. Установлены факторы, влияющие на теплоотдачу в туннеле. Табл. 3. Ил. 3. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.436: 539.3: 621.74
Таран С.Б. Модульное конструкторско-технологическое проектирование чугунных поршней высокофорсированных дизельных ДВС / С.Б. Таран, А.П. Марченко, Б.П. Таран, О.В. Акимов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.102-105.

Данная публикация посвящена проблеме создания неразрывной связи между конструкторским и технологическим направлениями проектирования, являющиеся составными секторами единой модульной системы конструкторско-технологической подготовки производства чугунных поршней ДВС. Ил. 3. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43.001.4
Гордиенко Е.К. Совершенствование схемы закрепления поршня для его механической обработки на чистовой токарной операции / Е.К. Гордиенко // Двигате-

ли внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.106-108.

В работе проведен анализ существующей схемы закрепления компрессорного поршня 130-3509160-02 на токарной операции, выявлены ее недостатки, предложен вариант, лишенный недостатков предыдущей схемы. Ил. 3. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.71

В.М. Липка Технологическое обеспечение надежности резьбовых соединений при сборке автомобильных двигателей / В.М. Липка, Ю.Л. Рапацкий // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.109-113.

Исследуется влияние конструктивных и технологических факторов на надёжность резьбовых соединений в автомобильных двигателях. Рассматриваются характеристики резьбовых соединений с жесткими и нежесткими деталями. Представлены результаты экспериментальных исследований надежности резьбовых соединений при изготовлении автомобильных двигателей для легковых автомобилей «Сенс» и «Ланос» на Мелитопольском моторном заводе. Анализируются недостатки существующего технологического оборудования для автоматизированной сборки резьбовых соединений. Рассматриваются особенности процесса автоматизированной сборки резьбовых соединений, которые могут вызвать отказы автомобильных двигателей при эксплуатации. Предложен подход к созданию прогрессивного технологического оборудования для сборки резьбовых соединений. Ил. 4. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.002:681.324

Голикова В.В. Моделирование измерительных последовательностей диагностических параметров ДВС / В.В. Голикова, Е.Л. Первухина, П.К. Сопин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.114-117.

Моделирование измерительных последовательностей диагностических параметров ДВС, предполагающее смену режимов их работы в ходе производственных (приемосдаточных и контрольных) испытаний, выполняется на основе спектрального анализа. Алгоритмы и процедуры многомерного статистического анализа используются для установления зависимостей между диагностическими параметрами испытуемых двигателей, что позволяет снизить количество параметров, измеряемых в ходе испытаний, и, тем самым, сократить стоимость и сроки испытаний ДВС, прежде всего, в условиях серийного производства. Табл. 2. Ил. 4. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.435

Гончаренко А.В. Математическое моделирование случайного процесса эксплуатации главного судового двигателя / А.В. Гончаренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.117-125.

Осуществлена попытка математического моделирования случайного процесса эксплуатации главного судового двигателя. Эксплуатация главного судового двигателя рассматривается как случайный процесс с дискретными состояниями и непрерывным временем. Математическое моделирование осуществлено для главного судового двигателя 8ДКРН60/195-10 (8L60MC) (ДБ-32). Учтены параметры потоков отказов и восстановлений по цилиндрам. Получены вероятности отказов цилиндров двигателя, математические ожидания мощности двигателя и скорости хода судна при принятых допущениях. Проверено выполнение условий неравенства Йенсена. Предложена, для оценки степени неопределенности субъективных предпочтений эксплуатационников, гибридная модель относительной псевдоэнтропийной функции субъективных предпочтений, имеющая ряд преимуществ по сравнению с традиционной энтропией Больцмановского или Шенноновского типа. Построены соответствующие графики. Ил. 8. Библиогр. 16 назв.

УДК 629.424.3

О.Б. Богаєвський Показники оцінки ефективності енергозбереження тепловозного дизель-генератора / О.Б. Богаєвський, А.Н. Борисенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.125-128.

Приведені показники оцінки підвищення ефективності енергозбереження тепловозного дизель-генератора. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.431

Пойда А.Н. Определение рас хода бензина на переходных режимах работы двигателя / А.Н. Пойда, Д.Г. Сивых, Р. Н. Карсекин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.128-132.

Рассмотрена методика определения мгновенного расхода топлива на неустановившихся режимах работы автомобильного двигателя с микропроцессорным управлением впрыскиванием бензина электромагнитными форсунками. Методика основана на измерении длительности управляющих импульсов на форсунках в течение неустановившегося режима работы двигателя с последующим вычислением цикловой подачи топлива в каждый цилиндр с учетом динамических свойств каждой форсунки. Характеристики форсунок определяются методом проливки. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43.016.4

Шпаковский В.В. Результаты исследований износа кольцевых перемычек поршней с корундовым поверхностным слоем дизеля тепловоза ЧМЭ-3 / В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.132-136.

В статье рассматриваются вопросы повышения износостойкости верхних кольцевых перемычек поршней дизеля маневрового тепловоза ЧМЭ-3. В результате микрометража поршней и кольцевых канавок дизеля с поршнями с корундовым слоем при проведении ресурсных эксплуатационных испытаний установлено, что образование корундового слоя на перемычках поршней позволило более чем в 3 раза увеличить их износостойкость. Табл. 1. Ил. 4. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.436

Белогуб А.В. Безопасные поршни к автомобильным двигателям ВАЗ-21126 А.В. Белогуб, А.А. Зотов, В.А. Байков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.136-139.

Представлены результаты работ по выводу на рынок поршня 21126-1004015М-У, не приводящего к аварии в случае обрыва ремня газораспределительного механизма. Проведен анализ существующих конструкций поршней 21126-1004015….Рассмотрены вопросы термосостояния таких поршней, результаты стендовых испытаний. Табл. 1. Ил. 5.

УДК 621.

Марченко А.П. Генеральный конструктор / А.П. Марченко, В.В. Епифанов, И.В.Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С.140-132.

Приведены основные этапы жизни и творческой деятельности выпускника Национального технического университета "Харьковский политехнический институт" Н.К. Рязанцева, который прошел путь от инженера до Генерального конструктора танковых двигателей. Ил. 2.

УДК 621.436

Марченко А.П. Проблеми створення вітчизняного дизеля з акумуляторною паливною апаратурою / А.П. Марченко, Д.В. Мешков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.3-5.

У статті розглянути проблеми сполучені з впровадженням і випуском в Україні вітчизняного дизелі з аналогом широко відомої у світі акумуляторної паливної системи. Запропоновано можливі шляхи рішення. Бібліогр. 11 назв.

УДК 621.486

Мешков Д.В. Перспективи використання двигуна Стірлінга в гібридних силових установках автомобіля / Д.В. Мешков, Д.К. Ободець, Є.М. Іжболдін // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.6-8.

Розглядається перспектива встановлення двигуна із зовнішнім згорянням (двигун Стірлінга) на автомобіль, у якості генератора який через акумуляторний буфер приводить в дію електродвигуни. Табл. 1. Іл. 2. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.43.056

Міщенко М.І. Двигун GoEnginezі змінним ходом поршня і регульованим ступенем стиску. Параметри робочого циклу, розрахунок, аналіз / М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.Л. Супрун, О.Г. Підлісний // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.9-13.

Для автомобілів пропонується багато різних нетрадиційних двигунів внутрішнього згоряння. У статті дається короткий опис принципу роботи одного з широко відомих таких двигунів інженера BertdeGooijer, що іменується автором – GoEngine. Приводиться методика розрахунку конструктивних характеристик силового механізму і параметрів робочого циклу двигуна. Запропонована стратегія проектування двигуна GoEngine. Зокрема, запропонований і детально проаналізований метод вибору конструктивних параметрів силового механізму таких, як радіус кривошипа, ступінь стиску, хід впуску та ін. Методом математичного моделювання показано, що реалізація регулювання ходу поршня в такому двигуні не дозволяє істотно підвищити ефективність робочого циклу. Іл. 7. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.43.013.4

Єськов А.В. Оцінка паливних струменів на програмно-технічному комплексі оптичного контролю якості розпилювання / А.В. Єськов, А.В. Маєцький // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.13-17.

Наводиться опис програмного засобу оптичного контролю якості розпилювання палива дизельної форсункою в атмосферних умовах. Пояснені методи порогової обробки, закладені в програму. Розходження методів продемонстровано на ілюстраціях. Пояснено, що розуміється під якістю розпилювання в науковій літературі і державному стандарті. Зазначено, чим викликана оптична неоднорідність паливних струменів і показано, як змінюються площі яскравості зон струменя в часі на прикладі ріпакової олії. Позначені перспективи подальшого розвитку і застосування описаного засобу контролю. Іл. 5. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.436

Вербовський В.С. Оптимізація запальної дози дизельного пального сучасного газодизельного двигунама за енергетичними показниками / В.С. Вербовський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.17-21.

У статті наведені результати оптимізації запальної дози дизельного палива газодизельного електроагрегату й експериментального підтвердження мінімальної межи запальної дози дизельного палива, що не порушує рівномірність розподілу потужності по циліндрах, яка практично не змінила сумарне питоме теплове навантаження газодизельного двигуна, однак вплинуло на характер зміни питомої витрати тепла газового палива. Іл. 3. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43

Кулманаков С.П. Математичне прогнозування вибору параметрів електронного управління подачі газу і процесу згоряння для підвищення енергоефективних показників газопоршневі міні-ТЕЦ / С.П. Кулманаков, М.Е. Брякотін, С.С. Кулманаков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.21-25.

У даній статті розглянута можливість підвищення енергоефективності газопоршневих двигунів на часткових режимах за рахунок відключення частини циліндрів і зміни коефіцієнта надлишку повітря. Описана теоретична можливість досягнення поставленого завдання. Наведено результати розрахунку потужності і витрат палива при відключених циліндрах на режимах часткової потужності. В якості об'єкта дослідження виступає V-подібний двигун газопоршневої 1Г12 виробництва ВАТ ХК «Барнаултрансмаш». Іл. 7. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.436

Тирловий С.І. Урахування хвильових явищ у каналі електрогідравлічної форсунки при моделюванні процесу упорскування в акумуляторній системі живлення / С.І. Тирловий // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.25-29.

Виконано моделювання гідродинамічних процесів в каналі електрогідравлічної форсунки двома методами: як на основі статичного методу, так і у вигляді одномірного подання несталого руху рідини. Для різних частот обертання двигуна виконана кількісна оцінка впливу хвильових процесів у каналі ЕГФ на циклову подачу палива. Порівняння отриманих результатів показало, що коливання тисків у кишені форсунки змінюється, головним чином, залежно від частоти обертання ДВЗ і досягають 36% від тиску в акумуляторі. Відмінності в циклових подачах для мінімальної й максимальної частот обертання ДВЗ становлять 0,7 і 4% при однакових періодах пілотного й основного упорскувань палива. Іл. 3. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.4-2

Свістула А.Є. Дослідження двигуна з додатковим випуском відпрацьованих газів через вікно в циліндрі / А.Є. Свістула, А.О. Балашов, В.С. Ярів // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.29-33.

Виконано експериментальне дослідження двигуна внутрішнього згорання з системою подвійного випуску відпрацьованих газів через клапан і вікно в циліндрі. Запропоновано конструктивне виконання експериментальної системи додаткового випуску відпрацьованих газів через вікно в циліндрі для дизеля 4Ч 10,5/12. Методом статичного продування визначені витратні характеристики елементів системи випуску. Експериментально показано зменшення «насосних втрат», поліпшення пускових якостей, підвищення потужності, зниження витрати палива і температури випускних газів для двигуна з наддувом з дослідною системою випуску. Іл. 8. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.51:66.045.1:697.31

Ганжа А.М. Аналіз ефективності системи утилізації та відпуску теплоти від повітроохолоджувача компресорної установки з урахуванням експлуатаційних характеристик обладнання / А.М. Ганжа, Н.А. Марченко, В.М. Подкопай // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.33-36.

Розроблено математичні моделі, методики й алгоритми, які дозволяють отримати залежність ефективності системи утилізації та відпуску теплоти від повітроохолоджувача компресорної установки. Методи і засоби аналізу ефективності на базі теплового і гідравлічного розрахунків враховують фактичний стан та експлуатаційні характеристики обладнання та окремих елементів системи Іл. 3. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.436

Марченко А.П. Оцінка температурного стану стінки камери згоряння поршня з шаром нагару / А.П. Марченко, В.В. Шпаковський, В.В. Пильов, В.В. Матвєєнко, С.В. Обозний // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.37-41.

В роботі приведено результати вимірювання шару нагару, що утворився за незначний час роботи двигуна. Здійснено моделювання температурного стану поверхонь з нагаром та порівняно його з випадком наявності штучної частково-динамічної теплоізоляції. Іл. 4. Бібліогр. 15 назв.

УДК 621.436:681.51

Прохоренко А.О. Статичні характеристики електронного регулятора для дизеля з акумуляторною паливною системою / А.О. Прохоренко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.41-44.

У статті розглянуті й проаналізовані статичні параметри електронних регуляторів для дизеля, оснащеного акумуляторною паливною системою. Показано, що при різних схемних виконаннях алгоритмів цих регуляторів вони можуть забезпечувати необхідні регуляторні характеристики роботи двигуна. Іл. 2. Бібліогр. 6. назв.

УДК 629

Грабовський О. А. Визначення та порівняльна оцінка динамічних параметрів ДВЗ із КШМ зі здвоєними кінематичними зв'язками та з центральним КШМ / О. А. Грабовський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.44-48.

Представлені результати порівняльної оцінки динамічних параметрів для двигунів внутрішнього згоряння, виконаних за класичною схемою із центральним кривошипно-шатунним механізмом (КШМ) і із КШМ зі здвоєними кінематичними зв'язками, виконаним з використанням двох колінчастих валів. Розрахунки проводилися за певних умов і допущеннях. Теоретичні викладення дані на основі наведеної розрахункової схеми, мають класичний підхід до визначення значень, розрахунки яких велися в програмному середовищі Math Cad за класичними і оригінальними залежностями. Іл. 5. Бібліогр. 2. назв.

УДК 621.433.2

Дзюбенко О.А. Реалізація методу «Pick & Hold» в системі розподіленої подачі газу для двигуна 6ГЧН 13/14 / О.А. Дзюбенко, В.М. Манойло, М.С. Липинський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.48-53.

Наведено етапи синтезу системи розподіленої подачі газу, визначено загальну структуру системи, вирішено задачі підвищення і стабілізації динамічних характеристик електромагнітних дозаторів газу та прив'язки системи до об'єкту керування. Іл. 5. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.436-57

Грицюк О.В. Досвід застосування методу планованого експерименту в дослідженнях перехідних процесів пуску дизельного двигуна / О.В. Грицюк // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С. 53-59.

У статті показана можливість застосування методу планованого експерименту для проведення дослідження маловивчених перехідних процесів пуску дизельного двигуна. Визначено керовані фактори, узагальнені оціночні критерії і раціональні матриці планування експерименту. Отриманий математичний опис дозволив встановити раціональні для прискореного пуску дизеля параметри його пускових систем. Табл. 1. Іл. 9. Бібліогр. 6. назв.

УДК 621.433

Жуков В.А. Модернізація системи охолодження дизеля 8ЧН14/14 для його використання у складі судової енергетичної установки / В.А. Жуков, О.Є. Ратнов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.59-64.

Стаття присвячена аналізу перспектив використання дизелів, що випускає "Тутаївський моторний завод", як судові в зв'язку з необхідністю модернізації водного транспорту. В статті приведені марки розповсюджених судових двигунів, які можуть бути замінені дизелем, що пропонується; показано, що за основними показниками двигун задовольняє вимогам Російського Річкового Регістру. Запропоновані заходи що до модернізації системи охолодження для використання двигуна у складі судової енергетичної установки. Наведені результати розрахунків для підбору основних елементів модернізованої системи охолодження. Іл. 3. Бібліогр. 5. назв.

УДК 532.5: 532.135: 621.822

Леванов І. Г. Експериментальні дослідження трибосполучення «поршневе кільце-циліндр» / І. Г. Леванов, І.В. Мухортов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.64-66.

Робота є продовженням подальших досліджень мікрореологічних параметрів мастил і їх впливу на характеристики вузлів тертя. Представлені деякі передумови до спільних експериментальних досліджень Південно-Уральського державного університету й Ізраїльського Технологічного Інституту в області трибології поршневого кільця. Бібліогр. 10. назв.

УДК 55.42.00: 55.03.33

О.А. Задорожна Оцінка теплового стану складнонавантаженого підшипника з урахуванням реологічних властивостей мастильного матеріалу / О.А. Задорожна, В. М. Караваєв // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.66-73.

Представлена постановка термогідродинамічного завдання змащення неньютонівськими рідинами складнонавантажених трибосполучень. Завдання базується на спільному розв'язанні: узагальненого рівняння Рейнольдса для гідродинамічних тисків з обліком неньютонівських властивостей мастильного матеріалу; рівняння енергії і теплопровідності для мастильного шару, шипу й підшипника; рівнянь руху рухливих елементів трибосполучення. Наведений приклад розрахунків ізотермічного і неізотермічного завдання динаміки шатунного підшипника з урахуванням реологічних властивостей мастильного матеріалу. Іл. 5. Бібліогр. 6. назв.

УДК 621.436

Москаленко І.М. Експериментальні дослідження динаміки поршня ДВЗ / І.М. Москаленко, В.М. Доценко, О.В. Белогуб, В.О. Байков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.73-78.

Подано основні етапи проведення експериментальних досліджень щодо визначення динаміки поршня двигуна ВАЗ 21083. Наведено загальне улаштування моторного стенду. Обґрунтовано вибір місць встановлення чутливих елементів на двигуні, розроблена схема препарування. Розглянуті основні питання, пов'язані з забезпеченням міцності закріплення датчиків і герметизації рубашки охолодження. Подано низку технологічних заходів, здійснених для мінімізації впливу препарування на чистоту поверхні дзеркала циліндру. Розроблена програма і методика експериментальних досліджень та проведено експеримент. В результаті дослідницьких робіт отримано проміжки між поршнем і циліндром двигуна на різних режимах роботи. Іл. 9. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.438

Тарасенко О.І. Параметри змушених крутильних коливань малообертових дизелів, що визначалися за різними розрахунковими схемами / О.І. Тарасенко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.79-82.

Розглядається мало обертовий дизель як крутильна система, що складається з маховиків (циліндрових відсіків, гребного гвинта), що поєднані валами. Вали можуть бути невагомими (тільки жорсткість), або мати розподілені параметри. Розглянуті розрахункові схеми, в котрих маховики (циліндрові відсіки) мають змінний або постійний момент інерції, а також схема, в котрій циліндровий відсік розглядається як два диски. Один диск має постійний момент інерції, а другий змінний. Диски поєднані один з одним підшипником ковзання з пружним обмеженням відносно кута повороту Наведено методики розрахунків параметрів крутильних коливань системи дизель-валопровід-гребний гвинт, для трьох розрахункових схем. Іл. 2. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43.068.7 :662.756.3

Васильєв І.П. Перспективи вдосконалювання селективного каталітичного відновлення оксидів азоту дизелів при використанні альтернативних палив / І.П. Васильєв // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – №2. – С.83-87.

Виконано порівняльний аналіз способів селективного каталітичного відновлення NOx (SCR) у відпрацьованих газах дизелів при використанні в якості відновлювача NH_3, CH_4 та H_2. Перспективним є використання в якості відновлювача палив CH_4 та H_2. Запропоновано методика розрахунків парникового збитку від відпрацьованих газів. Визначено парниковий збиток від відпрацьованих газів, при роботі двигунів на дизельному та біодизельному паливах, CH_4 та H_2. Розглянута побічна реакція утворення N_2O в нейтралізаторах, яка може суттєво підвищувати парниковий збиток. Сучасні нейтралізатори повинні забезпечуватися системами діагностування та каталізаторами нейтралізації залишкових газів-відновлювачів і N_2O. Табл. 3. Іл. 3. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.43.068.4

Кондратенко О. М. Моделювання тепло- і масообмінних процесів у фільтрі твердих частинок дизеля. Частина 2: доповнення баз даних по властивостям матеріалів фільтра та робочого тіла, визначення значень крайових умов / О. М. Кондратенко, О. П. Строков, В. М. Семикін // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.87-92.

У роботі наводиться обґрунтування необхідності доповнення баз даних програмного комплексу Cosmos-FloWorks по властивостям матеріалів, з яких виготовлятимуть фільтр твердих частинок дизеля, із використанням експериментальних даних та літературних джерел. Описано модернізовану систему відбору проб моторного стенду із дизелем 2Ч10,5/12 та наведено методику експериментального визначення крайових умов математичної моделі процесу руху відпрацьованих газів у фільтрі. Іл. 6. Библіогр. 12 назв.

УДК 66.074.33: 621.43.68

Горбов В.М. Оцінка викидів діоксиду вуглецю судновими дизельними установками / В.М. Горбов, В.С. Мітєнкова // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – №2. – С.92-95.

Проведено оцінку чисельного значення індексу енергетичної ефективності (Energy Efficiency Design Index – EEDI) для новозбудованих суден з дизельними енергетичними установками. Виконаний аналіз впливу факторів, які включено до формули для визначення індексу енергоефективності, на рівень викидів оксиду вуглецю з суден. На величину EEDI впливають: мореходні показники, потужність головних та допоміжних двигунів, тип палива, що споживається, наявність інноваційних технологій зменшення механічних та електричних втрат, архітектурні особливості судна. Отримано залежності рівня викидів CO_2 від потужності головних двигунів, дедвейту та швидкості як для транспортних суден в цілому, так і для окремих їх типів. Іл. 3. Бібліогр. 11 назв.

УДК 621.436

Парсаданов І.В. Теоретичне та експериментальне дослідження процесу тепловіддачі в розбавляю чому тунелі / І.В. Парсаданов, А.П. Полив'янчук // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – №2. – С.96-101.

Досліджено процес тепловіддачі в трубопроводі розбавлення відпрацьованих газів дизелів системи контролю масових викидів твердих частинок. Експериментально встановлено критеріальне рівняння тепловіддачі в тунелі та проведено його аналіз. Табл. 3, Іл. 3. Бібліогр. 9. назв.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

Таран С.Б. Модульне конструкторсько-технологічне проектування чавунних поршнів високофорсованих дизельних ДВС / С.Б. Таран, А.П. Марченко, Б.П. Таран, О.В. Акімов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2 . – С.102-105.

Дана публікація присвячена проблемі створення нерозривного зв'язку між конструкторським і технологічним напрямками проектування, є складовими секторами єдиної модульної системи конструкторсько-технологічної підготовки виробництва чавунних поршнів ДВЗ. Іл. 3. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43.001.4

Гордієнко Є.К.Удосконалення схеми закріплення поршня для його механічної обробки на чистовій токарній операції / Є.К. Гордієнко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.106-108.

В роботі проведено аналіз існуючої схеми закріплення компресорного поршня 130-3509160-02 на токарній операції, виявлено її недоліки, запропоновано варі-

ант, позбавлений недоліків попередньої схеми. Іл. 3. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.71
Липка В.М. Технологічне забезпечення надійності різьбових з′єднань при складанні автомобільних двигунів / В.М. Липка, Ю.Л. Рапацький // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.109-113.

Досліджується вплив конструктивних та технологічних чинників на надійність різьбових з′єднань в автомобільних двигунах. Розглядаються характеристики різьбових з′єднань з жорсткими та нежорсткими деталями. Представлені результати експериментальних досліджень надійності різьбових з′єднань при виготовленні двигунів для легкових автомобілів «Сенс» та «Ланос». Аналізуються недоліки існуючого технологічного обладнання для автоматизованого складання різьбових з′єднань. Показані переваги та недоліки різних засобів контролю параметрів затягування різьових з′єднань. Розглядаються особливості процесу автоматизованого складання різьбових з′єднань, які можуть викликати відмови автомобільних двигунів при експлуатації. Запропоновано підхід до створення модернізованого технологічного обладнання для складання різьбових з′єднань. Іл. 4. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.002:681.324
В.В. Голікова Моделювання вимірювальних послідовностей діагностичних параметрів ДВЗ / В.В. Голікова, О.Л. Первухіна, К.П. Сопін // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.114-117.

Моделювання вимірювальних послідовностей діагностичних параметрів ДВЗ, яке передбачає зміну режимів їх роботи в ході виробничих (приймальноздавальних і контрольних) випробувань, виконується на основі спектрального аналізу. Алгоритми і процедури багатовимірного статистичного аналізу використовуються для встановлення залежностей між діагностичними параметрами випробовуваних двигунів, що дозволяє знизити кількість параметрів, що вимірюються в ході випробувань, і, тим самим, скоротити вартість і терміни випробувань ДВЗ, перш за все, в умовах серійного виробництва. Табл. 2. Іл. 4. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.435
Гончаренко А.В. Математичне моделювання випадкового процесу експлуатації головного суднового двигуна / А.В. Гончаренко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.117-125.

Здійснено спробу математичного моделювання випадкового процесу експлуатації головного суднового двигуна. експлуатація головного суднового двигуна розглядається як випадковий процес із дискретними станами та безперервним часом. Математичне моделювання здійснено для головного суднового двигуна 8ДКРН60/195-10 (8L60MC) (ДБ-32). Враховано параметри потоків відмов та відновлень за циліндрами. Отримано ймовірності відмов циліндрів двигуна, математичні сподівання потужності двигуна та швидкості ходу судна при прийнятих припущеннях. перевірено виконання умов нерівності Йенсена. Запропоновано, для оцінки ступеню невизначеності суб’єктивних переваг експлуатаційників, гібридну модель відносної псевдоентропійної функції суб’єктивних переваг, котра має ряд переваг порівняно до традиційної ентропії Больцманівського або Шеннонівського типу. Побудовано відповідні графіки. Іл. 8. Бібліогр. 16 назв.

УДК 629.424.3
О.Б. Богаєвський показники оцінки ефективності енергозбереження тепловозного дизель-генератора / Богаєвський О.Б., Борисенко А.Н. // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.125-128.

Приведені показники оцінки підвищення ефективності енергозбереження тепловозного дизель-генератора. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.431
Пойда А.М. Визначення витрат бензину на перехідних режимах роботи / А.М. Пойда, Д.Г. Сівих, Р.М. Карсекін // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.128-132.

Розглянута методика визначення миттєвої витрати палива на несталих режимах роботи автомобільного двигуна з мікропроцесорним керуванням упорскуванням бензину електромагнітними форсунками. Методика ґрунтується на вимірюванні послідовності керуючих сигналів на форсунках протягом несталого режиму роботи двигуна з наступним обчисленням циклової подачі палива у кожний циліндр з урахуванням динамічних властивостей кожної форсунки. Характеристики форсунок визначаються методом проливання. Табл. 1. Іл. 2. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43.016.4
Шпаковський В.В. Результати досліджень зношування кільцевих перемичок поршнів з корундовим поверхневим шаром дизеля тепловоза ЧМЭ-3 / В.В. Шпаковський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.132-136.

У статті розглядаються питання підвищення зносостійкості верхніх кільцевих перемичок поршнів дизеля маневрового тепловоза ЧМЕ-3. У результаті мікрометражу поршнів і кільцевих канавок дизеля з поршнями з корундовим шаром при проведенні ресурсних експлуатаційних випробувань установлено, що утворення корундового шару на перемичках поршнів дозволило більш ніж в 3 рази збільшити їхню зносостійкість. Табл. 1. Іл. 4. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.436
Белогуб А.В. Безпечні поршні до автомобільних двигунів ВАЗ-21126 / А.В. Белогуб, А.А. Зотов, В.А. Байков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.136-139.

Подано результати робіт по залученню до ринку поршня 21126-1004015М-У, що не приводить до аварій під час розриву паска приводу газорозподільного механізму. Проведено аналіз існуючих конструкцій поршнів 21126-1004015…. Розглянуто питання щодо термостану таких поршнів. Наведено результати випробувань. Табл. 1. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.
Марченко А.П. Генеральний конструктор / А.П. Марченко, В.В. Єпіфанов, І.В. Парсаданов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 2. – С.136-139.
Наведено основні етапи життя та творчої діяльності випускника Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" М.К. Рязанцева, який пройшов шлях від інженера до Генерального конструктора танкових двигунів. Іл. 2.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку Формат 60х84 1/8. Папір офсетний.
Гарнітура Times.Різо-друк. Ум. друк. арк. Обл.-вид. арк.10.арк.
Наклад. 300 прим. Зам. № 18/08 Ціна договірна

Віддруковано