

Двигатели Внутреннего Сгорания

1'2010

*Всеукраинский
научно-технический журнал*



ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2010

Издание основано Национальным техническим университетом

"Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н.*

С.А. Алехин, *к.т.н.*

У.А. Абдулгасис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *к. т. н., доц.*

Д.О. Волонцевич, *д. т. н., доц.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

С.А. Ерощенко, *д. т. н., проф.*

А.И. Крайнюк, *д. т. н., проф.*

А.С. Куценко, *д. т. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.Н. Пойда, *д. т. н., проф.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

Б.Г. Тимошевський, *д. т. н., проф.*

И.И. Тимченко, *к. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

А.П. Марченко, И.В. Парсаданов

К 125 летию ХПИ и 80 летию кафедры ДВС: исторические
события и личности. 3

Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, А.Н. Кабанов, М.С. Липинский

Пути повышения технико-экономических показателей газо-
вых двигателей с искровым зажиганием 7

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

А.А. Прохоренко, А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков

Основы подхода к разработке конструкции и принципа
управления ТНВД аккумуляторной топливной системы дизе-
ля. 12

А.Е. Свистула, Г.Д. Матиевский

Эффективность двойной подачи топлива в дизеле. 17

С.И. Тырловой

К определению цикловой подачи топлива ТНВД при неуста-
новившихся режимах высокооборотного автомобильного ди-
зеля. 21

А.П. Марченко, А.А. Осетров, И. Дубей, Маамри Р.

Анализ и математическое моделирование и процесса сгорания
водорода в четырехтактном одноцилиндровом двигателе с
искровым воспламенением. 24

В.А. Корогодський

Дослідження процесів динаміки руху фронту бензинового
струменя. 28

А.В. Шашев

Особенности топливоподачи и сгорания топлив на основе рап-
сового масла. 32

М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко,

О.В. Савенко

Моделирования та дослідження робочого циклу бензинового
двигуна. Частина 1. Математична модель. 35

Е.В. Белоусов, М.С. Агеев, В.И. Свиридов

Влияние на рабочий процесс среднеоборотного судового дизе-
ля путем впрыскивания воды в рабочий цилиндр. 40

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

В.А. Елистратов, С.А. Король

Комбинированная топливная система транспортного дизеля. . 44

В.Т. Турчин, В.О. Пильов, О.В. Білогуб, І.М. Карягін,

В.Т. Коваленко, С.В. Обозний, В.В. Матвєєнко

Оцінка впливу комплексу конструктивних та регулювальних
параметрів дизеля ЧН12/14 на теплонапруженість і ресурсну
міцність поршня. 48

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

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

dvs@kpi.kharkov.ua

<i>А.Г. Кесарийский, Ю.А. Постол, В.В. Сатокин</i>	
Исследование деформирования резьбового соединения головки и блока цилиндров поршневого двигателя.	51
<i>Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко, Д.С. Минчев, В.Н. Антоненко</i>	
Выбор геометрических параметров для диагональных пучков труб кожухотрубчатых охладителей масла ДВС. . .	53
<i>В.Н. Конкин, С.М.Школьный</i>	
Влияние нелинейных характеристик опор на динамику корпуса дизеля 1Д80Б 02 004 1.Создание конечно-элементной модели корпуса.	58
<i>И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик, М.В. Кривко, И.В. Рыкова</i>	
Энергетические потери на привод топливного насоса высокого давления автотракторного дизеля.	62
<i>А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, И.И. Сукачев, А.А. Прохоренко, И.Н. Карягин, В.В. Пылев</i>	
Оценка влияния режимных факторов на параметры температурного высокочастотного колебания в поверхностном корундовом слое поршня.	65
<i>С.Б.Таран, О.В. Акимов, А.П. Марченко</i>	
Оценка термической выносливости материалов поршней ДВС.	70
<i>А.П. Марченко, В.А. Петросянц, Д.Е. Самойленко, А.А. Прохоренко, Е.И. Зинченко, А.Г. Косулин, Д.В. Мешков</i>	
Регулирование турбины ТКР с БНА: эффективность, надежность, низкая себестоимость.	72
<i>В.В. Матвеев, В.О. Пильов, М.В. Прокопенко, І.Г. Пожидаєв</i>	
Попередня оцінка температурного стану поршня з урахуванням нерівномірного тепловідведення в зоні верхнього кільця.	78
<i>А.И. Тарасенко</i>	
Крутильные колебания в малооборотном дизеле при стационарных и переходных процессах.	81
<u>ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС</u>	
<i>С.П. Кулманаков</i>	
Биотоплива для дизелей: направления и основные результаты исследований.	85
<i>А.П. Поливянчук</i>	
Анализ влияния условий стабилизации рабочих фильтров на массу навески дизельных твердых частиц.	88
<i>И.П. Васильев</i>	
Методы нейтрализации вредных выбросов и парниковых газов при работе двигателей на альтернативных топливах.	91
<u>ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС</u>	
<i>В.В. Драгобецкий, В.М. Шмандий, Е.В. Харламова</i>	
Экологическая безопасность и устойчивость процесса импульсного формоизменения листовых деталей ДВС замкнутой формы.	96
<i>Л.С. Золотарь, О.В. Акимов, Б.П. Таран</i>	
Методология создания литой биметаллической композиции для изготовления поршней перспективных ДВС. . .	99
<u>ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС</u>	
<i>В.А. Жуков, Е. Н. Николенко</i>	
Повышение тепло-гидравлической эффективности теплообменных аппаратов двигателей внутреннего сгорания	102
<i>Н.Я. Яхьяев, М.Д. Ханустанов</i>	
Моделирование износа и определение срока службы втулок цилиндров судовых дизелей.	106
<i>О.Ю. Жулай, Д.М. Барановский</i>	
Особливості застосування системи моніторингу автотракторних дизелів.	109
<u>ГИПОТЕЗЫ, ПРЕДЛОЖЕНИЯ</u>	
<i>В.Г. Дьяченко, А.И. Воронков, О.Ю. Линьков, И.Н. Никитченко</i>	
Двигатель внешнего сгорания – проблемы, перспективы	113
РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ.	120

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2010. – №1. – 133 с.

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

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

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

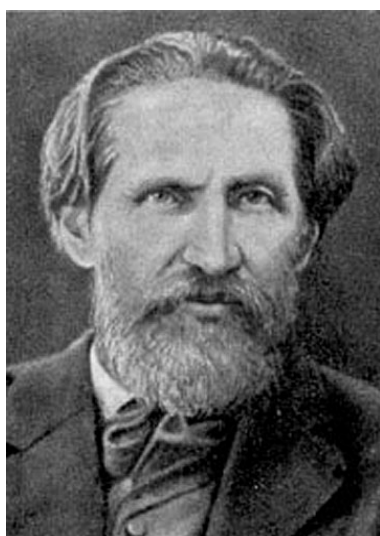
А.П. Марченко, д-р техн. наук, И.В. Парсаданов, д-р техн. наук

К 125 ЛЕТИЮ ХПИ И 80 ЛЕТИЮ КАФЕДРЫ ДВС: ИСТОРИЧЕСКИЕ СОБЫТИЯ И ЛИЧНОСТИ

«В научной сфере, подобно другим областям духовной деятельности человека, существует преемственная передача даров от учителя к ученику, нечто вроде посвящения на умственную деятельность...»

В. Л. Кирпичев

14(27) сентября 1885 года был торжественно открыт Харьковский технологический институт (ХТИ), в последующем переименованный в политехнический институт (ХПИ), а сегодня Национальный технический университет «ХПИ».



Организатором и первым директором института стал известный ученый в области механики и сопротивления материалов, идеолог и организатор высшей технической школы профессор Виктор Львович Кирпичев.

Благодаря активному содействию всемирно известных ученых Н. Е. Жуковского и Д. И. Менделеева, а также высоко профессиональной научно-преподавательской деятельности основателя теории устойчивости академика А.М. Ляпунова, основателя физической химии академика Н. Н. Бекетова, крупнейшего математика академика В. А. Стеклова, основателя науки о резании металлов профессора К. А. Зворыкина, родоначальника отечественного паровозостроения П. М. Мухачева, основателя электротехнической науки в Украине профессора П. П. Копняева за короткий период времени ХПИ становится крупнейшим высшим учебным заведением и всемирно известным научным центром страны.

В стенах ХПИ началась деятельность выдающегося ученого-гидродинамика академика Г. Ф. Проскуры, ученика Д. И. Менделеева профессора В. А. Гемилиана, известного специалиста в области химических наук профессора А.П. Лидова, известного электро-техника Н. П. Клобукова, основателя



двигателестроения в Украине профессора В. Т. Цветкова.

Интенсивное развитие научно-методологической деятельности в послереволюционный период позволило в 1930 году выделить из ХПИ и создать пять самостоятельных вузов: механико-машиностроительный, электротехнический, химико-технологический, инженерно-строительный и авиационный.

Этот этап развития наиболее знаменателен для ХПИ существенным вкладом в теорию отечественной ядерной физики, в становление и создание отечественного машиностроения.

Ученые Украинского физико-технического института (УФТИ) А. Ф. Иоффе, И. В. Обреимов, академик К. Д. Синельников, А. К. Вальтер, А. И. Лейпунский, Д. Д. Иваненко, Л. В. Шубников, другие активно ведут научно-преподавательскую работу в харьковском политехническом и успешно проводят цикл исследований по расщеплению атомного ядра.

С 1932 по 1937 гг. кафедрой теоретической физики ХТИ заведовал академик, лауреат Нобелев-



ской премии Л. Д. Ландау, который по праву считается легендарной фигурой в истории отечественной и мировой науки. Квантовая механика, физика твердого тела, магнетизм, физика низких температур,

физика космических лучей, гидродинамика, квантовая теория поля, физика атомного ядра и физика элементарных частиц, физика плазмы – вот далеко не полный перечень областей, в разное время привлекавших внимание Л.Д. Ландау.

Созданный в ХПИ физико-механический факультет, дал стране выдающихся, с мировым именем, ученых. Среди них академики Е. М. Лифшиц и И. М. Лифшиц – ученики и соавторы Ландау; ректор Харьковского госуниверситета В. И. Хоткевич; замдиректора ФТИ низких температур академик И. М. Дмитренко и многие другие.

Широко известными стали основанные в этот период научные школы профессоров Е. Е. Фарафонов в области литейного производства, В. М. Маковского – турбиностроения, П. П. Будникова – химии силикатов, В. А. Можарова – металлостроения и металлургии, В. М. Хрущева – электротехники, М. А. Валяшко – химии лекарственных соединений, И. Е. Ададунова – технологии азотной кислоты. Профессор Б. А. Носков в годы Великой Отечественной войны за создание новой марки стали получил Государственную премию.

Неразрывно связано со становлением ХПИ развитие двигателестроения в Украине. 100 лет назад в 1910 году на кафедре тепловых двигателей механического факультета граф Доррер приступил к чтению учебных дисциплин по теории, проектированию и эксплуатации двигателей внутреннего горения. Специальность „Двигатели внутреннего горения” в ХПИ была организована в 1918 году. Первый выпуск двигателистов состоялся в 1922 году.

У источников этой специальности стоял выдающийся ученый-теплотехник и инженер-практик, талантливый педагог и организатор Василий Трофимович Цветков (1887 - 1954 г.г.). В.Т. Цветков с отличием закончил ХТИ в 1911 г. и в

последующем плодотворно работал на Харьковском паровозостроительном заводе. Он принимает непосредственное участие и является непосредственным руководителем проектирования и запуска в серийное производство трактора «Коммунар», первых советских танков. Одновременно с плодотворной деятельностью в промышленности В. Т. Цветков принимает активное участие в подготовке специалистов по ДВС в стенах ХПИ. С 1921 года – заведующий кафедрой тепловых двигателей.



В 1929 году по инициативе проф. В.Т. Цветкова, имеющего к этому моменту громадный опыт по созданию исследовательской базы дизелей на Харьковском паровозостроительном заводе, было положено начало создания лаборатории ДВС в ХПИ. В июле 1930 г, 80 лет тому назад, создана кафедра „Двигатели внутреннего сгорания”, и ее первым заведующим был назначен профессор Цветков Василий Трофимович.

Бывшие студенты ХПИ Ж. Я. Котин, И. Я. Трашутин и Я. Ю. Вихман стали Героями Социалистического Труда, главными конструкторами военной танковой техники. Конструкторам – выпускникам и сотрудникам ХПИ — принадлежит заслуга создания лучшего в Великой Отечественной войне танка Т-34, а также всех последующих: от Т-54 и Т-55 до сегодняшних «Булата» и «Оплота».

Наибольшего расцвета ХПИ достиг в послевоенный период. С харьковским политехническим институтом связано зарождение украинской технической науки в областях механики, теории прочности, прикладной химии, авиации, ядерной физики и криотехники, электро- и теплоэнергетики, двигателестроения, тракторостроения, тепловозостроения, систем управления ракетно-космической техники, тяжелого электромашиностроения, химического машиностроения, промышленной электроники, решения важных проблем обороноспособности страны и многого другого.

Подготовку специалистов для новых направлений науки и техники возглавляли талантливые ученые и педагоги: в области машиностроения рек-

тор ХПИ профессор М. Ф. Семко, академики В. И. Атрощенко, А. П. Филиппов, профессора П. П. Карпухин, И. М. Бабаков, Л. С. Палатник, С. М. Куценко, Б. Н. Тютюнников, И. С. Рогачев, Е. О. Носков, Я. И. Шнеэ.

Л.С. Палатника можно по праву назвать одним из основоположников современных нанотехнологий. Его деятельность сконцентрировалась на острие важнейших проблем современной физики: научные основы получения пленочных и композиционных материалов для микроэлектроники, рентгеновской оптики, приборо- и машиностроения; гелиоэнергетика; поиск путей повышения радиационной стойкости и рабочего ресурса конструкционных материалов; магнитно-импульсная обработка металлов; криофизика.

Выпускники ХПИ активно участвуют в развитии науки и техники страны. Среди многочисленных выпускников, ставшими выдающимися учеными, конструкторами, инженерами, организаторами производств выделим инженера, авиатора, одного из первых отечественных лётчиков Мациевича Л.М., выдающихся авиаконструкторов М. И. Гуревича и Г.Е. Лозино-Лозинского, главного конструктора подводных лодок Н.И. Квашу, создателя авиационных турбовинтовых двигателей большого ресурса, основателя Запорожского машиностроительного конструкторского бюро «Прогресс» А.Г. Ивченко, генерального конструктора по двигателестроению Украины и по созданию двигателей для бронетанковой техники Н.К. Рязанцева.



Огромный вклад в развитие теории рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания и практики двигателестроения внес профессор, заведующий кафедрой ДВС Н. М. Глаголев.

В 1970-1990 годах кафедра ДВС активно сотрудничает с заводом им. Малышева по созданию тепловозных дизелей превосходящих по всем показателям лучшие мировые аналоги, проводит комплекс исследований по созданию турбопоршневых двигателей с глубокой утилизацией теплоты и оптимизации процесса сгорания в дизелях.

По результатам выполненных работ было защищено 6 докторских, более 120 кандидатских диссертаций, издано 5 монографий. В учебный процесс вводятся новые фундаментальные дисциплины: механика жидкости и газа, теплопередача в ДВС, теория горения, термодинамика, надежность ДВС, основы научных исследований, электроника в ДВС, системы наддува комбинированных ДВС. Преподавателями кафедры подготовлено свыше 70 новых лабораторных работ. Гордостью кафедры становится ее филиал в ХКБД, которым руководит возглавляет генеральный конструктор современных танковых дизелей проф. Рязанцев М.К. В период с 1970 по 2001 годы возглавляет кафедру ДВС профессор А.Ф. Шеховцов. Известный ученый и

специалист в области двигателей внутреннего сгорания, талантливый педагог. А.Ф. Шеховцов основоположник новых научных направлений в деятельности кафедры ДВС, таких как исследования длительной прочности деталей камеры и сгорания и оптимизация теплообмена. Он активно содействовал расширению творческих связей кафедры с отечественными и зарубежными вузами и научными организациями.



С 2001 года возглавляет кафедру ДВС НТУ «ХПИ» профессор Марченко А.П.



Трудно назвать отрасль отечественной промышленности и экономики, в развитие которой не вносили бы весомого вклада ученые НТУ «ХПИ». Убедительное свидетельство успешной реализации поставленных целей является госу-

дарственная оценка достигнутых результатов. Научные исследования и разработки ученых НТУ «ХПИ» за последние 10 лет отмечены 12 Государственными премиями Украины в области науки и техники. Среди них Государственная премия 2008 года за комплекс учебников «Двигатели внутреннего сгорания», лауреатами которой стали профессора кафедры ДВС А.П. Марченко, А.Ф. Шеховцов, И.В. Парсаданов, В.А. Пылев.

Сегодня кафедра остается ведущей по двигателестроению среди украинских высших учебных заведений. В ее составе работает 4 штатных докторов технических наук, профессоров, 14 кандидатов технических наук, 8 доцентов. В последнее десятилетие кафедра ДВС НТУ «ХПИ» сохранила традиционный высокий уровень учебно-методической и научной работы. За это время кафедра выпустила более 30 магистров, 250 специалистов и бакалавров. Учеными кафедры подготовлено 9 учебников и учебных пособий, 5 монографий, выпущено более 20 методических указаний.

На кафедре проводятся исследования в направлении ресурсосбережения и экологизации ДВС. Реализация этих направлений связана с фундаментальными и прикладными исследованиями по обеспечению эффективности процессов смесеобразования и сгорания, физической и параметрической надежности перспективных отечественных двигателей, в частности исследованиями по применению новых технологий обработки поверхности поршней, в том числе при конвертации их на альтернативные топлива и.

С 2001 на базе кафедры возобновил работу специализированный ученый совет по защитах докторских диссертаций (председатель совета проф. А.П. Марченко). В состав совета входят известные ученые, генеральные конструкторы, профессора, что обеспечивает высокий уровень требований при рассмотрении и защите диссертаций, дает квалифицированную оценку качеству работы, актуальности и новизны, ее значения для теории и практики. За время работы специализированного совета рассмотрено 28 диссертационных работ из них 6 докторских.

Ежегодно кафедра выпускает два номера Всеукраинского научно-технического журнала «Двигатели внутреннего сгорания», единственного специализированного журнала по двигателестроению в Украине.

Ученые кафедры принимают активное участие в международных конференциях. С 1996 года совместно с НТУ «ХАИ» и ГП «Ивченко-Прогресс» и ОАО «Автрамат» кафедра организует

ежегодные международные конгрессы двигателестроителей. Результаты научной деятельности кафедры регулярно освещаются на всеукраинских и международных выставках.

Кафедра ДВС в сфере научной деятельности активно сотрудничает с зарубежными вузами. Наиболее тесными являются связи с МГТУ им. Н.Э. Баумана (Россия), Клайпедским техническим университетом (Литва), Пражским техническим университетом (Чехия), Кельцким политехническим университетом (Польша).

Научные работы профессоров А.П. Марченко, А.Ф. Шеховцова, В.Г. Дьяченко, И.В. Парсаданова, В.А. Пылева. нашли широкое признание своими достижениями в областях термодинамической оптимизации ДВЗ, кинетики сгорания и токсичности, вторичного теплоиспользования, длительной прочности деталей, многотопливности ДВС, компьютеризации систем управления ДВС.

История Харьковского политехнического с момента его основания стала частью научно-технической, интеллектуальной, культурной истории Украины.

Воспитанники университета, а их уже около 2000 тысяч, определяли и определяют техническую политику в Украине.

Сегодня НТУ «ХПИ» является центром культуры, знаний и исследований, один из ведущих научно-образовательных комплексов системы высшего образования Украины. Единство образовательной и научной деятельности обеспечили НТУ «ХПИ» существенные достижения в подготовке инженерных кадров на протяжении всей 125-летней истории, высокий рейтинг и ведущие позиции среди учебных заведений Украины и широкую популярность в мире. НТУ "ХПИ" сегодня – это 23 факультета, 91 кафедра, Институт танковых войск им. Верховного Совета Украины, станкоинструментальный техникум, научно-техническая библиотека с фондом около 2 млн томов, межотраслевой институт повышения квалификации кадров, центр дистанционного образования, центр информационных технологий, центр стратегического планирования, научно-исследовательская часть, три научно-исследовательских института.

Активное влияние на развитие науки и техники, новые достижения в научно-преподавательской работе, выдающие успехи выпускников содействовало получению НТУ «ХПИ» статуса исследовательского университета, что предоставляет широкие возможности в совершенствовании образования, углублении исследований, в решении новых научно-технических проблем и задач.

УДК 621.436.038

**Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, В.М. Манойло, канд. техн. наук,
А.Н. Кабанов, канд. техн. наук, М.С. Липинский, асп.**

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Введение

Рост мировых цен на топлива нефтяного происхождения (бензин, дизельное топливо) для авто-тракторных двигателей, а также ужесточение требований к уровню токсичности отработавших газов (ОГ) ставят перед двигателестроителями задачи снижения затрат на топливо и уменьшения содержания токсичных компонентов в ОГ.

Одним из эффективных способов решения этих задач является конвертация (переоборудование) дизелей в газовые ДВС.

Специалистами отечественного и мирового двигателестроения ведутся работы по конвертированию дизельных двигателей в ДВС с искровым зажиганием, использующие в качестве топлива сжатый природный газ (СПГ).

Многочисленные экспериментальные исследования газового двигателя показали преимущества этого типа ДВС перед дизельными, в частности – по токсичности ОГ [1]. Однако наряду с этим отмечается некоторое снижение эффективной мощности (в пределах 10 – 20%) и значительный рост тепловых нагрузок на детали камеры сгорания [2, 3].

Работа на бедных смесях [4], применяемая в газовых двигателях, кроме существенного улучшения показателей токсичности позволяет частично снизить теплонапряженность деталей камеры сгорания и приводит к снижению мощности.

Для компенсации совокупной потери мощности в газовом ДВС необходимо оснастить его системой газотурбинного наддува (ГТН), особенно при работе на бедных смесях и переводе на СПГ.

Анализ публикаций

В настоящее время в публикациях приводится множество информации, касающейся конвертации дизельных ДВС в газовые двигатели с искровым зажиганием.

Так, в России проведены работы [1, 5, 6] по созданию газовых ДВС на базе двигателей КамАЗ, ЯМЗ и др.

В работе [1] рассмотрены возможности создания газового двигателя, у которого рабочий процесс протекает при коэффициенте избытка воздуха

(α), равном 1–1,6. Отмечены основные достоинства и недостатки того или иного рабочего процесса ДВС. Уделено внимание теплонапряженности деталей двигателя при работе с $\alpha > 1$. Рассмотрены и предложены рациональные схемы ГТН. Приведены некоторые результаты испытаний газового двигателя КамАЗ, однако данные сведения не могут быть в полной мере применимы к двигателю 6ГЧ 13/14 вследствие конструктивных его особенностей.

В материалах статьи [5] приведены основные причины снижения технико-экономических показателей ДВС при конвертации дизеля для работы на СПГ. Затронуты вопросы надежности газовых двигателей, конвертируемых из дизелей. Уделено внимание влиянию величины α на технико-экономические и экологические показатели двигателя. В данной статье обоснована необходимость применения концепции бедного горения для газовых ДВС.

Работа [6] содержит информацию о практической реализации идеи газового ДВС на базе дизельного двигателя КамАЗ. Здесь приведены основные технические характеристики полученного газового двигателя. В этой статье описаны подходы к конструированию газовых ДВС с ГТН.

В работе [7] приведено описание газового двигателя, спроектированного на базе дизеля ЯМЗ-236, с системой ГТН и распределенной подачей газа.

Достаточно большое внимание развитию газовых ДВС уделяется и в Украине. Так, специалистами Института проблем машиностроения НАН Украины им. А.Н. Подгорного [8] проведена конвертация дизельного двигателя Д-21А в газовый двигатель с искровым зажиганием. В данной статье представлены результаты испытаний для безнаддувного варианта этого двигателя.

Подобные работы по конвертации дизельных ДВС (в частности Д-240) в газовые двигатели с искровым зажиганием проводятся также в Луцком национальном техническом университете. В статье [9] приведены некоторые результаты испытаний безнаддувного варианта двигателя.

В Харьковском национальном автомобильно-дорожном университете проводятся исследования по конвертированию двигателя ЯМЗ-236 в газовый двигатель с искровым зажиганием. В лаборатории газовых двигателей создан стенд для испытаний двигателя 6ГЧ 13/14 при работе на сжатом природном газе [10]. Получены результаты исследования рабочего процесса и теплонапряженности деталей камеры сгорания.

В работах [2, 4] содержится информация о теплонапряженности головки цилиндров дизельных и газовых двигателей ЯМЗ и способов ее снижения. Пробные стендовые испытания [2] безнаддувного варианта газового ДВС 6ГЧ 13/14 на режимах максимального крутящего момента показали, что средняя температура головки цилиндров, в районе свечного узла, составляет 430 – 440°C, что превышает допустимые температуры. Длительные моторные испытания, приведенные в работе [4] на дизелях семейства СМД, показали, что рациональная температура в межперемычном пространстве клапанов должна изменяться в диапазоне 330 – 365°C. При таких температурах у дизельных ДВС семейства СМД, работающих в тяжелых эксплуатационных условиях, на протяжении двух лет не наблюдалось ни одного случая появления трещин в межперемычном пространстве клапанов головки цилиндров.

Исходя из анализа литературных источников, становится очевидным, что при конвертации дизелей в газовые двигатели с искровым зажиганием наблюдается падение эффективной мощности и увеличение тепловых нагрузок на детали камеры сгорания.

Так по предварительным расчетам эффективная мощность газового двигателя 6ГЧ 13/14 при $\alpha = 1,3$ составляет 99,07 кВт, что на 23,84 % меньше в сравнении с дизельным вариантом. Дальнейшее увеличение α до 1,6 приводит к снижению мощности до 80,5 кВт на номинальном режиме работы, что на 38,07 % меньше по сравнению с базовым вариантом. Поэтому наиболее эффективным способом повышения мощности и снижения тепловых нагрузок на детали камеры сгорания (при осуществлении концепции двигателя, работающего на бедных смесях) является применение ГТН.

Таким образом, основной целью данной работы является обоснование наиболее технологичной схемы ГТН для двигателя 6ГЧ 13/14 и рациональ-

ный выбор турбокомпрессора для такого типа и размерности ДВС.

Обоснование выбора схемы ГТН для двигателя 6ГЧ 13/14

В работах [1, 11] предлагаются выборочные варианты схем ГТН газовых двигателей с искровым зажиганием. Авторами предлагаются свои варианты систем ГТН газовых ДВС. Наиболее эффективные схемы систем ГТН ДВС представлены в работе [1] и предлагаемые авторами, приведены на рис. 1.

На рис. 1а приведена схема газового двигателя с наддувом от 2-х турбокомпрессоров и разделенной системой подачи воздуха по цилиндрам. Данная схема содержит в себе: 1 – цилиндры газового двигателя; 2, 3 – выпускные и впускные коллекторы; 4 – дроссельные узлы левого и правого рядов цилиндров; 5, 6 – турбокомпрессоры левого и правого рядов цилиндров; 7 – воздушный фильтр. Применение данной схемы наддува предназначено для получения соотношения $P_s/P_T \geq 1$. Такое соотношение P_s/P_T способствует благоприятному протеканию процесса газообмена и повышению мощностных показателей газового двигателя, где P_s – давление воздуха во впускном коллекторе, а P_T – давление ОГ в выпускном коллекторе перед турбиной.

Главным недостатком данной схемы ГТН, приведенной на рис. 1а, является её громоздкость. Применение двух отдельных турбокомпрессоров и дроссельных узлов приведет к увеличению стоимости газового двигателя с данной системой наддува.

Появится определенный ряд сложностей, связанных с адаптацией этих агрегатов наддува на двигателе. Однако данная схема наддува является наиболее предпочтительной с точки зрения обеспечения условия $P_s/P_T \geq 1$. Применение турбокомпрессоров типоразмера ТКР-5,5-С1, выпускаемых Харьковским агрегатным заводом, способствует развитию не только отечественного двигателестроения, но и удовлетворению требуемого условия $P_s/P_T \geq 1$.

На рис. 1б приведена схема газового двигателя с наддувом от 2-х турбокомпрессоров с совмещенной системой подачи воздуха. Данная схема предложена для опытного образца газового двигателя КамАЗ. Схема содержит в себе: 1 – 3 тоже, что и для схемы а); 4 – общий дроссельный узел для двух рядов цилиндров; 5, 6 – турбокомпрессоры левого и правого рядов цилиндров; 7 – воздуш-

ный фильтр. В качестве агрегатов наддува используются турбокомпрессоры К-27 производства Чехии. Применение данной схемы наддува позволило получить соотношение $P_s/P_T > 1$, что в свою очередь оказало благоприятное влияние на протекание процесса газообмена [1] и, таким образом, способствовало улучшению технико-экономических показателей двигателя. Использование этой схемы наддува дает запас крутящего момента в 20 % по внешней скоростной характеристике. Такая схема ГТН может быть применена и для двигателя 6ГЧ 13/14, в качестве агрегатов наддува могут устанавливаться турбокомпрессоры типоразмера ТКР-5,5-С1 производства Харьковского агрегатного завода.

На рис. 1в приведена схема газового двигателя с наддувом от одного турбокомпрессора. Данная схема состоит: 1 – 3 тоже, что и для схемы а); 4 – общий дроссельный узел для двух рядов цилиндров; 5 – общий турбокомпрессор для двух рядов цилиндров; 6 – воздушный фильтр. В опытных образцах газового двигателя КамАЗ применялась та-

кая схема ГТН, с ТКР-9 (Россия) и с ТКР Н1В ХОЛСТЕН (Англия). По оценкам специалистов [1] она не смогла обеспечить отношение $P_s/P_T \geq 1$, ввиду несовершенства системы подвода отработавших газов к турбине. Однако для двигателя 6ГЧ 13/14 данная схема является более предпочтительной, так как можно использовать штатную систему ГТН, в которой в качестве агрегата наддува применен серийно выпускаемый турбокомпрессор ТКР-9-12-07 для данной размерности двигателя. А для обеспечения условия $P_s/P_T > 1$ необходимо использовать опыт доводки дизельного двигателя ВАЗ-341 с турбонаддувом [12]. При адаптации ТКР к двигателю специалистами ВАЗа в процессе экспериментальных исследований были испытаны различные типоразмеры проходных сечений улиток сопловых аппаратов турбины и диффузоров компрессора. Путем поэтапного рационального подбора узлов системы наддува была осуществлена адаптация ТКР к дизелю ВАЗ-341.

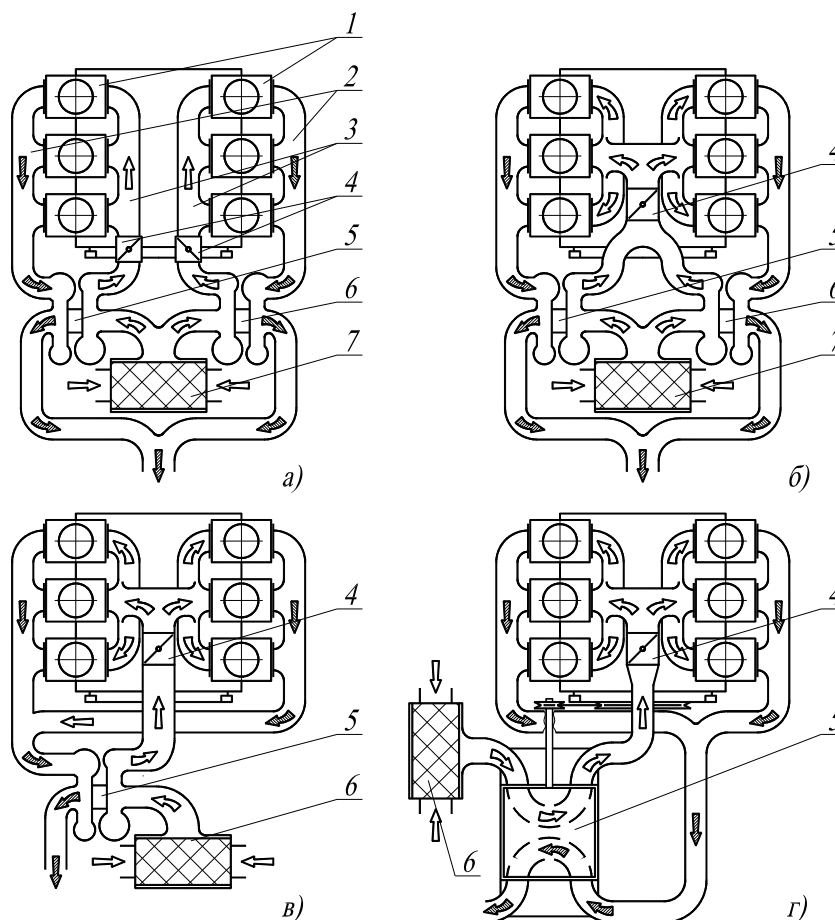


Рис. 1. Схемы систем ГТН газового двигателя

На рис. 1г представлена схема газового двигателя с наддувом от волнового обменника давления (ВОД). Эта схема наддува может применяться в качестве основной не только в чисто газовом двигателе, но и при работе ДВС на смеси СПГ с 10 % добавкой водорода. Привлекательность данной схемы заключается в том, что агрегат наддува может работать при более высоких температурах ОГ, чем турбокомпрессоры, развивать достаточные давления наддува, и при этом отсутствует провал нарастания мощности в процессе резкого открытия дроссельной заслонки [11].

Таким образом, для двигателя 6ГЧ 13/14 наиболее подходящими схемами ГТН являются: схема газового двигателя с наддувом от одного турбокомпрессора (см. рис. 1в), и схема газового двигателя с наддувом от ВОД (см. рис. 1г), как перспективные для дальнейшей модернизации двигателя 6ГЧ 13/14.

Обоснование выбора типоразмера турбокомпрессора

Выбор типоразмера турбокомпрессора сводится к определению расчетным методом основных параметров турбокомпрессора, а именно степени повышения давления π_k и расхода воздуха через компрессор G_k . Далее, используя ГОСТ 9658–81, по полученным значениям π_k и G_k , определяем необходимый типоразмер турбокомпрессора.

Исходными данными для осуществления расчета являются: число цилиндров двигателя, тактность двигателя, диаметр цилиндра, ход поршня, частота вращения коленчатого вала, коэффициент избытка воздуха, коэффициент наполнения, удельный эффективный расход топлива и требуемая мощность.

Используя характеристики подачи воздуха турбокомпрессорами, приведенные в ГОСТе 9658–81, наносим точки, соответствующие пересечению секундной подачи воздуха турбокомпрессора и степени повышения давления. Наносимые точки соответствуют расчетному режиму номинальной мощности ДВС. Таким образом, на характеристику подачи воздуха турбокомпрессора накладываем полученную расчетную точку 1. Фрагменты данного наложения расчетных точек на характеристику подачи воздуха турбокомпрессора представлены на рис. 2.

Из рис. 2 видно, что точка 1, соответствующая требуемым расходам подачи воздуха и степени повышения давления для схемы ГТН от одного

ТКР (см. рис. 1в), находится практически на границах характеристик подачи воздуха турбокомпрессоров ТКР–8,5 и ТКР–11.

На транспортные двигатели ЯМЗ–236Н серийно устанавливается турбокомпрессор ТКР-9-12-07.

ГОСТ 9658–81 не содержит расходной характеристики подачи воздуха турбокомпрессора ТКР-9-12-07, но если предположить, что данная характеристика располагается между характеристиками турбокомпрессоров ТКР-8,5 и ТКР-11, то серийно выпускаемый турбокомпрессор для двигателей ЯМЗ–236Н может обеспечить желаемые подачи воздуха и степень повышения давления, и тем самым позволит получить требуемое отношение давлений $P_s/P_T > 1$. Если отношение $P_s/P_T > 1$ не будет достигнуто, то необходимо использовать рекомендации источника [12].

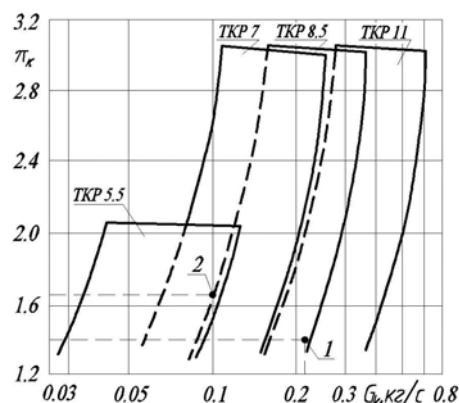


Рис. 2. Фрагмент характеристик турбокомпрессоров по ГОСТ 9658-81

На том же рис. 2, изображена точка 2, соответствующая требуемым значениям π_k и G_k для схемы газотурбинного наддува от двух турбокомпрессоров с общей системой подачи воздуха к цилиндрам двигателя (см. рис. 1б). Из данного рисунка видно, что применение двух турбокомпрессоров типоразмера 5,5 способно обеспечить двигатель 6ГЧ 13/14 требуемым количеством воздуха и удовлетворить предъявляемым требованиям по мощностным показателям.

Расчет характерных точек выполнен для режима, который соответствует номинальной мощности двигателя.

Выводы

1. При конвертации дизельных двигателей в газовые и реализации концепции «бедного горения» происходит не только улучшение экологиче-

ских показателей газового двигателя и снижение теплонапряженности деталей камеры сгорания, но и уменьшение мощности. Поэтому одним из наиболее эффективных средств компенсации утерянной мощности такого типа двигателей является оснащение последних газотурбинным наддувом.

2. Для газового двигателя 6ГЧ 13/14, работающего на бедных газовых смесях, выбрана схема газотурбинного наддува от одного турбокомпрессора (см. рис. 1в) ввиду возможности использования серийно выпускаемой системы ГТН и агрегата наддува.

3. В первом приближении подобран тип и марка турбокомпрессора. Окончательная адаптация ТКР к двигателю может быть осуществлена только экспериментальным путем.

Список литературы:

1. Луканин В.Н. Предварительные результаты газового двигателя с наддувом мощностью 200 кВт / В.Н. Луканин, А.С. Хачиян, В.Е. Кузнецов, И.Г. Шишов, Р.Х. Хамидуллин // Сборник научных трудов МАДИ (ТУ). – 2002. – С. 68 – 79. 2. Абрамчук Ф.И. Экспериментальная оценка теплового состояния элементов головки цилиндров газового двигателя 6Ч 13/14 / Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, В.С. Червяк, В.И. Рубцов, Ю.С. Богданов, С.В. Салдаев, А.Н. Кабанов, Г.В. Майстренко // Автомобильный транспорт. – 2008. – №23. – С. 120 – 124. 3. Чернышев Г.Д. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей / Г.Д. Чернышев, А.С. Хачиян, В.И. Пикус. – М.: Машиностроение, 1986. – 216

с. 4. Определение эффективности мероприятий по снижению температуры нижней плиты головки цилиндров двигателя СМД-17К/СМД-18К: Отчет НИИ/ГСКБД. – Технический отчет № 2683-73, - Харьков, 1973. – 11 с. 5. Хачиян А.С. Использование природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта / А.С. Хачиян // Двигателестроение. – 2002. – №2. – С. 8 – 9. 6. Гайворонский А.И. Перевод дизеля КамАЗ-740.13-260 на газовое топливо/А.И. Гайворонский, Г.С. Савельев//Грузовик &. – 2006. – №6. – С. 16 – 20. 7. Разработка газового двигателя на базе дизеля ЯМЗ – 236НЕ: (разработки отдела энергосберегающих технологий и альтернативных топлив) [Электронный ресурс]/В.Ф. Кутенев, В.А. Лукино//Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт – 2007. – Режим доступа к источнику: <http://www.nami.ru/subdivisions/engines/energy-efficient-technologies/development>. 8. Бганцев В.Н. Газовый двигатель на базе четырехтактного дизеля общего назначения / В.Н. Бганцев, А.М. Левтеров, В.П. Мараховский // Техно – plus. – 2003. – №10. – С.74 – 75. 9. Захарчук В.І Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля / В.І. Захарчук, О.П. Сітовський, І.С. Козачук // Автомобільний транспорт. – 2005. – №16. – С. 276 – 278. 10. Богомолов В.А. Экспериментальная установка для доводки систем зажигания и управления газовым двигателем с искровым зажиганием 6Ч 13/14 / В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, А.Н. Кабанов, С.В. Салдаев // Авто Газо Заправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2005. – №4 (22). – С. 42–45. 11. Манойло В.М. Улучшение характеристик автотракторных дизелей с волновым обменником давления: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Манойло Владимир Максимович. – Х., 2001. – 276 с. 12. Извещение о некоторых испытаниях двигателя ВАЗ – 3411 с турбокомпрессором RHB5 фирмы ІНІ (Япония), 1984. – 40 с.

*А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, А.В. Грицюк, канд. техн. наук,
А.Н. Врублевский, канд.техн.наук, Г.А. Щербаков, инж.*

ОСНОВЫ ПОДХОДА К РАЗРАБОТКЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА УПРАВЛЕНИЯ ТНВД АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ

Важнейшим узлом аккумуляторной топливной системы дизеля является топливный насос высокого давления (ТНВД). Его функция - нагнетание топлива в гидроаккумулятор для поддержания в последнем требуемого для каждого режима работы двигателя уровня давления.

Следовательно, такой насос является гидравлической машиной (генератором гидравлической энергии), обеспечивающей заданную объемную подачу жидкости (топлива) в систему. Этим определяется его функциональное отличие от ТНВД топливной системы непосредственного действия – поскольку расход и давление примерно постоянны, постоянным является и потребляемый крутящий момент.

Разработка и проектирование таких агрегатов является новацией для отечественного двигателестроения.

Вопреки сложившемуся мнению [4], плунжерные насосы высокого давления являются достаточно отработанными изделиями в гидравлических системах для нефтегазовой промышленности. Такие насосы, работающие в сложных условиях с абразивосодержащими, быстротвердеющими, коррозионными и другими агрессивными жидкими средами для цементирования и кислотной обработки скважин, гидравлического разрыва пластов, гидropескоструйной перфорации, глушения и других работ, создают давление до 140 МПа [1]. Однако, они предназначены для обеспечения значительных подач жидкости (около 200 м³/ч), вследствие чего переносить опыт их проектирования на ТНВД дизелей достаточно проблематично.

Попытки использовать для этой цели ТНВД системы непосредственного действия [2, 3] также приводит к возникновению ряда проблем. Основными из них можно назвать следующие:

1. Традиционные ТНВД предназначены для создания «пикового» характера изменения давления топлива при нагнетании, что приводит к возникновению значительного колебания давления в гидроаккумуляторе.

2. Даже при применении нагнетательного клапана традиционный ТНВД будет иметь значительную зависимость подачи от противодействия в

гидроаккумуляторе.

3. И главное, попытка решить проблему 2 путем настройки системы на максимальную требуемую подачу при максимальном давлении приведет к увеличению мощности механических потерь на привод насоса (что негативно скажется на механическом КПД дизеля).

Учитывая вышеизложенное, можно сделать вывод, что вопрос создания ТНВД для аккумуляторной системы топливоподачи дизеля требует специальных конструктивных и технических решений. Именно обоснование принципов подхода к решению данной задачи и является целью настоящей статьи.

Объектом исследования в данной работе является аккумуляторная топливная аппаратура (ТА) для высокооборотного малолитражного дизеля серии 4ДТНА2 (ЧН8,8/8,2). Такая ТА состоит из трех основных гидромеханических узлов: ТНВД, аккумулятора топлива и электрогидравлических форсунок. Подробно принципиальная схема системы изложена в [5].

ТА укомплектована рядным трёхплунжерным ТНВД (рис. 1). Преимуществами применения рядного ТНВД наряду с отработанной в течение десятилетий технологией изготовления, являются удобство компоновки и надежность.

В отличие от ТНВД ТА непосредственного действия с механическим регулятором, в ТНВД (рис. 1) перемещение плунжеров 3 обеспечивается вращением эксцентрика 2, установленного на валу 1 насоса на игольчатых подшипниках. Насосные секции имеют дезаксиал, что позволяет снизить момент, перекашивающий плунжер 3 во втулке 4. В ТНВД реализовано регулирование производительности изменением момента начала нагнетания топлива в линию высокого давления. Изменение момента начала нагнетания осуществляется при помощи соленоида 7, который определяет положение дозатора 5. На выходе из ТНВД установлен нагнетательный клапан 6 упрощенной конструкции. На рис. 2 показано изменение давления в гидроаккумуляторе $p_{ак}$ в режиме пуска и выхода на режим холостого хода. Время выхода на режим холостого хода составляет 1,84 с.

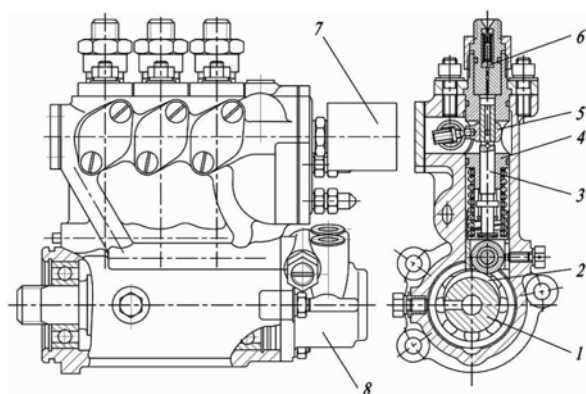


Рис. 1. Рядный ТНВД для аккумуляторной системы дизеля серии 4ДТНА2:

1 - вал; 2 - эксцентрик; 3 - плунжер; 4 - втулка;
5 - дозатор; 6 - нагнетательный клапан;
7 - соленоид; 8 - топливоподкачивающий насос

Регулирование производительности ТНВД и, следовательно – давления $p_{ак}$ осуществляется по двум каналам управления: с помощью изменения начала активного хода плунжера ТНВД и электромагнитного клапана, установленного в гидроаккумуляторе. Изменение активного хода плунжера в зависимости от режима работы дизеля позволяет снизить затраты мощности на привод ТНВД.

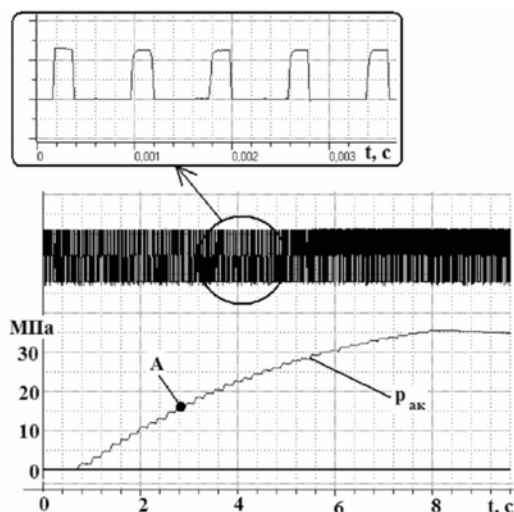


Рис. 2. Изменение давления $p_{ак}$ в период пуска ($n_{об} = 200 \text{ мин}^{-1}$, скважность 27,5 %, момент первого впрыскивания (точка А))

Характеристическая карта (рис. 3), полученная для ТНВД экспериментально, показывает, что с помощью электромагнитного клапана задать величину $p_{ак}$ в диапазоне 0 – 120 МПа возможно только при максимальной производительности ТНВД

($h_p = 14 \text{ мм}$). Очевидно, что при $p_{ак} < 60 \text{ МПа}$ целесообразно снизить производительность.

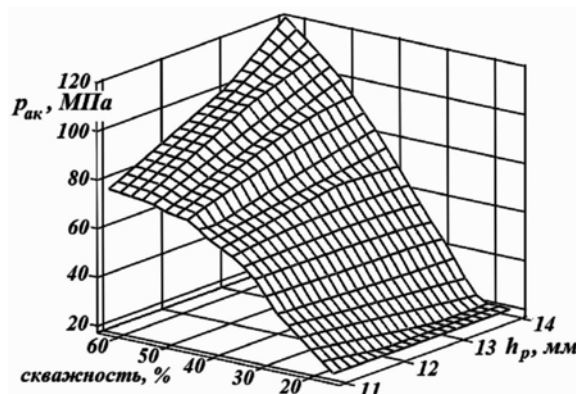


Рис. 3 Характеристическая карта ТНВД: h_p – положение рейки; «скважность» – относительная длительность сигнала на электромагнит регулятора давления $p_{ак}$

Проведенная модернизация ТНВД и осуществленный алгоритм установки необходимого уровня $p_{ак}$, позволили осуществить исследование и доводку электромагнитной форсунки в лабораторных условиях на безмоторном стенде [8], а также провести испытания аккумуляторной ТА с электронным управлением на одноцилиндровом высокооборотном дизеле 1ДТА (1Ч8,8/8,2). Дальнейшие работы по внедрению на высокооборотном дизеле аккумуляторной ТА должны быть направлены на снижение затрат мощности на привод ТНВД при увеличенных $p_{ак}$ до 160 МПа и выше. Что без изменения принципов подхода к созданию конструкции и элементов управления ТНВД осуществить невозможно.

В идеальном случае (при отсутствии утечек в плунжерной паре) объемная подача, которую должен обеспечивать ТНВД аккумуляторной системы (V_n) равна расходу топлива через форсунку ($V_{ф}$). Последний, в свою очередь, состоит из двух частей – цикловой подачи в цилиндр ($V_{ц}$) и расхода на управление (V_y):

$$V_n = z \cdot V_{ф} = z(V_{ц} + V_y).$$

Здесь z – число цилиндров двигателя при условии установки одной форсунки на цилиндр.

Назовем зависимость $V_n = f(n)$ – характеристикой подачи ТНВД (n – частота вращения коленчатого вала дизеля). Тогда для ее определения необходимо знать зависимости $V_{ц} = f(n)$ и $V_y = f(V_{ц})$. Эти зависимости в настоящей работе определены, соответственно, по результатам моторных испытаний дизеля 1ДТА, оснащенного ТА непосредствен-

ного действия [9] и безмоторных испытаний электрогидравлической форсунки [8], проведенных в КП ХКБД. Их необходимые результаты представлены на рис 4, 5.

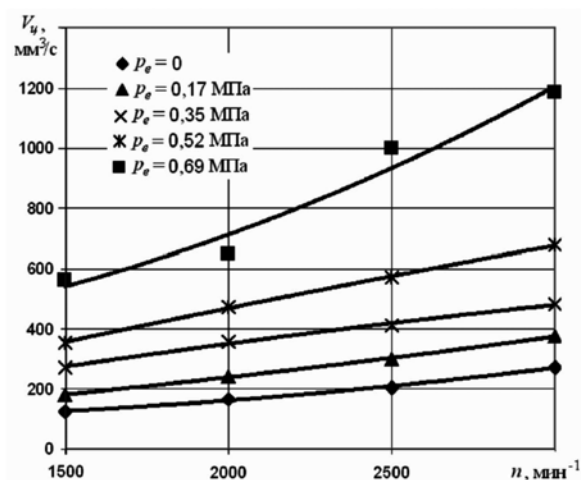


Рис. 4. Зависимость расхода топлива на цикловую подачу в цилиндр от частоты вращения коленчатого вала

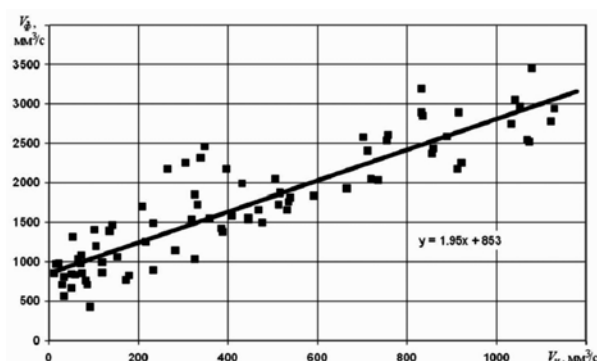


Рис. 5. Положительная корреляционная связь расхода топлива через ЭГФ и подачи в цилиндр

На рис. 4 показаны полученные зависимости секундного объемного расхода топлива на подачу в цилиндр от частоты вращения коленчатого вала для обеспечения различных уровней среднего эффективного давления.

Корреляция между величиной расхода на цикловую подачу и расхода топлива на управление топливоподачей (вместе с утечками по прецизионным зазорам ЭГФ), определенной в ходе безмоторных испытаний, показана на рис. 5. При испытаниях частота вращения вала ТНВД изменялась в диапазоне от 400 до 1500 мин⁻¹, продолжительность управляющего сигнала на электромагнит варьировалась от 0,5 до 1,75 мс, а давление в гидроаккумуляторе – от 25 до 100 МПа.

Выполненный с помощью стандартных средств табличного процессора EXCEL регрессионный анализ позволил получить аппроксимирующую зависимость, связывающую два приведенных фактора:

$$V_{\phi} = (V_{\text{ц}} + V_y) = 1,95V_{\text{ц}} + 853 \quad \text{или} \\ V_y = 0,95V_{\text{ц}} + 853, \quad \text{с коэффициентом парной корреляции } R^2 = 0,9.$$

Такой подход – путем суммирования зависимостей $V_{\text{ц}} = f(n)$ и $V_y = f(V_{\text{ц}})$ – позволил получить требуемую внешнюю характеристику подачи ТНВД (при максимальном p_e) и характеристику подачи холостого хода, которые приведены на рис. 6. Очевидно, что они ограничивают поле требуемых подач ТНВД аккумуляторной системы.

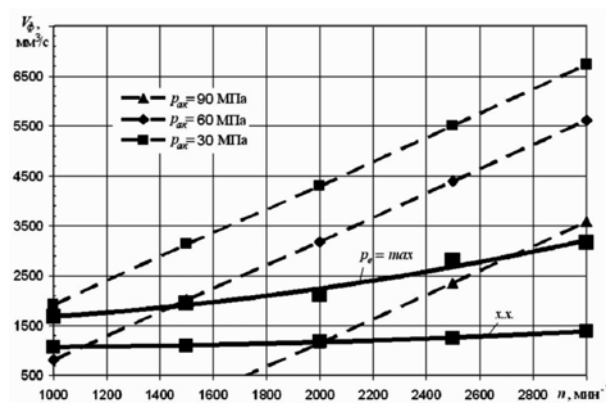


Рис. 6. Характеристика подачи ТНВД

Для проведения дальнейших расчетно-экспериментальных исследований была создана математическая модель ТНВД (рис. 1). Математическая модель включает систему дифференциальных уравнений граничных условий, решаемых совместно с волновым уравнением, описывающим движение топлива в топливном канале, соединяющем насос и гидроаккумулятор. Дифуравнения граничных условий являются математическим описанием физических процессов, происходящих в ТНВД – перетекание топлива между полостями с учетом дросселирования, движение элементов и др.

Математическая модель реализована средствами пакета Matlab/SIMULINK и позволяет рассчитать основные параметры его работы, включая секундную объемную подачу, затраты мощности на привод в зависимости от частоты вращения вала насоса и давления в гидроаккумуляторе $p_{\text{ак}}$.

Результаты идентификации модели по экспериментальным данным, полученным при испыта-

ниях насоса на безмоторном стенде, представлены на рис. 7. Как видно из рисунка, относительная разница между расчетными и экспериментальными данными не превышает 3%, а, значит, модель можно считать адекватной.

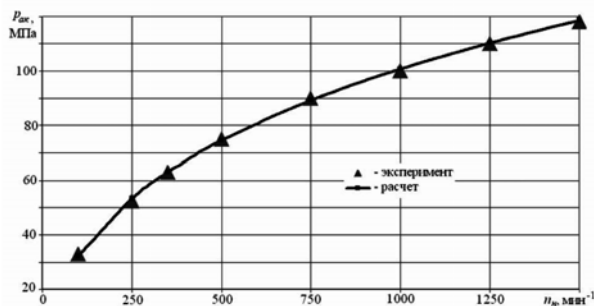


Рис. 7. Результаты идентификации математической модели ТНВД

В результате численного эксперимента определены расходные характеристики ТНВД при различных давлениях $p_{ак}$ (рис. 6). Очевидно, что положение характеристик не является рациональным, так как для получения нужной подачи необходимо либо:

- увеличивать давление $p_{ак}$ как при движении по скоростным, так и по нагрузочным характеристикам, либо
- сбрасывать избыточное топливо из гидроаккумулятора.

Важно отметить, что первый вариант невозможен с точки зрения управления топливоподачей в прямой зависимости от времени открытия иглы ЭГФ, а второй приводит к значительному увеличению мощности на привод насоса, и, как следствие, ухудшению эффективных показателей двигателя. Сказанное проиллюстрировано на рис. 8, где затраты мощности на избыточную подачу показаны заштрихованными областями. Видно, что величина этих потерь может составлять до 50% мощности, затраченной на привод ТНВД.

Проведенный анализ позволяет сделать вывод, что для уменьшения потерь мощности на привод ТНВД, а значит – повышения механического и эффективного КПД дизеля с аккумуляторной ТА, последняя должна содержать устройство, позволяющее изменять подачу независимо от частоты вращения вала насоса и давления $p_{ак}$.

В первых поколениях систем Common Rail фирмы BOSCH это действие осуществлялось путем отключения подачи одной из трех секций ТНВД [6] при частоте вращения коленчатого вала двигателя

более 3000 мин^{-1} . В современных системах CR регулирование производительности обеспечивается дросселированием топлива на входе в секцию высокого давления [6]. В данной работе предложена гидравлическая схема, реализующая такой подход (рис. 9).

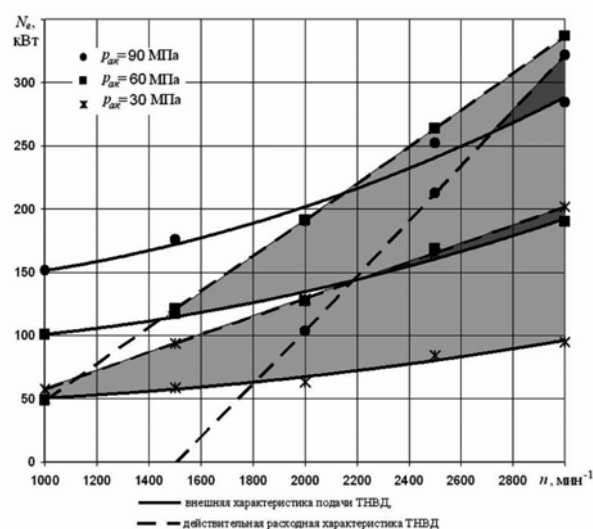


Рис. 8. Потери мощности на привод ТНВД

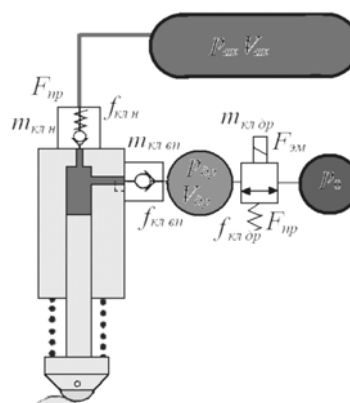


Рис. 9. Схема управления объемной подачей ТНВД

Отличия данной схемы от схемы, заложенной в ТНВД (рис. 1), заключается в следующем:

- на входе в насос расположено дросселирующее устройство в виде электромагнитного клапана с изменяющимся проходным сечением;
- после дросселирующего устройства устанавливается обратный авторегулируемый клапан.

Внедрение данных элементов позволит управлять процессом наполнения надплунжерной полости, а значит и производительностью насоса, снизив тем самым затраты мощности на его привод. При этом очевидно, что общая компоновка ТНВД не

требует радикального пересмотра, что также является положительным моментом применения схемы регулирования (рис. 9).

Для детального исследования возможности применения предложенной схемы разработанная математическая модель ТНВД дополнена уравнениями, отражающими работу обратного клапана и наличие дросселирующего отверстия:

– объемный баланс в полости за дросселирующим сечением:

$$\alpha V_{др} \Delta p_{др} + \mu f_{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{др} - p_n)} dt = \mu f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_{др})} dt ;$$

– баланс сил в нагнетательном клапане:

$$m_{кл} \frac{d^2 x_{кл}}{dt^2} + K_{пр} (x_{кл} + x_0) = (p_{др} - p_n) f'_{кл} .$$

В приведенных уравнениях: α – коэффициент сжимаемости топлива, $V_{др}$ – объем полостей насоса за дросселирующим отверстием, $p_{др}$, p_n , p_0 – давление, соответственно за дросселирующим сечением, в надплунжерной полости, подачи топлива к насосу, $\mu f_{кл}$, $\mu f_{др}$, $f'_{кл}$ – площадь, соответственно эффективного проходного сечения клапана, дросселирующего сечения, поперечного сечения клапана, $x_{кл}$ – перемещение клапана, x_0 – предварительная деформация пружины, $K_{пр}$ – коэффициент жесткости пружины, $m_{кл}$ – масса клапана, ρ – плотность топлива.

Результаты расчетных исследований, выполненных с помощью дополненной математической модели, приведены на рис. 10, 11.

Их анализ показывает следующее:

1. Уменьшение площади проходного сечения дросселирующего клапана приводит к уменьшению наполнения надплунжерной полости, и, как следствие, к уменьшению объемной подачи насоса. Причем, как показано на рис. 7, эта зависимость изменяется с частотой вращения вала ТНВД – чем меньше частота вращения – тем меньше область регулирования. Так, при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ значительное изменение подачи осуществляется в диапазоне $\mu f_{др} = 0,05 \dots 0,7 \text{ мм}^2$, а при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ диапазон сужается до пределов $\mu f_{др} = 0,05 \dots 0,2 \text{ мм}^2$.

2. Дросселирование на впуске позволяет приблизить характеристику подачи насоса к требуемой, что, естественно, сводит к минимуму избыточную подачу, и снижает затраты мощности на

привод ТНВД (см. рис. 11).

При этом для изменения проходного сечения дросселирующего отверстия можно применить различные типы приводов, наиболее рациональным из которых, на наш взгляд, является электромагнитный с управлением по широтно-импульсной модуляции (ШИМ). Такой привод имеет минимальную инерционность при умеренном энергопотреблении [7] и относительно простой конструкции.

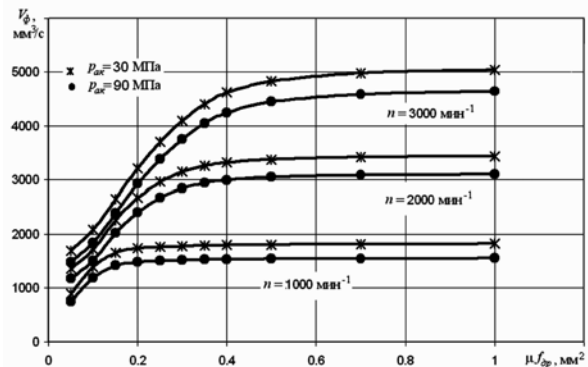


Рис. 10. Зависимость объемной подачи ТНВД от площади дросселирующего сечения

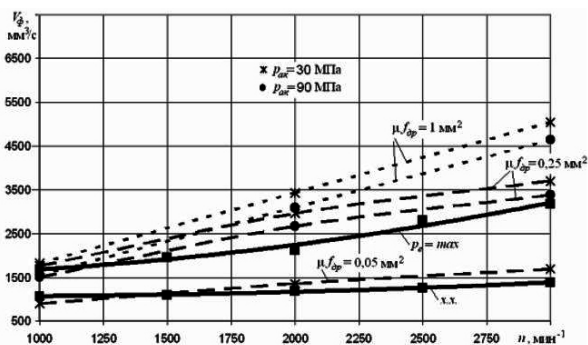


Рис. 11. Характеристики подачи ТНВД

В таком случае, перемещение клапана (x) и, следовательно, площадь его проходного сечения будет зависеть от скважности электрического импульса, подаваемого на катушку электромагнита. Данный процесс описывается передаточной функцией вида:

$$x = \frac{F_{пр}}{m \frac{d^2 x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + K},$$

где $F_{пр}$ – приведенная (суммарная) сила, приложенная к системе (электромагнита, предварительной натяжки пружины, дифференциального давления топлива), m , C , K – физические параметры сис-

темы (масса, коэффициент диссипации, жесткость).

В заключение, следует заметить, что применение предложенной концепции к конструированию ТНВД требует введения канала автоматического регулирования ТА по режимам работы двигателя, а значит реализацию в электронной системе управления дизеля (ЭСУД) характеристических карт $p_{ак} = f(n, B_{ц})$ с отрицательной обратной связью по $p_{ак}$.

Кроме того, введение предложенных изменений в конструкцию базового ТНВД (рис. 1) неизбежно потребует оптимизации его основных конструктивных параметров – диаметра, хода плунжера и др. по нескольким критериям качества, например: давления $p_{ак}$; контактным напряжениям в приводе насоса; величине подачи; мощности, затрачиваемой на сжатие топлива.

Заключение

На основании проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. Проведенная модернизация ТНВД непосредственного действия дизеля серии ДТ и осуществленный алгоритм регулирования $p_{ак}$ позволили провести безмоторные и моторные испытания первой отечественной аккумуляторной ТА с электронным управлением. Дальнейшие работы по внедрению на высокооборотном дизеле аккумуляторной ТА должны быть направлены на снижение затрат мощности на привод ТНВД при увеличенных до 160 МПа и выше $p_{ак}$. Данные требования без предложения принципиально новых подходов к разработке конструкции насоса и его управлению осуществить невозможно.

2. Для уменьшения потребляемой на привод ТНВД аккумуляторной ТА мощности в его конструкцию необходимо внести изменения в виде уста-

новки впускного автоматического клапана и управляемого дросселирующего клапана.

3. Управление проходным сечением дросселирующего отверстия рационально осуществлять электромагнитом, работающим по сигналу ШИМ.

4. Введение в конструкцию управляемого клапана требует создания в ЭСУД дополнительного канала управления с обратной связью.

Список литературы:

1. Даутов Т. М. Новое поколение плунжерных насосов высокого давления производства ОАО «Ижнефтемаш» / Т.М. Даутов, Р.Е. Газаров // www.neftemash.ru/press/42/index.htm.
2. Лисовал А.А. Математическая модель для экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи дизеля / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – №1. – С. 59-63.
3. Быков В.И. Дизели СМД для автобусов / В.И. Быков, К.Е. Долганов, А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 13-17.
4. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344с.
5. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 44 – 52.
6. Габитов И.И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей / И.И. Габитов, Л.В. Грехов, А.В. Неговора: М.: Легион-Автодата, 2008. – 248 с.
7. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.
8. Результаты безмоторных испытаний дизельной электрогидравлической форсунки / [А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – С. 91 – 97.
9. Грицюк А.В. Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 32 – 35.

УДК 621.436

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

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДВОЙНОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ

Постановка задачи

При двойной подаче топлива в дизеле предусматривается разделение цикловой порции на две части по количеству и по времени подачи. Одна из них – основная, большого объема, подается в цилиндр в районе верхней мертвой точки (ВМТ) в такте сжатия. Вторая – предварительная, первичная

или запальная меньшего объема, предшествует основной и подается в систему впуска или в цилиндр на тактах впуска, сжатия или в конце выпуска (Вигом-процесс). В случае, когда разделение во времени запальной и основной доз не происходит и основная порция следует непосредственно за малой

запальной, двойная подача топлива называется ступенчатой.

Общая структурная схема осуществления двойной подачи топлива в дизеле с системой непосредственного действия разделенного типа представлена на рис. 1. Из нее видно, что классификация подачи топлива может осуществляться по ряду

признаков: по фазам (тактам) рабочего цикла в каких осуществляется подача основной и дополнительной порций топлива; по способу (карбюрирование, впрыск) и месту (во впускной коллектор, в цилиндр) подачи дополнительной порции топлива; по конструктивным особенностям топливоподающей аппаратуры.

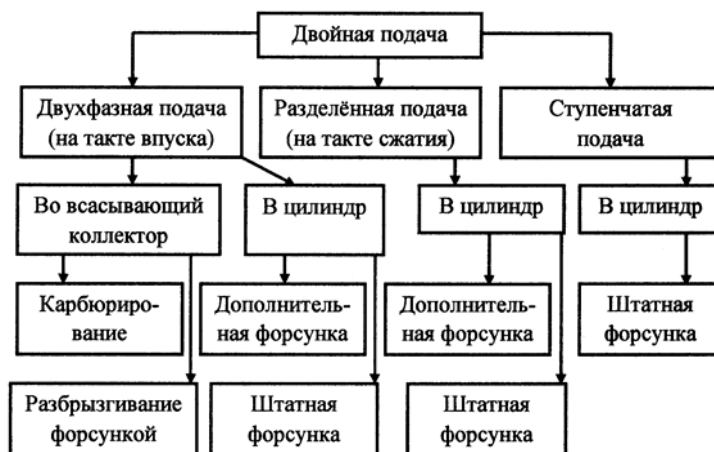


Рис. 1. Схема реализации двойной подачи топлива в дизеле

При всех различиях способов двойной подачи в исполнении их объединяет одна общая особенность: однотипный механизм воздействия на рабочий процесс через сокращение периода задержки воспламенения, связанного с тем, что впрыск основной порции топлива осуществляется в среду, в той или иной мере гомогенизированную и ионизированную протеканием холоднопламенных реакций окисления запальной порции топлива [1]. В результате скорость выделения теплоты в начальной фазе сгорания заметно снижается в сравнении с одноразовым впрыскиванием. При такой трансформации процесса сгорания снижается «жесткость», максимальные давление и температура сгорания. Открываются возможности использования топлив с низким цетановым числом или водотопливных эмульсий, реализации многотопливности, снижения тепловой и механической нагруженности двигателя, шумности, уровня вредности и дымности отработавших газов [1-4].

Однако известно, что подавление скорости выделения теплоты в начальной фазе сгорания в районе ВМТ создает предпосылки к снижению экономичности цикла. К ним можно отнести увеличение вероятности нарушения принципа смесеобразования: топливный факел основной подачи не должен проходить через зону воспламенения запальной порции. Это приводит к ухудшению мак-

росмесеобразования по причине переобогащения смеси в зоне воспламенения и переобеднению ее в периферийных объемах камеры сгорания. Несомненно, что все эти нарушения наиболее выражены при преждевременном воспламенении запальной порции топлива, и при организации двойной подачи топлива оно должно быть исключено [1].

Вместе с тем существуют и факторы положительного влияния на эффективность использования теплоты в цикле. К ним следует отнести значительную гомогенизацию смеси запальной порции топлива (кроме ступенчатой подачи), и сокращение продолжительности основной подачи, которые уменьшают продолжительность фаз основного сгорания и догорания топлива.

Двухразовая подача топлива оказывает влияние на эффективность преобразования теплоты в работу, как через изменение условий смесеобразования и сгорания общей порции топлива, так и через ее уменьшение из-за наличия прямых потерь первичной порции топлива. Разнонаправленность факторов влияния по опыту экспериментальных исследований приводит к трем возможным случаям: индикаторная и эффективная экономичности цикла и двигателя снижаются, остаются неизменными или возрастают при достижении оптимальной величины первичной подачи, равной 10 - 25 % от полной подачи.

Результаты экспериментального исследования

Двухфазная подача топлива была осуществлена на экспериментальной одноцилиндровой установке размерностью 130/140 производства ПО АМЗ. Впрыск топлива осуществлялся специальной форсункой, к двум входным штуцерам которой топливо подводится в отдельности от каждой насосной секции по своим трубкам высокого давления, а затем и по каналам в форсунке (основному и дополнительному) через обратные клапаны непосредственно в полость под иглой распылителя [5]. Экспериментальная система двухразовой подачи дает возможность осуществлять двухфазную, разделенную и ступенчатую подачи.

В исследованиях система была настроена на двухфазную подачу топлива по схеме на рис.2. Подача запальной порции производилась в такте впуска после ВМТ сразу же после закрытия выпускного клапана, а основная – как обычно, в конце такта сжатия.

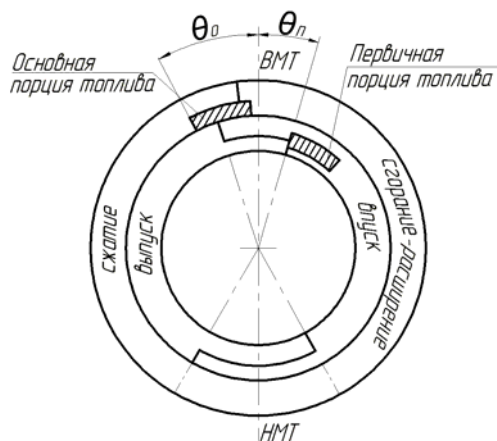


Рис. 2. Диаграмма фаз двойной топливоподачи

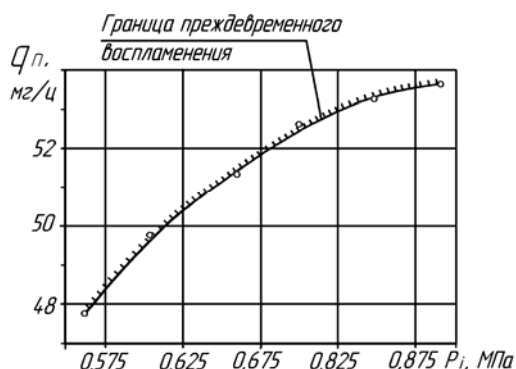


Рис. 3. Граница преждевременного воспламенения: $n=1750 \text{ мин}^{-1}$, 4-соловый распылитель

Обобщающий график изменения границы преждевременного воспламенения предваритель-

ной порции q_n^e в функции исходной индикаторной нагрузки, фиксируемого по индикаторной диаграмме, представлен на рис. 3. Откуда следует, что граничные порции топлива достаточно большие, в среднем около 50 мг/ц, что составляет более половины от цикловой подачи номинального режима, имеют тенденцию к увеличению с ростом нагрузки. Последнее объясняется тем, что с увеличением нагрузки для появления локальных зон гетерогенной смеси – источника самовоспламенения – требуется большая первичная подача топлива.

Испытания по выбору угла опережения начала подачи основной порции топлива θ_0 подтверждают слабое влияние угла θ_0 на индикаторный КПД и существенное на максимальное давление и скорость нарастания давления в диапазоне изменения угла $\theta_0 = 24 - 31^\circ$ до ВМТ. За оптимальный принят угол в 26° до ВМТ, при значении которого снята характеристика влияния количества предварительной подачи топлива на показатели работы дизеля (рис. 4-а).

Анализируя графики на рис. 4-а, можно установить зону эффективного воздействия двухфазной подачи на показатели работы двигателя. В этой зоне, расположенной в диапазоне изменения $q_n = 0 - 20 \text{ мг/ц}$, индикаторный КПД η_i больше (или равен на границах зоны), а значения жесткости, максимального давления сгорания, содержания окислов азота и сажи в отработавших газах ниже по сравнению с исходным режимом при $q_n = 0$.

Выход за правую границу зоны нежелателен по причине существенного уменьшения КПД η_i .

Для достижения наибольшего увеличения индикаторного КПД (на 5 %) и пренебрежения эффектом уменьшения динамики цикла, дымности и токсичности в сравнении с исходным режимом необходимо назначать оптимальное значение $q_n = 15 \text{ мг/ц}$. Для получения большего эффекта в снижении максимального давления, жесткости сгорания и содержания в ОГ окислов азота следует принимать $q_n = 20 \text{ мг/ц}$.

На рис. 4-б приведена зависимость среднего давления механических потерь P_m от величины предварительной подачи q_n , полученного методом «прокрутки», в расширенном диапазоне изменения q_n . Начиная с подачи q_n^m , несколько большей 20 мг/ц, четко прослеживается снижение давления механических потерь на 10 % от величины P_m в исходном режиме работы дизеля при $q_n = 0$. Причиной такого снижения давления P_m является попадание части предварительной порции топлива в

масляную пленку зеркала цилиндра и ее разжижение, несмотря на ориентацию топливных струй в камеру сгорания.

Для установления факторов влияния на вторую характерную величину подачи q_n^M были проведены пробные испытания по углу начала подачи первичной дозы топлива q_n для трех видов распылителей, отличающихся числом сопловых отверстий и их диаметром с неизменным общим эффективным проходным сечением: односопловым (центральное положение), четырех- и пятисопловым. Результаты испытаний (рис. 5) показывают увеличение q_n^M при переходе от односоплового распылителя к пятисопловому и с ростом угла запаздывания впрыска первичной дозы топлива после ВМТ.

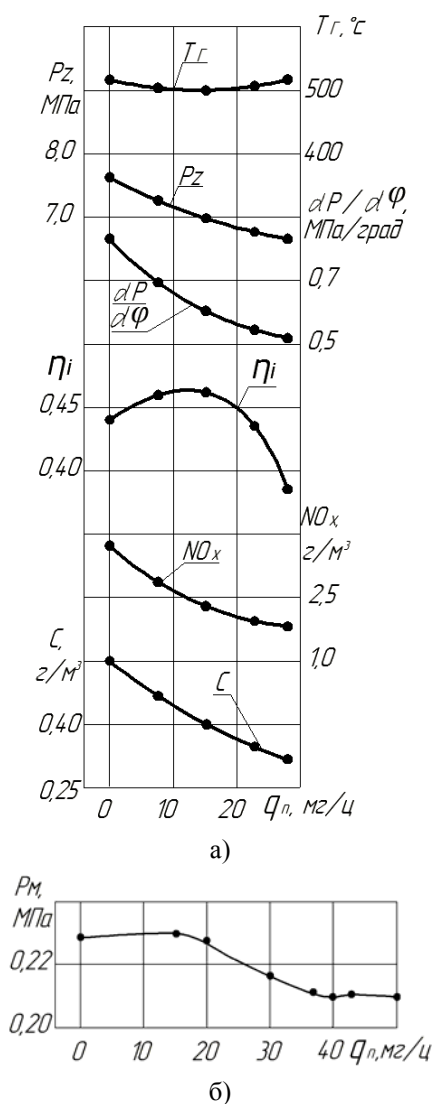


Рис. 4. Влияние предварительной порции топлива на показатели дизеля:

$n=1750 \text{ мин}^{-1}$; $P_i=0,875 \text{ МПа}$;

$q_n + q_o = q_{\text{цикл}} = \text{const}$; 4-сопловый распылитель

Наиболее вероятной причиной получения лучших результатов в случаях пятисоплового распылителя при более поздних углах θ_n следует считать снижение кинетической энергии топливной струи при контакте с поверхностями камеры сгорания и днища поршня, обусловленное меньшими массой и скоростью вытекающего топлива и увеличением длины пролета струи к моменту встречи с поверхностями. Эти факторы уменьшают количество топлива, отраженного от поверхностей, частично попадающего на стенку цилиндра и снижающего механические потери. Соответственно величина q_n^M сдвигается в область более высоких значений.

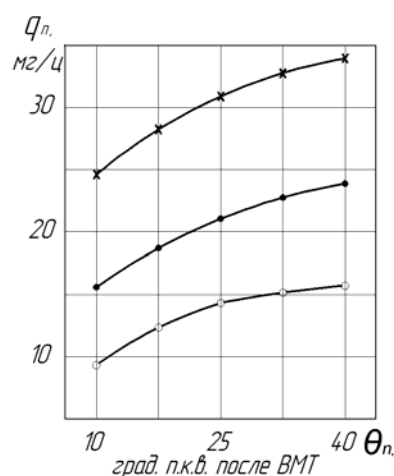


Рис. 5. Параметры предварительной порции топлива q_n^M :

○ – 1-сопловый распылитель; ● – 4-сопловый распылитель; x – 5-сопловый распылитель

Выводы

1. При подаче первичной дозы топлива на такте впуска (после завершения выпуска) и выявленном оптимальном значении первичной дозы в 20 % от номинальной цикловой подачи и угле начала подачи основной порции в 27 градусов до ВМТ достигнуто увеличение индикаторного КПД на 4 %, снижение максимального давления цикла и жесткости соответственно на 10 % и 25 %, содержания окислов азота – на 40 %, сажи – на 30 %.

2. Определены три границы первичной подачи топлива, первая, q_n^3 определяет максимум индикаторного КПД, вторая, q_n^M – начало заметного снижения давления механических потерь, вызванного ростом прямых потерь топлива, попадающего на стенку цилиндра и разжижающего масло, третья, q_n^B – самовоспламенение предварительной

порции топлива. Из них первая – наименьшая (15 мг/ц), вторая – близка к первой (20 мг/ц), и третья – в 2,0 - 2,5 раза превосходит первую и вторую.

3. Для расширения зоны эффективного использования двухфазной подачи топлива по величине предварительной подачи следует уменьшить или полностью исключить прямые потери топлива, попадающего на стенки цилиндра, оптимизацией параметров впрыскивания, позволяющей уменьшить кинетическую энергию топливной струи, взаимодействующей с поверхностями камеры сгорания и днища поршня.

Список литературы:

1. Лазарев Е.А. Эффективность разделенного впрыскивания топлива в тракторных дизелях с камерой сгорания ЦНИДИ / Е.А.Лазарев, Б.Л. Арав, Е.Г.Пономарев// Дви-

гателестроение. – 1990. – № 11. – С. 51–54. 2. Лазарев Е.А. Эффективность разделенного впрыскивания топлива в камеру сгорания дизеля/ Е.А.Лазарев, В.С.Мурзин, А.П.Маслов // Двигателестроение. – 2008. – № 3. – С. 13–16. 3. Врублевский А.Н. Оценка возможности ступенчатого врыскивания топлива в цилиндр дизеля 4ДТНА с помощью двухпружинной форсунки/ А.Н Врублевский, А.В. Денисов, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. – №2. – 2006. – С. 79–84. 4. Грицюк А.В. Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – №2. – 2009. – С. 32–35. 5. Свистула А.Е. Патент на полезную модель 42073 Российская Федерация, МПК⁷ F 02 М 25/022. Система питания дизеля. / А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский, Е.М. Калюжный, А. Тактак (РФ) - № 2004121938/22; заявл. 19.07.2004; опубл. 20.11.04, бюл. № 32.

УДК 621.436

С. И. Тырловой, канд. техн. наук

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ТНВД ПРИ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ ВЫСОКООБОРОТНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Для высокооборотных автомобильных дизелей свойственны неустановившиеся режимы при высоких знакопеременных угловых ускорениях коленчатого вала. С ним связан вал ТНВД, оснащенного электронным регулятором, а для механических регуляторов и вал крестовины грузов. В этом случае методы счета переходных процессов должны быть соответствующим образом скорректированы. Прежде всего, это касается расчета процесса впрыска, который происходит при начальных условиях, отличных от стационарных (давление топлива на входе в плунжерную пару, остаточное давление в трубках ВД, темп нарастания давлений в элементах системы с соответствующим изменением физических свойств сжимаемой жидкости и другими). Кроме того, при эксплуатации могут иметь место различные износы плунжерных пар и вязкости применяемых топлив. Работа регулятора при этом так же отлична от стационарных режимов. Поэтому разработка математической модели ТНВД при переходных процессах необходима как для разработки мероприятий по должной настройке САРЧ, так и для прогнозирования производительности установок с высокооборотными автомобиль-

ными дизелями в различных случаях эксплуатации, что является весьма актуальным.

Формулирование проблемы

В доступной литературе отсутствуют исследования переходных процессов рассматриваемых объектов – распределительных топливных насосов высокооборотных дизелей. При установившихся режимах вопросам работы механических регуляторов посвящены многие работы, например [1,2], процессы топливоподачи распределительных ТНВД описаны в работах [3,4] и других. Однако процесс топливоподачи при неустановившихся режимах отличается от такового для стационарных режимов по крайней мере следующим: активный ход плунжера, определяемый координатой дозатора, не определяет полностью цикловую подачу топлива, которая зависит так же от частоты вращения вала насоса (скорости плунжера), давления топлива в корпусе насоса, вязкости и других физических свойств топлива [5], конструкции нагнетательных клапанов и связанного как с этим, так и с текущей угловой скоростью остаточного давления в трубопроводе высокого давления (ВД). Переходные процессы могут идти по-разному в зависимости от износа плунжерных пар, а в случае механического регулятора – и от износа его элементов. Последнее

учтено в работе [6], в работе [7] получены частотные характеристики дозатора.

Учет названных факторов дает возможность получения адекватной математической модели, отсутствие которой препятствует развитию работ по совершенствованию эксплуатационных показателей исследуемых двигателей.

Решение проблемы – получение частотных характеристик топливоподачи

Для перехода к частотным характеристикам топливоподачи, как первого этапа исследования переходных процессов рассматриваемых высокооборотных дизелей, выполнена серия расчетов процесса впрыска при различных положениях дозатора, частотах вращения, давлениях в цилиндре, износах плунжерной пары и распылителей форсунок, а также физических свойств топлива, прежде всего вязкости и сжимаемости.

По результатам моделирования процесса впрыска в данном случае определялись цикловая подача топлива (рис. 1) и остаточное давление $P_{ост}$ в трубопроводе ВД (рис. 2).

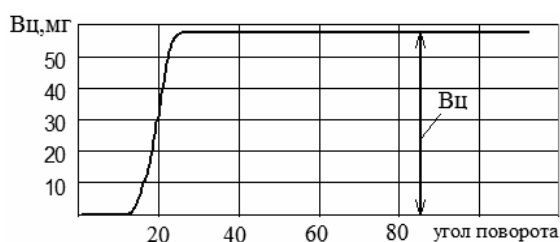


Рис. 1. К определению цикловой подачи по интегральной характеристике

Режим $n=1200 \text{ мин}^{-1}$, $H_{от}=1,5 \text{ мм}$, дизельное топливо (вязкость 4сСт) для новой плунжерной пары диаметром 9мм

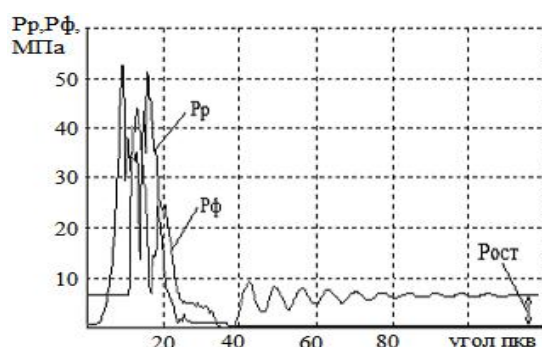


Рис. 2. К определению остаточного давления $P_{ост}$
 $P_{ост}$ - давление над плунжером; $P_{ф}$ - давление перед форсункой. Режим $n=1200 \text{ мин}^{-1}$, $H_{от}=1,5 \text{ мм}$, дизельное топливо (вязкость 4сСт), для новой плунжерной пары диаметром 9мм

Расчет величины цикловой подачи проводился для различных частот вращения вала ТНВД, физических свойств топлива и положений дозатора.

На каждом шаге переходного процесса из уравнения динамики регулятора определяется координата дозатора топлива $H_{от}$. Для механического регулятора распределительного ТНВД в работе [2] получено уравнение

$$m_p \frac{d^2 z}{dt^2} = A(\omega, z) - E(\phi, z) - \theta \frac{dz}{dt},$$

откуда находится $H_{от}$ как функция от координаты муфты измерителя Z :

$$H_{от} = H_o + (Z_{max} - Z + Y1) * L_{от} / L_z.$$

Частотные (амплитудные, фазовые и амплитудно-фазовые) характеристики дозатора, полученные в работе [7], приняты за основу для расчета частотных характеристик топливоподачи при гармонических возмущениях угловой скорости приводного вала топливного насоса высокого давления.

Проведенное в данной работе расчетное исследование позволило решить поставленную выше проблему – по известной координате дозатора определить текущую цикловую подачу ($B_{ц}$) при переходных процессах в зависимости от физических свойств топлива, режима ДВС, конструкции и технического состояния ТНВД. Для определения $B_{ц}$ получены регрессионные зависимости, которые используются в математической модели регулятора (после вычисления $H_{от}$) при моделировании переходных процессов высокооборотных автомобильных дизелей. Некоторые результаты показаны ниже графически и в форме регрессионных зависимостей.

Для дизельного топлива (при вязкости 4 сСт) и при использовании новой плунжерной пары диаметром 9мм названная регрессионная зависимость имеет вид:

$$B_{ц} = 17,7 \cdot H_{от}^2 - 8,33 \cdot H_{от} + 0,00605 \cdot n - 0,113 \cdot n^2 \cdot 10^{-4} + 0,0218 \cdot n \cdot H_{от} - 1,01.$$

При использовании вязких топлив, наличии износа плунжерной пары, других конструктивных отличий ТНВД регрессионная зависимость имеет тот же вид, однако коэффициенты в каждом конкретном случае другие. Так, например, для топлива с вязкостью 16 сСт при использовании плунжерной пары с максимально возможным в эксплуатации износом на рис.3 показано изменение цикловой

подачи (поправка $\Delta B_{\text{ц}}$) по сравнению с дизельным топливом (ДТ) для 2-х положений дозатора $H_{\text{от}}$ в диапазоне частот вращения вала насоса от 100 до 2000 мин^{-1} .

Для пусковой частоты вращения влияние вязкости топлива иллюстрируется графиком на рис. 4, полученном при моделировании процесса впрыска предельно изношенной плунжерной парой при максимальном положении дозатора $H_{\text{от}}=1,5$ мм.

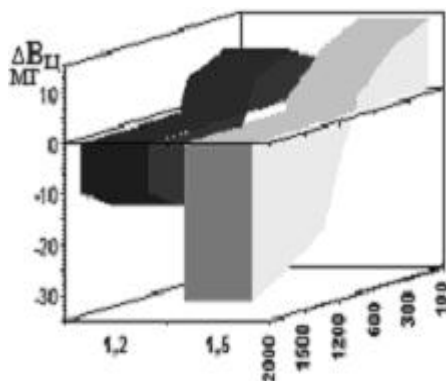


Рис. 3. Изменение $\Delta B_{\text{ц}}$ для вязкости 16сСт по сравнению с ДТ при максимальных утечках для положений дозатора $H_{\text{от}}=1,2$ мм и 1,5 мм

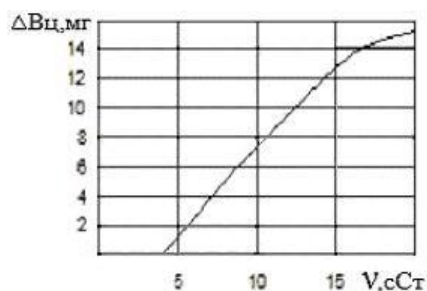


Рис. 4. Изменение $\Delta B_{\text{ц}}$ от вязкости при максимальных утечках для $n=100$ мин^{-1}

На рис. 5 показана зависимость цикловой подачи смесового топлива от частоты вращения ТНВД и вязкости для предельно изношенной плунжерной пары для максимального положения дозатора.

Из данных, приведенных на рис. 5, следует, что для постоянного положения дозатора с повышением частоты вращения более 600 мин^{-1} (1200 мин^{-1} по коленчатому валу 4-х тактного двигателя) цикловая подача дизельного топлива (вязкость 4 сСт) возрастает более чем в 7 раз.

В тоже время для вязкого топлива (вязкость 20 сСт) $B_{\text{ц}}$ снижается в 2 раза (не считая пусковую

частоту вращения). Этот факт неизбежно требует учета при моделировании переходных процессов.

Одновременное влияние на величину цикловой подачи износа плунжерной пары и вязкости топлива показано на рис.6 для стартерной частоты вращения ТНВД.

На величину цикловой подачи топлива при фиксированном положении дозатора в меньшей степени влияют и другие факторы – давление топлива в корпусе насоса и остаточное давление в трубопроводе высокого давления.

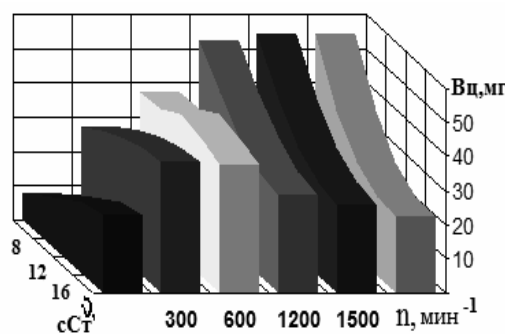


Рис. 5. Цикловая подача топлива в зависимости от частоты вращения ТНВД и вязкости для предельно изношенной плунжерной пары для $H_{\text{от}}=1,5$ мм

Последнее зависит не только от режимных параметров двигателя, но и от конструкции, а так же износа нагнетательных клапанов и состояния их пружин.

Так, например, на рис. 7 приведены значения приращений цикловой подачи ($\Delta B_{\text{ц}}$) в случае отсутствия учета изменения $P_{\text{ост}}$ в зависимости от режима работы.

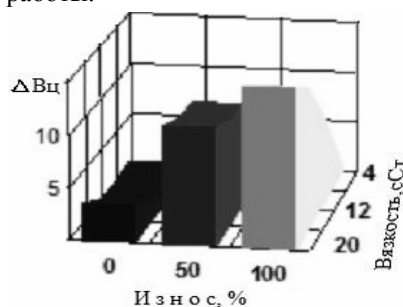


Рис. 6. Изменение $\Delta B_{\text{ц}}$ в зависимости от вязкости топлива и износа плунжерной пары

Полученные данные позволяют получить частотные характеристики топливоподачи рассматриваемых распределительных ТНВД высокооборотных автомобильных дизелей. На рис.8 показаны частотные характеристики дозатора (2) и топливоподачи (1) при 50%-м износе плунжерных пар.

В дальнейшем планируется использовать эти результаты для моделирования переходных процессов высокооборотных автомобильных дизелей и установок с ними в различных условиях эксплуатации.

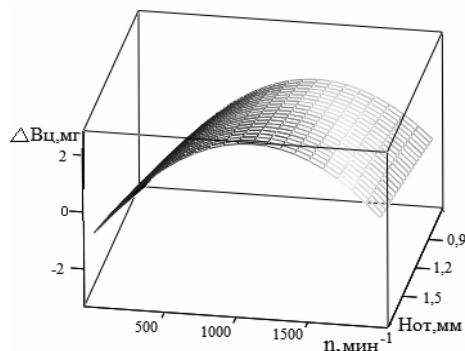


Рис. 7. Влияние изменения $P_{\text{от}}$ на $\Delta B_{\text{ц}}$ в зависимости от n и $H_{\text{от}}$

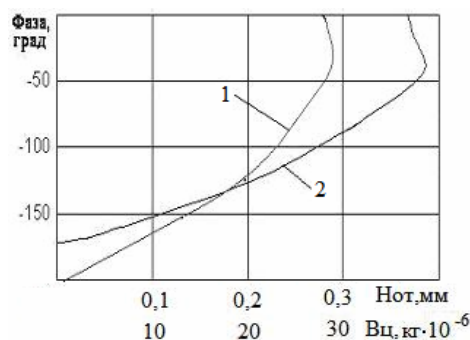


Рис. 8. Совмещенные частотные характеристики дозатора и топливоподачи

1 - топливоподача; 2 - координата дозатора

Заключение

1. Получены аппроксимирующие выражения для вязкости, сжимаемости и плотности топлива.

2. Проведенный расчетный эксперимент позволил получить зависимость цикловой подачи топлива от его свойств и режимных параметров дизеля;

3. Полученные данные позволяют выполнить моделирование переходных процессов распределительных ТНВД автотракторных дизелей.

4. Изменение вязкости топлива и износ плунжерных пар существенно влияют на изменение цикловой подачи во всем диапазоне режимов высокооборотных дизелей.

5. При использовании вязких топлив должна быть должным образом изменена настройка регуляторов.

Список литературы:

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование ДВС / В. И. Крутов. – Машиностроение, 1987. – 512 с.
2. Тырловой С.И. Моделирование работы многорежимных регуляторов распределительных ТНВД / С. И. Тырловой // Вестник СХУ. – 2007. – №8(114), часть 1. – С. 171-176.
3. Голубков Л.Н. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебно-практическое пособие / Л. Н. Голубков, А. А. Савастенко, М. В. Эммиль. – М.: "Легион-Автодата", 2000. – 176 с.
4. 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 // Вестник СХУ. – 2000. – №5(27). – С. 133-136.
5. Марков В.А. Зависимость физических свойств автотракторных топлив от температуры и давления / В.А. Марков // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. – 1999. – №1. – С. 57-73.
6. Тырловой С.И. Влияние эксплуатационных факторов на характеристики регуляторов распределительных ТНВД высокооборотных дизелей / С.И. Тырловой // Вестник СХУ им. В. Даля. – 2008. – №7(125), часть 2. – С. 263-267.
7. С.И. Тырловой. Амплитудно-фазовые характеристики регуляторов высокооборотных автомобильных дизелей / С.И. Тырловой // Двигуни внутрішнього згорання. – 2009. – №1. – С. 57-61.

УДК 621.43

**А.П. Марченко, д-р техн. наук, А.А. Осетров, канд. техн. наук,
И. Дубей, д-р философии, Маамри Р., докторант**

АНАЛИЗ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ВОДОРОДА В ЧЕТЫРЕХТАКТНОМ ОДНОЦИЛИНДРОВОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ

Актуальность проблемы

Водород рассматривается как перспективный вид топлива, в том числе и для двигателей внутреннего сгорания. Во-первых, при его сжигании

практически отсутствуют выбросы CO, CH и твердых частиц. Некоторое их содержание в отработавших газах объясняется выгоранием смазочного масла. Во-вторых, широкие пределы воспламенения

мости водорода позволяют организовать качественное регулирование мощности на эксплуатационных режимах, и, как следствие, увеличить КПД двигателя на частичных нагрузках. В-третьих, при сжигании бедных смесей водорода с воздухом можно радикально снизить выбросы NO без существенных материальных затрат. К недостаткам водорода относят высокую себестоимость его получения, трудности хранения водорода на борту транспортного средства, отсутствие инфраструктуры и др.

Преимущества водорода обуславливают развитие работ, связанных с использованием данного топлива в двигателях внутреннего сгорания [1–7]. Известно, что одним из наиболее эффективных инструментов исследования процессов в ДВС, оптимизации его конструкции, является математическое моделирование. При разработке математических моделей возникает ряд вопросов, не освещенных достаточно широко в технической литературе. Это относится к динамике тепловыделения в водородном двигателе, влиянию на рабочий процесс конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

Цель исследования

В настоящем исследовании поставлена цель проанализировать процесс сгорания водорода в

четырёхтактном одноцилиндровом двигателе с искровым воспламенением, разработать математическую модель, учитывающую особенности процесса сгорания, оценить влияние на процесс сгорания конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

Экспериментальное оборудование

В основу работы положены результаты экспериментов, проведенных на одноцилиндровом четырёхтактном двигателе CFR (1Ч8,255/11,42) бельгийскими учеными [2]. Основные параметры двигателя представлены в табл. 1., схема экспериментальной установки – на рис. 1, 2.

Таблица 1. Основные параметры исследуемого двигателя

Параметр	Значение параметра
Диаметр цилиндра, мм	82,55
Ход поршня, мм	114,2
Длина шатуна, мм	254
Степень сжатия	7–9,5
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	600

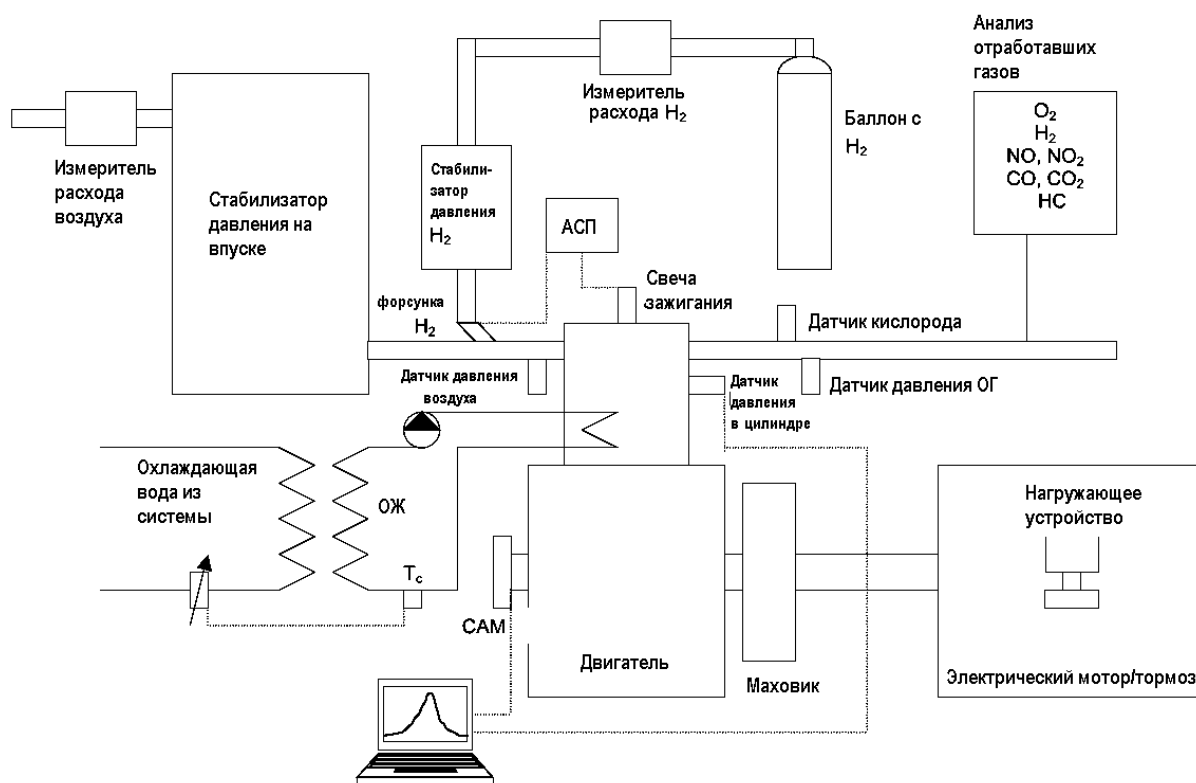


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Двигатель CFR, предназначенный первоначально для определения октанового числа топлив, был переоборудован для использования водорода. На двигатель установили систему подачи водорода во впускной коллектор. Количество подаваемого топлива изменялось регулированием продолжительности подъема клапана форсунки.

В головку цилиндра был установлен охлаждаемый водой пьезоэлектрический датчик для измерения давления. Также измерялись нагрузка, частота вращения коленчатого вала, положение верхней мертвой точки, массовые расходы воздуха и водорода, давление смеси перед клапанами и отработавших газов на выпуске. В отработавших газах определялось содержание кислорода O_2 , водорода H_2 , оксида азота NO и диоксида азота NO_2 , монооксида углерода CO , диоксида углерода CO_2 и несгоревших углеводородов CH . Частота вращения во всех испытаниях поддерживалась постоянной $n=600 \text{ мин}^{-1}$, степень сжатия изменялась в диапазоне от 7 до 9,5.

Экспериментальные данные, полученные на двигателе CFR, позволили уточнить модель сгорания водорода в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением.

Анализ и математическое моделирование процесса сгорания водорода

В настоящее время известны одно-, двух- и многозонные модели сгорания. В основу однозонных моделей положены законы сохранения массы и энергии. Количество выгоревшего топлива к определенному моменту времени и скорость тепловыделения задаются эмпирическими либо полуэмпирическими зависимостями (например, методика И.И. Вибе). Входной координатой является время. В многозонных моделях уравнения законов сохранения массы и энергии в дифференциальной форме дополняются уравнениями Навье-Стокса, описывающими турбулентное течение газа, и, помимо времени, вводятся пространственные координаты. В двухзонных моделях пространственной координатой является радиус фронта пламени. Процесс сгорания моделируется на основе данных о скорости распространения пламени в ламинарных и турбулентных средах.

Недостатком двух- и многозонных моделей является необходимость и сложность задания большого количества граничных условий, полученных в результате экспериментальных либо рас-

четных исследований, существенные затраты машинного времени. Скорость распространения пламени, как правило, задается эмпирическими формулами на основе экспериментальных данных о скорости ламинарного и турбулентного горения в бомбах [2,4,5,8,9]. Учет специфики сгорания в ДВС производится эмпирическими коэффициентами, что снижает точность расчетов при исследованиях для других типов двигателей. Область применения данных моделей – детальные теоретические исследования процесса сгорания.

В настоящей работе для исследования и моделирования процесса сгорания водорода принята однозонная термодинамическая модель, в основу которой положены полуэмпирические формулы И.И. Вибе для определения количества выгоревшего топлива и скорости сгорания:

$$x = 1 - \exp(C\bar{\varphi}^{-m+1}), \quad (1)$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C \frac{m+1}{\varphi_z} \bar{\varphi}^{-m} \exp(C\bar{\varphi}^{-m+1}), \quad (2)$$

где $\bar{\varphi} = \varphi / \varphi_z$, φ , φ_z – соответственно относительное время сгорания, текущее время от начала сгорания и продолжительность сгорания, представленные в углах поворота коленчатого вала; C – константа (например, при условии окончания сгорания в момент, когда доля выгоревшего топлива равна 0,999, константа $C = \ln(1-0,999) = -6,908$); m – показатель характера сгорания – константа, определяющая динамику процесса сгорания.

Константы φ_z и m в данной модели подбираются эмпирическим путем из условия обеспечения удовлетворительного согласования расчетной и экспериментальной индикаторной диаграмм (закон сгорания). Как правило, исследователи определяют зависимости φ_z и m от конструктивных и режимных параметров рабочего процесса, а затем используют данные зависимости в оптимизационных и других работах. В работе поставлена задача определения влияния конструктивных и режимных параметров рабочего процесса на закон сгорания и, соответственно, параметры φ_z и m модели И.И. Вибе.

На рис. 2 показано влияние продолжительности сгорания φ_z и показателя характера сгорания m на форму индикаторной диаграммы.

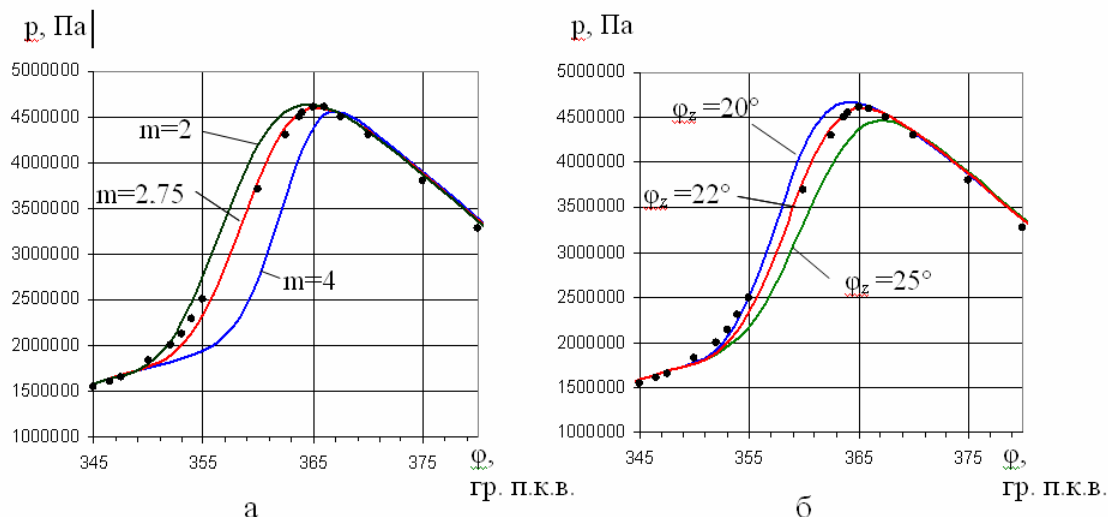


Рис. 2. Подбор показателя характера сгорания m (а) и продолжительности сгорания ϕ_z (б) в формулах (1) и (2) для режима $n = 600 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 1,3 \text{ кВт}$. Точками показана экспериментальная диаграмма

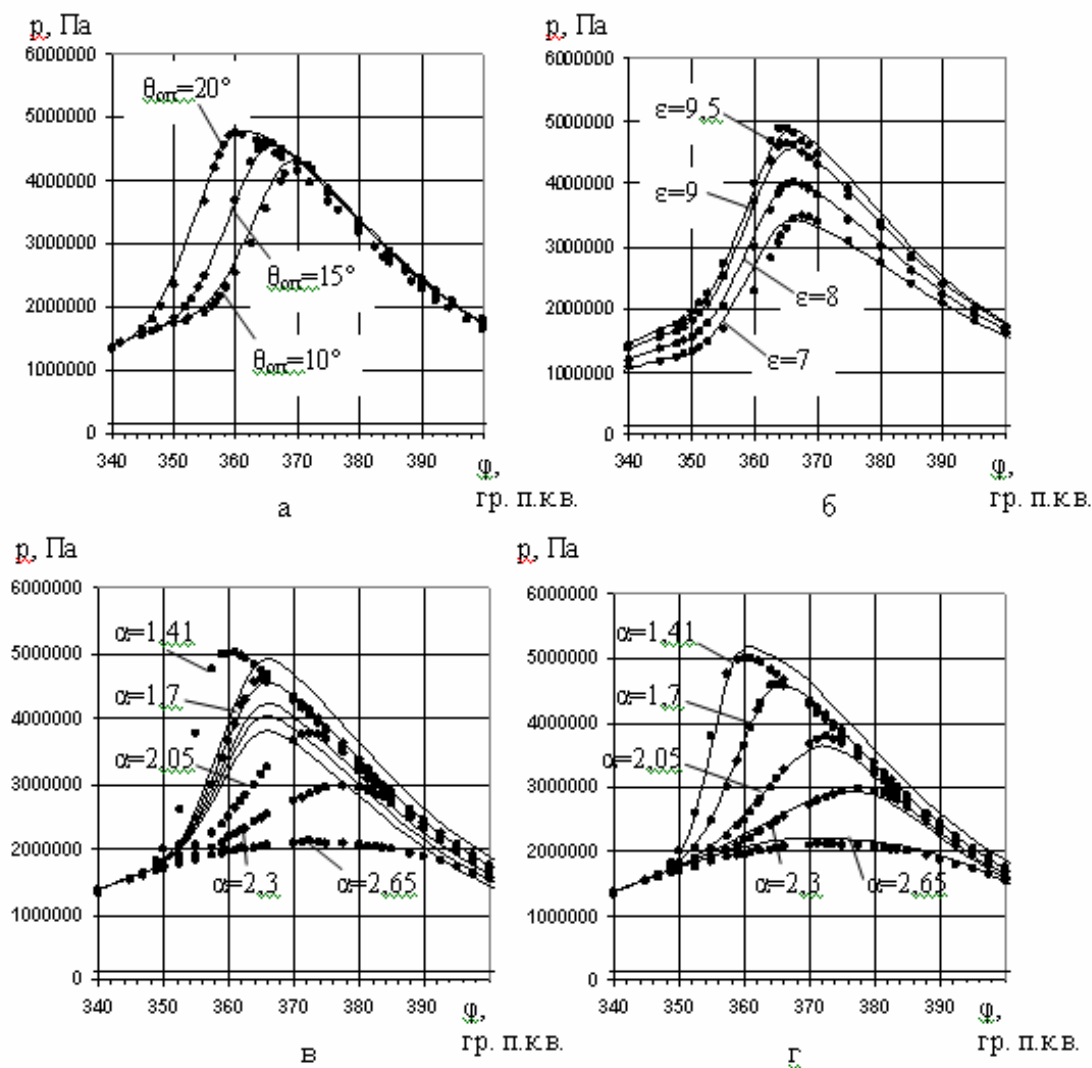


Рис. 3. Влияние изменения угла опережения зажигания θ_{on} (а), степени сжатия ε (б) и коэффициента избытка воздуха α (в, г) на экспериментальную и расчетную индикаторные диаграммы. Точками показаны экспериментальные диаграммы

Видно, что для режима $n = 600 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 1,3$ кВт наилучшее совпадение расчетной и экспериментальной диаграмм достигается при использовании $\varphi_z = 22$ гр. п.к.в. и $m = 2,75$. Однако и в этом случае наклон расчетных и экспериментальных кривых давления не совпадает. Очевидно, что сгорание происходит более интенсивно в начальной фазе и менее интенсивно в конечной фазе, то есть закон сгорания близок к треугольной форме (рис. 3). Нами предложен переменный показатель динамики сгорания, изменяющийся по линейной зависимости от $m_1 = 1,5$ до $m_2 = 4$:

$$m = (m_2 - m_1) \cdot \bar{\varphi} + m_1. \quad (3)$$

В этом случае скорость сгорания определяется по формуле:

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C \frac{1}{\varphi_z} \bar{\varphi}^{-m} \exp(C \bar{\varphi}^{-m+1}) \times \\ \times \left[(m+1) \cdot \bar{\varphi}^{-m} + \bar{\varphi}^{-m+1} \ln(\bar{\varphi}) \cdot (m_2 - m_1) \right]$$

Выводы

В результате расчетных исследований установлено, что форма кривой скорости сгорания при использовании водорода близка к треугольной. Предложено в модели сгорания И.И. Вибе использовать переменный показатель характера сгорания m , изменяющийся по линейному закону, что позволяет более точно описать динамику сгорания водорода.

Показано, что изменение степени сжатия и угла опережения впрыскивания в меньшей степени

влияет на продолжительность и динамику процесса сгорания, чем изменение коэффициента избытка воздуха. Учесть это влияние позволяет использование аппроксимирующей зависимости продолжительности сгорания φ_z от коэффициента избытка воздуха α .

Список литературы:

1. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей / А.И. Мищенко.- Киев: Наук. Думка, 1984. – 143 с.
2. Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines / Verhelst S. // Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University, 2005. – 222 p.
3. Kim J.M. Performance characteristics of hydrogen fueled engine with the direct injection and spark ignition system / J.M. Kim, Y.T. Kim, J.T. Lee, S.Y. Lee // SAE. – paper nr 95249. – 1995.
4. Pol'a'sek M. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials / M. Pol'a'sek, J. Macek, M. Tak'ats, O. V'itek // SAE. – paper nr 2002-01-0373. – 2002.
4. Ma J. Simulation and prediction on the performance of a vehicle's hydrogen engine / J. Ma, Y. Su, Y. Zhou, Z. Zhang // Int. J. Hydrogen Energy, 28:77–83, 2003.
5. Sierens R. Experimental study of a hydrogen fuelled engine. Proceedings ASME Spring Engine Technology Conference / R Sierens., S. Verhelst // ICE 34-3. – paper nr. 2000-ICE-285. – pp. 9-16. – San Antonio. – 2000.
6. Kobayashi H. and Kawazoe H. Flame instability effects on the smallest wrinkling scale and burning velocity of high pressure turbulent premixed flames. 28th Symp. (Int.) on Combustion, pages 375–382, 2000.
7. Lipatnikov A.N. Turbulent flame speed and thickness: phenomenology, evaluation, and application in multi-dimensional simulations / A.N. Lipatnikov, J. Chomiak // Progress in Energy and Combustion Science. – 28:1–74. – 2002.
8. Keck J.C. Early flame development and burning rates in spark ignition engines and their cyclic variability / J.C. Keck, Heywood J.B., and Noske G. // SAE. – paper nr 870164. – 1987.

УДК 621.43.013

В.А. Корогодський, канд. техн. наук

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ДИНАМІКИ РУХУ ФРОНТУ БЕНЗИНОВОГО СТРУМЕНЯ

Постанова проблеми. Двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ) є одним з найбільш поширених типів енергетичних установок. За прогнозними оцінками чисельність автомобільного парку і іншої техніки з ДВЗ буде з часом тільки зростати. При цьому посилюються вимоги до ДВЗ по паливній економичності та викидам шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ) [1].

Актуальність. Виконання норм стосовно кількості шкідливих викидів з ВГ ДВЗ із іскровим запалюванням можливе при використанні системи безпосереднього впрыскування палива (БВП) й організації внутрішнього сумішоутворення. При цьому організація внутрішнього сумішоутворення з розшаруванням паливо-повітряного заряду дозволяє підвищити ступінь стиску, а в багатоциліндрових двигунах сприяє підвищенню ідентичності ро-

зподілу кількості палива по циліндрах, що стабілізує займання і згоряння паливно-повітряної суміші в послідовних циклах, і в цілому підвищує економічність двигуна. Тому проведення досліджень процесів внутрішнього сумішоутворення являється актуальною проблемою.

Застосування систем БВП у сучасному двигунобудуванні. Лідером в розробці двигунів із безпосереднім впорскуванням бензину (БВБ або GDI - Gasoline Direct Injection) являється Mitsubishi Motors Corp. До цього ж типу двигунів відноситься й двигун "Toyota D-4", з електронною системою високого тиску GDI фірми Bosch. Першим з європейських виробників двигунів з GDI стала компанія Renault IDE. Після 2000 року японський виробник Nissan DI (Neo DI) розробив двигуни VQ30DD (Cedric/Gloria) з БВП. На сьогоднішній день найактивнішими виробниками двигунів з БВП в Європі є підрозділи VAG, в першу чергу - Volkswagen і Audi. Виробник престижних автомобілів Daimler-Chrysler теж прийняв участь у розвитку БВП, який представив свій CGI (Stratified Charged Gasoline Injection) для купе MB CLK200. Фірма SAAB використовує розробки австралійської фірми Orbital з робочим процесом SCC при БВП. [2]

В Україні також ведуться роботи з розробки перспективних робочих процесів при БВП у циліндри двигунів з іскровим запалюванням. Однією з розробок є новий спосіб організації процесів внутрішнього сумішоутворення при БВП [3].

Даний спосіб включає впорскування палива на такті стиску в заповнену повітрям камеру згоряння у вигляді паливного струменя з периферійним розподіленням палива, яке формує паливну плівку на поверхні стінок камери згоряння.

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

Метою даної роботи є уточнення математичної моделі для дослідження процесів динаміки руху фронту паливного струменя з периферійним розподіленням палива на базі експериментальних досліджень. Назва паливний струмінь, а не паливний факел приймається тому, що у двигунах з іскровим запалюванням та БВП процеси сумішоутворення протікають окремо від процесів згоряння.

Результати дослідження

При впорскуванні палива використовується форсунка клапанного типу (рис. 1), яка формує струмінь з периферійним розподіленням палива та порожниною усередині.

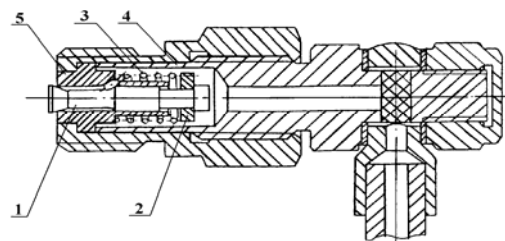


Рис. 1. Форсунка з клапаном розпилювачем:
1 – клапан; 2 – замок; 3 – пружина клапана;
4 – стакан; 5 – розпилювач (сідло клапана)

Для дослідження процесів динаміки руху паливного струменя при сумішоутворенні у двигунах з іскровим запалюванням та БВП використана математична модель на основі теорії аеродинамічного сліду, яку запропонував Петриченко Р. М. [4].

В моделі динаміки руху фронту струменя приймається, що головна крапля з масою m , швидкість якої u , визначається умовами опору руху в середовищі. Цю краплю наздоганяє крапля з масою m_0 , яка рухається в аеродинамічному сліді попередніх крапель зі швидкістю u_0 , при цьому $u_0 > u$.

При взаємодії краплі, що рухається в сліді, передає головній краплі свою кількість руху [4]:

$$m_0 u_0 + m u = m_{\Phi} u_{\Phi}, \quad (1)$$

де m_{Φ} – маса фронтальної краплі ($m_{\Phi} = m_0 + m$); u_{Φ} – швидкість краплі.

Головні краплі відчувають опір F навколишнього середовища:

$$m_{\Phi} \frac{d^2 x}{dt^2} + F = 0 \quad (2)$$

$$m_{\Phi} = \frac{1}{6} \pi d^3 \rho_K, \quad (3)$$

де d – діаметр краплі; ρ_K – густина краплі (густина пального).

Сила опору, що виникає при русі краплі

$$F = C_f \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\rho_B u_x^2}{2}, \quad (4)$$

де ρ_B – густина середовища в циліндрі двигуна; C_f – коефіцієнт лобового опору краплі; u_x – швидкість руху краплі в даний момент.

Швидкість руху крапель у фронті струменя:

$$u_{\Phi} = u_0 \frac{1 + \chi \cdot e^{-\frac{\chi}{K}}}{1 + \chi} \quad (5)$$

Тут $\chi = m/m_0$ – відношення мас головної краплі і краплі, що рухається у сліді; $K = \frac{3}{4} C_f \frac{\rho_v}{\rho_k}$ – декремент затухання швидкості руху крапель; ρ_v – питома маса робочого тіла в циліндрі (густина); ρ_k – густина пального (краплі); C_f – коефіцієнт лобового опору краплі, достатньо складна функція геометрії краплі і режиму її руху. При відносно невисоких швидкостях руху шароподібної краплі $C_f = C_f(Re)$, де $Re = ud/\nu$ – число Рейнольдса, вірно при числах Маха $< 1/3$. Для сферичної краплі в широкому діапазоні дозвукових швидкостей і реальних розмірів C_f [4].

Час повного розвитку струменя:

$$t = \frac{d(1+\chi)}{u_0} \left(\bar{X} + \frac{1}{K} \ln \frac{1+\chi \cdot e^{-K\bar{X}}}{1+\chi} \right), \quad (6)$$

де d – середній діаметр крапель; $\bar{X} = X/d$ – відносна відстань від розпилювача форсунки до фронту струменя.

Функція

$$\Phi(\bar{X}, \chi) = (1 + \chi) \cdot \left(\bar{X} + \frac{1}{K} \ln \frac{1 + \chi \cdot e^{-K\bar{X}}}{1 + \chi} \right) \quad (7)$$

безрозмірна і являє собою функцію відносної відстані фронту струменя від розпилювача форсунки, відношення мас взаємодіючих крапель і декременту згасання швидкості головної краплі.

Час розвитку струменя (6) зворотно пропорційний швидкості витікання пального u_0 . Однак зі зростанням швидкості u_0 розміри крапель d повинні зменшуватись при одночасному зростанні $\Phi(\bar{X}, \chi)$, тобто залежність часу t від швидкості u_0 не зворотно пропорційна, а більш складного характеру.

Після припинення подачі пального фронт струменя втрачає швидкість. Останні краплі доходять до фронту за час $\Delta t_1 = H/u_0$, де H – відстань від розпилювача до фронту струменя. Так, не отримуючи імпульс кількості руху, фронт струменя починає гальмувати.

Приведені співвідношення дозволяють дослідити динаміку розвитку паливного струменя. Складні зміни у фронті паливного струменя дотепер не піддаються вичерпним розрахункам. У зв'язку з цим при розрахунках процесів у паливному струмені діаметр фронтальних крапель ($d = 70 \cdot 10^{-6}$ м) в

першому наближенні приймається середнім на основі зареєстрованого експерименту [5].

Моделювання процесів динаміки руху паливного струменя проводилося з урахуванням експериментальних досліджень. Розрахунок динаміки подачі палива проведено на базі інтегральної характеристики паливоподачі (рис. 2), яка була побудована по осцилограмі зміни тиску палива перед розпилювачем форсунки.

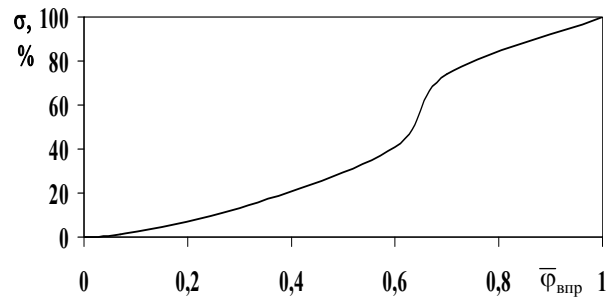


Рис. 2. Інтегральна характеристика паливоподачі

Вприскування бензину забезпечувалося форсункою з клапанним розпилювачем й паливним насосом високого тиску з манжетним ущільненням плунжера при тиску вприскування $P_{впр} = 3,5-4,0$ МПа.

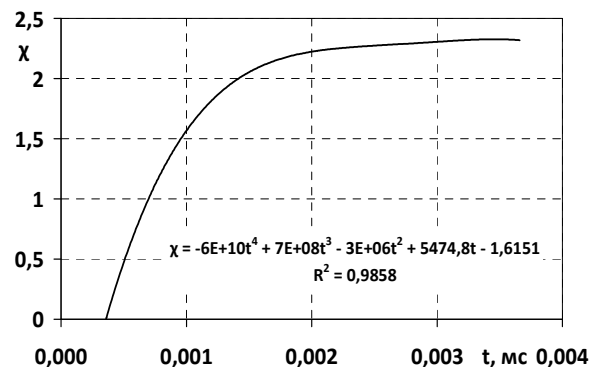


Рис. 3. Відношення мас головної краплі і краплі, що рухається у сліді

Для уточнення моделі руху паливного струменя, його фронту, результати розрахунків зіставлені з даними експериментальних досліджень (кінорегістрація). За допомогою уточнення функції χ (рис.3) визначено значення функції Φ (рис.4). Результати розрахунків та експериментальних досліджень представлено на рис. 5.

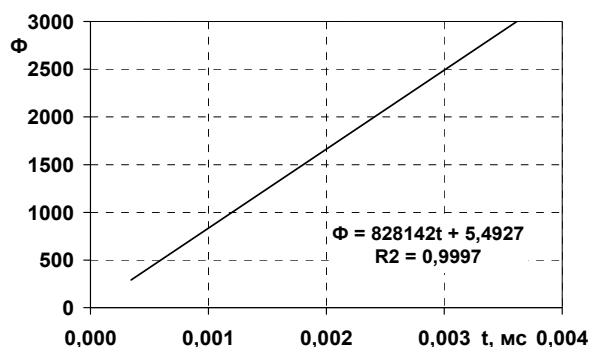


Рис. 4. Зміна функції Φ за часом

Висновки. При уточненні математичної моделі динаміки руху паливного струменя на базі теорії аеродинамічного сліду враховувалися результати експериментальних досліджень. При зміні в моделі відношення мас головних крапель і крапель,

що рухаються в сліді (χ), результати розрахунків практично відповідні до результатів експерименту. Отримано залежність χ за часом ($\chi = -6E+10t^4 + 7E+08t^3 - 3E+06t^2 + 5474,8t - 1,6151$ при кореляції функції $R^2=0,9858$). При моделюванні динаміки руху паливного струменя визначено значення функції Φ , яка являє собою функцію відносної відстані фронту струменя від розпилювача форсунки, відношення мас взаємодіючих крапель і декременту згасання швидкості головної краплі. Залежність функції Φ за часом $\Phi = 828142t + 5,4927$ при кореляції функції $R^2=0,9997$. Розрахункова залежність швидкості фронту паливного струменя за часом $U\phi = 8E+13t^5 - 4E+11t^4 - 2E+09t^3 + 2E+07t^2 - 50107t + 73,312$ при кореляції $R^2 = 0,9988$, а дальнобійність струменя $X = -3E+10t^5 + 1E+08t^4 + 2E+06t^3 - 14264t^2 + 57,259t + 0,002$ при кореляції $R^2 = 0,9998$.

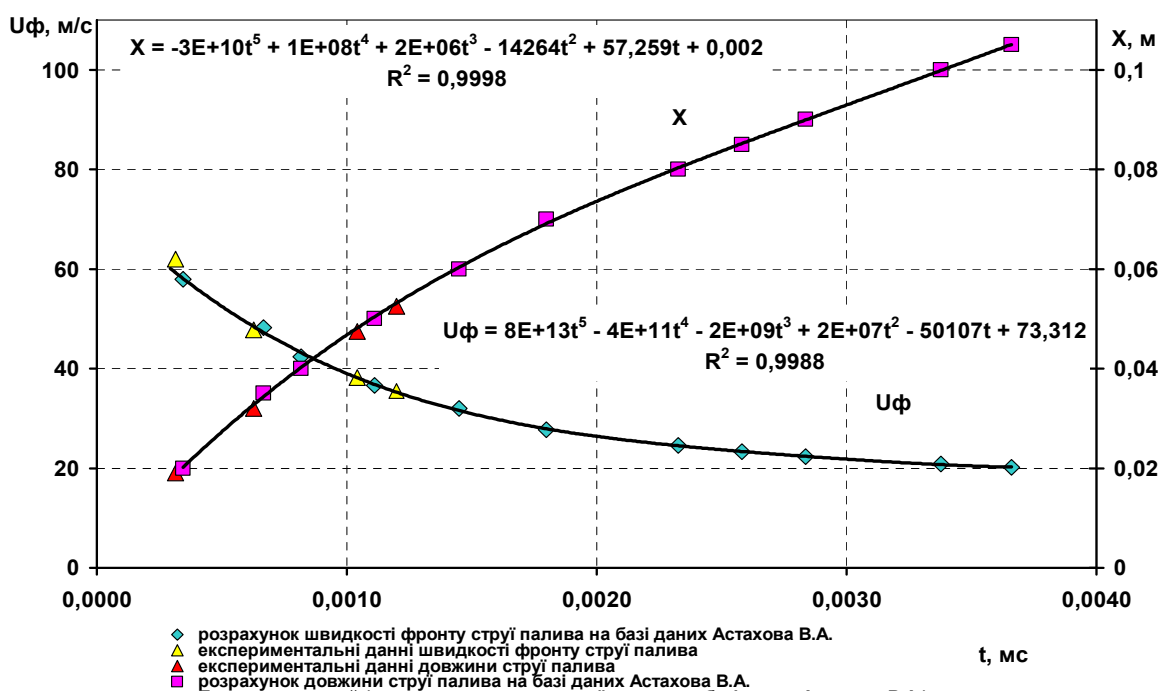


Рис. 5. Динаміка руху фронту паливного струменя

Список літератури:

1. Official Journal of the European Union, REGULATION (EC) No 715/2007 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL, of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6). 2. <http://ru.wikipedia.org/wiki/> 3. Пат. 87733 C2, Україна, МПК⁷ F02B 17/00. Спосіб сумішоутворення в камері згорання двигуна внутрішнього згорання і двигун внутрішнього згорання з розширенням паливоповітряного заряду та із примусовим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива / Корогодський В.А., Кирилюк

І.О., Ломов С.Г.; заявник і власник – Корогодський В.А., Кулигін В.І., Кирилюк І.О., Ломов С.Г. - №а200710939; заявл. 03.10.2007; опубл. 10.08.2009, Бюл. № 15. 4. Петриченко Р.М. Физические основы Внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания / Роман Михайлович Петриченко // Учеб. Пособие. – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та., 1983. – 244 с. 5. Астахов В.А. Разработка рабочих процессов бензинового двигателя с рас-слоением заряда в дополнительной камере сгорания: дис... канд. техн. наук: 05.04.02 / Владимир Алексеевич Астахов. – Харьков, 1987. – 230 с.

ОСОБЕННОСТИ ТОПЛИВОПОДАЧИ И СГОРАНИЯ ТОПЛИВ НА ОСНОВЕ РАПСОВОГО МАСЛА

Введение

Целесообразность применения рапсового масла в качестве топлива, особенно в аграрных регионах, обусловлена не только истощением мировых запасов нефти, но также и сложившейся ситуацией регулирования цен на нефтепродукты. Известно, что многие сельские хозяйства испытывают подчас серьезные трудности, связанные с высокой ценой на топливо. Одним из вариантов решения данной проблемы является использование в качестве топлива рапсового масла.

На кафедре ДВС АлтГТУ им. И. И. Ползунова проводятся исследования рабочего процесса дизеля на рапсовом масле, метиловом эфире рапсового масла и смесевом топливе. На основании экспериментальных данных сделан сравнительный анализ процесса топливоподачи и рабочего процесса дизеля на стандартном нефтяном дизтопливе и рапсовом масле.

Исследование параметров макросмесеобразования оптическим методом

Данный этап исследований проводился на моторном стенде с использованием системы VS-СТТ-285/X/E-2001/М, позволяющей производить съемку быстропротекающих импульсных процессов в атмосфере (рисунок 1). По результатам обработки данных было установлено, что топливная струя рапсового масла имеет значительно меньший угол раскрытия.

На рисунке 2 приведены графики изменения длины струи дизтоплива и рапсового масла по времени и графики изменения скорости фронтальной части струи.

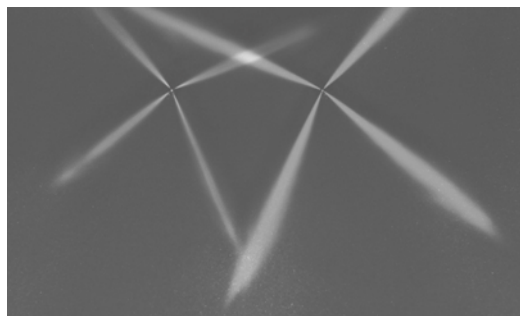


Рис. 1. Струи дизтоплива и рапсового масла на фазе активного впрыска

В ходе данного исследования было установлено, что процесс впрыска рапсового масла начинается на 3-3,5 градуса поворота коленчатого вала позже, несмотря на то, что подъем иглы форсунки, исходя из диаграммы подъема, начинается раньше.

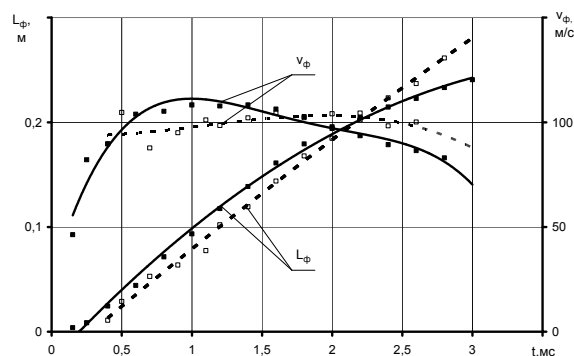


Рис. 2. Длина топливной струи L_{ϕ} и скорость распространения её фронта v_{ϕ}

Объясняется это тем, что из-за высокой вязкости, впрыск рапсового масла начинается при более высоких значениях суммарного проходного сечения распылителя, определяемого в начальные моменты впрыска открытием щели запорного конуса иглы форсунки.

Из анализа изменения скорости фронта струи следует вывод о более высокой дальнобойности струи рапсового масла по сравнению со струей дизтоплива, значит, с переходом на рапсовое масло следует ожидать увеличение доли топлива, попавшего на стенку и уменьшения объемной доли, что приведет к затягиванию процесса сгорания на линию расширения.

Исследование параметров рабочего процесса на основе анализа индикаторных диаграмм

В ходе проведения эксперимента получены данные, на основании которых сделан сравнительный анализ рабочего процесса двигателя с использованием двух видов топлива. На основании индикаторных диаграмм, полученных для разных режимов работы двигателя, были произведены расчеты периода задержки воспламенения и, связанной с ним жесткости рабочего процесса двигателя.

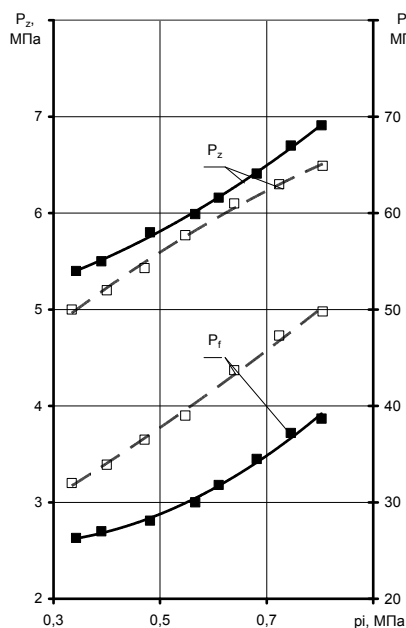


Рис. 3. Нагрузочная характеристика, максимальное давление газов в цилиндре и максимальное давление топлива на выходе из топливного насоса

На рисунке 3 приведены графики изменения максимальных давлений газа в цилиндре двигателя и топлива в трубопроводе высокого давления. Следует отметить существенное увеличение максимального давления в трубопроводе при работе двигателя на рапсовом масле по сравнению с работой на дизтопливе:

- на 22% на режиме малых нагрузок;
- на 30% на режиме средних нагрузок;
- на 40% на номинальном режиме.

Это связано с повышенной вязкостью и плотностью рапсового масла. Известно, что плотность рапсового масла на 6,6 % выше, чем у дизтоплива, а вязкость при 40°C выше в 14 раз [1,2]. С увеличением нагрузки увеличивается и разница в соотношении давлений, т.е. максимальное давление в трубопроводе при использовании рапсового масла растет интенсивней. Факт увеличения максимального давления топливоподачи является негативным, так как приводит к увеличению механических напряжений в деталях топливной аппаратуры дизеля.

При организации рабочего процесса дизеля стремятся, чтобы максимальные давления сгорания не выходили за пределы 7-8,8 МПа для безнаддувных двигателей и 10,5-16 МПа для двигателей с наддувом [3]. В случае использования рапсового масла наблюдается снижение максимального дав-

ления сгорания на 6-7,5% во всем диапазоне нагрузок, что является положительным.

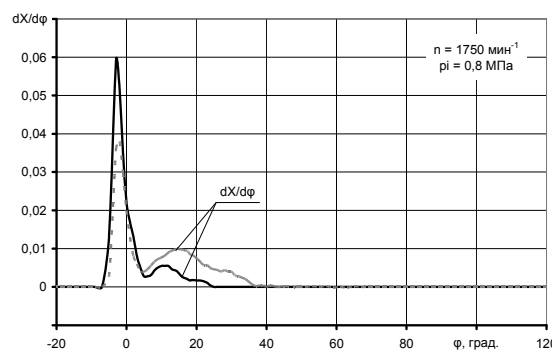


Рис. 4. Диаграмма изменения скорости тепловыделения при работе на дизтопливе и рапсовом масле

На рисунке 4 приведены результаты обработки индикаторных диаграмм на тепловыделение. При переходе с дизтоплива на рапсовое масло наблюдалось незначительное увеличение периода задержки воспламенения на 0,5-1 градус п.к.в. Объясняется это тем, что склонность к воспламенению рапсового масла и дизтоплива несущественно отличаются (цетановое число рапсового масла 40, а дизтоплива 45 единиц). Кроме этого струя рапсового масла, по данным оптического метода исследований, несмотря на высокую неравномерность структуры, содержит достаточное количество мелкодисперсной фазы в периферийной зоне. Наличие в объеме камеры сгорания поверхностей с более высокой температурой, при работе на рапсовом масле, из-за затягивания процесса сгорания на линию расширения, так же способствует сокращению периода задержки воспламенения. Из приведенных данных видно, что процесс сгорания двигателя на рапсовом масле, в начальной фазе, протекает с меньшими скоростями, чем и определяется меньшая жесткость процесса. При проведении испытаний было отмечено, что при работе на рапсовом масле двигатель работает менее шумно, максимальная скорость нарастания давления не превышала 0,6 МПа/град. п.к.в.

Фаза диффузионного сгорания характеризуется низкой скоростью нарастания давления и достижением в цикле максимальной температуры. По графику, приведенному на рисунке 4, можно видеть границу между фазой быстрого и медленного сгорания, соответствующей точке перегиба. Видно, что процесс быстрого сгорания в случае использования рапсового масла завершается раньше на 2-3 градуса п.к.в., чем при использовании дизтоплива

нефтяного происхождения. Скорость тепловыделения во второй фазе сгорания при работе на рапсовом масле выше, чем при работе на дизтопливе.

При организации рабочего процесса дизельного двигателя стремятся к сокращению продолжительности ввода тепла в цикл, так как от этого зависит экономичность осуществления процесса преобразования тепла, выделившегося в процессе сгорания топлива в работу газов. Поэтому, чем быстрее протекает процесс сгорания, тем экономичнее работает двигатель.

Из представленных на рисунке 5 графиков видно, что рабочий процесс на рапсовом масле уступает по экономичности рабочему процессу на дизельном топливе. Из сопоставления графиков изменения индикаторного КПД процессов видно, что рабочий процесс на рапсовом масле на 10 - 16% уступает рабочему процессу на дизтопливе во всем диапазоне изменения нагрузки, более высокие отличия относятся к режиму номинальной мощности. Причина этого в отличии характера подвода тепла. Процесс сгорания рапсового масла отличается более высокой продолжительностью по сравнению с процессом сгорания дизтоплива. Это связано, **во-первых**, с высокой температурой испарения, повышенной вязкостью и т.д., а **во-вторых**, с увеличением продолжительности топливоподачи связанным с тем, что при работе на рапсовом масле необходимо увеличить цикловую порцию, чтобы получить те же значения мощности, что и при работе на дизтопливе.

Удельный индикаторный расход характеризует качество процесса подвода тепла и теплотворную способность топлива. Низшая теплота сгорания рапсового масла 37 МДж/кг, а дизтоплива 42,5 МДж/кг, разница составляет 13%. Поэтому на фоне удельного индикаторного расхода топлива наблюдается еще большее отличие между рапсовым маслом и дизтопливом. Во всем диапазоне нагрузок ухудшение данного параметра составляет 25 – 35%. На режиме малых нагрузок меньшие, а на режиме номинальной мощности большие отличия.

В связи с отличиями в протекании рабочего процесса на рапсовом масле и дизтопливе необходимо увеличивать подачу топлива для достижения одинакового уровня мощности [4], что приводит к обогащению состава топливовоздушной смеси. При использовании рапсового масла двигатель работает с более низким коэффициентом избытка

воздуха, разница составляет 8,5-15% в диапазоне рабочих нагрузок.

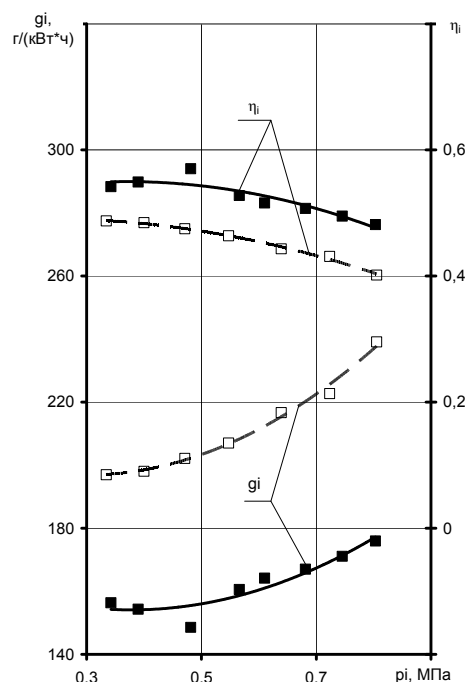


Рис. 5. Нагрузочная характеристика, параметры экономичности работы двигателя

С переходом на рапсовое масло, на примере содержания твердых частиц в отработавших газах, наблюдается следующее:

- в области малых нагрузок отличия не существенны;
- в области средних нагрузок максимальная разница до 100%;
- в области номинальной мощности разница сокращается до 20%.

По оксиду углерода:

- на режиме малых нагрузок содержание данного компонента одинаково;
- на режиме средних нагрузок отмечается несколько лучшая картина для рапсового масла, содержание оксида углерода на 20-25% меньше чем при работе на дизтопливе;
- на номинальном режиме и режимах близких к нему содержание СО при работе на рапсовом масле на 100-120% больше, чем при работе на дизтопливе.

По оксидам азота:

- на режиме низких нагрузок на 20-30%;
- на режиме средних нагрузок на 5-10%;
- на режиме номинальной нагрузки на 25%.

Уменьшение концентрации оксидов азота при переходе с дизтоплива на рапсовое масло происхо-

дит по причині зниження максимальної температури циклу.

Заключення

Исходя из вышесказанного, следует, что при организации рабочего процесса дизеля на рапсовом масле необходимо: обеспечить улучшение мелко-сти распыливания и равномерности распределения топлива по объему камеры сгорания; интенсифицировать процесс сгорания топлива с целью сокращения его продолжительности и улучшения экономичности работы двигателя.

В качестве мероприятий по оптимизации были предложены: изменение угла опережения впрыска топлива, повышение температуры топлива, увеличение давления начала впрыска топлива, увеличение эффективного проходного сечения распылителя и изменение конструкции распылителя. В соответствии с последним был изготовлен специальный распылитель для рапсового масла с увеличенным количеством сопловых отверстий. Прове-

дение данных мероприятий дало возможность улучшить показатели экономичности работы двигателя на рапсовом масле на 5% - по индикаторному кпд и на 15 г/кВт·ч по удельному индикаторному расходу топлива.

Список литературы:

1. Марченко А. П. Сравнительная оценка эффективности применения растительных топлив в дизельном двигателе / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.А. Осетров, В. Смайлис, В. Сенчила // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С. 46-51.
2. Lebedevas S. The change of operational characteristics of diesel engines running on RME Biodiesel. Parameters of thrust and fuel economy / S. Lebedevas, A. Vaicekauskas, G. Lebedeva, S. Kulmanakov, A. Shashev // Proceedings of 10th International Conference. Transport Means. – 2006. – p. 229 – 233.
3. Бурячко В. Р. Автомобильные двигатели: Рабочие циклы. Показатели и характеристики. Методы повышения эффективности энергопреобразования / В. Р. Бурячко, А. В. Гук. – СПб.: НППКЦ, 2005. – 292 с.: ил.

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, асп., О.В. Савенко, студ.

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА. ЧАСТИНА 1. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ

Вступ

У цей час до автомобільних бензинових двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) усе більше пред'являються підвищені вимоги до їхньої паливної економічності. Постійне вдосконалювання таких ДВЗ здійснюється як експериментальним шляхом, так і теоретичними дослідженнями. Вибір оптимальних параметрів робочого процесу двигуна і його конструктивних елементів при дослідно - конструкторських роботах надзвичайно важкий. Тому багато провідних автомобільних фірм і наукові організації застосовують метод математичного моделювання дійсного робочого циклу двигуна і його систем, що дозволяє відмовитися від виготовлення дослідних зразків ДВЗ і їхнього доведення методом проб і помилок.

Протягом останніх 10...20 років накопичений певний досвід розробки математичних моделей і програм для розрахунку процесів у циліндрі, а також у впускному й випускному трубопроводах двигуна [1 - 17]. Як показує практика, розроблені мо-

делі підтверджені експериментально, вони дозволяють розробити заходи щодо поліпшення конструкції систем впуску й випуску, вибору раціональних параметрів робочого циклу й поліпшення паливної економічності двигуна.

Останнім часом в АДІ ДонНТУ проводяться дослідження зі створення перспективних бензинових ДВЗ для легкового автомобіля, а саме: зі змінним ступенем стиску, регулюванням навантаження різними способами, з безшатунним силовим механізмом. При теоретичних дослідженнях використовується метод математичного моделювання, розроблена розрахункова програма, що забезпечує можливість оптимізації параметрів дійсного циклу двигуна і його систем впуску й випуску, а також одержання даних, які неможливо або важко одержати в умовах реального експерименту.

Метод розрахунку параметрів процесу впуску в бензиновому двигуні при різних умовах регулювання навантаження й зміні ступеня стиску на часткових режимах, розроблений при участі авторів

даної статті, викладений у роботі [1].

У даній роботі розглядається метод розрахунку робочого циклу, що протікає в циліндрі двигуна. Математична модель циклу двигуна базується на врахуванні параметрів потоку свіжого заряду у впускному трубопроводі, які визначаються при рішенні алгебраїчних і диференціальних рівнянь термодинаміки й гідравліки [1]. При цьому не враховується ефект впливу інших циліндрів на величину тиску перед впускним клапаном розглянутого циліндра, причиною чого є перекриття фаз впуску.

Основні математичні моделі

Починаючи з 60-х років минулого століття опубліковано багато робіт, присвячених розрахунку й аналізу робочого чотиритактного циклу Отто. У цих роботах розроблені математичні моделі газодинаміки й згоряння в бензинових ДВЗ [9 – 12, 17].

У цих роботах розглядається загальний наближений опис робочого циклу і його роль при практичному застосуванні. У будь-якому конкретному випадку моделювання циклу використовується, головним чином, для визначення загальних тенденцій розвитку, оскільки всі подробиці реального процесу двигуна не можуть бути повністю описані

й чисельно оцінені. Моделювання циклу, представлене в даній статті, подібно існуючим моделям, але враховується вплив ступеня стиску й різних способів регулювання навантаження при будь-яких режимах роботи двигуна.

Основний підхід

Модель двигуна можна представити складеною з декількох підмоделей:

- модель системи впуску (впускний трубопровід, впускний клапан);
- модель циліндра - робочого циклу (процесу наповнення, стиску, згоряння й розширення);
- модель системи випуску (випускний клапан, випускний трубопровід, глушитель).

Математична модель впускної системи представлена в роботі [1]. У даній статті наведена модель циліндра для розрахунку дійсного чотиритактного циклу Отто.

При складанні математичної моделі циліндра враховувалася кінематика двигуна, зміна ступеня стиску на часткових режимах та регулювання навантаження по способах Міллера й Аткинсона (рис. 1).

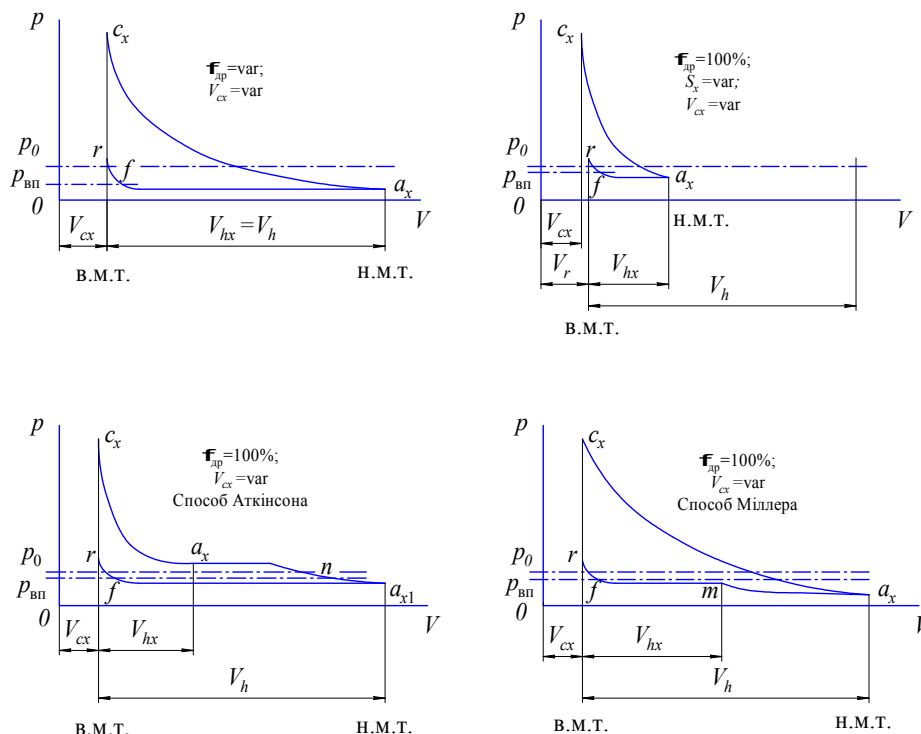


Рис. 1. Схеми процесів наповнення – стиску двигуна при різних способах регулювання навантаження й ступеня стиску

Поточні параметри стану в циліндрі p , V , T і кількість робочого тіла m визначаються за допомогою наступних рівнянь у диференціальній формі:

$$- \text{рівняння збереження маси} \\ dm = dm_{\text{вп}} - dm_{\text{вит}}, \quad (1)$$

$$- \text{рівняння балансу енергії} \\ dU = dE_{\text{вп}} - dE_{\text{вит}} - dL + dQ, \quad (2)$$

$$- \text{рівняння стану для ідеального газу} \\ pV = mRT. \quad (3)$$

У рівняннях (1), (2) і (3): dm – зміна маси заряду в циліндрі; dU – зміна внутрішньої енергії робочого тіла в циліндрі, що складається зі свіжого заряду й залишкових газів; $dE_{\text{вп}}$ – збільшення енергії в циліндрі за рахунок надходження свіжого заряду; $dE_{\text{вит}}$ – зменшення енергії, обумовлене витіканням робочого тіла із циліндра; dL – зміна роботи в розрахунковому циклі; dQ – теплота, що характеризує теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра; R – газова стала робочого тіла в будь-який момент часу.

Рівняння (2) перетворене до виду

$$dp = \left[\frac{k}{k-1} \left(\frac{p_{\text{вп}}}{\rho_{\text{вп}}} dm_{\text{вп}} - \frac{p}{\rho} dm_{\text{вит}} - p dV \right) + \right] \frac{k-1}{V} + dQ. \quad (4)$$

Робота циклу оцінюється алгебраїчною сумою робіт, що характеризуються відповідними процесами чотиритактного циклу

$$L = \sum_{i=1}^4 L_i = \int_{V(t)}^{V(t+dt)} p dV. \quad (5)$$

Зміна об'єму dV визначається через поточний об'єм V циліндра через кінематичну функцію переміщення поршня.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра описується у вигляді трьох доданків

$$dQ = dQ_{\text{ц}} + dQ_{\text{п}} + dQ_{\text{кз}}, \quad (6)$$

що визначаються по відомому рівнянню Ньютона:

$$- \text{для циліндра} \\ dQ_{\text{ц}}(\tau) = \alpha_{\text{ц}} (T_{\text{ц}} - T) F_{\text{ц}} dt, \quad (7)$$

$$- \text{для поршня} \\ dQ_{\text{п}}(\tau) = \alpha_{\text{п}} (T_{\text{п}} - T) F_{\text{п}} dt, \quad (8)$$

$$- \text{для камери згоряння} \\ dQ_{\text{кз}}(\tau) = \alpha_{\text{кз}} (T_{\text{кз}} - T) F_{\text{кз}} dt, \quad (9)$$

де $\alpha_{\text{ц}}$, $\alpha_{\text{п}}$, $\alpha_{\text{кз}}$ – осереднені по відповідних поверхнях коефіцієнти тепловіддачі від робочого тіла до відповідних стінок робочої порожнини; $T_{\text{п}}$, $T_{\text{кз}}$ – осереднена по поверхні й середня за цикл температура днища поршня й камери згоряння; $T_{\text{ц}}$ – осереднена

по поточній робочій поверхні циліндра й середня за цикл температура циліндра; $F_{\text{дп}}$, $F_{\text{кз}}$ – площа поверхні днища поршня й камери згоряння; $F_{\text{ц}}$ – площа робочої поверхні (дзеркала циліндра) в розглянутий момент часу.

З теоретичних і експериментальних досліджень теплообміну у ДВЗ встановлено, що температура $T_{\text{цн}}$ по висоті дзеркала циліндра істотно змінюється: від 60 до 190 К. У розглянутій моделі враховується розподіл температури по висоті циліндра (по ходу поршня). Температура $T_{\text{цн}}$ визначається по емпіричній формулі, отриманій шляхом апроксимації експериментальних даних по ряду двигунів

$$T_{\text{цн}} = T_{\text{вмт}} - (T_{\text{вмт}} - T_{\text{нмт}}) (\bar{s}(\phi))^{\frac{1}{z}}, \quad (10)$$

де $T_{\text{вмт}}$ – температура стінки циліндра в районі верхньої мертвої точки; $T_{\text{нмт}}$ – температура стінки циліндра в районі нижньої мертвої точки; z – емпіричний показник ступеню; $\bar{s}$ – відносне переміщення поршня.

Осереднена температура $T_{\text{ц}}$ по переміщенню поршня визначається з вираження

$$T_{\text{ц}} = \frac{1}{\Delta\phi_i} \int_0^{\phi} T_{\text{цн}}(\phi) d\phi, \quad (11)$$

де ϕ – кут повороту колінчастого вала; $\Delta\phi_i$ – тривалість (у градусах) i -го процесу циклу.

Як видно, величина $T_{\text{ц}}$ являє собою середньо-інтегральну температуру поверхні дзеркала циліндра при поточному робочому об'ємі циліндра.

При математичному моделюванні циклу використовуються осереднені по всій поверхні внутріциліндрового простору коефіцієнт тепловіддачі $\alpha_{\text{ср}}$ і температура $T_{\text{ср}}$. Коефіцієнт $\alpha_{\text{ср}}$ визначається по перетвореній формулі Г. Вошні.

Середня температура обчислюється по формулі

$$T_{\text{ср}} = \frac{1}{F_{\text{ст}}} (T_{\text{ц}} F_{\text{ц}} + T_{\text{п}} F_{\text{п}} + T_{\text{кз}} F_{\text{кз}}),$$

де $F_{\text{ст}}$ – сумарна площа поверхні теплоприймальних стінок.

Враховуючи, що камера згоряння має циліндричну форму, а днище поршня – плоске, можна записати

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{ц}} s + T_{\text{кз}} \frac{S_x}{e_x - 1} + \frac{D}{4} (T_{\text{п}} + T_{\text{кз}})}{s + \frac{S_x}{e_x - 1} + \frac{D}{2}},$$

де ε_x - змінний ступінь стиску; S_x - змінний повний хід поршня.

Масова секундна витрата залишкових газів і свіжого заряду через впускний отвір визначається з

відомого рівняння витрати газу Сен-Венана-Ванцеля при постійному тиску на впуску $p_{вп}$ із урахуванням взаємозв'язку між кутом φ повороту колінчастого вала й часом t : $d\varphi = 6\pi n dt$ (де n - частота обертання вала двигуна, хв^{-1}).

$$dm_{вп} = \mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{вп} c_{вп} \left[\left(\frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_{вп}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi \quad \begin{matrix} \text{при } p \leq p_{вп}, \\ p / p_{вп} > \beta_{кр}; \end{matrix} \quad (13)$$

$$dm_{внт} = -\mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p c \left[\left(\frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{вп}}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi \quad \begin{matrix} \text{при } p > p_{вп}, \\ p_{вп} / p > \beta_{кр}; \end{matrix} \quad (14)$$

$$dm_{внткр} = -\mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p c \left[\left(\beta_{кр} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\beta_{кр} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi \quad \begin{matrix} \text{при } p \geq p_{вп}, \\ p_{вп} / p > \beta_{кр}; \end{matrix} \quad (15)$$

$$dm_{впкр} = \mu_{вп} f_{вп} \frac{1}{6n} \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_{вп} c_{вп} \left[\left(\beta_{кр} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\beta_{кр} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} d\varphi \quad \begin{matrix} \text{при } p < p_{вп}, \\ p / p_{вп} > \beta_{кр}. \end{matrix} \quad (16)$$

де $\mu_{вп}$ - коефіцієнт витрати, що визначається експериментально шляхом статичної продувки; $f_{вп}$ - поточний прохідний перетин впускного отвору; $\rho_{вп}$ - густина у впускному трубопроводі перед клапаном і в циліндрі, $\beta_{кр}$ - критична швидкість витікання.

У математичній моделі прийнято вважати, що впускний отвір відкритий в період руху поршня від ВМТ до НМТ (рис.2) і закон зміни його прохідного перетину виражається формулою

$$f_{вп} = f_{в \max} z (1 - \cos 2\varphi),$$

де $f_{в \max}$ - максимальна площа розрахункового впускного отвору; z - коефіцієнт «стиснення» або «розтягання» функції $(1 - \cos(2\varphi))$.

Величина z визначається з умови рівності пропускної здатності розрахункового впускного отвору й реального впускного клапана

$$\int_0^{\pi} f_{вп}(\varphi) d\varphi - \int_c^d f_{кл} d\varphi = 0, \quad (17)$$

де c, d - початок відкриття й кінець закриття впускного клапана; $f_{кл}$ - поточний прохідний перетин впускного клапана.

Процеси стиску й розширення описуються рівнянням відповідних політроп по методу Гринівельського - Мазінга. При цьому значення показників політроп вибираються з урахуванням змінного ступеня стиску й способу регулювання навантаження.

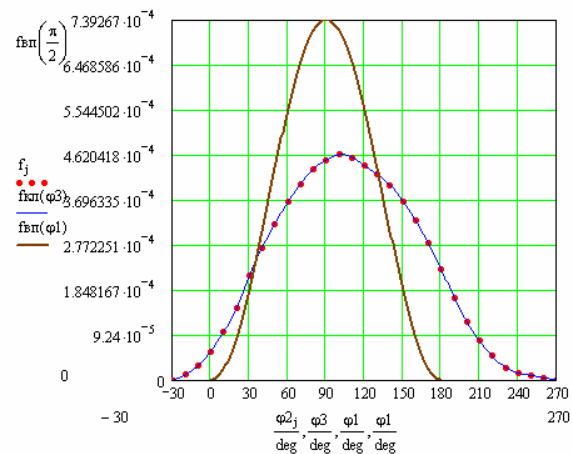


Рис.2. Прохідні перетини впускного отвору $f_{вп}$ і впускного клапана $f_{кл}$

Розрахунок процесу згоряння проведений з використанням функцій І.І. Вібе [17]. У цьому випадку вимоги до емпіричної термодинамічної моделі згоряння зводяться до визначення вирішальних для процесу згоряння факторів: тривалості й швидкості згоряння. Як відомо, точно аналітично обчислити ці фактори неможливо. Тому в моделі процесу згоряння на основі аналізу літературних даних по робочому процесу ДВЗ (теоретичних і експериментальних) складені підпрограми по визначенню тривалості й швидкості згоряння, за допомогою яких можна якісно описати різні фактори впливу таких, як змінний ступінь стиску, спосіб регулювання навантаження, склад суміші й ін.

Температура в процесі згоряння визначається по формулі

$$dT_{\text{сг}} = (k_{\text{сг}} - 1) \left[\frac{1}{R_{\mu} M_{\text{сг}}} (H u_{\text{сг}} g_{\text{мц}} dx - dQ_w - dQ_{\text{дис}}) - T_{\text{сг}} \frac{dV}{V} \right], \quad (18)$$

де $g_{\text{тц}}$ - циклова доза палива; $M_{\text{сг}}$ - кількість молів робочого тіла, що приймають участь у згорянні; Q_w - теплота, що відводиться в стінки циліндра; $Q_{\text{дис}}$ - теплота, що втрачається на дисоціацію молекул; $T_{\text{сг}}$ - поточна температура робочого тіла в процесі згоряння; dx - частка палива, що умовно згоріла за час dt (або df); розраховується по методу І.І. Вібе [17]; R_{μ} - універсальна газова стала; $H u_{\text{сг}}$ - активна теплота згоряння; $k_{\text{сг}}$ - показник адіабати для продуктів згоряння, визначається по І.І. Вібе [17].

Поточний тиск у процесі згоряння обчислюється одночасно з визначенням температури T по рівнянню стану для ідеального газу

$$p = \frac{8314 M_{\text{сг}} T}{V}. \quad (19)$$

Диференціальне рівняння (18) вирішується чисельними методами. У нашому випадку для рішення цього рівняння використовується метод Рунге-Кутта IV - го порядку.

Розроблена методика і програма, що її реалізує, були випробувані при моделюванні робочого циклу експериментального ДВЗ і двигуна МеМЗ-245 для декількох режимів і показали гарне узгодження розрахункових і експериментальних даних для всіх досліджуваних режимів роботи двигунів в умовах змінного ступеня стиску й різних способів регулювання навантаження.

Висновок

Програма розроблена в середовищі Mathcad, розрахунок одного режиму роботи двигуна на ПЕОМ з оперативною пам'яттю 2 Гб не перевищує 3 хв. Сервісне оформлення програми дозволяє виводити інформацію на екран монітора як у цифровому, так і у графічному вигляді.

Список літератури:

1. Міщенко М.І. Математична модель процесу впуску в бензиновому двигуні з різними способами регулювання навантаження та ступеня стиску / М.І. Міщенко, В.Г.

Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.А. Курмаз // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. - №2 – С. 27 – 31. 2. Computersimulation der Strömung, Gemischbildung und Verbrennung im Motoren. Brandstätter Wilhelrn, Killmann Irolt. // «MTZ: Motortechn. Z.». – 1988. – 49. – № 5. – S. 177-178, 181-186. 3. Ohsuga Minoru. Real Time Control for Fuel Injection System with Compensating Cylinder-by-Cylinder Derivation / Ohsuga Minoru, Nogi Toshitaru, Fujieda Mamoru, Ohya Yohishige // SAE. – 1990. – № 900778. – v. 1-6. 4. Pucher Helmut. Ein Rechenprogramm sum instationären Ladungswechsel von Dieselmotoren / Pucher Helmut // MTZ. – 1977. – 38. – № 7-8. – PP. 333-335. 5. Seifert Hans. Erfahrungen mit einem mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfahren in Verbrennungsmotoren / Seifert Hans // MTZ. – 1978, 39. – №7-8. – S. 321-325. 6. Davis G.G. Modeling the effect of swirl oil turbulence intensity and Burn rate in s.i. engines and comparison with experiment / Davis G.G., A. Mikulec, L.C. Kent, R.J. Tabaczynski // SAE. – 1986. – №. 860325. – 8 pp. 7. Gord Karl A. Ladungswechselrechnung im CAE—Konzept / Gord Karl A., Bruner Thomas, Franzke Dietrich E., Polke Heiny R. // MTZ. – 1990. – 51, № 9. – PP 380-382, 385-387. 8. Seifert Hans. 20 Jahre erfolgreiche Entwicklung des Programmsystems PROMO. Seifert Hans // MTZ: Motortechn. Z. – 1990. – 51. – № 11. – S. 478-480, 482-488. 9. Morel T. Model for heat transfer and combustion in spark ignited engines and its comparison with experiments / T. Morel, C.I. Rackmil, R. Keribar, Jennings M.J. // SAE. – № 880198. – 1988. – 15 pp. 10. Thiemann W. Definition und Eigenschaften des Fülligkeitsgrads des Indilcatotdiagramms und sein Einfluß auf den Totpunktfehler / W. Thiemann // Automobil Industrie. – 1988. – 33. – S. 569-577. 11. Boulouchos Konstantinos. Aufgabenstellungen der Motorthermodynamik heute—Beispiele und Lösungsansätze / Boulouchos Konstantinos, Eberle Meinrad // MTZ: Motortechn. Z. – 1991. – 52, 11, – S. 574-583. 12. Jungbluth Georg. Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes / Jungbluth Georg, Nosne Georg // MTZ: Motortechn. Z. – 1991. – 52, № 5. – 262-267 // MTZ: Motortechn.; Z. – 1991. – 52, № 6. – S. 318-319, 322, 325-326, 328. 13. Мизернюк Г.Н. Методика расчёта рабочего процесса ДВС на ЭВМ / Г.Н. Мизернюк, А.С. Кулешов // Изв. ВУЗов. – Машиностроение. – 1986. – № 6. – С. 97-101. 14. Наддув двигателей внутреннего сгорания. Перевод с немецкого [Циннер К.]; под ред. Н.Н. Иванченко. – Л.: Машиностроение, 1987. – 264 с. 15. Глаголев Н.М. Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания / Н.М. Глаголев. – М. – К.: Машгиз, 1950. – 481 с. 16. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов вузов / В.Г. Дьяченко. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 499 с. 17. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / Вибе И. И. – Свердловск: МАШГИЗ, 1962. – 271 с.

Е.В. Белоусов, канд. техн. наук, М.С. Агеев, канд. техн. наук, В.И. Свиридов, инж.

ВЛИЯНИЕ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС СРЕДНЕОБОРОТНОГО СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ ВПРЫСКИВАНИЯ ВОДЫ В РАБОЧИЙ ЦИЛИНДР

Актуальность проблемы

На протяжении последних лет ведущими фирмами – производителями судовых ДВС велись интенсивные работы по совершенствованию рабочего процесса двигателей с использованием впрыска воды в рабочий цилиндр. Таким образом, решались задачи снижения токсичности их выхлопа, повышения экономичности, снижения тепловой и механической напряженности.

Анализ известных решений

Фирма MAN для сокращения выбросов NO_x , исследовала возможность увлажнения наддувочного воздуха. Для этого немецкой компанией Munters Euroform была разработана система, названная Humid Air Motor (HAM), которая позволяет повысить влажность воздуха до 99% [1]. Испытание системы показало, что на эксплуатационном режиме содержание NO_x сократилось 70...80%. Исследователи объясняют это тем, что повышенное содержание паров в наддувочном воздухе срезает пики температур в камере сгорания.

В ранних разработках фирмы Wärtsilä использовалось устройство насыщения поступающего в зону горения воздуха (Combustion Air Saturation System (CASS)), созданного компанией Marioff Oy. Водяной аэрозоль через сопла вводился прямо в воздушный поток наддувочного воздуха сразу после турбонагнетателя [2, 3]. Капельки, имеющие несколько микрон в размере, испарялись очень быстро в среде с температурой более 473 К и скоростью потока в 75 м/с. Поступающий в зону горения воздух содержал 60 г воды на 1 кг воздуха. Как следует из отчетов фирмы Wärtsilä, это обеспечило снижение NO_x до 3 г/(кВт·ч).

В последующих разработках фирма Wärtsilä пошла по пути непосредственного впрыска воды в камеру сгорания. Впрыск 15...70% воды от массы цикловой подачи топлива позволял достичь снижения содержания NO_x на 50%, при этом потеря экономичности не превышала 2...3 г/(кВт·ч). Для реализации прямого впрыска были разработаны форсунка с двумя сопловыми наконечниками с раздельным впрыском топлива и воды, а также система подачи воды к форсунке.

Фирма Mitsubishi Heavy Industries исследовала расслоенный впрыск топлива и воды (SFWI) через один распылитель, оборудованный специальным золотниковым устройством, позволяющим в периоды между впрысками заполнять водой часть

внутренней полости, прилегающей к игле форсунки. При впрыске последовательно вытесняется топливо, вода и снова топливо, формируя в факеле распыла четко выраженные слои [4, 5]. Устройство обеспечивало стабильную работу малооборотного двигателя Mitsubishi UEC 52/105 на всех режимах работы. Отмечавшееся сокращение выбросов NO_x было прямо пропорционально количеству введенной воды.

Недостаток всех рассмотренных методов состоит в том, что впрыск воды снижает среднюю температуру цикла в зоне горения, и, как следствие, эффективность рабочего процесса. Этот недостаток может быть устранен за счет выбора оптимального закона подачи воды. Как отмечалось в работе [6] впрыск воды в начале процесса сжатия не только снижает максимальную температуру рабочего процесса, но и уменьшает затраты работы на сжатие, увеличивая, тем самым, суммарную работу за цикл.

Цель работы. На основании численного эксперимента установить основные закономерности влияния впрыска воды в начале процесса сжатия на характер протекания рабочего процесса в судовом среднеоборотном двигателе.

Решение проблемы

Впрыск воды в начале сжатия приводит к тому, что в цилиндре сжимается двухфазовая смесь, состоящая из газовой фазы (смесь атмосферного воздуха с остаточными газами) и водяного аэрозоля. Это обстоятельство отличает данный способ охлаждения от ранее использовавшихся методов увлажнения воздуха на входе в двигатель, при которых полное испарение воды происходило еще до попадания воздуха в цилиндр.

Для анализа использовалась математическая модель рабочего цикла, включающая в себя подмодели процессов: газообмена, сжатия (в том числе и охлаждаемого) [6], сгорания, расширения, теплообмена газов со стенками рабочего пространства. Модель составлена с использованием классических уравнений термодинамики и теории ДВС. В качестве контрольных точек, использовались значения максимально допустимых параметров, таких как: давление наддува, максимальное давление цикла, давление и температура отработавших газов и т.д.

В качестве объекта моделирования был выбран двигатель L46/58 фирмы Wärtsilä.

Основные геометрические характеристики

двигателя приведены в таблице 1, а начальные параметры рабочего тела приведены в табл. 2. Все расчеты были выполнены для одного цилиндра.

Таблица 1. Основные характеристики двигателя L 46/58

Наименование параметра	Значение
Рабочий объем, дм^3	96,17
Полный объем, дм^3	103,48
Объем камеры сгорания, дм^3	7,088
Геометрическая степень сжатия	14,6
Момент закрытия впускного клапана, ° за НМТ	23
Действительная степень сжатия	13,94
Доля потерянного хода на органы газообмена	0,048
Полный объем (с учетом потери хода на газообмен), дм^3	98,86
Коэффициент избытка воздуха	1,85
Частота вращения, мин^{-1}	500
Давление наддува, МПа	0,385

В ходе исследования была выполнена серия однофакторных численных экспериментов по моделированию рабочего процесса двигателя с охлаждением заряда в процессе сжатия путем впрыска воды. При этом фиксировались изменения основных выходных параметров рабочего процесса и двигателя в целом. Подача топлива выбиралась так, чтобы коэффициент избытка воздуха оставался неизменным на уровне $\alpha = 1,85$.

Таблица 2. Начальные параметры рабочего тела

Наименование параметра	Значение
Температура остаточных газов, К	950
Давление остаточных газов, МПа	0,345
Коэффициент остаточных газов	0,03
Давление на входе в двигатель, МПа	0,383
Температура на входе в двигатель, К	421,74
Потери давления на впуске, МПа	0,002
Давление в конце впуска, МПа	0,381
Плотность воздуха на впуске, $\text{кг}/\text{м}^3$	3,116
Коэффициент наполнения	0,977
Температура в конце газообмена, К	446,86

Основные зависимости, полученные в результате моделирования, приведены на рис. 1.

Из характеристик, представленных на рис. 1 видно, что при впрыске до 4 см^3 воды, происходит более интенсивное охлаждение заряда, чем на других участках. Это объясняется тем, что вся вода, при данном режиме охлаждения испаряется еще до закрытия впускного клапана, так как данное количество воды не в состоянии охладить массу воздушного заряда до температуры ниже температуры

насыщения. Поэтому вся вода на этом участке испаряется практически сразу, отбирая достаточно большое количество теплоты, что приводит к более интенсивному охлаждению. При увеличении подачи, на момент начала сжатия в цилиндре оказывается двухфазовая смесь, которая может при заданных условиях охладить заряд только до температуры насыщения. Поэтому вся избыточная вода испаряется только по мере сжатия, что приводит к замедлению скорости испарения. Преимуществом данного режима охлаждения является низкий расход воды $0,036 \dots 0,049 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$, при котором водотопливное соотношение лежит в пределах $0,27 \dots 0,37$. Кроме того, при сжатии в цилиндре находится однофазная паровоздушная смесь, которая не оседает на стенках и не вызывает ухудшение смазки и кислотную коррозию. Это особенно важно при работе двигателя на тяжелых топливах с большим содержанием серы. Несмотря на небольшой расход воды (4 см^3), удается добиться снижения максимальной температуры цикла T_z на 116°C (с $2096,4$ до $1980,4^\circ\text{C}$), то есть на $5,5 \%$, а так же снижения максимального давления цикла p_z на $1,28 \text{ МПа}$ (с $20,98$ до $19,7 \text{ МПа}$) или на 6% .

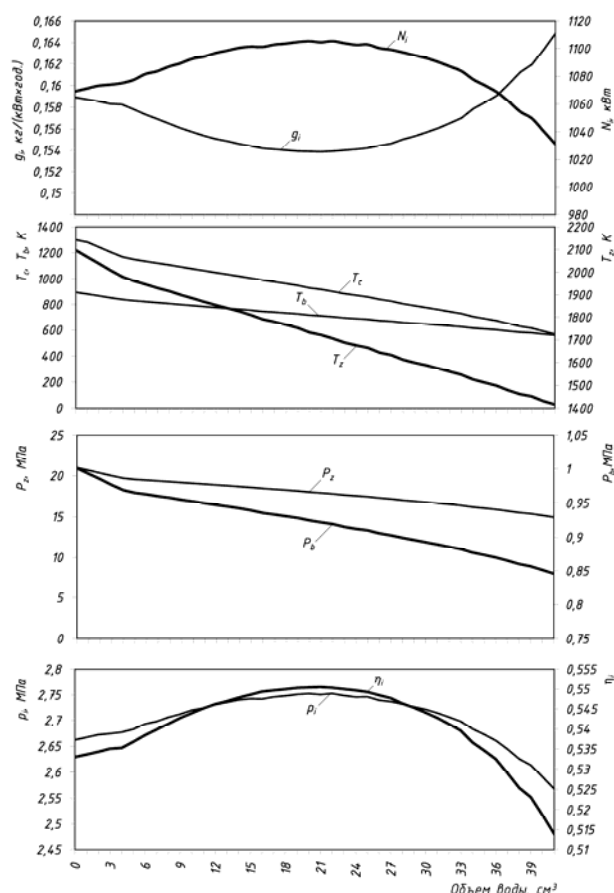


Рис. 1. Изменение основных параметров рабочего процесса дизеля как функция объема воды, распыленного в рабочем цилиндре

При дальнейшем увеличении подачи воды индикаторный КПД двигателя увеличивается с $\eta_i \approx 0,533$ и достигает своего максимума ($\eta_i \approx 0,550$) при распыливании 20...22 см³ воды (увеличение на 3,2 %). Этому же промежутку соответствует снижение индикаторного расхода топлива g_i на 3,1% с 0,159 до 0,154 кг/(кВт·ч).

Среднее индикаторное давление и, как следствие, индикаторная мощность при условии постоянства α , так же имеют максимумы, соответствующие распыливанию 20...24 см³ воды ($p_i \approx 2,75$ МПа и $N_i \approx 1105$ кВт соответственно).

Повышение мощности на этом участке связано со снижением затрат на сжатие и более рациональным изменением температуры процесса относительно ВМТ. Однако при дальнейшем увеличении объема подаваемой воды значительное уменьшение максимальной температуры цикла приводит к тому, что эффективность рабочего процесса начинает падать. Кроме того, при заданном законе подвода теплоты, впрыск воды в объеме, превышающем 42 см³, приводит к увеличению угла испарения, в результате чего жидкая фаза не успевает полностью испариться к моменту начала впрыска топлива. Это может привести к чрезмерному снижению температуры в камере сгорания и ухудшению условий для воспламенения и сгорания топлива.

Максимальная температура цикла и температура отработавших газов на рассматриваемом участке снижаются практически линейно с увеличением количества впрыскиваемой воды. В точке наибольшей эффективности максимальная температура T_z понижается с 2096,4 до 1720,7°С, то есть на 375,7°С или 17,9%, а давление с 21 до 17,2 МПа, то есть на 3,8 МПа или 18%. Это указывает на значительное уменьшение тепловой и механической напряженности при одновременном увеличении цилиндрической мощности на 36 кВт ($\approx 3\%$) с 1069 до 1105 кВт). Снижение максимального давления и давления в конце расширения происходит более интенсивно, чем уменьшение температуры. Недостатком такого режима охлаждения является высокий расход воды, который в 1,8...2,2 раза превышает расход топлива и составляет 0,237...0,285 кг/(кВт·ч). Кроме того, при температуре 120...125° в цилиндре сохраняется жидкая фаза, которая может, оседая на стенках гильзы, нарушать режим смазки и провоцировать низкотемпературную коррозию. Несмотря на интенсивное охлаждение заряда, температура в конце сжатия T_c , во всем рассматриваемом диапазоне (0...21 см³), сохраняется в пределах 1571...1190°С, то есть остается достаточно высокой для эффективного воспламенения впрыскиваемого топлива.

Исходя из вышесказанного, следует, что, при выборе характеристик охлаждения заряда путем распыливания в нем воды, нельзя выделить какой либо универсальный критерий оптимизации рабочего процесса. В зависимости от того, какие цели ставятся при проектировании, могут быть выбраны режимы охлаждения, соответствующие наименьшему расходу воды, при минимальном техническом риске или максимальной эффективности рабочего процесса, максимальной мощности, минимальным температурам и давлениям, но при повышенной степени технического риска. Снижение максимальной температуры процесса позволит значительно улучшить экологические показатели двигателя, в частности по выбросам оксидов азота (NO_x).

В табл. 3 приводятся расчетные параметры трех возможных вариантов организации рабочего процесса. Под первым номером представлены параметры рабочего процесса без охлаждения заряда водой, эти параметры в достаточной степени согласуются с паспортными характеристиками двигателя. Во второй колонке приводятся параметры рабочего процесса с охлаждением заряда при минимальном уровне технического риска, то есть при впрыске такого количества воды, которая испаряется до начала сжатия. В третьей колонке приведены параметры, соответствующие наибольшей эффективности рабочего процесса, максимальной мощности, минимальной эмиссии NO_x , но при высокой степени технического риска.

Таблица 3. Основные параметры рабочего процесса для различных способов охлаждения заряда в процессе сжатия

Параметр рабочего процесса	Номер расчетного цикла		
	1	2	3
Объем воды, см ³	0	4	21
Инд. работа, за цикл, кДж	256,6	258,0	265,1
Инд. КПД рабочего процесса	0,533	0,535	0,550
Инд. часовой расход топлива, кг*	169,9	170,1	169,9
Инд. удельный расход теплоты, кДж/(кВт×ч)	6754	6726	6539
Инд. расход топлива, кг/(кВт×ч)*	0,159	0,158	0,154
Инд. расход воды, кг/(кВт×ч)*	0,00	0,056	0,285
Среднее инд. давление, МПа	2,66	2,68	2,75
Индикаторная мощность, кВт	1069	1075	1104
Темп. в конце сжатия (t_c), °С	1298,8	1168,5	917,3
Максимальная темп. цикла (t_z), °С	2096	1980	1721
Темп. газов в конце расшир., °С	894,7	837,9	710,3
Макс. давление цикла (p_z), МПа	20,98	19,70	17,91
Давл. газов в конце расшир., МПа	1,00	0,969	0,922

* $H_u = 42,5$ МДж/кг

На рис. 2 приводятся графики расчетного изменения давления и температуры для базового цик-

ла (колонка 1, табл. 3), для цикла с впрыском 4 см^3 воды в начале процесса сжатия (колонка 2, табл. 3) и цикла, соответствующего максимальной эффективности рабочего процесса (21 см^3).

На графике изменения температуры при охлаждении заряда можно видеть характерный прогиб, связанный с поглощением теплоты на фазовый переход воды из жидкого состояния в газообразное, что в конечном итоге ведет к снижению затрат работы на сжатие. Подробнее особенности и отдельные стадии этого процесса рассмотрены в [6]. Вторым важным фактором, влияющим на эффективность процесса, является то, что в ходе сжатия масса газовой фазы постепенно возрастает (при впрыске 21 см^3 , примерно на 5,19 %) за счет испарения воды. Следовательно, на линии расширения на поршень действует газовая смесь большей массы, чем на линии сжатия. Кроме того, за счет испарения воды, к моменту впрыска топлива увеличивается теплоемкость газовой смеси, что препятствует образованию локальных зон с уровнями температур, достаточных для диссоциации молекул азота.

Таким образом, для каждого случая существует наиболее оптимальный уровень охлаждения заряда. Очевидно, величина эффективного охлаждения может лежать в диапазоне, соответствующем минимальному техническому риску и максимальной эффективности. В рассматриваемом случае данный диапазон соответствует впрыску $4 \dots 21 \text{ см}^3$ воды за цикл.

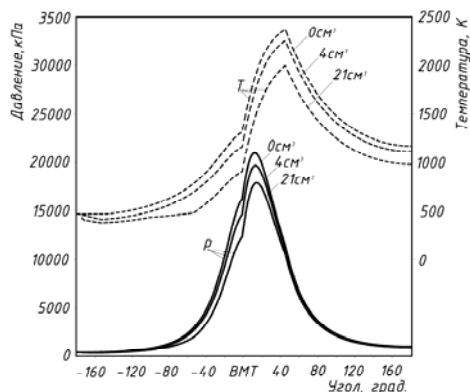


Рис. 2. Сравнение расчетных параметров рабочего процесса

Использование максимального охлаждения заряда без значительного технического риска возможно при подаче воды в цилиндр в течение всего процесса сжатия в количествах, которые не могут охладить заряд ниже температуры насыщения. При выполнении этого условия вся поданная вода, попав в цилиндр, будет сразу же испаряться, не оседая на стенках, и не ухудшая условий смазки и не образуя водного раствора кислот, приводящего к кислотной коррозии. Такой режим подачи воды

требует более сложного оборудования для реализации, однако в ряде случаев это может оказаться оправданным.

Эффективные показатели двигателя могут быть также улучшены за счет повышения максимального давления цикла при охлаждаемом сжатии до уровня прототипа (21 МПа), за счет повышения степени сжатия. Такая модернизация может привести к значительному повышению эффективности рабочего процесса, однако степень технического риска будет еще более высокой, так как при сбоях в системе впрыска воды, давление в рабочем цилиндре может превысить предельно допустимое, что может повлечь за собой поломку двигателя.

Выводы

1. Использование охлаждаемого сжатия путем распыливания воды позволяет повысить эффективность рабочего процесса (для рассмотренного случая на 3,2%), снизив при этом максимальные температуру и давление цикла (на 17,9% и 18% соответственно). Мощность при этом возрастает примерно на 3%. За счет снижения температуры процесса существенно могут быть улучшены экологические показатели двигателя, в частности выбросы NO_x могут сократиться с 9 до 3 г/(кВт·ч).

2. При оптимизации рабочего процесса путем охлаждения заряда не существует универсального критерия. В зависимости от того, какие цели ставятся при проектировании, могут быть выбраны режимы охлаждения, соответствующие максимальной эффективности рабочего процесса при максимальной мощности или режим, соответствующий минимальному техническому риску.

3. При использовании охлаждаемого сжатия количество впрыскиваемой воды, для рассмотренного случая, не должно превышать $20 \dots 23 \text{ см}^3$. Дальнейшее повышение интенсивности охлаждения приводит к ухудшению рабочих характеристик двигателя.

Список литературы:

1. Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели / И.В. Возницкий – Санкт-Петербург: изд. ГМА им. Адм. С. О. Макарова. 2005. – 150 с.
2. Steffens D. The Diesel Engine and the Environment. Session Chair – Wayne Cole, Cole Engineering. Houston, Texas, September 16-17, 2003. – 36 p.
3. Wartsila 46 Technology review. Wartsila Corporation, 2008. – 20 p.
4. Improvement of diesel combustion with stratified fuel/water injection system / Koji Takasaki, Tadashi Fukuyoshi, Shigenobu Abe // Shin-nosuke Osafune Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Japan. 1998 – 6 p.
5. The UEC engine program and its latest development / Hironori Sakabe, Japan hironori, Katsuhiko Sakaguchi // Conseil international des machines a combustion, Paper № 224. Kyoto, 2004. – 8 p.
6. Белоусов Е.В. Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в рабочем цилиндре ДВС / Е.В. Белоусов // Двигатели внутреннего сгорания. - 2006. - № 1. - С. 72-78.

КОМБИНИРОВАННАЯ ТОПЛИВНАЯ СИСТЕМА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Объёмный расход топлива для насоса с кулачковым приводом, скорость истечения топлива из отверстия форсунки и перепад давлений на нём определяется по известным упрощённым формулам:

$$Q_n = f_{пл} c_{пл} = f_{пл} \omega \frac{dh_{пл}}{d\varphi}, \quad u_c = \frac{Q_n}{f_c}, \quad \Delta P_c = \frac{\rho_m u_c^2}{2\mu_c^2},$$

где $f_{пл}$, $c_{пл}$, $h_{пл}$ – соответственно площадь плунжера, его мгновенная скорость и перемещение от начала активного хода; ω – угловая скорость вала ТНВД; f_c , μ_c – соответственно площадь сечения и коэффициент расхода распыливающего отверстия.

То есть, закон топливоподачи должен определяться профилем кулачка ТНВД и угловой скоростью вращения его кулачкового вала, скорость истечения топлива из сопла форсунки пропорциональна угловой скорости кулачкового вала ТНВД, а перепад давлений на распыливающем отверстии пропорционален квадрату этой скорости. Данные особенности являются недостатками топливных систем (ТС) непосредственного впрыскивания. При низком скоростном режиме с уменьшением u_c ухудшается качество распыливания топлива, а при увеличении ω очень быстро повышается давление нагнетания, то есть нагрузки в деталях привода ТНВД.

Постановка задачи

Для устранения указанных недостатков предлагается создать комбинированную ТС (КТС) дизеля, оборудовав известную ТС модуляторами импульсов давления топлива (МИД), которые устанавливаются возле форсунок, обратными клапанами, которые устанавливаются над нагнетательными клапанами и совместно представляют собой клапаны двойного действия (КДД), а вместо муфты опережения впрыска топлива установить регулируемый привод (РП) неравномерного вращения кулачкового вала ТНВД, который вместе со стабилизацией объёмной скорости подачи топлива плунжером ТНВД выполняет функции муфты опережения впрыска топлива. Также необходимо разработать методику определения рациональных параметров

узлов предлагаемой КТС.

Материал исследований

Возможность совместного использования указанных устройств и основные преимущества такого решения были показаны в работе [1]. РП ТНВД преобразует равномерное вращение приводного вала ТНВД в неравномерное вращение кулачкового вала ТНВД и реализует бесступенчатое регулирование степени неравномерности вращения вала ТНВД. Применение в КТС дизеля РП ТНВД позволяет (помимо интенсификации топливоподачи) снизить или убрать зависимость скорости истечения топлива из отверстия форсунки и перепада давлений на нём от угловой скорости вращения кулачкового вала ТНВД. Использование в КТС МИД позволяет снизить нагрузки, действующие на ТНВД при интенсификации процесса топливоподачи на частичных скоростных режимах работы дизеля. При этом среднее давление впрыскивания топлива на указанных режимах возрастает, а продолжительность впрыскивания сокращается. КДД позволяет повысить эффективность работы топливной системы дизеля, оборудованного МИД; стабилизировать уровень остаточного давления топлива в ТС дизеля при его работе на частичных скоростных режимах.

Функциональная схема предлагаемой КТС показана на рис. 1а, а упрощённая принципиальная гидромеханическая схема КТС показана на рис. 1б.

На принципиальной гидромеханической схеме КТС даны следующие обозначения: 1 – бак, 2, 4 – фильтры очистки топлива, 3 – подкачивающий насос, 5 – кулачковый вал ТНВД, 6 – плунжерная секция ТНВД, 7 – РП ТНВД, 8 – КДД, 9 – форсунка, 10 – МИД, 11 – перепускной клапан.

При разработке РП ТНВД, были учтены принципы [2] организации регулируемого неравномерного вращения кулачкового вала ТНВД: синхронизация работы ТНВД и дизеля; идентичность процессов впрыскивания в цилиндры; регулирование фазы неравномерного вращения; ограничение степени неравномерного вращения; регулирование угла опережения впрыскивания. Графики изменения мгновенной угловой скорости ω_n вала ТНВД, удовлетворяющие указанным принципам, приведе-

ны на рис. 2, на котором даны следующие обозначения: $\omega_{н.ном}$, $\omega_{н.хх}$, $\omega_{н.ср}$, $\omega_{н.кр.м}$ – соответственно угловая скорость вала ТНВД на номинальном режиме, на режиме холостого хода, средняя, на режиме максимального крутящего момента; φ_n – угол поворота входного вала привода ТНВД; Φ_v – угол поворота вала двигателя между двумя последовательными вспышками топлива в цилиндрах. Уровни средних скоростей вала ТНВД пропорциональны частотам вращения вала дизеля. Участки активного хода плунжеров выделены штриховкой; наклон их левых границ соответствует изменению угла опережения впрыскивания, а правых – изменению цикловых подач топлива.

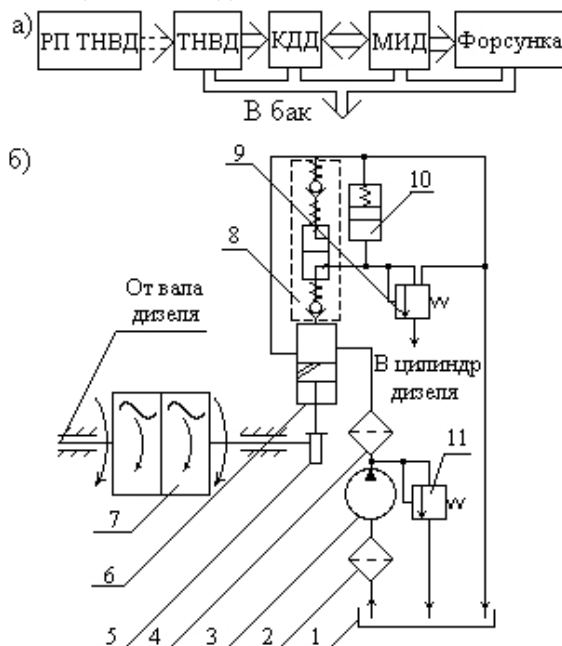


Рис. 1. Схемы КТС транспортного дизеля

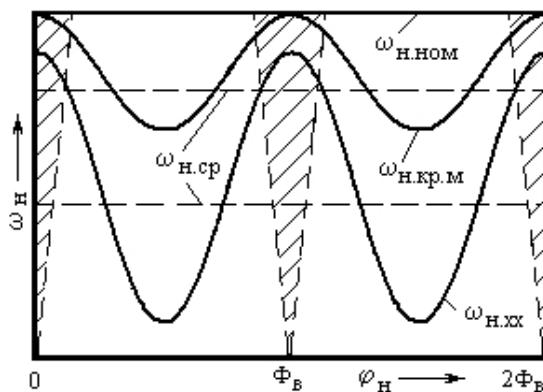


Рис. 2. Изменения мгновенной угловой скорости кулачкового вала ТНВД

Для реализации указанного характера измене-

ния угловой скорости вращения кулачкового вала ТНВД его РП оснащён двумя механическими преобразователями угловых скоростей, установленными последовательно друг за другом. Передаточные функции преобразователей удовлетворяют условию взаимной обратимости, т.е. они изготавливаются кинематически идентичными и устанавливаются «зеркально» (выходными валами навстречу друг другу). В качестве преобразователей предлагается использовать шарниры Гука (ШГ) или кулачково-синусные механизмы (КСМ), которые являются кинематическим аналогом ШГ.

Формула для определения угловой скорости вала РП ТНВД имеет вид

$$\omega_n = J_c \cdot \omega_o \cdot J(\Psi + \delta) / J(\Psi), \quad (1)$$

где J_c – передаточное отношение существующего штатного привода ТНВД; ω_o – угловая скорость вращения вала дизеля; $J(\Psi)$ – передаточная функция для угловых скоростей входного и выходного валов РП; δ – угол изменения фаз законов передаточного отношения между ведущим и ведомым валами РП.

Степень неравномерности зависит только от величины δ . При значении $\delta=0$ кулачковый вал вращается равномерно, а при $\delta \neq 0$ неравномерно.

На рис. 3а показана кинематическая схема РП на основе ШГ (3 и 4) (РПШГ) [3]. Винтовые пары 1, 2, 5 выполнены в виде косозубых передач. Поворот звена 6 по направлениям, указанным стрелками, приводит к относительному перемещению косозубых шестерён и, к изменению угла δ . Формула передаточного отношения РПШГ

$$j = j_c [1 + 2R^2 + 2R(1 + R^2)^{0.5} \cdot \sin(2\varphi_2 - 2\beta)] \quad (2)$$

где R – параметр неравномерности, $R = 0,5 \cdot \sin \alpha \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta$; β – фаза смещения синусоиды, $\beta = 0,5 \arctg(0,5(\cos \alpha + 1/\cos \alpha) \cdot \tan \delta)$; φ_1 , φ_2 – углы поворота шестерён 1 и 2, связанных с валом дизеля и валом насоса передачами с постоянными передаточными отношениями.

Кинематическая схема РП на основе КСМ (РПКСМ) [4] показана на рис. 3б. Все указанные выше возможности (такие же, как и у РПШГ) в РПКСМ реализуются за счёт соответствующей формы профиля кулачковой шайбы 1. На рис. 3б показана форма профиля кулачковой шайбы преобразователя для привода восьмикулачкового вала ТНВД дизеля ЯМЗ-238 с периодом повторения профиля кулачковой шайбы КСМ $\Phi_n = 45^\circ$.

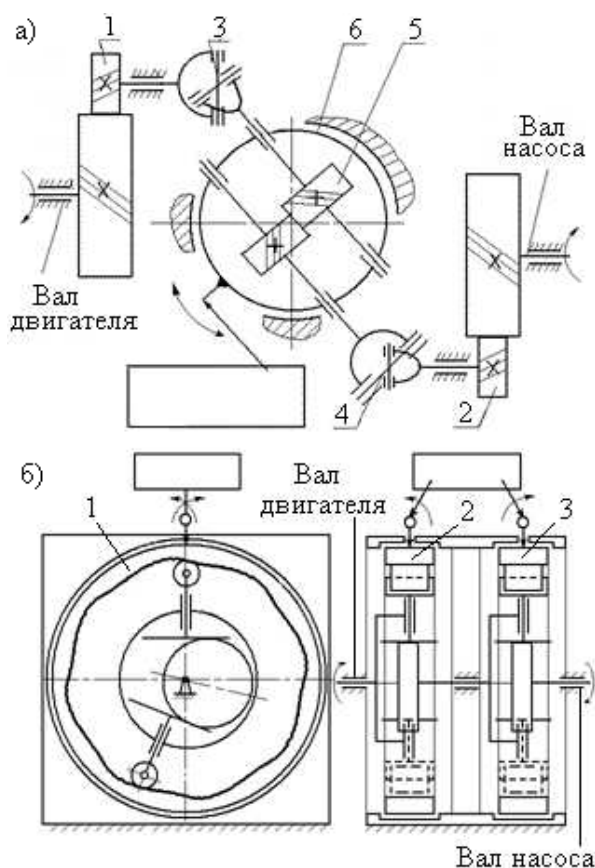


Рис. 3. Кинематические схемы РП ТНВД

Формула передаточного отношения преобразователя для РПКСМ имеет вид

$$j(\varphi_{вх}) = \frac{\sin^2\left(\frac{i_k}{2} \cdot \varphi_{вх}\right) + \cos^2\left(\frac{i_k}{2} \cdot \varphi_{вх}\right) \cdot A_0^2}{A_0}, \quad (3)$$

где i_k – число кулачков на валу ТНВД; $\varphi_{вх}$ – текущее значение угла поворота входного вала КСМ; $A_0 = \cos \alpha$ – параметр неравномерности, принимающий значение от 0 до 1.

Формула для нахождения радиуса-вектора центрального профиля кулачковой шайбы КСМ

$$\rho(\varphi_{вх}) = h + R + e \times \left\{ \frac{2}{i_k} \cdot \arctg \left[\frac{\tg\left(\frac{i_k}{2} \cdot \varphi_{вх}\right)}{A_0} \right] - \varphi_{вх} + \varphi_{вх0} + \psi_0 \right\}, \quad (4)$$

где h, R, e – геометрические характеристики КСМ.

При использовании в РПКСМ, двух идентичных преобразователей 2 и 3, выполненных на основе КСМ и установленных последовательно и соосно между валом дизеля и валом ТНВД, становится возможным регулирование степени неравномерности вращения вала привода плунжера за счёт

изменения фаз законов передаточного отношения между ведущим и ведомым валами привода.

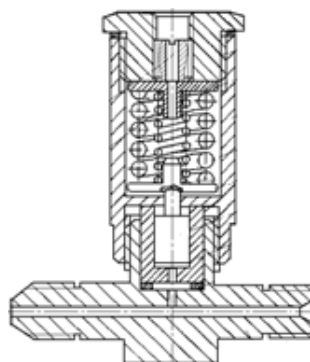


Рис. 4. Конструктивная схема МИД

Использование метода формирования импульса подачи топлива, основанного на применении МИД [5] (рис. 4), позволяет задержать начало впрыскивания и, тем самым, поднять его интенсивность, а в зоне малых подач повысить стабильность.

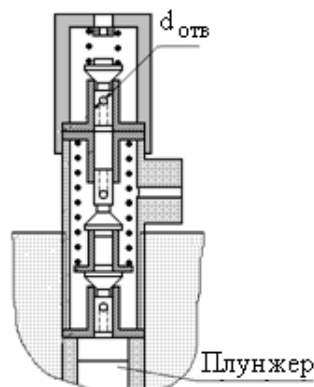


Рис. 5. Принципиальная схема КДД

Преимущества установки МИД в ТС транспортного дизеля максимальным образом реализуются не на всех режимах его работы. Есть так называемые «расчётные» режимы, на которых они реализованы наиболее полно. Именно на этих режимах импульс подачи топлива, распространяющийся по трубопроводу от ТНВД до МИД и к форсунке, имеет оптимальную форму. В этом случае максимальное давление впрыскивания значительно превышает максимальное давление в полости насоса. По мере удаления параметров режима от расчётных (из-за широкого скоростного диапазона работы транспортного дизеля) эффективность использования данного метода снижается. Установка РП ТНВД позволяет сократить диапазон изменения скоростей плунжера на участках нагнетания топли-

ва и, тем самым, повысить эффективность использования МИД. А установка МИД позволяет значительно уменьшить уровень нагрузок в приводе, что снижает габарит и повышает надёжность работы его узлов.

Поскольку использование МИД требует изменения конструкции нагнетательного клапана, предлагается установить в ТНВД дополнительный (обратный) клапан, создав КДД (рис. 5), и обеспечить за счёт него остаточное давление $P_{ост} = 5 \dots 10$ МПа. Одновременно с этим на $5 \dots 10$ МПа должно быть увеличено давление начала подъёма иглы форсунки, что позволило бы получить дополнительное увеличение максимальных давлений впрыскивания.

Диаметр поперечного отверстия $d_{отв}$ (рис. 5) клапана грибовидного типа, определяется по формуле

$$d_{отв} = \frac{9}{16} \cdot \frac{f_t^2 \cdot f_{кл}^3}{V_{ш}^3 \cdot (\alpha_t P_{ост})^2 \cdot (\mu_{отв} \cos \phi)^2}, \quad (5)$$

где $f_t, f_{кл}$ – площади поперечного сечения трубопровода и обратного клапана, соответственно; $V_{ш}$ – объём топлива в штуцере ТНВД; α_t – коэффициент сжимаемости топлива; $\mu_{отв}$ – коэффициент расхода топлива через обратный клапан КДД; ϕ – угол открытия отверстия обратного клапана КДД.

Из анализа этой формулы следует, что для достижения устойчивой работы обратного клапана КДД при уровне остаточного давления 5 МПа диаметр $d_{отв}$ поперечного канала должен составлять около 1,0 мм, а при 10 МПа – около 0,5 мм.

Выбор рациональных параметров КТС проводится с целью интенсификации впрыскивания топлива на частичных скоростных режимах транспортного дизеля. В качестве критериев интенсификации принимаются: продолжительность впрыскивания топлива, среднее и максимальное давления впрыскивания, а так же максимальный подъём иглы форсунки. Общая методика определения рациональных значений для конструктивных параметров РП ТНВД, МИД и КДД при их совместном действии основана на методиках определения конструктивных параметров каждого из указанных устройств (на примере РПКСМ):

1. Определяем необходимый уровень остаточного давления топлива $P_{ост}$ в топливопроводе высокого давления.

2. Для обеспечения динамической устойчиво-

сти КДД с учетом уровня остаточного давления топлива $P_{ост}$ определяем диаметр поперечного отверстия обратного клапана КДД по уравнению (5).

3. Для обеспечения заданного уровня остаточного давления топлива $P_{ост}$ определяем жёсткость пружины обратного клапана КДД.

4. Определяем основные параметры модулятора импульсов давления топлива [7].

5. Определяем диапазон регулирования степени неравномерности вращения вала ТНВД. Верхний предел для изменения величины передаточного отношения РП определяется по формуле

$$J_{max}(n) \leq \frac{n_{ном}}{n}. \text{ Оптимальные для частичных скоростных режимов работы автомобильного дизеля значения максимального передаточного отношения}$$

РП определяются по формуле $J_{max}(n) \geq \sqrt{\left(\frac{n}{n_{ном}}\right)}$.

6. С учетом верхнего предела для изменения величины передаточного отношения РП определяем параметр неравномерности преобразователя РП.

7. Передаточное отношение $j(\phi_{вх})$ кулачко-во-синусного преобразователя определяется по зависимости (3).

8. По выражению (4), определяем радиус-вектор центрального профиля кулачковой шайбы преобразователя РП.

Заключение

Совместное использование в КТС транспортного дизеля метода интенсификации впрыскивания на частичных скоростных режимах работы дизеля, основанного на использовании управляемого неравномерного вращения вала ТНВД, метода интенсификации впрыскивания топлива в дизелях, основанного на использовании МИД, а также метода стабилизации остаточного давления топлива при использовании КДД позволяет усилить положительные стороны каждого из них и устранить те недостатки, которые могут затруднить их практическое использование. То есть, и РП ТНВД, и МИД, и КДД максимальным образом реализуют свои достоинства только при комплексном использовании.

Список литературы:

1. Елистратов В. А. Современные способы повышения топливной экономичности дизелей на частичных скоростных режимах и режимах холостого хода / В. А. Елистратов, С. А. Король // Науковий вісник Інституту економіки та нових технологій імені

Ю. І. Кравченка. – 2004. – № 3(6). – с. 145–149. 2. Король С. А. Основные принципы организации регулируемого неравномерного вращения кулачкового вала топливного насоса дизеля / С. А. Король, А. Л. Григорьев // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – 1998. – № 23. – С. 13–22. 3. Пат. 361704 Україна, МКИ F 02 М 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса / Григор'єв О. Л., Король С. О., Єлістратов В. О. ; заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № 99116136; заявл. 10.11.1999 ; опубл. 16.04.2001, Бюл. № 3. 4. Пат. 64250А Україна, МКИ F 02 М 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса / Григор'єв О. Л., Король С. О., Єлістратов В. О. Заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № 2003043470;

заявл. 17.04.2003 ; опубл. 16.02.2004, Бюл. № 2. 5. Пат. 22446А Україна, МКИ F 02 М 63/06. Пристрій для упорскування палива в дизель і газодизель / Розенбліт Г. Б., Григор'єв О. Л., Куриц О. А., Врублевський О. М. ; Заявник і власник патенту Харківськ. нац. техн. ун-т. – № 95114859 ; заявл. 14.11.95 ; опубл. 03.03.98, – Бюл. № 3. 6. Пат. 43843 Україна, МКИ F 02 М 39/00. Нагнітальний клапан / Єлістратов В. О., Григор'єв О. Л., Король С. О. Заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № А200610172; заявл. 25.09.2006 ; опубл. 10.09.2009, Бюл. № 17. 7. Врублевський А. Н. Повышение топливной экономичности дизелей тепловозов на режимах холодного хода путём интенсификации процесса впрыскивания топлива : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / А. Н. Врублевский. – Х., 1999.

УДК 621.436.1:621.45.01

В.Т. Турчин, інж., В.О. Пильов, д-р техн. наук, О.В. Білогуб, к.т.н., І.М. Карягін, інж., В.Т. Коваленко, канд. техн. наук, С.В. Обозний, інж., В.В. Матвєєнко, асп.

ОЦІНКА ВПЛИВУ КОМПЛЕКСУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА РЕГУЛЮВАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЯ ЧН12/14 НА ТЕПЛОНАПРУЖЕНІСТЬ І РЕСУРСНУ МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ

Характерною ознакою сучасного двигунобудування є створення перспективних конструкцій автотракторних дизелів, що забезпечують досягнення комплексу прогресивних показників по економічності, екологічності, відношенню міцності до маси, надійності, ресурсу та інших критеріїв якості при подальшому підвищенні потужності. За даними [1] очікуваний рівень їх форсування на 2015 р. перевищуватиме 35 кВт/л. При цьому для двигунів вантажних автомобілів та тракторів показники надійності, за сучасними вимогами, є не менш важливими, ніж економічності та екологічності.

Підвищення рівня форсування вкрай негативно впливає на теплонапруженість та ресурс деталей камери згоряння (КЗ). Це суттєво загострює задачу забезпечення ресурсної міцності (РМ) цих деталей, зокрема поршнів, на початкових стадіях їх проектування.

На практиці прогнозування РМ поршня здійснюється шляхом розрахунку величини накопичених пошкоджень за призначений ресурс. На наш погляд найбільш ефективним засобом прогнозування РМ поршня є використання підходу на основі рівняння Поспішила та енергетичного критерію Сосніна, відповідно до якого величина накопичених пошкоджень залежить від сумісної дії процесів утоми d_f та повзучості d_s [2,3]

$$d_{fs}^{розр} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{jk}} + \frac{1}{U^*} \sum_j \sum_k U_k,$$

де N_{jk} – кількість циклів до руйнування матеріалу за умов k -го циклу навантаження; U^* – критична величина питомої енергії розсіювання за умов циклічної повзучості; U_k – питома енергія розсіювання при повзучості за умов k -го циклу навантаження; j – кількість представницьких перехідних процесів теоретичної нестационарної моделі експлуатації двигуна; k – кількість однакових циклів навантаження, що утворюють j -тий перехідний процес.

У цілому на величину $d_{fs}^{розр}$ матеріалу поршня впливає його теплонапруженість та модель експлуатації двигуна. Головним фактором, що визначає теплонапруженість, є температурний стан (ТС) в зоні кромки КЗ.

ТС поршня залежить від особливостей конструкції та властивостей матеріалу, умов теплообміну між робочим тілом та вогневою поверхнею днища поршня, інтенсивністю тепловідводу в гільзу циліндрів та охолоджуюче масло [2,4-6]. На сьогодні визначено вплив на теплонапруженість та РМ умов теплообміну між робочим тілом та вогневою поверхнею днища поршня [2,5] та умов тепловід-

воду від поршня в гільзу циліндрів [6]. Стосовно теплообміну між поршнем та охолоджуючим маслом встановлено вплив різних способів масляного охолодження поршня на його теплонапруженість та РМ [2], але не визначено вплив на останню температури масла в діапазоні експлуатаційних навантажень двигунів.

Для забезпечення оптимальних показників якості конструкції автотракторних дизелів по екологічності, економічності та надійності встановлюють певний кут випередження впорскування палива Θ . Наприклад, для двигуна 4ЧН12/14 з номінальною потужністю $N_e^{ном} = 100$ кВт, за умов забезпечення надійності, прийнято $\Theta = 18$ гр.п.к.в. до ВМТ, для забезпечення показників екологічності – $\Theta = 15$ гр.п.к.в. При $N_e^{ном} = 70$ кВт прийнято $\Theta = 23,5$ гр.п.к.в., що являється оптимальним з точки зору економічності. При цьому до сьогодні не досліджувався вплив кута випередження впорскування палива на теплонапруженість та РМ поршня.

У зв'язку з означенням, метою роботи є експериментально-розрахункове дослідження комплексного впливу на теплонапруженість та РМ поршня проміжного охолодження повітря, наявності водомасляного теплообмінника та кута випередження впорскування палива.

Для досягнення поставленої мети в роботі визначено такі задачі:

1. Аналіз впливу конструктивних та регулювальних параметрів двигуна на його ТС.
2. Прогнозування РМ поршня при врахуванні комплексу впливових факторів на його теплонапруженість.

Об'єктом дослідження виступав автотракторний дизель типу 4ЧН12/14. Для визначення ТС поршня, його було оснащено термопарами. Матеріал поршня – сплав АЛ25.

При вирішенні першої задачі визначався рівень температур масла, води та температури відпрацьованих газів при наявності водомасляного теплообмінника або масляного радіатора, наявності проміжного охолодження повітря та зміні кута $\Theta = 15 \div 23,5$ гр.п.к.в. до ВМТ. Результати дослідження подано на рис.1,2

За отриманими результатами (рис.1) встановлено, що при зміні Θ з 18 до 15 гр.п.к.в. до ВМТ для дослідного двигуна з проміжним охолодженням повітря та водомасляним теплообмінником при $N_e^{ном} = 100$ кВт температура відпрацьованих

газів збільшується на 36°C , а для двигуна без проміжного охолодження повітря та з масляним радіатором при $N_e^{ном} = 70$ кВт – на 27°C . Це свідчить про необхідність дослідження ТС поршня при різних значеннях Θ .

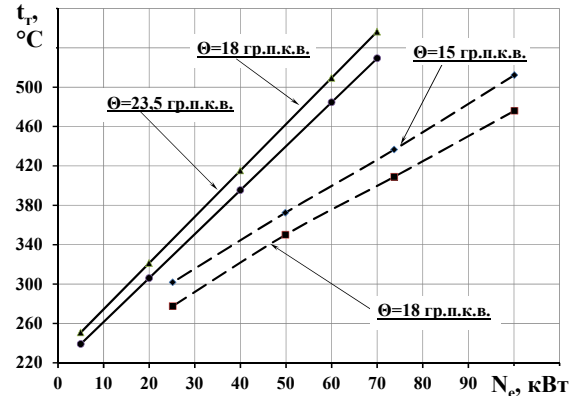


Рис. 1. Дослідження впливу Θ на температуру відпрацьованих газів
 ————— дизель 4ЧН12/14, $N_e^{ном} = 70$ кВт, без проміжного охолодження повітря, масляний радіатор;
 — — — — — дизель 4ЧН12/14, $N_e^{ном} = 100$ кВт, проміжне охолодження повітря, водо-масляний теплообмінник

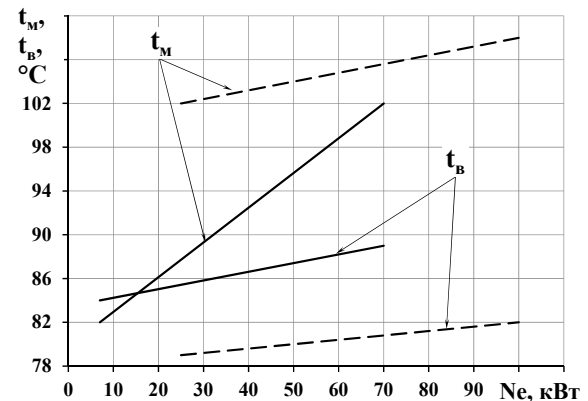


Рис. 2. Результати експериментального дослідження впливу конструктивних параметрів на температуру масла t_m та води t_v при $\Theta = 18$ гр.п.к.в. до ВМТ
 ————— дизель 4ЧН12/14, $N_e^{ном} = 70$ кВт, без проміжного охолодження повітря, масляний радіатор;
 — — — — — дизель 4ЧН12/14, $N_e^{ном} = 100$ кВт, проміжне охолодження повітря, водомасляний теплообмінник

З рис. 2 видно, що температура масла для розглянутих варіантів конструкцій на режимах максимального навантаження майже не відрізняється при $N_e = 70$ кВт різниця складає 3°C , водночас для ре-

жиму мінімального навантаження ця різниця перевищує -20°C .

Дослідження ТС поршня дизеля 4ЧН12/14 при $N_e^{\text{ном}} = 70$ кВт проводилось для варіанту без проміжного охолодження повітря та при наявності масляного радіатора для двох значень кута Θ – 18 і 23,5 гр.п.к.в. Результати експерименту наведено на рис.3,а.

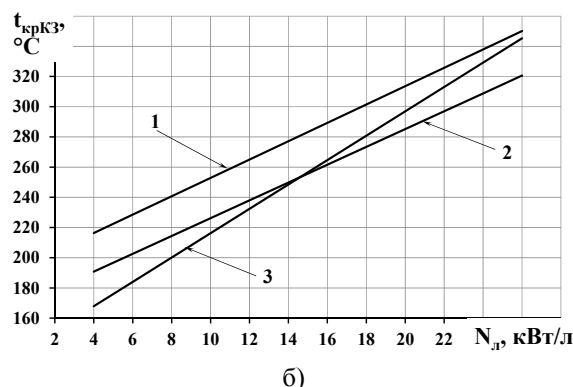
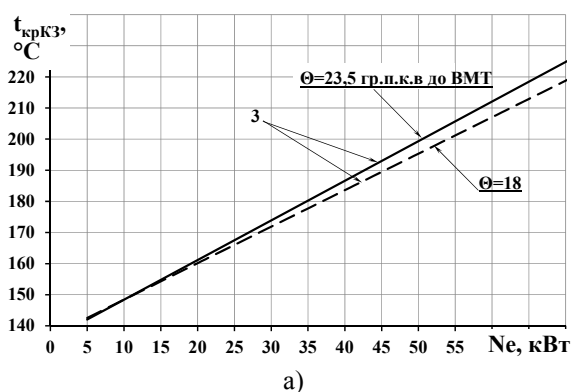


Рис.3. Температурний стан кромки КЗ поршня а) в залежності від Θ ; б) в залежності від типу та наявності охолодження;

1 – без проміжного охолодження повітря, без охолодження поршня маслом; 2 – проміжне охолодження повітря, струминне охолодження поршня маслом, водомасляний теплообмінник; 3 – без проміжного охолодження повітря, струминне охолодження поршня маслом, масляний радіатор

Видно, що зміна Θ практично не впливає на ТС кромки камери згоряння поршня, різниця для режиму $N_e^{\text{ном}} = 70$ кВт складає 6°C .

На рис. 3,б наведено порівняльний аналіз впливу конструктивних факторів на ТС кромки КЗ поршня. Видно, що температури в зоні кромки КЗ суттєво відрізняються, як на режимах малих навантажень, так і на режимах номінальної потужності. Тут залежності 1 та 2 відповідають експериментальним даним, отриманим в [2]. Залежність 3 отри-

мана шляхом інтерполяції експериментальних даних рис.3,а.

За даними рис.3,а,б виконано розрахунок величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня дослідного дизеля за методикою [3] для варіанту трактора 3-ї категорії та при наявності проміжного охолодження повітря та без нього, для конструкції з масляним охолодженням поршня та без. Результати розрахунків наведено на рис.4.

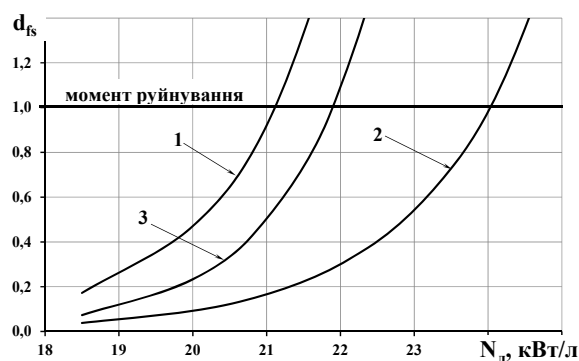


Рис. 4. Результати розрахунків величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня (позначення відповідають рис.3)

Видно, що для конструкції без проміжного охолодження повітря та без масляного охолодження поршня розрахунковий момент руйнування досягається при форсуванні тракторного дизеля до $N_d = 21,2$ кВт/л. При цьому для конструкції з масляним охолодженням поршня маємо $d_{fs}^{\text{розр}} = 0,55$. Для конструкції з проміжним охолодженням повітря та масляним охолодженням поршня – $d_{fs}^{\text{розр}} = 0,2$. Це дозволяє зробити висновок про необхідність врахування множини конструктивних факторів при прогнозуванні РМ поршнів форсованих автотракторних дизелів на стадії їх проектування.

При цьому встановлено, що незважаючи на підвищення температури відпрацьованих газів при зменшенні кута випередження впорскування палива температура поршня не змінюється.

Подальший напрямок робіт передбачає аналіз впливу особливостей робочого процесу на ТС та РМ поршнів.

Список літератури:

1. Франц К. Мозер. Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей //Журнал автомобильных инженеров. – 2008. – №4(51). – С. 7-16; 2. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків:

Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332с.; 3. Турчин В.Т. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів / В.Т. Турчин, В.О. Пильов, А.П. Кузьменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С. 30 – 35.; 4. Процессы в перспективных дизелях / [Шеховцов А.Ф., Ф.И. Абрамчук, Крутов В.И. и др.]; под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа», 1992. – 352 с. 5. Лоцаков В.А. Результаты расчетно-экспериментальных исследований влияния

оребрения охлаждаемой поверхности гильзы цилиндров на температурное состояние гильз и поршней дизелей ЯМЗ /П.А. Лоцаков // Двигателестроение. – 2000. – №1. – С. 57-58; 6. Марченко А.П. Дослідження впливу матеріалу гільзи швидкохідного дизеля на її температурний стан / А.П. Марченко, М.А. Прокопенко, В.О. Пильов, В.В. Шпаковский, І.Г. Пожидаєв // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 51 – 53; 7.

УДК 620.179.15: 535.23 + 539.319

А.Г. Кесарийский, канд. техн. наук, Ю.А. Постол, канд. техн. наук, В.В. Сатокин, инж.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМИРОВАНИЯ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ГОЛОВКИ И БЛОКА ЦИЛИНДРОВ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Экономичное использование энергоресурсов и повышение экологичности тепловых машин представляет важную задачу современного двигателестроения, что неизбежно связано с проблемой совершенствования механических элементов двигателя. Особенно важной эта проблема является для узлов, соединяющих отдельные детали в единую конструкцию. Традиционно одним из наиболее сложных соединений тепловых поршневых двигателей является узел крепления блока и головки цилиндров. Сложность геометрической формы, наличие большого числа крепежных элементов, разнородные материалы уплотняющей прокладки и сопрягаемых деталей, а также комплексное воздействие механических и тепловых нагрузок, приводит к необходимости тщательной конструктивной проработки этих узлов. Особую актуальность эта проблема представляет при разработке двигателей Стирлинга, где рабочее давление в несколько раз превышает пиковое давление в традиционных ДВС.

Традиционно при разработке узла сопряжения блока и головки цилиндров используют стандартные методики назначения усилий затяжки, исходя из условия нераскрытия стыка, успешно применяемого для большинства фланцевых групповых резьбовых соединений (ГРС), например, химической аппаратуры. В то же время известно, что ГРС применяемые в двигателестроении имеют ряд существенных функциональных отличий от соединений, используемых в других отраслях техники. Как показано в работе [1], затяжка крепежа вносит существенные искажения в первоначально заданную форму прецизионных поверхностей зеркала цилинд-

дра, что приводит к росту кинематических потерь, снижению ресурса и экономичности двигателя. Экспериментально установлено и то, что существующие технологические приемы сборки не обеспечивают оптимального характера соединения блока и головки цилиндров [2,3]. При явных различиях локальной жесткости головки и блока цилиндров в различных зонах расположения крепежных элементов, моменты затяжки устанавливаются равными. Очевидно, что назначение уровня затяжки всех крепежных элементов по уровню максимального необходимого усилия в одной зоне приводит к необоснованному росту массогабаритных характеристик двигателя и неоправданному повышению материалоемкости деталей. Решение этой проблемы может быть достигнуто путем применения высокотехнологичных методов расчетно-экспериментального исследования, например, голографической интерферометрии в сочетании с конечно-элементным математическим моделированием, как показано в работах [4,5]. Однако существует и другая важная проблема обеспечения надежности работы ГРС двигателя, которая существенно влияет на конструктивное совершенство всего изделия. Проблема эта состоит в рациональном выборе размещения на блоке цилиндров резьбовых отверстий для крепления головки двигателя.

Экспериментальная часть

Экспериментальные исследования деформирования блока цилиндров ДВС при затяжке крепежа головки цилиндров позволили установить, что помимо существенного влияния усилий затяжки на деформацию зеркала цилиндра, происходит и значительное изменение пространственного положения оси резьбового крепежа. На рис.1 показаны

интерферограммы полей перемещений боковой поверхности блока цилиндров от затяжки крепежа головки цилиндров в геометрически подобных зонах различных ДВС, между вторым и третьим цилиндрами.

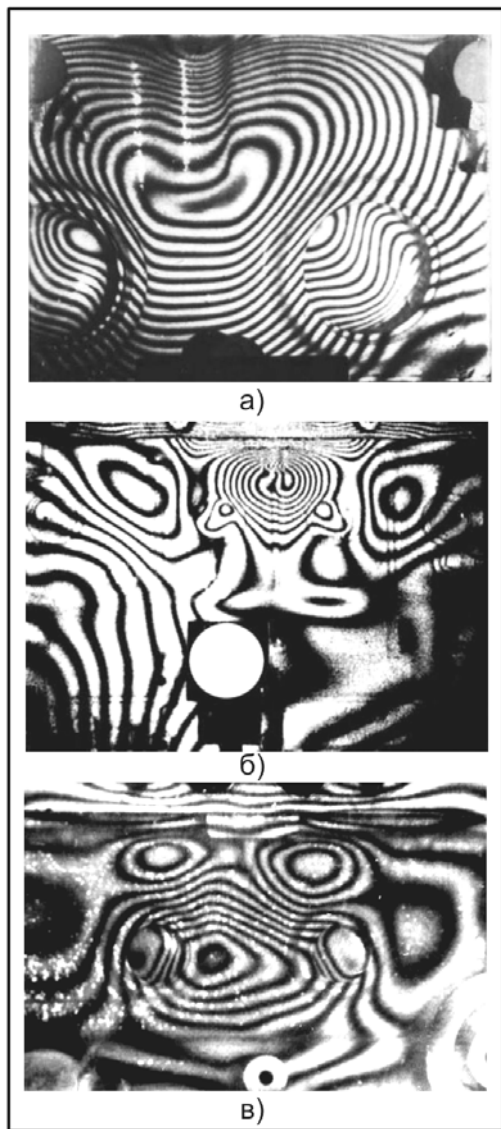


Рис.1. Интерферограммы деформирования блока цилиндров от затяжки крепежа
а) ВАЗ 21083, б) ЗМЗ 406, в) МеМЗ 245

Общее геометрическое подобие интерферограмм, проявляющееся в виде системы замкнутых интерференционных полос, свидетельствует о сопоставимости общих геометрических параметров конструкций и характера взаимодействия элементов соединения при воздействии затяжки крепежа. Различия же в интерферограммах отражают особенности жесткостных характеристик каждой отдельной конструкции. Эти особенности деформирования могут служить хорошим критерием для

оценки оптимальности реализации блока цилиндров и верификации его математической модели. Но, кроме того, полученная информация позволяет установить, что максимумы поля перемещений однозначно связаны с расположением резьбовых отверстий крепежа по отношению к стенке блока цилиндров. Если ось резьбового отверстия смещена в сторону наружной поверхности блока, как например, это выполнено в двигателях ВАЗ 21083 и ЗМЗ 406, то максимум поля перемещений примыкает к нижней части прилива, в котором выполнено резьбовое отверстие (см. рис.1а и рис.1б). Смещение оси резьбового отверстия в сторону внутренней стенки блока приводит к сдвигу максимума поля перемещений к центру стенки блока, как это наблюдается на двигателе МеМЗ 245 (см. рис.1в). Кроме того, дополнительный анализ результатов измерений показывает, что незначительное изменение положения резьбового отверстия по отношению к стенке блока цилиндров изменяет направление вектора перемещений. Это наглядно видно на результатах математического моделирования деформации блока цилиндров от затяжки, даже при использовании простейшей конечноэлементной модели, как показано на рис.2.

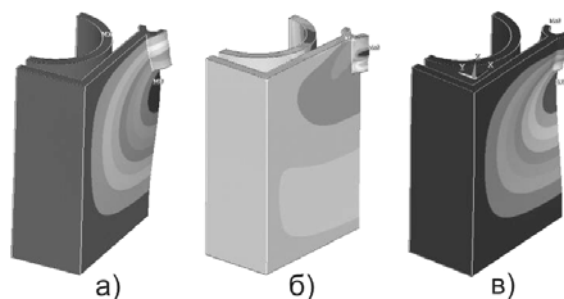


Рис.2. Поля нормальных перемещений поверхности блока цилиндров от затяжки крепежа при расположении оси крепежа
а) на внешней стороне стенки блока, б) по середине стенки, в) на внутренней стороне стенки

Само по себе такое деформирование блока не может расцениваться как экстраординарное явление, несущее угрозу работоспособности конструкции. Но помимо технологических усилий на конструкцию двигателя действуют и нагрузки от рабочего давления. Характер деформирования блока цилиндров от такой нагрузки однотипен для всех рассмотренных двигателей и соответствует полю перемещений, наблюдаемому, например, у ДВС ВАЗ 21083, показанному на рис.3.

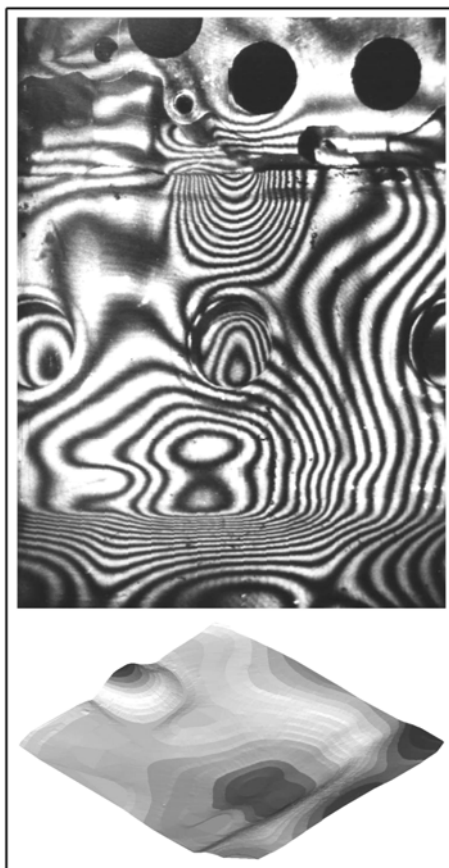


Рис.3. Интерферограмма (вверху) и поле нормальных перемещений наружной поверхности блока цилиндров ДВС ВАЗ 21083 при воздействии максимального давления в цилиндре

Учитывая, что при работе двигателя поля перемещений суммируются, можно предположить, что у рассмотренных двигателей ВАЗ и ЗМЗ происходит частичное компенсирование полей перемещений. Оси крепежных единиц выравниваются, поперечные усилия, действующие на крепеж, уменьшаются, что существенно облегчает их режим работы. Для двигателя МеМЗ наблюдается

обратная картина. Направления векторов перемещений от затяжки и внутреннего давления суммируются, оси крепежных единиц существенно искривляются, растут поперечные нагрузки, что создает предпосылки для внезапного разрушения крепежа головки блока цилиндров.

Выводы

Незначительные конструктивные изменения зон расположения крепежа головки и блока цилиндров могут вызывать существенные изменения работоспособности конструкции двигателя. При разработке тепловых поршневых машин с высоким уровнем конструктивного совершенства целесообразно проводить расчетно-экспериментальное исследование конструкции-прототипа лазерно-интерференционными методами в сочетании с методами математического моделирования для оптимизации геометрических параметров ГРС двигателя.

Список литературы:

1. Кесарийский А.Г. Голографические исследования работоспособности двигателей внутреннего сгорания / А.Г. Кесарийский // Когерентная оптика и голография. Труды XXV школы-симпозиума. – Ярославль: Изд-во ЯГПУ, 1997г. – С.191 – 197.
2. Кесарийский А.Г. Голографические исследования деформации блока цилиндров двигателя внутреннего сгорания / А.Г. Кесарийский // Авиационно-космическая техника и технология. – 1999. – Вып.9. Тепловые двигатели и энергоустановки – С. 335.
3. Кесарийский А.Г. Применение лазерно-интерференционных методов для исследования цилиндров поршневого двигателя / А.Г. Кесарийский // Двигатели внутреннего сгорания. . – 2004. – №1. – С.117-119.
4. Кесарийский А.Г. Лазерно-интерференционные исследования напряженно-деформированного состояния в технологии разработки ДВС / А.Г. Кесарийский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – №2. – С.85-87.
5. Марченко А.П. Лазерно-интерференционные технологии в современных системах разработки ДВС / А.П. Марченко, А.Г. Кесарийский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – №2. – С.131-135.

УДК 62-71: 536.24

Ю.Л. Мошенцев, канд. техн. наук, А.А. Гогоренко, инж., Д.С. Минчев, инж., В.Н. Антоненко, инж.

ВЫБОР ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ ДИАГОНАЛЬНЫХ ПУЧКОВ ТРУБ КОЖУХОТРУБЧАТЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ МАСЛА ДВС

Введение

Современные кожухотрубчатые охладители масла (ОМ), применяемые для транспортных двигателей, должны обеспечивать необходимое сни-

жение температуры масла в системе при минимальных массах, габаритах и гидравлических сопротивлениях. Анализ существующих и применяемых теплообменников этого типа показывает, что

не все они отвечают этому условию и имеются существенные резервы улучшения их параметров за счёт применения рациональных геометрий поверхностей теплообмена (ПТ).

В частности, как показали проведенные авторами исследования, масса пучка труб штатного охладителя масла для двигателя типа 10Д100 (тепловозы серии ТЭ10) составляет 489 кг, сопротивление теплообменника по маслу 152 кПа при тепловой мощности 350 кВт. При использовании рациональной геометрии поверхности теплообмена масса охладителя может быть снижена до 184 кг, а сопротивление по маслу – до 16 кПа при той же тепловой мощности и неизменных габаритах.

Анализ публикаций

Обычно в кожухотрубчатых охладителях масла в качестве теплообменных элементов используются пучки труб с различными особенностями размещения в трубных досках и с различным видом поверхности со стороны масла – от гладких трубок до ребристых с различными геометрическими параметрами оребрения. Как правило используют монометаллические медные или латунные трубки с накатным оребрением и биметаллические, в которых на несущую медную или латунную трубку одета алюминиевая рубашка, на которой выполнено накатное оребрение.

Для выбора рациональных параметров ПТ необходимо располагать законами обмена энергией между средой (маслом) и поверхностью теплообмена. Эти законы, или граничные условия (ГУ) третьего рода, при решении задач расчёта маслоохладителей определяют величины коэффициентов теплоотдачи и сопротивления. Для решения рассматриваемого здесь вопроса ГУ должны быть представлены в виде критериальных обобщённых зависимостей по теплообмену и сопротивлению, как это обычно принято в подобных задачах. От точности ГУ в основном зависит точность выбора рациональных геометрических параметров ПТ. Обобщённые критериальные зависимости по теплообмену и сопротивлению в масле для различных видов ПТ не имеют широкого распространения, но в последнее время им уделяется определённое внимание. В частности, такие данные имеются в источниках [1-4]. Из них наиболее точными являются приведенные в [5, 6], что подтверждено специальными исследованиями.

Цель и постановка задачи

Целью настоящей статьи является определе-

ние рациональных геометрических параметров ПТ для диагональных пучков труб кожухотрубчатых охладителей масла транспортных двигателей. Для достижения поставленной цели была выполнена серия расчётов с помощью специально разработанных программ, обеспечивающих решение так называемой прямой (конструктивной) и обратной (проверочной) задачи.

Результаты исследования

При выборе рациональной геометрии ПТ функция цели может быть определена как достижение минимума массы теплообменного элемента при прочих равных условиях.

В данном исследовании объектами оптимизации являлись геометрические параметры ПТ, выполненной на основе диагонального пучка биметаллических труб с накатным оребрением (рис. 1).

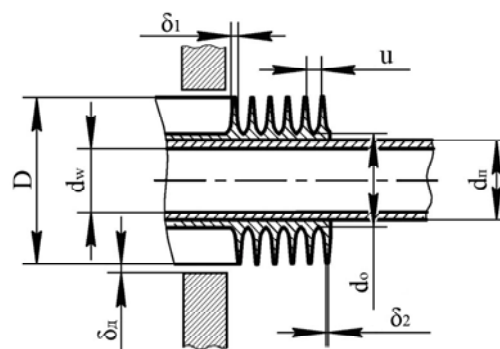


Рис. 1. Оребрённая биметаллическая ПТ

Выбор рациональных геометрических параметров маслоохладителей можно выполнять в двух возможных постановках задач: в так называемой прямой или конструктивной и в так называемой обратной или проверочной.

В прямой задаче выбор может быть связан с минимизацией массы теплообменного элемента при прочих равных условиях: для теплообменников, работающих при одинаковых параметрах теплоносителей на входе и имеющих одинаковые тепловые КПД и одинаковые сопротивления по маслу и воде. Наилучшим можно считать маслоохладитель с минимальной массой теплообменного элемента.

В обратной задаче принято фиксировать основные геометрические размеры теплообменника: его длину и диаметр. В этих условиях для теплообменников, работающих при одинаковых параметрах теплоносителей на входе, с изменением геометрии ПТ будут изменяться тепловые КПД и сопротивления по теплоносителям. Выбор рациональной геометрии в этой постановке можно свя-

зат с модифицированным критерием М.В. Кирпичёва [7]. Исходный вид критерия соответствует выражению

$$K_i = \frac{Q}{N_{\pi}},$$

где Q – тепловая мощность теплообменника, N_{π} – мощность затрат на прокачку теплоносителей.

Учитывая, что Q прямо пропорционально тепловому КПД теплообменника η , а мощность затрат прямо пропорциональна сопротивлению по маслу Δp_m (именно это сопротивление в основном изменяется с изменением вида поверхности теплообмена), можно видоизменить критерий для комплексной оценки поверхности теплообмена. Кроме того, масса теплообменного элемента M_{π} прямо пропорциональна его стоимости, и её учёт необходим для объективного сравнения различных вариантов. С учётом сказанного можно предложить следующий вид оценочного комплекса для выбора рационального результата в условиях обратной задачи:

$$K_p = \frac{\eta}{\Delta p_m M_{\pi}}.$$

Очевидно, что ПТ, обеспечившая максимальное значение этого комплекса при прочих равных условиях и принятых ограничениях (по η и Δp_m), обладает преимуществами перед прочими.

Очевидно также, что использование данного комплекса вполне возможно и в условиях решения прямой задачи, а описанный способ оптимизации можно рассматривать как частный, упрощённый случай применения данного комплекса.

Оптимизация геометрических параметров ПТ выполнялась численным способом с использованием известных методов планирования эксперимента. Производился поиск рациональных значений для трёх факторов: внутреннего диаметра трубок d_w , шага между рёбрами u и высоты ребра h_p (рис. 1). Основной уровень и интервалы варьирования факторов были выбраны на основе предварительного анализа с учётом ограничений, накладываемых используемыми ГУ по теплообмену и сопротивлению:

$$d_w = 9 \pm 1 \text{ мм};$$

$$u = 2,4 \pm 0,6 \text{ мм};$$

$h_p = (D - d_o)/2 = 2; 3,5; 5; 6,5 \text{ мм}$ (соответственно наружный диаметр оребрения $D = 15,5 \dots 27,5 \text{ мм}$; несущий диаметр трубки $d_o = (d_w + 3,5) \text{ мм}$).

Прочие размеры не менялись и принимались равными: ширина ребра у основания $\delta_1 = 0,55 \text{ мм}$; ширина ребра у вершины $\delta_2 = 0,20 \text{ мм}$; наружный

диаметр внутренней трубки и внутренний диаметр оребрённой рубашки $d_{\pi} = (d_w + 1,8) \text{ мм}$. Исключение данных параметров из числа оптимизируемых факторов объясняется особенностями технологии изготовления данной ПТ и их однозначным влиянием на величину функции цели (чем ниже их значение, тем ниже масса пучка).

Конструкция кожухотрубчатых охладителей масла предусматривает наличие зазоров δ_d (рис. 1) между трубками и разделительными диафрагмами, которые формируют направление движения потока масла. Величина этих зазоров значительно влияет как на сопротивление теплообменника по маслу, так и на условия теплоотдачи от масла к трубкам. При увеличении зазоров от минимально возможного значения наблюдается уменьшение сопротивления движению масла и снижение коэффициента теплоотдачи. При этом интенсивности изменения указанных параметров существенно различны. Используемая программа расчётов позволяет корректно учитывать влияние данного параметра путём введения поправок, полученных на основе экспериментальных исследований.

Охладители оптимизировались для двигателя типа 10Д100 (10ДН 20,7/2х25,4) мощностью 2206 кВт при 850 об/мин со следующими параметрами теплоносителей: расход масла через теплообменник $G_m = 24,7 \text{ кг/с}$; температура масла на входе в МО – $t_{m1} = 78,4 \text{ °C}$; температура масла на выходе из МО – $t_{m2} = 71,0 \text{ °C}$; давление масла на входе в МО – $p_{m1} = 362 \text{ кПа}$; расход воды через МО – $G_w = 17,1 \text{ кг/с}$; температура воды на входе в МО – $t_{w1} = 58,2 \text{ °C}$; давление воды на входе в МО – $p_{w1} = 240 \text{ кПа}$ (по данным испытаний).

Как сказано выше, целевой функцией являлась масса пучка. В качестве функции отклика использовалось регрессионное уравнение второй степени, учитывающее взаимное влияние факторов:

$$M_{\pi}(d_w, u, h_p) = a_0 + a_{11}d_w + a_{12}u + a_{13}h_p + \\ + a_{21}d_w u + a_{22}u h_p + a_{23}d_w h_p + a_{31}d_w^2 + \\ + a_{32}u^2 + a_{33}h_p^2,$$

где a_i – коэффициенты уравнения регрессии.

Представляемая этой зависимостью функция отклика исследовалась сечением плоскостью $d_w = 8 \text{ мм}$, $d_w = 9 \text{ мм}$ и $d_w = 10 \text{ мм}$, в результате чего была получена система кривых, представленная на рис. 2 (кроме $d_w = 9 \text{ мм}$). Цифры возле линий отображают значение массы теплообменных пучков маслоохладителей в килограммах.

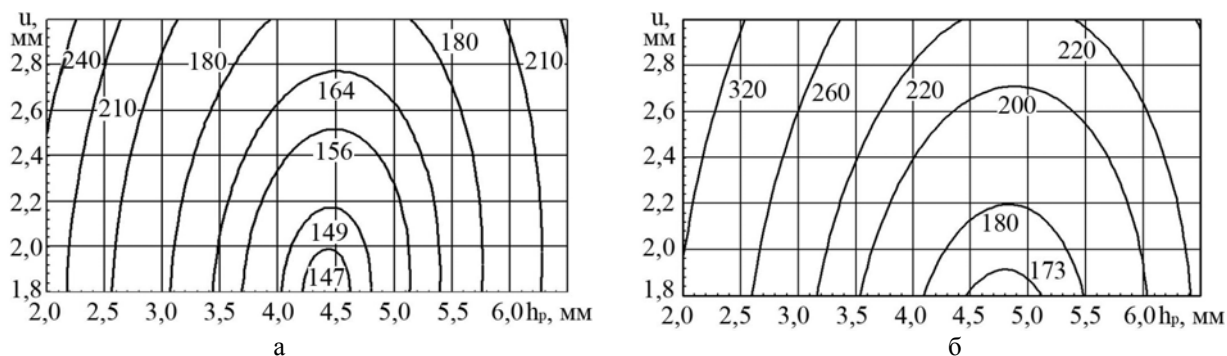


Рис. 2. Сечение функции $M_n = f(d_w, u; h_p)$ плоскостями
а) $d_w = 8$ мм; б) $d_w = 10$ мм

Из рис. 2. следует, что минимальной массой обладают пучки, для которых значение шага обребования u и значение внутреннего диаметра трубки d_w будут минимальными в принятом диапазоне изменения данных факторов. Значение высоты ребра h_p , соответствующее минимальной массе пучка, будет различным и зависящим от внутреннего диаметра трубки d_w . Так для ПТ с $d_w = 8$ мм – h_p составляет 4,4 мм, для ПТ с $d_w = 9$ мм – $h_p = 4,6$ мм, для ПТ с $d_w = 10$ мм – $h_p = 4,8$ мм. Указанные значения соответствуют рациональным геометрическим параметрам биметаллической трубки по результатам решения прямой задачи – $h_{рп}$.

Зависимости массы теплообменного пучка от высоты ребра при $u = 1,8$ мм для трёх различных значений d_w приведены на рис. 3.

При выполнении расчётов производилась коррекция зазоров между трубками и разделительными диафрагмами δ_d из условия обеспечения постоянного сопротивления по маслу $\Delta p_m \approx 30$ кПа при поддержании максимально допустимой скорости масла в проточной части охладителя ($w_{max} \approx 2$ м/с). Величина зазоров δ_d для всех вариантов геометрий ПТ составляла 0,26...0,77 мм. Сопротивление по воде не превышало предельно допустимых значений по ГОСТ 13211-80 [8].

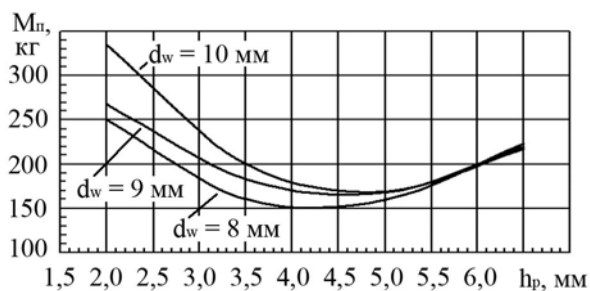


Рис. 3. Зависимость $M_n = f(h_p)$

Оптимизация на основе решения обратной задачи выполнялась с использованием комплекса K_p при неизменных размерах теплообменного аппарата, а также расходах и параметрах теплоносителей на входе. Геометрические параметры ПТ изменялись таким же образом и в тех же пределах, что и при решении прямой задачи. В результате проведенных исследований получен ряд зависимостей комплекса K_p от высоты ребра. Зависимость $K_p = f(h_p)$ для $d_w = 10$ мм представлена на рис. 4 сплошной линией. Пунктиром указана кривая КПД и штрих пунктиром – линия ограничения по КПД (не менее 0,37 по условиям эксплуатации). Коррекция зазоров проводилась аналогично, как и при решении прямой задачи.

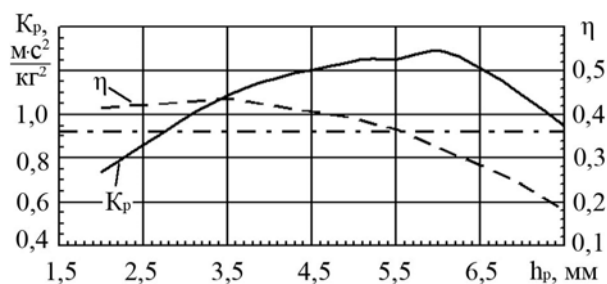


Рис. 4. Зависимость $K_p = f(h_p)$ для $d_w = 10$ мм

Из рис. 4 видно, что наибольшие значения комплекса K_p обеспечиваются при высоте ребра 5,5 мм (с учётом ограничения по КПД). Таким образом, получены рациональные геометрические параметры биметаллической трубки в условиях решения обратной задачи – $h_{ро}$.

Как видно, величина высоты ребра $h_{ро}$ не соответствует полученной в условиях свободных размеров теплообменника высоты ребра $h_{рп}$ (5,5 против 4,8 мм). Это объясняется введением фиксации наружных размеров МО. Если для тех же началь-

ных условий решить задачу без фиксации габаритов МО, то optimum геометрии будет соответствовать установленному выше или $h_{рп}$. Соответственно в этих условиях будет достигнуто иное, более высокое значение K_p (теплообменник будет иметь меньшую массу и габаритные размеры, см. столбец 4 табл. 1).

Таким образом, снятие ограничений на габариты приведёт к дальнейшему росту комплекса K_p при фиксированном КПД. Соответственно, такой МО должен обладать лучшими качествами, как это уже было отмечено выше.

Правда, с уменьшением габаритов МО возникают определённые проблемы с его применением взамен штатного в условиях существующей практики ремонтных работ, при которой изменение размеров ремонтного теплообменника по сравнению со штатным не приветствуется.

Бериславским машиностроительным заводом (БерМЗ) была выполнена конструкция охладителя масла на базе пучка биметаллических труб, оребренных накаткой, с использованием $h_{ро}$ при образовании геометрии оребрения, которая обеспечивает максимум комплекса K_p в условиях фиксированных габаритов МО. Пучок из оребренных трубок в поперечном сечении представляет собой диагональную структуру с размещением трубок в вершинах равносторонних треугольников при максимальной плотности заполнения трубной доски. Трубки в вырезе диафрагмы отсутствуют. Диафрагмы по наружному диаметру окантовываются эластичным уплотнением, которое практически исключает наличие байпасного потока масла. Опытный образец теплообменника был установлен взамен штатного на тепловоз 2ТЭ10Ут.

В столбце 1 табл. 1 приведены данные чистого (только установленного) охладителя, предложенного БерМЗ, а в столбце 2 – такие же данные, полученные после 150 тыс. км пробега тепловоза (11 месяцев эксплуатации). В столбце 3 приведены данные для штатного теплообменника. Все данные представлены на основе эксперимента с последующей расчётной коррекцией параметров для приведения результатов испытаний к одинаковым условиям (температурам и расходам теплоносителей). В столбце 4 – расчётные данные охладителя масла с геометрией поверхности теплообмена, сформированной на основе применения $h_{рп}$.

Таблица 1. Геометрические и теплотехнические параметры всех рассматриваемых МО

Параметр	Ед. изм.	Значения параметров			
		1	2	3	4
G_m	кг/с	24,7	24,7	24,7	24,7
t_{m1}	°C	78,4	78,4	78,4	78,4
t_{m2}	°C	71,0	71,3	71,4	71,0
p_{m1}	кПа	362	362	362	362
η		0,366	0,351	0,346	0,366
K_p	$m \cdot c^2 / kg^2$	1,26	1,21	0,05	1,51
w_m	м/с	1,10	1,11	2,05	1,40
ΔP_m	кПа	15,8	15,8	151,9	15,7
G_w	кг/с	17,1	17,1	17,1	17,1
t_{w1}	°C	58,2	58,2	58,2	58,2
t_{w2}	°C	63,4	63,2	63,1	63,4
p_{w1}	кПа	240	240	240	240
w_w	м/с	1,20	1,20	1,09	1,37
ΔP_w	кПа	13,4	14,2	17,6	16,6
D	мм	24,5	24,5	10,0	23,1
d_o	мм	13,5	13,5	–	13,5
d_n	мм	11,8	11,8	–	11,8
d_w	мм	10,0	10,0	8,0	10,0
u	мм	2,5	2,5	–	2,5
δ_1	мм	0,55	0,55	–	0,55
δ_2	мм	0,2	0,2	–	0,2
δ_d	мм	0,61	0,61	0,14	0,52
S_1	мм	27,0	27,0	13,0	25,6
S_2	мм	23,4	23,4	11,3	22,2
b_w		1	1	3	1
Z_{cv}	шт.	0	0	176	0
Z	шт.	186	186	955	162
$Z_{дф}$	шт.	13	13	13	13
D_t	м	0,464	0,464	0,464	0,366
L_t	м	1,974	1,974	1,974	1,974
M_n	кг	183,9	183,9	489,1	153,9
F	m^2	111,0	111,0	59,2	83,1

Примечание: w_w – скорость воды в трубках; ΔP_w – сопротивление теплообменника по воде; S_1 – шаг между трубками, перпендикулярный движению масла; S_2 – шаг между трубками по глубине; b_w – число ходов теплообменника по воде; Z_{cv} – число трубок в сегментных вырезках; Z – общее число трубок; $Z_{дф}$ – число диафрагм; D_t – диаметр теплообменника; L_t – длина теплообменного пучка; F – полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения.

Как следует из приведенных в табл. 1 данных, использование ПТ с h_{po} (применена БерМЗ для опытного образца), позволяет получить практически тот же тепловой КПД, что и для серийного МО, при значительном снижении массы и сопротивлений по теплоносителям. Воздействие эксплуатационных факторов, которым МО подвергался в течение 11 месяцев, не оказало существенного влияния на его эффективность.

В случае использования при формировании геометрии ПТ высоты ребра h_{rp} , массу теплообменного пучка можно дополнительно сократить на 30 кг по сравнению с предложенным. Кроме того, уменьшаются габариты теплообменника и снижается масса его корпуса.

Выводы и перспективы последующих работ

Определены рациональные параметры биметаллической трубчатой поверхности теплообмена с накатным оребрением для маслоохладителей транспортных двигателей.

Применение ПТ с высотой ребра h_{po} для теплообменного элемента маслоохладителя двигателя типа 10Д100 при неизменных габаритах теплообменника позволяет снизить массу пучка более, чем в 2,5 раза при сохранении теплового КПД и одновременном снижении сопротивлений по обоим теплоносителям.

Снятие ограничений по габаритам приводит к иным значениям рациональных геометрических параметров ПТ, при этом возможно дальнейшее улучшение параметров охладителя масла.

Таким образом, оптимизация геометрических параметров ПТ приводит к различным результатам в зависимости от наложенных ограничений.

Для нахождения рациональных геометрических параметров поверхности теплообмена рекомендуется использование комплекса K_p .

Дальнейшая оптимизация параметров маслоохладителей может быть связана с изменением их КПД. Снятие ограничений на изменение КПД возможно только при изменении параметров всей системы охлаждения двигателя одновременно с оптимизацией параметров каждого теплообменника. Совершенствование самих систем охлаждения вместе с теплообменниками представляется дальнейшим этапом улучшения параметров системы охлаждения транспортных ДВС и всех её элементов.

Список литературы:

1. Андреев В.А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей / В.А. Андреев – Л.: Энергия, 1971. – 152 с.
2. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов – М.: Машиностроение, 1989. – 367 с.
3. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках / А.А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
4. Назмеев Ю.Г., Лавыгин В.М. Теплообменные аппараты ТЭС. Учеб. пособие для ВУЗов / Ю.Г. Назмеев, В.М. Лавыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 288 с.
5. Мошенцев Ю.Л. Обобщённые граничные условия по теплообмену для шахматных пучков оребренных труб маслоохладителей двигателей внутреннего сгорания / Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2010. – № 1 (430).
6. Мошенцев Ю.Л. Обобщённые граничные условия по сопротивлению для шахматных пучков оребренных труб маслоохладителей двигателей внутреннего сгорания / Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2010. – № 2 (431).
7. Кирпичёв М.В. Теория подобия / М.В. Кирпичёв – М.: изд. АН СССР, 1953. – 96 с.
8. ГОСТ 13211-80. Охладители кожухотрубчатые водомасляные и водо-водяные дизелей и газовых двигателей. Общие технические условия. – Взамен ГОСТ 13211-67; введ. 10.03.1980. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 8 с.

УДК 534.138

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

ВЛИЯНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОР НА ДИНАМИКУ КОРПУСА ДИЗЕЛЯ 1Д80Б 02 004

1. СОЗДАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ КОРПУСА

Введение

В процессе создания на ХЗТМ им. Малышева проекта нового локомотивного дизеля 1Д80Б 02 004 у разработчиков проекта возникла необходимость управления частотным спектром собственных колебаний корпуса дизеля. Такое управление,

по представлению авторов проекта, может быть реализуемо за счёт изменения упруго-нелинейных характеристик опор поддизельной рамы, на которую ставится сам дизель-генератор и которая, в свою очередь, ставится на несущую раму локомотива. Одной из основных трудностей было созда-

ние корректной конечно-элементной модели, которая позволяла бы решать данную задачу с применением имеющейся в распоряжении компьютерной техники. Решить данную проблему позволило допустимое упрощение исходной геометрии проекта, а также применение суперэлементного подхода для проведения анализа.

Содержание данной публикации разделено на две части, в первой из которых рассмотрены основные вопросы при создании КЭ модели корпуса дизеля, а во второй – изложены конкретные результаты проведенного анализа.

Постановка задачи

Для дизеля локомотива, как и для любого ДВС, основным источником механического возмущения является его внутренний рабочий процесс. Уровень сложности такого возмущения зависит от принципиальной схемы задаваемого рабочего процесса, а также от конструктивной схемы исполнения самого ДВС. Вторым по значению может быть принято динамическое воздействие на дизель-генератор со стороны железнодорожного полотна при движении состава.

Поскольку тепловозные и локомотивные дизели характеризуются достаточно большой массой (от единиц до десятков тонн) [1-3], понятно, что их крепление к основной раме тепловоза должно быть надёжным и долговечным. При этом приходится решать проблему для двух противоречивых требований: о минимизации действия на дизель (то есть о виброизоляции) со стороны железнодорожного полотна при движении состава и о надёжной фиксации (с необходимым демпфированием) самого дизеля при происходящих в нём рабочих процессах.

Одним из важных моментов, определяющим частотный спектр колебаний корпуса дизеля, являются условия его крепления к несущей раме локомотива. Эти условия определяют не только сами частоты и их амплитуды, но и возможность управлять ими при необходимой настройке частотного диапазона всего дизеля. В [1-4] приведены подробные описания различных типов тепловозных и локомотивных дизелей и дизель-генераторов и способы их крепления к несущей раме тепловоза. Информация приведена для двигателей серий Д49, Д50, Д70, Д100, 1-ГД9, 11Д45, 14Д40, 1Д6, 1Д12, К6S 310 DR, М753 и М756, как отечественных, так и зарубежных, серийно выпускавшихся и находящихся в эксплуатации в течение десятков лет.

Описанные способы крепления выполнены с помощью опор с линейно-упругими или слабо нелинейными характеристиками деформирования. Такие типы опор позволяют выполнять достаточно жесткую фиксацию силового агрегата, но являются не совсем удобными, если иметь в виду их использование для управления частотным спектром дизель-генератора.

Широко применяемая практика крепления дизель-генератора к несущей раме тепловоза или локомотива описана в [1]. Так, для дизель-генератора 1А-9ДГ - это жесткая фиксация самого дизеля на поддизельной раме. В передней части поддизельная рама крепится к раме тепловоза с помощью болтов и предварительно сжатых пружин. Возможность поперечных перемещений при этом ограничена специальными упорами, а возможность продольных перемещений – упорами, плотно входящими в вырез поддизельной рамы.

В другой модели [1] силового агрегата (2А-9ДГ) опирание поддизельной рамы на несущую раму тепловоза выполнено с помощью фиксирующих болтов и резинометаллических амортизаторов, расположенных по всей длине поддизельной рамы.

Третий тип установки [1] применён к дизелю 3А-6Д49. Двигатель установлен непосредственно на раме тепловоза с помощью четырёх резинометаллических амортизаторов, конструкция которых ограничивает перемещение дизеля по всем трём направлениям – вертикальному, поперечному и продольному, обеспечивая вместе с тем существенную виброизоляцию самого дизеля от внешних вибраций рамы, возникающих при движении локомотива по железнодорожному полотну.

Вопросы математического моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния основных элементов ДВС, в том числе и корпусов тепловозов, изложены в [5].

В целом, решение данной задачи состоит из следующих основных этапов: создание оптимальной конечно-элементной модели корпуса, математическое моделирование опор с нелинейными характеристиками, проведение расчётного анализа влияния таких характеристик на динамику всего корпуса, а также подготовка необходимых рекомендаций.

Корпус (остов) дизеля 1Д80Б 02 004 представляет собой сложную сварную конструкцию, состоящую из одной детали – блок-картера, который является несущим, так как к нему приварены

постели коренных подшипников коленчатого вала. Прототипом проекта дизеля 1Д80Б 02 004 служат разработанные в своё время на ХЗТМ им. Малышева двигатели серии Д70 (12Д70, 6Д70, 3Д70 и др.). При этом остов такого типа (Д70) имеет 9 отсеков, образуемых из наклонных, продольных и поперечных стальных листов толщиной 14мм. В целом, как показали экспериментальные исследования, проведенные на изготовленном и собранном дизеле, его корпус обладал достаточно большой жесткостью, а напряженно-деформированное состояние обеспечивало необходимый запас прочности.

Торцевые секции корпуса (остова) являются неодинаковыми, а средние (2-9 секции) обладают повторяемостью (2,4,6,8-я и 3,5,7,9-я секции являются одинаковыми). Кроме этого, имеется симметрия относительно продольной вертикальной плоскости для всех внутренних секций, а также симметрия для каждой внутренней секции относительно их поперечных вертикальных плоскостей, что позволило упростить создание КЭ модели корпуса дизеля.

Создание корректной конечно-элементной модели корпуса дизеля

Исходный проект корпуса (остова) был выполнен с помощью CAD-систем типа SolidWorks, где он был представлен в виде единой 3-х мерной сплошной сборки из отдельно подготовленных конструктивных элементов типа SOLID. Исходное число конструктивных компонент, которые создавались для проекта отдельно, составляет 112, а количество поверхностей, образующих данные объёмы, превышало 10000. Исходная информация по электронной копии проекта была представлена в виде базы данных, которая содержала информацию как по отдельным компонентам сборки, по отдельным подструктурам, так и для всей сборки - единого объёма корпуса, с сохранением всех внутренних структур (рис.1).

Проведенные попытки генерации полной КЭ модели для корпуса как для единого трёхмерного объекта были неудачными. Анализ исходной геометрии проекта позволил определить два основных негативных момента, мешающие созданию единой корректной КЭ модели. Это – геометрическая сложность проекта, а также сложность его топологии. Полученные с помощью системы ANSYS оценки числа элементов (до 30 млн.) не позволяли решать задачу на имеющейся компьютерной тех-

нике. Одной из главных причин такой ситуации, скорее всего, было то, что при проектировании не были учтены определённые требования и критерии, необходимые для трансформации проекта в конечно-элементную модель. Опыт разработки КЭ моделей показывает, что нарушение таких требований обычно приводит к генерации моделей низкого качества что, в свою очередь, ухудшает качество получаемых решений. Сложность топологии проекта в данном случае означает наличие в составе геометрических объектов (объёмов) большого числа (около 1500 ед.) так называемых “дегенеративных” поверхностей, а также ситуации когда, например, один элемент типа SOLID содержит внутри себя второй элемент типа SOLID. Термин “дегенеративная” здесь означает, что для таких поверхностей не выполнены критериальные требования, принятые в ANSYS (обычно это – соотношение длин сторон и требования по значениям геометрических кривизн) для генерации КЭ “сеток”. Использование таких поверхностей при создании КЭ модели также заметно ухудшает её качество, а зачастую и вообще приводит к системным ошибкам при генерации модели. Поэтому, для уменьшения размера задачи, было проведено максимально возможное упрощение исходной геометрии проекта, при котором из рассмотрения исключались конструктивные элементы, наличие или отсутствие которых не могло существенно повлиять на ожидаемые результаты. Понятно, что такой подход вносил определённую ошибку в получаемые результаты, однако он позволил уменьшить исходную сложность проекта и намного уменьшить общий размер задачи.

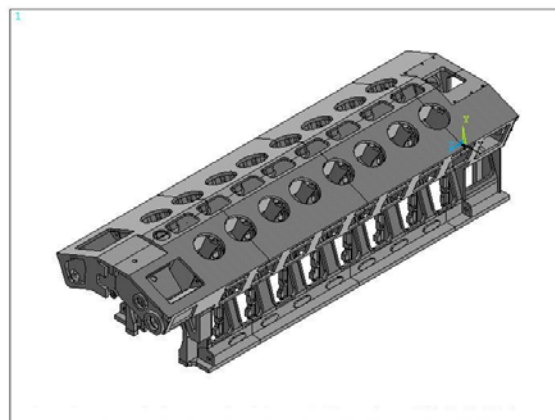


Рис.1. Общий вид проекта корпуса дизеля 1Д80Б 02 004

Подготовка упрощённой геометрии проекта была сведена к выполнению следующих основных этапов:

- удаление трёхмерного тела (объёма) проекта корпуса, с сохранением всех поверхностей, из которых он был создан;

- удаление сохранённых поверхностных участков (поверхностей), для которых такое удаление было возможным (т.е. они были некритичными для будущих расчётов);

- возможная и необходимая корректировка сохраняемых поверхностей с целью обеспечения их однородности, гладкости, стыкуемости, а также максимально возможного соответствия нормам и критериям ANSYS при 3-D моделировании;

- создание на основе сохранённых и модифицированных поверхностей нового цельного объёма, причём без наличия вложенных в него других объёмов;

- разделение нового объёма на подструктуры (объёмы), каждая из которых должна быть использована как геометрическая база для суперэлементов (СЭ).

Выполнение такой работы позволило уменьшить общее число поверхностей проекта до 8300, а число “дегенеративных” поверхностей - примерно на 30%.

Сохранённые и модифицированные поверхности позволили создать на их основе один объём, представляющий собой сам корпус (остов), структура и топология которого допускали генерацию единой КЭ модели, однако размер модели при этом по-прежнему превышал необходимые лимиты.

Корректность создаваемой КЭ модели означает её размер, а также качество, которые обеспечивали бы получение результатов необходимой точности. В данном случае имели место следующие факторы, заметно усложнявшие построение корректной КЭ модели.

Модифицированная геометрия проекта по-прежнему оставалась достаточно сложной для получения корректных КЭ моделей. Так, наличие смежных плохо стыкуемых поверхностей, удаление которых приводило бы к заметному искажению исходной геометрии, порождало при генерации “сеток” 3-х мерные локальные участки модели, где была высокой изменчивость линейных размеров элементов (от долей миллиметров до единиц сантиметров). Наличие таких зон приводило к генерации больших объёмов конечных элементов, причём часто без особой необходимости.

Ещё одним отрицательным моментом при создании КЭ моделей для отдельных объёмов, бы-

ла высокая чувствительность процедур генерации “сеток” (MESH-процедур) по отношению к общим задаваемым линейным размерам КЭ. Попытки пробной генерации “сеток” для различных частей модели с различными задаваемыми размерами КЭ позволили определить приемлемые линейные размеры КЭ в пределах (0,03-0,05) м.

В итоге исходный проект корпуса был представлен в виде двух симметричных относительно вертикальной срединной плоскости (YOZ) частей, что позволяло уменьшить размер модели в 2 раза (рис.2). Процедуры генерации конечных элементов при этом показали, что процесс создания “сетки” является намного более устойчивым и быстрым, а суммарное число элементов для всей модели стало меньше 3 млн.

Кроме этого, для модели, показанной на рис.2, были получены решения тестовых задач по первым десяти собственным частотам, значения которых приведены в таблице №1.

Таблица 1. Значения первых 10 собственных частот колебаний для модели половины корпуса дизеля.

F ₁ , Гц	F ₂ , Гц	F ₃ , Гц	F ₄ , Гц	F ₅ , Гц
66	74	130	165	207
F ₆ , Гц	F ₇ , Гц	F ₈ , Гц	F ₉ , Гц	F ₁₀ , Гц
297	328	335	339	342

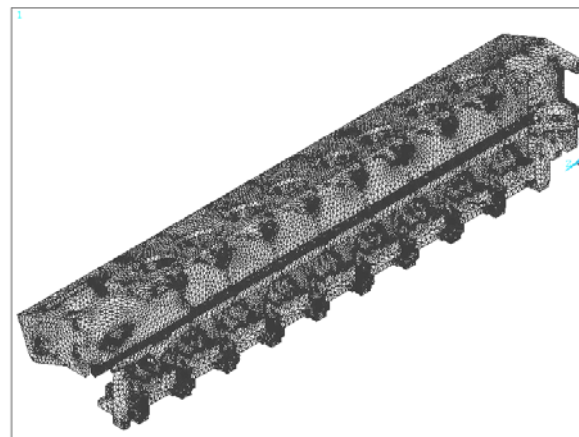


Рис.2. Общий вид КЭ модели половины корпуса дизеля

Создание суперэлементной модели корпуса дизеля 1Д80Б 02 004

Необходимо отметить, что полученный объём задачи (около 3 млн. КЭ) по-прежнему был слишком большим для используемого ПК, поэтому для создания КЭ модели всего корпуса было решено использовать суперэлементное моделирование.

Использование суперэлементного подхода имеет большие преимущества в следующих случаях.

Во-первых, модель может быть очень большого размера и имеющейся компьютерной техники будет недостаточно для проведения необходимого анализа.

Во-вторых, общая структура модели может иметь одинаковые и повторяющиеся участки, геометрия или нагружение которых является одинаковым. Нелинейный анализ и анализ структур, где могут быть повторяющиеся геометрические наборы, являются типичными случаями для использования суперэлементного подхода.

В-третьих, две смежных части модели могут требовать различных типов анализа для каждой из них. В такой ситуации необходимо иметь возможность получения отдельных решений для каждой из частей, стыковки таких решений, исходя из физики проблемы.

В качестве примера для проекта корпуса дизеля на рис.3 показан один из суперэлементов, созданный из двух симметричных (по плоскости YOZ) частей, в состав которого входят около 415 тыс. КЭ типа SOLID45. Отметим, что использование элементов данного типа вместо конечных элементов 2-го порядка SOLID92 является вынужденной мерой, поскольку позволяет существенно уменьшить размер решаемой задачи.

Выводы

В состав модели всего корпуса дизеля может быть включено от 10 до 20 суперэлементов различного размера, при этом размер каждого из них оп-

ределяется возможностью проведения необходимого анализа на имеющемся ПК. Общее число конечных элементов типа SOLID45 для всей модели корпуса дизеля составляет около 3 млн., а суммарное число определяемых неизвестных - порядка 2.5 млн.

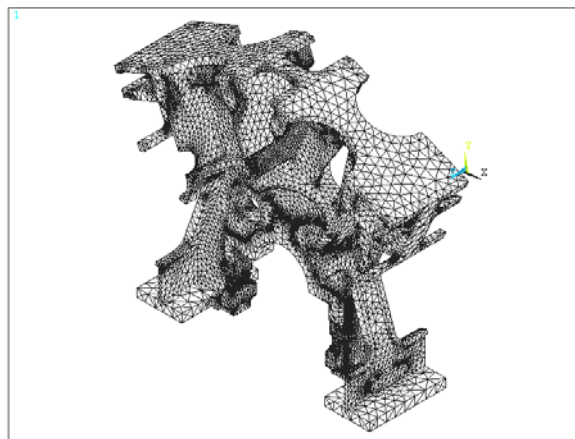


Рис.3. Отдельный суперэлемент модели корпуса дизеля 1Д80Б 02 004

Список литературы:

1. Тепловозные дизели типа Д49: под. ред. к.т.н. Е.А. Никитина - М.: Транспорт, 1982. - 255с.
2. Аврунин А.Г. Тепловозный дизель 2Д100./ Аврунин А.Г.- М.: Трансжелдориздат, 1958. - 336с.
3. Тепловозные двигатели внутреннего сгорания: учебник для вузов/ А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. - М.: Транспорт, 1987. - 536с.
4. Володин А.И. Локомотивные двигатели внутреннего сгорания / А.И. Володин - М: Транспорт, 1977.- 240с.
5. Чайнов Н.Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н.Д. Чайнов. - М.: Машиностроение, 2008. - 496с.

УДК 621.432.018.2

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, С.Ю. Белик, инж., М.В. Кривко, магистр, И.В. Рыкова, канд. техн. наук

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ НА ПРИВОД ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение. Совершенствование энергетических, экономических и экологических показателей дизелей связано с интенсификацией и регулированием топливоподачи. Топливные системы современных автотракторных дизелей обеспечивают максимальное давление впрыскивания топлива до 150...200 МПа, продолжительность впрыскивания 1,2...1,6 мс и позволяют в зависимости от режима

работы дизеля изменять характеристику, уровень максимального давления и момент впрыскивания топлива. Проводятся исследования по обеспечению максимального давления впрыскивания до 300 МПа с расширением возможности управления характеристикой впрыскивания [1].

Вместе с тем, до настоящего времени для автотракторных дизелей не выявлены предельные

значения максимального давления и минимальной продолжительности впрыскивания топлива, при достижении которых будут ухудшаться индикаторные показатели. Не дана оценка увеличению стоимости топливной аппаратуры и обслуживанию ее в эксплуатации относительно снижения затрат на топливо и возмещение экологического ущерба от вредного воздействия отработавших газов. Не установлена взаимосвязь между интенсификацией топливоподачи и возрастанием энергетических потерь на привод топливного насоса высокого давления.

Целью проведенного исследования является оценка энергетических потерь на привод топливного насоса высокого давления автотракторного дизеля при интенсификации топливоподачи.

Объектом исследования выбран автотракторный дизель 6ЧН 12/14 номинальной мощностью $N_e = 200$ кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 2000$ мин⁻¹. На данный дизель устанавливается рядный топливный насос высокого давления (ТНВД) ТН-635 с диаметром и ходом плунжера, соответственно, $d_{пл} = 12$ мм и $S_{пл} = 15$ мм, обеспечивающий при цикловой подаче топлива $q_{ц} = 160$ мм³ и частоте вращения кулачкового вала $n_k = 1000$ мин⁻¹ максимальное давление впрыскивания топлива более 75 МПа.

При интенсификации топливоподачи дизеля 6ЧН 12/14 предполагалось применение аккумуляторной топливной системы, обеспечивающей давление впрыскивания 200 МПа, с топливным насосом, имеющим насосную секцию с типичными размерами для форсированного автотракторного ТНВД $d_{пл} = 10$ мм, $h_{пл} = 10$ мм. Секция топливного насоса обеспечивает подачу 11,3 см³/с (678 см³/мин) при $n_k = 1500$ мин⁻¹ [3].

Для оценки энергетических потерь на привод ТНВД использован расчетный метод, не связанный с определением скорости и ускорения плунжера, учетом жесткости и предварительной затяжкой обратной пружины [2], а мощность на валу насоса определяется из индикаторного давления и теоретической продуктивности насоса:

$$N_n = \frac{P_i \cdot Q_T}{\eta_m},$$

где P_i – среднее индикаторное давление; Q_T – теоретическая продуктивность насоса; η_m – механический КПД насоса.

Теоретическая продуктивность насоса в свою очередь находится по формуле:

$$Q_T = \frac{F_{пл} \cdot h_{пл} \cdot \eta_n \cdot z \cdot n}{60}.$$

Здесь, $F_{пл}$ – площадь поперечного сечения плунжера; $h_{пл}$ – ход плунжера за период сжатия топлива; η_n – объемный КПД; z – число секций насоса; n – частота вращения кулачкового вала.

Результаты исследований. Исходные данные для расчета и результаты расчета по определению потерь на привод рядного топливного насоса высокого давления ТН-635 представлены на рис.1 и в таблице 1.

Для оценки потерь на привод топливного насоса было принято, что сжатие в насосе подвергается все топливо, которое подается плунжером. Для исследованного насоса, ход до геометрического начала нагнетания составляет 8,7 мм. Тогда ход плунжера за период сжатия топлива составит $h_p = 6,3$ мм. При этом доля хода, потерянного на перекрытие всасывающего отверстия не учитывается, хотя сжатие топлива начинается чуть раньше полного перекрытия наполнительных отверстий вследствие дросселирования топлива.

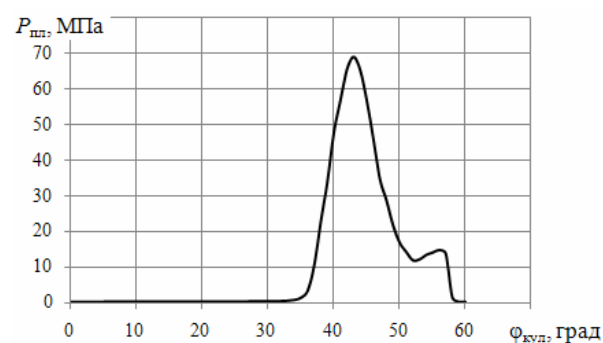


Рис.1. Расчетная характеристика изменения давления в надплунжерной полости секции ТНВД ТН-635 при $q_{ц} = 160$ мм³ и $n_k = 1000$ мин⁻¹

Значения объемного КПД η_n поршневых и плунжерных насосов находятся в пределах $0,85 \div 0,98$ [7]. В расчете принято $\eta_n = 0,85$, основываясь на данных работы [4].

Значения механического КПД насоса, в различных источниках, отличаются друг от друга. Так в работе [4] для поршневых насосов $\eta_m = 0,7 \div 0,92$, в [6] $\eta_m = 0,77 \div 0,79$. В расчете принято значение $\eta_m = 0,79$.

Среднее индикаторное давление было определено с использованием расчетной характеристики изменения давления в надплунжерной полости насоса [5] и составило $26,8872 \cdot 10^6$ Па.

Таблица 1. Результаты расчета по определению потерь на привод рядного топливного насоса высокого давления ТН-635 дизеля 6ЧН 12/14 при $q_{ц} = 160 \text{ мм}^3$ и $n_k = 1000 \text{ мин}^{-1}$

Параметры	Значение
Площадь поперечного сечения плунжера, м^2	$1,13 \cdot 10^{-4}$
Среднее индикаторное давление, Па	$26,8872 \cdot 10^6$
Теоретическая продуктивность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$	$6,05 \cdot 10^{-5}$
Мощность на валу насоса, кВт	2,06

Таким образом, расчетом установлено, что для ТН-635, обеспечивающего максимальное давление впрыскивания топлива 75 МПа на режиме номинальной мощности дизеля, потери на привод составят 2,06 кВт.

По данным обобщенных экспериментальных исследований рядных и распределительных топливных насосов автотракторных дизелей [7] для привода данного насоса необходима мощность $N_n = 1,7 \text{ кВт}$. Погрешность в определении потерь на привод насоса между расчетным и экспериментальным методом составила около 30%. Несовпадение результатов экспериментальных с теоретическими можно объяснить допущениями, принятыми в расчете при выборе значений объемного и механического КПД насоса, и особенностями условий работы насоса на безмоторном стенде, на котором оценивались потери на привод насоса.

Исходные данные для расчета и результаты расчета по определению потерь на привод рядного насоса высокого давления с эксцентриковым приводом аккумуляторной топливной системы представлены на рис.2 и в таблице 2.

Топливный насос для дизеля 6 ЧН 12/14 при $q_{ц} = 160 \text{ мм}^3$ и $n_k = 1000 \text{ мин}^{-1}$ должен обеспечить производительность $Q_{ном} = 961,4 \text{ см}^3/\text{мин}$. Вместе с тем, необходимо учитывать, что ТНВД аккумуляторной системы топливоподачи должен иметь запас по производительности в связи с дополнительными расходами топлива на обеспечение работы и управление электрогидравлической форсунки и восстановление давления топлива после стравливания с аккумулятора при переходных процессах.

Таблица 2. Результаты расчета по определению потерь на привод ТНВД аккумуляторной системы топливоподачи дизеля 6ЧН 12/14 при $q_{ц} = 160 \text{ мм}^3$ и $n_k = 1000 \text{ мин}^{-1}$

Параметры	Значение
Площадь поперечного сечения плунжера, м^2	$0,785 \cdot 10^{-4}$
Среднее индикаторное давление, Па	$114,47 \cdot 10^6$
Теоретическая продуктивность насоса, $\text{м}^3/\text{с}$	$5,004 \cdot 10^{-5}$
Мощность на валу насоса, кВт	6,36

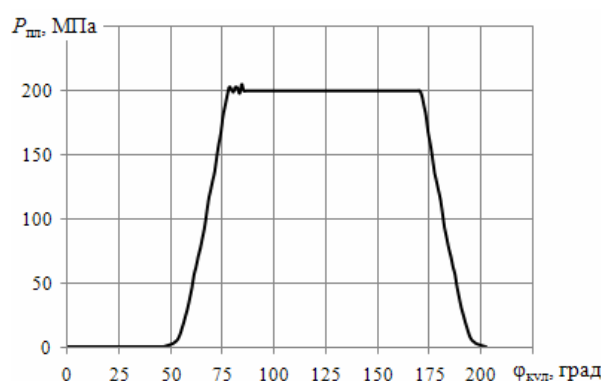


Рис.2. Расчетная характеристика изменения давления в надплунжерной полости секции ТНВД аккумуляторной системы топливоподачи с эксцентриковым приводом

Электрогидравлические форсунки аккумуляторной топливной системы имеют дополнительные расходы топлива в связи с утечками топлива в распылителе, мультипликаторе, электроуправляемом клапане, а также значительный расход на управление. Форсунки с дроссельным управлением при гарантировано устойчивой работе на всех режимах имеют $k_{форс} = 1,25 \dots 1,75$ [3]. В расчете принимаем $k_{форс} = 1,5$. Потери расхода топлива за счет стравливания давления в аккумуляторе при переходных режимах можно оценить $k_{стр} = 1,3$. С учетом рассмотренных потерь расхода производительность ТНВД аккумуляторной системы топливоподачи составит $1874,7 \text{ см}^3/\text{мин}$. Таким образом, для принятых параметров секции и режима работы секции необходимую производительность обеспечит 3-х секционный ТНВД.

Значения объемного КПД η_v поршневого насоса с приводом от эксцентрика принимаем равным 0,85, а механического КПД – 0,9.

Среднее индикаторное давление, определенное с использованием расчетной характеристики изменения давления в надплунжерной полости насоса, составило $114,47 \cdot 10^6$ Па.

Следовательно, для ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля 6 ЧН 12/14, обеспечивающей максимальное давление впрыскивания топлива 200 МПа на режиме номинальной мощности дизеля, потери на привод составят 6,36 кВт. Из проведенных расчетов следует, что энергетические потери на привод ТНВД возрастают практически пропорционально увеличению максимального давления впрыскивания. С учетом сохранения мощности двигателя в данном случае потери на привод ТНВД возрастут на 4,3 кВт и составят при механическом КПД дизеля 0,8 около 15 % от суммарных механических потерь, что, соответственно, может сказаться на топливной экономичности дизеля.

Выводы

В результате проведенных расчетных исследований установлено, что энергетические потери на привод ТНВД при интенсификации топливоподачи возрастают пропорционально максимальному давлению впрыскивания. Потери на привод топливного насоса при интенсификации топливоподачи могут достигать 15 % от суммарных механических потерь двигателя.

Выбор и обоснование максимального давления впрыскивания топлива конкретного дизеля

должен быть основой при комплексной оценке показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов.

При создании топливных систем, обеспечивающих интенсификацию топливоподачи, приоритет необходимо отдавать тем системам, которые обеспечивают заданный уровень максимального давления впрыскивания топлива при минимальном уровне энергетических потерь, обеспечивающих их работу.

Список литературы:

1. Габитов И.И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей / И.И. Габитов, Л.В. Грехов, А.В. Неговора. – М.: Легион – автодата, 2008.
2. Лепешкин А.В. Гидравлические и пневматические системы / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин. – М.: Академия, 2007. – 336 с.
3. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион – автодата, 2004. – 344 с.
4. Валеева Р.Ш. Исследование затрат мощности на привод рядных топливных насосов / Р.Ш. Валеева, Ю.Г. Кладьков, Я.Л. Эйдельман. – Труды ЦНИТА, 1964, вып. 23.
5. Рыкова И.В. Выбор и обоснование топливной аппаратуры автотракторных дизелей при интенсификации впрыскивания: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Рыкова Инна Витальевна. – Харьков, 2001. – 134 с.
6. Жуков А.А. Обеспечение надежности зубчатых колес механизма привода при повышении экологичности двигателей внутреннего сгорания / А.А. Жуков, В.А. Жуков, А.П. Навоев. – Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – с. 55 – 59.
7. Парсаданов И.В. Анализ затрат мощности дизеля на привод топливного насоса / И.В. Парсаданов, А.П. Строков, В.А. Федорец. – Двигателестроение. – 1987. – №2. – с. 8-10.

УДК 621.43

А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.В. Шпаковский, канд. техн. наук, И.И. Сукачев, канд. техн. наук, А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, И.Н. Карягин, инж., В.В. Пылев, студ.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РЕЖИМНЫХ ФАКТОРОВ НА ПАРАМЕТРЫ ТЕМПЕРАТУРНОГО ВЫСОКОЧАСТОТНОГО КОЛЕБАНИЯ В ПОВЕРХНОСТНОМ КОРУНДОВОМ СЛОЕ ПОРШНЯ

Одним из направлений совершенствования конструкций двигателей внутреннего сгорания является применение теплоизоляции камер сгорания (КС). При этом температурное состояние деталей КС рассматривают как фактор, оказывающий существенное влияние на их надежность, ресурс и качество рабочего процесса.

Практическая реализация рассматриваемого направления связана с применением в КС массивных жаростойких теплоизолирующих элементов и низкотеплопроводных покрытий. В первую очередь сказанное касается поршня [1,2]. При этом, если массивные накладки нашли реальное распространение [3], то исследования эффективности

применения покрытий еще не завершены [4,5].

В последнем случае в качестве покрытий наиболее часто рассматривались оксид алюминия и диоксид циркония, наносимые на поверхности КС плазменным или газопламенным методами. Здесь сдерживающим исследователями работ фактором, в первую очередь, выступает низкая долговечность собственно покрытий.

Развивая работы по повышению качества рабочего процесса и увеличения ресурса деталей цилиндро-поршневой группы, на кафедре ДВС НТУ "ХПИ" разработана технология образования на деталях из алюминиевых сплавов поверхностного корундового слоя, отличающегося высокой адгезией к основному металлу. На этой основе изучены эффекты частично-динамической теплоизоляции поверхностного слоя поршня, их влияние на рабочий процесс [6-8]. При этом установлено, что существенное увеличение размаха высокочастотного температурного колебания в КС не сопровождается значимым снижением теплоотвода в тело поршня, а эффективный расход топлива в большей мере зависит от изменения характера процесса сгорания, чем от непроизводительных потерь теплоты в стенки КС.

Методики расчета рабочего процесса, учитывающие высокочастотное изменение температуры стенок КС вследствие их частично-динамической теплоизоляции, отсутствуют. В свою очередь, разработка таких методик требует наличия информации о высокочастотном колебании температуры поверхности КС на различных режимах работы двигателя. В связи с этим, целью исследования являлось выполнение оценки влияния режима работы двигателя на параметры поверхностного температурного колебания в КС. В качестве объекта изучения был избран поршень дизеля 4ЧН12/14. Экспериментальные исследования проведены с неизменным комплектом поршней, выполненных из сплава АЛ25. После испытаний двигателя в штатной комплектации на поверхностях огневого днища поршней был образован корундовый слой. Толщина слоя принималась на основе данных [6,8] и составляла 0,24 мм. Внешний вид поршня с корундовым поверхностным слоем представлен на рис. 1. Исследовались нагрузочные характеристики двигателя при частоте вращения коленчатого вала (КВ) 1000 и 2000 мин⁻¹.

Для подтверждения достаточной точности определения основных показателей работы двига-

теля результаты его индицирования были подвергнуты статистическому анализу [9]. Так на рис. 2 представлены плотности распределения значений максимального давления цикла при различных комплектациях двигателя. Сравнивались выборки из 124 последовательных рабочих циклов. Видно, что при использовании опытных поршней с корундовым слоем полученные значения максимального давления сгорания выше, чем в штатном варианте.



Рис. 1. Опытный поршень дизеля 4ЧН12/14 с поверхностным корундовым слоем

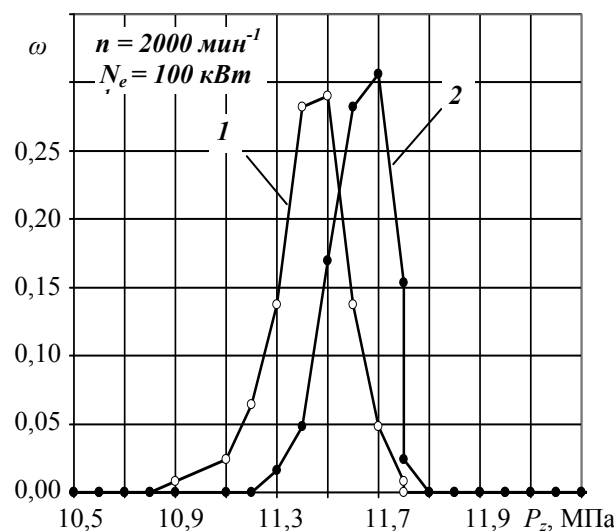


Рис. 2. Плотность распределения значений P_z в 124 последовательных циклах при комплектации двигателя штатными (1) и опытными (2) поршнями

Идентификация индикаторных диаграмм выполнялась согласно методике моделирования рабочего процесса, разработанной на кафедре ДВС НТУ "ХПИ" [2]. На первом этапе идентификации по экспериментальным массивам давлений были получены соответствующие характеристики скорости сгорания топлива, которые на втором этапе использовались в программе синтеза индикаторной диаграммы и расчета индикаторных и эффективных показателей. Основную сложность при расчете

процессов теплообмена вызывало определение коэффициента теплоотдачи от газа к стенке α_q и температуры стенки T_w , ограничивающей КС.

Так как задача исследования теплонапряженности деталей КС не ставилась, то в целях упрощения методики коэффициент теплоотдачи на расчетном интервале времени принимался средним по поверхности. Для его определения использована формула Вошни [10]:

$$\alpha_q = K_q (p \cdot W)^{0,8} / (T^{0,53} \cdot D^{0,2}), \quad (1)$$

где p , T – давление (МПа) и температура (К) газа в цилиндре двигателя; D – диаметр цилиндра (м); W – скорость движения газа в цилиндре (м/с): в процессе наполнения $W = 6,18C_m$; в процессе сжатия $W = 2,218C_m$; при сгорании-расширении $W = 2,28C_m + 0,00324(V_h T_v) / (p_v V_v)(p - p_{\text{прокр}})$; C_m – средняя скорость поршня, м/с; $p_{\text{прокр}}$ – давление в цилиндре при прокрутке (без сгорания); V_h – рабочий объем цилиндра, V_v, p_v, T_v – объем цилиндра, давление и температура газа в начале сжатия.

Балансный коэффициент теплопередаточной функции $K_q = 65$, был выбран по совпадению расчетных и экспериментальных данных о суммарных потерях теплоты в стенку цилиндра и КС исследуемого дизеля на режимах нагрузочной характеристики и в дальнейшем не менялся.

Используя выводы работы [11], на этапе первого приближения температура стенки T_w принималась средней за рабочий цикл для рассматриваемых огневых поверхностей КС. Для КС без покрытия $T_w = 450$ К, с покрытием – $T_w = 490$ К. При этом расчетные данные потерь теплоты в стенку соответствовали данным теплового баланса.

На рис. 3 представлены результаты сопоставления характеристик индикаторного процесса на двух режимах работы дизеля. Эти данные свидетельствуют о влиянии низкотеплопроводного слоя малой толщины на качество рабочего процесса.

На этой основе выполнена серия расчетных приближений зависимости температуры стенки КС от угла поворота КВ двигателя. Согласно подходу [1] задача определения температурного состояния стенки КС решалась в одномерной постановке. Здесь уравнение теплопроводности вида (2) дополнялось граничными условиями со стороны рабочего тела (3) и струйного масляного охлаждения (4), а также принятым начальным условием (5):

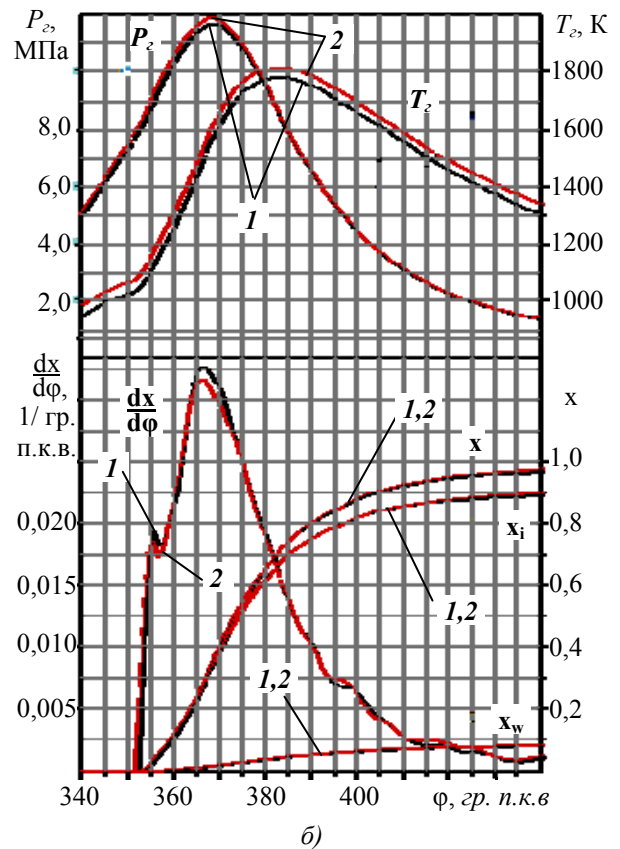
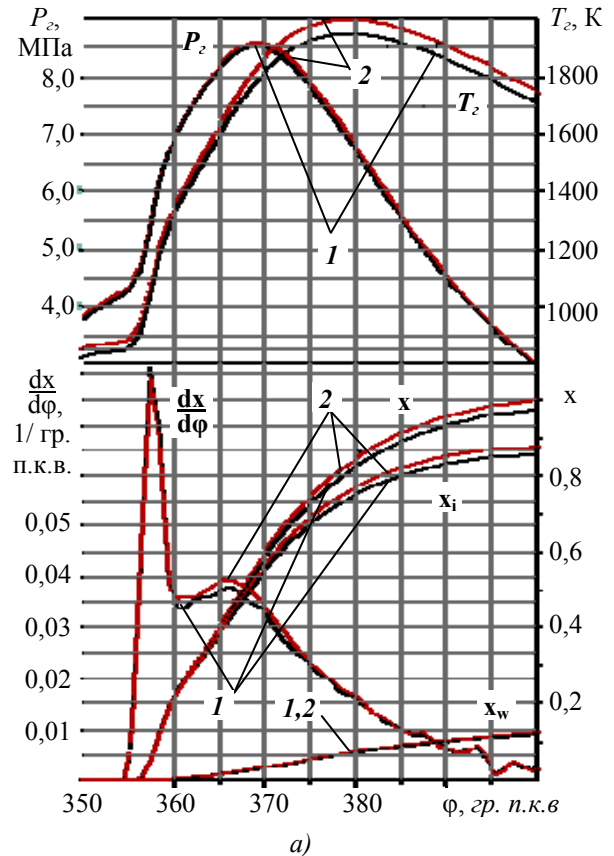


Рис.3. Характеристики индикаторного процесса двигателя со штатными (1) и опытными (2) поршнями на режимах работы: а – $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 40 \text{ кВт}$; б – $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 100 \text{ кВт}$

$$\rho(x)c(x, T(x, \tau)) \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda(x, T(x, \tau)) \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial x} \right) \quad (2)$$

$$\rho(0)c(0, T(0, \tau)) \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial \tau} = \lim_{x_0 \rightarrow 0} \frac{\lambda(x_0, T(x_0, \tau)) \frac{\partial T(x_0, \tau)}{\partial x} + \alpha_c(\tau)(T_c(\tau) - T(0, \tau))}{x_0} \quad (3)$$

$$\alpha_m(\tau)(T_m(\tau) - T(l, \tau)) - \lambda(l, T(l, \tau)) \frac{\partial T(l, \tau)}{\partial x} = 0, \quad (4)$$

$$T(x, 0) = T_0(x) \Big|_{x \in [0; l]} < T_W. \quad (5)$$

Коэффициент теплопроводности, теплоемкость и плотность для сплава АЛ25, соответственно, принимались:

$$\lambda = 150,790 - 8,256 \cdot 10^{-2} T + 1,285 \cdot 10^{-4} T^2, \text{ Вт/(м·К);}$$

$$c = 834,913 - 0,283 T + 7,804 \cdot 10^{-4} T^2, \text{ Дж/(кг·К);}$$

$$\rho = 2720, \text{ кг/м}^3.$$

Для поверхностного корундового слоя:

$$\lambda = 2,85 \text{ Вт/(м·К); } c = 837 \text{ Дж/(кг·К); } \rho = 3200 \text{ кг/м}^3.$$

В дальнейшем предполагается уточнение теплофизических свойств корунда, как зависящих от температуры, что учтено в модели (2)-(5).

Толщина стенки КС $l = 16,3$ мм. Температура масла T_m задавалась на основе экспериментальных данных, соответствующих моделируемому режиму. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_m = 2100 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$.

Предложенная модель при $x = 0$ с известными

допущениями имитирует нестационарное температурное состояние поверхности поршня в зоне 1, представленной на рис.4.

Задача решалась методом конечных разностей. Шаг расчетной сетки Δx по пространственной координате принимался равным 0,02 мм при $x \leq 2$ мм от огневой поверхности КС и 0,1 мм при x более 2 мм. Устойчивость решения обеспечивалась при шаге по времени, удовлетворяющем условию

$$\Delta \tau \leq \Delta x^2 / \left(2 \frac{\lambda}{c\rho} \right).$$

Расчет установления температурного состояния производился до повторения колебаний температуры стенки с разницей, которая в моменты 360 и 540 гр. п.к.в. не превышала 0,02 К. Полученные результаты по температурному состоянию поверхности стенки КС возвращались для повторного выполнения анализа и синтеза индикаторных диаграмм.

Задача решена для двух режимов: $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $Ne = 40 \text{ кВт}$, $t_m = 90^\circ \text{C}$ и $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $Ne = 100 \text{ кВт}$, $t_m = 105^\circ \text{C}$. Искомые решения получены за два приближения процедур анализа и синтеза индикаторной диаграммы, моделирования теплопроводности стенки КС.

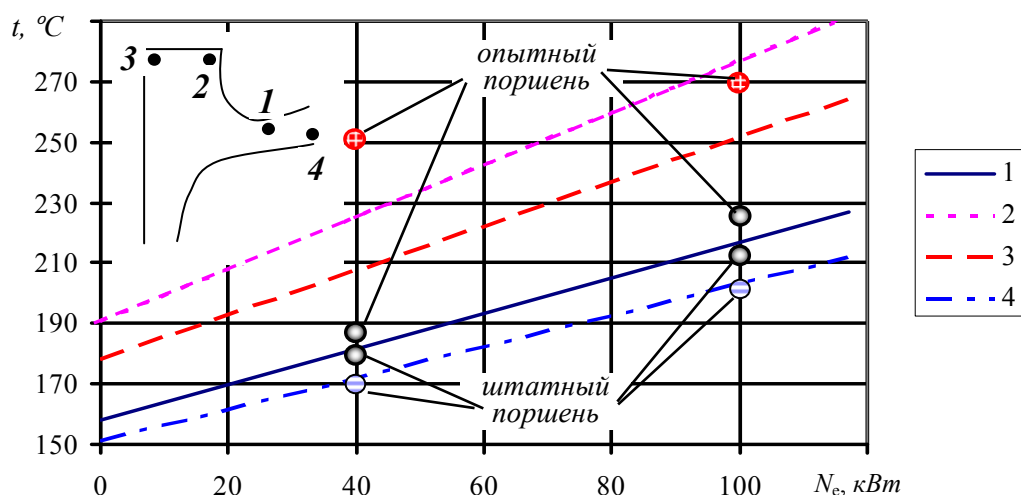


Рис. 4. Расчетное температурное состояние опытного поршня дизеля 4ЧН12/14 в зоне 1 по сравнению со штатным: $\blacksquare$ — максимальная температура стенки со стороны КС; $\bullet$ — среднестеночная температура стенки со стороны КС; $\circ$ — температура стенки со стороны масляного охлаждения; прямые — температура серийного поршня в зонах 1-4 [2]

Значения ряда расчетных характерных температур стенки в сопоставлении с данными [2] представлены на рис. 4. Видно, что для среднестеночной

расчетной температуры поверхности КС без корундового слоя (при $x = 0$) полученные значения хорошо согласуются с ранее установленными тем-

температурами штатного поршня для зоны 1, расчетное значение температуры для охлаждаемой маслосъемной поверхности ($x = l$) является достаточно близким с ранее установленной температурой зоны 4.

В результате определены температурные колебания на поверхностях штатных и опытных поршней в зоне 1, представленные на рис. 5. Видно, что в случае применения частично-динамической теплоизоляции размах температурных колебаний на поверхности КС возрастает более чем на 50 К. Этот эффект проявляется сильнее на низких частотах вращения КВ. Так, при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ размах температурной волны составил 60 К, а при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ – 80 К.

Положительное влияние корундового слоя на рабочий процесс проявляется в приближении температуры стенки КС к оптимальному для испарения топлива уровню. Соответственно, это влияние значительнее на пониженных частотах вращения, с низкими исходными температурами поверхности КС в поршне из алюминиевого сплава. Эти данные хорошо согласуются с экспериментом, свидетельствующим о большем снижении удельного эффективного расхода топлива на режиме $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 40 \text{ кВт}$, которое достигает 3 г/кВт·ч.

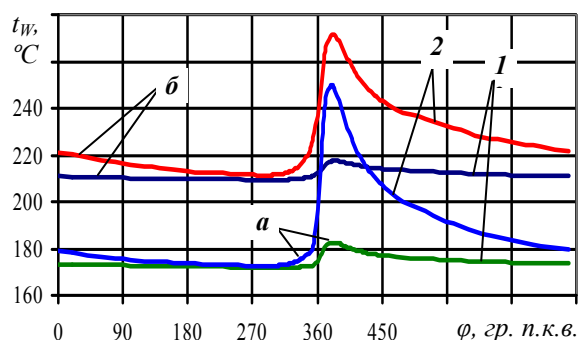


Рис. 5. Температурное состояние поверхности КС штатного (1) и опытного (2) поршней на режимах работы: а – $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 40 \text{ кВт}$, $t_m = 90 \text{ °C}$; б – $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 100 \text{ кВт}$, $t_m = 105 \text{ °C}$

Выводы

Экспериментально установлено влияние на индикаторный процесс дизеля частично-динамической теплоизоляции поршня, выполненного из алюминиевого сплава и имеющего поверхностный корундовый слой.

Разработана методика расчета высокочастотной температурной волны в поверхностном слое частично-динамически теплоизолированной стенки камеры сгорания. Она предполагает выполнение

серии циклических приближений, основанных на анализе экспериментальной и синтезе теоретической индикаторной диаграмм, а также решения задачи нестационарной высокочастотной теплопроводности двухслойной стенки камеры сгорания.

Выполнена сравнительная оценка параметров высокочастотного температурного колебания в поверхностном слое камеры сгорания штатного и опытного теплоизолированного поршня дизеля 4ЧН12/14. Показано увеличение влияния низкотеплопроводного поверхностного слоя на температуру стенки камеры сгорания в динамике ее изменения при уменьшении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Дальнейшее направление работ связано с разработкой методики определения мгновенных локальных значений температур поверхности камеры сгорания двигателя, а также уточнения методики испарения топлива со стенки теплоизолированной камеры сгорания.

Список литературы:

1. Костин А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А.К. Костин, В.В. Ларионов, В.И. Михайлов – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с. 2. Шеховцов А.Ф. Процессы в перспективных дизелях / Под редакцией А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с. 3. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання. 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. 4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р.З. Кавтарадзе – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. – 472 с. 5. Чигринова Н.М. Оксидные керамические покрытия – эффективная тепловая защита рабочих поверхностей деталей ЦПГ / Н.М. Чигринова, В.В. Чигринов // Автомобильная промышленность, 2004, №6. – С. 30-34. 6. Шпаковский В.В. Влияние керамической теплоизоляции поршня на размах температурной волны / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, О.Ю. Линьков, В.В. Пылев // Авиационно-космическая техника и технология. 2009. №8(65). – С.111-115. 7. Шпаковский В.В. Анализ эффективности применения поршней с корундовым слоем для снижения расхода топлива / В.В. Шпаковский, О.Ю. Линьков // Авиационно-космическая техника и технология. 2008. №10(57). – С.140-144. 8. Марченко А.П. Распределение мгновенных тепловых потоков и температур в поверхностном слое теплоизолируемого поршня ДВС / А.П. Марченко, В.А. Пылев, В.В. Шпаковский, В.В. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С. 32-38. 9. Иглин С.П. Математические расчеты на базе MATLAB / С.П. Иглин – Спб.: БХВ – Петербург, 2005. – 640с. 10. Woschni G. Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren / Woschni G. // MTZ. – 1970. – №12. – S.491-499. 11. Павличенко А.М. Расчетный анализ влияния теплопередающей функции на параметры рабочего цикла ДВС / А.М. Павличенко, В.П. Жуков // Труды НКИ. – Вып. 100. – Николаев: НКИ. – 1975. – С.103-106.

УДК 621.74: 621.436

*С.Б. Таран, инж., О.В. Акимов, д-р техн. наук, А.П. Марченко, д-р техн. наук***ОЦЕНКА ТЕРМИЧЕСКОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ МАТЕРИАЛОВ ПОРШНЕЙ ДВС**

Одной из наиболее нагруженных деталей двигателей внутреннего сгорания является поршень. Во время рабочего цикла со стороны камеры сгорания поршень подвергается воздействию газов до 3000 К и давлению 1.3...1.6 МПа. Вследствие неравномерного нагрева поршня, обусловленного различием в условиях подвода и отвода теплоты рабочих газов, в нем возникают значительные квазистатические и циклические (динамические) термические напряжения, которые суммируются с рабочими напряжениями. В результате длительного воздействия (сотни, тысячи часов) этого напряженного состояния наступает повреждение поверхности или (и) тела поршня, приводящее в итоге к аварийному состоянию двигателя. Наиболее часто встречаются следующие дефекты поршней: а) образование сетки микротрещин или сквозной трещины в днище и бобышках поршня;

а) оплавление огневой поверхности днища;

б) износ и выкрашивание канавок под верхнее компрессионное кольцо

в) задиры рабочих поверхностей.

Среди названных дефектов наиболее опасным являются трещины термической усталости. Поэтому на этапе конструкторско-технологических разработок очень важно предсказать не только, насколько совершенна конструкция поршня, но и правильно ли выбраны его материал и технология производства. При обосновании материала необходимо учитывать сложность условий работы поршня, а также многообразие факторов, влияющих на протекание процесса разрушения. Это затрудняет установление единой характеристики, по которой можно было бы надежно оценить сопротивление термической усталости в условиях сложного напряженного состояния. Такой объединяющей характеристикой может быть термическая выносливость, т.е. способность материала сопротивляться разрушению при термической усталости. Эту характеристику не следует смешивать с термостойкостью, которая представляет собой сопротивление материала термическому удару. Термическая выносливость в отличие от термического удара требует длительных испытаний, к тому же это не

стандартный показатель. В этой связи важным является выявление функциональной зависимости между термической выносливостью и свойствами материала и разработка критерия оценки этой величины по общеизвестным механическим свойствам. Этому вопросу посвящено ряд работ, выполненных в Харьковском национальном техническом университете "ХПИ". Мы считаем, что среди множества известных критериев наиболее корректную взаимосвязь между термической выносливостью и свойствами материала поршня устанавливает критерий, предложенный в работе [1] в виде следующей зависимости:

$$K_{т.в.} = \frac{1}{2} \sigma_b \cdot \varepsilon_b \cdot \frac{\lambda}{\alpha} \kappa_1 \cdot \kappa_2,$$

где σ_b - предел прочности на растяжение; ε_b - деформация; λ - коэффициент теплопроводности; α - коэффициент линейного расширения; κ_1 - коэффициент стабильности структуры; κ_2 - коэффициент стабильности механических свойств.

Этот критерий учитывает то обстоятельство, что термоусталостное разрушение материала происходит тогда, когда потенциальная энергия внутренних деформаций совершает работу, удельное значение которой превзойдет величину работы деформации материала в упруго-пластической области. Поведение материала в условиях термоциклирования в большой степени зависит от соотношения упругой и пластической составляющих общей деформации, т.е. термическая выносливость материала будет определяться не общей работой разрушения, а работой деформации в упругопластической области. Для этого разделение общей деформации на упругую и пластическую составляющие при испытаниях на разрыв поршневых материалов осуществляли на выкотемпературной установке ИМАШ-5С путем последовательного нагружения. Методика испытаний близка к методике, разработанной в Физико-технологическом институте металлов и сплавов НАН Украины. [2].

На рис. 1 показано соотношение упругой и пластической деформации поршневого сплава АК12М2МгН и чугуна с вермикулярным графитом.

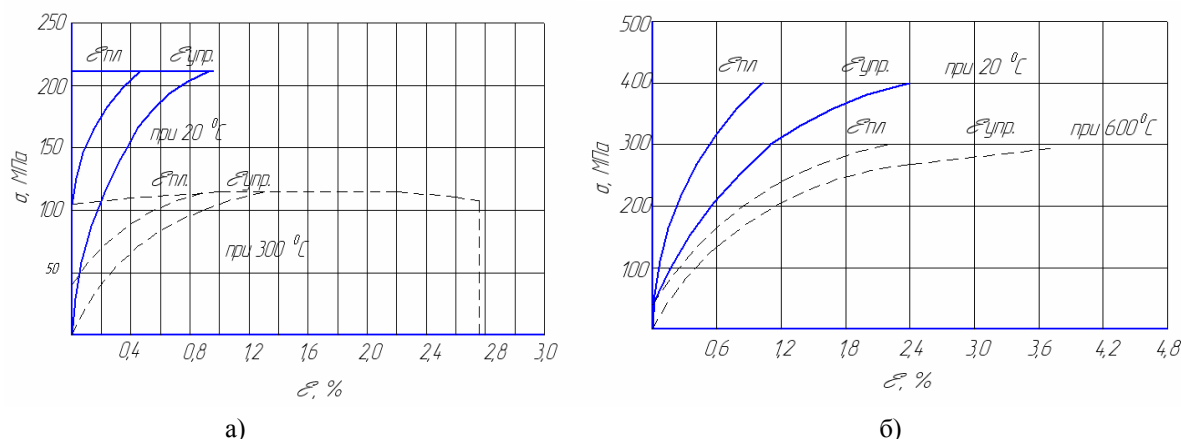


Рис. 1. Соотношение упругой и пластической деформации сплавов АК12М2МГН (рис. 1а) и ЧВГ (рис. 1б)

Анализируя диаграммы, необходимо отметить следующее:

а) Общая деформация алюминиевого сплава до разрушения при комнатной температуре составляет порядка 1%, а ЧВГ-2,4%. Соотношение упругой и пластической деформаций примерно одинаково, а при повышенных температурах предельное значение упругой деформации уменьшается. Однако величина пластической деформации резко возрастает у алюминиевого сплава, а после нагрузки 100 МПа происходит элементарная ползучесть;

б) Свойства алюминиевого сплава и чугуна, определяющие сопротивляемость термической усталости в условиях повышенных температур, не соизмеримы и, хотя один и другой материал имеют более низкое значение, абсолютная величина работы деформации у ЧВГ выше, чем у алюминиевого сплава в несколько раз. Это существенный резерв в борьбе за снижение массы чугунного поршня.

Проведенные исследования показали, что для получения более точных результатов следует произвести корректировку критерия термической выносливости $K_{т.в.}$. Площадь диаграммы испытаний материала на разрыв соответствует полной работе деформации, однако, в условиях рабочих температур высокопластичные материалы обладают большой пластичностью, что приводит к накоплению термических напряжений при термоциклировании, поэтому для снижения влияния ползучести удельную работу деформации ограничивают упруго-пластической областью. Тогда критерий, характеризующий сопротивление поршневого материала термической усталости, может быть представлен в виде выражения:

$$K_{т.в.} = A' \cdot \frac{\lambda}{2} \cdot \kappa_p,$$

где $A' = \int_0^{\varepsilon} \sigma \cdot d\varepsilon$ - удельная работа деформации при рабочей температуре; κ_p - коэффициент размерной стабильности (роста) материала; λ - коэффициент теплопроводности материала.

Обращает на себя внимание то, что основой предлагаемого критерия является удельная работа деформации материала при рабочей температуре. Исходя из этого, для повышения его термической выносливости следует идти по пути увеличения прочностных характеристик. При этом мы считаем, что в условиях термоциклирования в поверхностной зоне образца под действием сжимающих напряжений происходит пластическая деформация, а при охлаждении в этой же зоне образуются остаточные растягивающие напряжения, которые и приводят к образованию трещин.

В этой связи для повышения термической выносливости основное внимание следует уделять не пластической составляющей деформации, а упругой. Что касается теплопроводности и коэффициента линейного расширения, входящих в состав критерия, то их роль в рамках одной марки чугуна незначительна.

Таким образом, на основе теоретических обобщений и статистического анализа результатов экспериментальных исследований, связанных с оценкой термической выносливости поршневых материалов для высокофорсированных дизельных двигателей, предложен критерий термической выносливости ($K_{т.в.}$), использование которого, в рамках конструкторско-технологического подхода,

позволяет ускорить процесс выбора оптимального состава материала и проектирования поршней минимально необходимой массы.

Список литературы:

1. Суходольская Е.А. Критерий оценки термической вы-

носливости чугунов, применяемых для головок цилиндров/ Е.А.Суходольская, Е.А.Затолокин // Вестник ХП. – 1973. – № 5. – С. 20-21. 2. Скок Ю.Я. Упругие характеристики углеродистых и легированных сталей при высоких температурах./ Ю.Я.Скок, В.Л. Найдек, Р.Я.Якобиш // Процессы литья. – 2003. – №4. – С.70-73.

УДК 621.43.052

**А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.А. Петросяц, канд. техн. наук,
Д.Е. Самойленко, канд. техн. наук А.А. Прохоренко, канд. техн. наук,
Е.И. Зинченко, канд. техн. наук, Косулин А.Г., канд. техн. наук,
Д.В. Мешков, ассистент**

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИНЫ ТКР С БНА: ЭФФЕКТИВНОСТЬ, НАДЕЖНОСТЬ, НИЗКАЯ СЕБЕСТОИМОСТЬ

Постановка проблемы

В двигателестроении особую актуальность приобрели проблемы, связанные с улучшением топливной экономичности ДВС, снижением токсичности отработавших газов, уменьшением затрат на производство и эксплуатацию двигателей.

Теория и практика мирового двигателестроения свидетельствуют о том, что регулирование поршневой части и системы турбонаддува позволяет значительно улучшить технико-экономические характеристики ДВС во всем диапазоне эксплуатационных режимов его работы и выполнить современные нормы по токсичности. Ведущие двигателестроительные фирмы для решения обозначенной проблемы используют сопловое регулирование турбин системы газотурбинного наддува (такие турбокомпрессоры выпускаются фирмами BorgWarner Inc., Mitsubishi, Garrett), которое при всей его привлекательности отличается сложностью конструкции регулируемого соплового аппарата, высокой стоимостью и низкой надежностью [1].

Обзор последних исследований

Новый способ регулирования турбины системы турбонаддува, исключая обозначенные выше недостатки соплового регулирования, и реализующие его макетные и экспериментальный образцы, были разработаны совместной группой ученых кафедры ДВС НТУ "ХПИ" и ООО "Турбо - Веста". Новый способ запатентован [2-4], были изготовлены и испытаны макетные и промышленный образцы турбокомпрессоров, реализующие новый способ регулирования. Конструкции разработаны применительно к 2-м типам (рядному и V –

образному) двигателей, получивших широкое распространение в Украине. Для этих двигателей задача была решена исходя из условия – произвести установку механизма регулирования **в серийно выпускаемые корпуса турбин**. Непосредственно регулирование осуществлялось с помощью пневмо – механического механизма.

Все конструкции турбокомпрессоров реализуют принцип регулирования в турбине с безлопачным направляющим аппаратом (БНА) путем изменения площади проходного сечения конца разгонного участка БНА от ее минимального F_{cmin} до максимального F_{cmax} значения.

В работах [4-8] представлены результаты расчетного моделирования совместной работы двигателя с различными типами регулирования турбин ТКР, результаты экспериментальных исследований макетного образца регулируемого ТКР БНА на 4-х цилиндровых ДВС с изобарной системой наддува и 6-ти цилиндровом двигателе с полумпульсной системой наддува. Также были получены характеристики регулируемой турбины на безмоторном стенде.

Проведенная сравнительная оценка эффективности применения соплового регулирования и нового способа регулирования турбины ТКР с БНА показала, что регулирование турбины ТКР с БНА практически не уступает по эффективности сопловому регулированию. Однако по сравнению с сопловым регулированием новый способ имеет следующие преимущества: сопловый аппарат отсутствует, а механизм регулирования значительно проще, что удешевляет стоимость турбокомпрессора и повышает надежность его работы в эксплуатации.

Преимуществом также является тот факт, что при регулировании расходной характеристики турбины при помощи нового способа ее КПД практически не ухудшается, что было доказано испытаниями на безмоторном стенде [1].

Накопленный расчетно-экспериментальный материал позволяет сформулировать основные требования к системе регулирования ТКР с БНА, для достижения ее наилучшей эффективности, надежности, минимальной себестоимости. Правильность изложенных в статье подходов и реализующих их конструктивных решений подтверждается результатами испытаний на двигателе и безмоторном стенде.

Цель исследования

Цель исследования – разработка мероприятий для обеспечения эффективного и надежного регулирования в ТКР с БНА.

Эффективность регулирования

Для обеспечения регулирования с наибольшей эффективностью (обеспечение высокого КПД турбины во всем диапазоне изменения ее пропускной способности), а также возможности установки механизма регулирования в уже существующие корпуса турбин, элемент регулирования (ЭР) должен быть специальным образом спрофилирован, а закон его движения должен обеспечивать максимальную глубину регулирования при минимальном угловом перемещении ЭР.

С другой стороны, необходимо исключить прорыв газов из рабочей полости улитки в процессе регулирования. Прорыв не только ухудшает экологические характеристики ДВС, но и способствует значительному падению КПД турбокомпрессора.

Надежность конструкции

Известно, что основные проблемы при реализации любых способов внутреннего регулирования турбины ТКР связаны с необходимостью обеспечения работоспособности конструкции, исключаящие заклинивание элементов регулирования, находящихся в непосредственном контакте с горячими газами.

Особенности конструкции регулируемой турбины с БНА

Рассмотрим более подробно, как были учтены описанные выше рекомендации по обеспечению эффективного и надежного регулирования в ТКР с БНА в конструкции, созданной на базе ТКР – 7. Регулируемая турбина представлена на рис. 1,2.

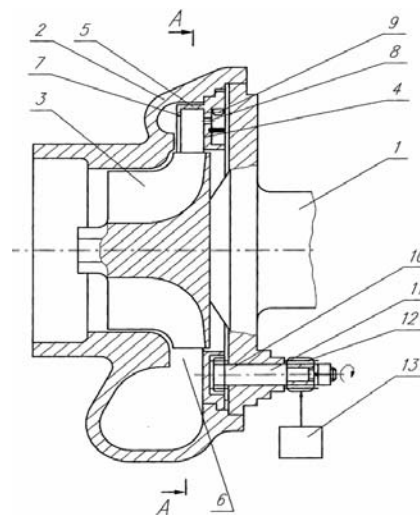


Рис. 1. Продольный разрез центробежной турбины

На рис.1 показан общий вид (продольный разрез) центробежной турбины; на рис. 2 – поперечное сечение А-А турбины, а также сечение Б – Б регулировочного диска с профилированной лопаткой.

Центробежная турбина в соответствии с рис.1 содержит корпус 1, газоподводящую улитку 2, в которой размещено рабочее колесо 3. В осевом зазоре между корпусом 1 и улиткой 2 установлен регулировочный диск 4 с профилированной лопаткой 5, имеющей постоянную высоту - h . Одна кромка профилированной лопатки 5 в соответствии с рис. 2 находится на радиусе входа в кольцевой конфузор - R_k , другая - на наружном радиусе регулировочного диска 4. Поверхность лопатки 5, обращенная к рабочему колесу, образована плавной вогнутой кривой. На поверхности внутреннего меридиального обвода в конечной части улитки выполнен цилиндрический участок, имеющий радиус R_y , равный наружному радиусу регулировочного диска 4. На торце лопатки 5 выполнена тонкостенная пластинка 7, ограниченная наружным контуром лопатки 5 и хордой, соединяющей её кромки. Пластинка 7 служит для предотвращения перетекания газа из входного конфузора улитки в конечную полость улитки. Поверхность лопатки, обращенная к улитке, содержит два участка: a - выполненный по радиусу R_y и b - образованный плавной кривой, соединяющей конец первого участка (a) с кромкой, расположенной на радиусе входа в щелевой конфузор улитки R_k .

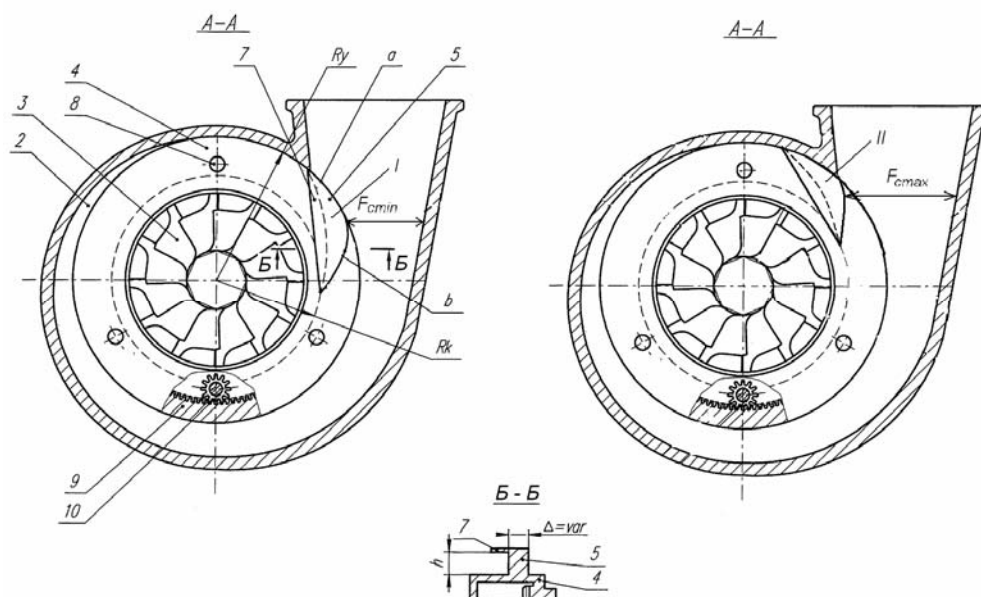


Рис. 2. Поперечный разрез центробежной турбины с профилированной лопаткой

В регулировочном диске 4 выполнены три осевых отверстия, расположенные равномерно на одной окружности. Отверстия 8 сообщают полость улитки с полостью, образованной тыльной стороной диска 4 и корпусом турбины. Отверстия 8 предназначены для разгрузки диска 4 от осевых усилий, создаваемых давлением газа со стороны полости улитки 2. На диске 4 с внутренней стороны выполнен зубчатый венец 9, который имеет внутреннее зацепление с шестерней 10, установленной на оси 11 в корпусе турбины 1. С внешней стороны турбины на оси 11 закреплено зубчатое колесо 12, которое входит в зацепление с зубчатым элементом механизма поворота диска 13.

Положение I лопатки 5 на рис. 2 соответствует минимальному проходному сечению $F_{сmin}$ конца разгонного участка БНА улитки турбины, положение II – максимальному $F_{сmax}$.

При больших расходах газа через турбину поворачивают регулировочный диск 4 с профилированной лопаткой 5 против часовой стрелки и обеспечивают увеличение проходного сечения улитки турбины на входе.

При малых расходах газа через турбину регулировочный диск 4 с лопаткой 5 перемещают по часовой стрелке и обеспечивают уменьшение проходного сечения улитки 2 турбины на входе.

Вращение регулировочного диска 4 в ту или иную сторону осуществляются с помощью механизма поворота 13 через зубчатые элементы

12, 10, 9.

В приведенной конструкции задача эффективного регулирования - обеспечения высокого КПД турбины в широком диапазоне изменения её пропускной способности, решалась с помощью следующих мероприятий:

1. Поверхность внутреннего меридиального обвода в конечной части улитки выполнена с цилиндрическим участком, радиус которого R_y равен наружному радиусу регулировочного диска. Это обеспечивает надежное уплотнение газового стыка между входным и конечным участками улитки во всем диапазоне перемещения регулировочного диска;

2. Профилированная лопатка выполнена одинаковой по высоте - h , что обеспечивает плавное сужение разгонного участка улитки и исключает срыв потока газа на входе в рабочее колесо;

3. Размещение одной кромки профилированной лопатки на радиусе входа в кольцевой конфузор улитки, а другого - на наружном радиусе регулировочного диска, а также выполнение поверхности лопатки обращенной к рабочему колесу плавной вогнутой кривой обеспечивает плавное уменьшение сечения конечного участка улитки турбины (лопатка как бы является продолжением профиля улитки) и надежное уплотнение газового стыка между входным и конечным участками улитки турбины;

4. Наличие на торце лопатки тонкостенной

пластины, ограниченной наружным контуром лопатки и хордой, соединяющей ее кромки, исключает перетекание газа из входного участка улитки в конечный через зазор над лопаткой и предотвращает, тем самым, падение давления на разгонном участке улитки;

5. Поверхность профилированной лопатки, обращенная к улитке состоит из двух участков - первый выполнен по наружному радиусу регулировочного диска, а второй – по плавной кривой, соединяющей конец первого участка с кромкой лопатки, размещенной на радиусе входа в концевой конфузор, обеспечивает надежное уплотнение газового стыка между улиткой и профилированной лопаткой по цилиндрической поверхности.

Для обеспечения надежности конструкции, в регулировочном диске с элементом регулирования выполнены три осевые отверстия. Отверстия равномерно расположены на одной окружности. Это обеспечивает разгрузку диска от осевого усилия, создаваемого газом со стороны улитки.

В приведенной на рис.1, 2 конструкции регулируемой турбины, прорыв газов в зоне средний корпус – ось 11 был исключен за счет лабиринтного уплотнения.

Особенности выбора серийного корпуса турбины ТКР для реализации эффективного регулирования

Одним из ключевых вопросов при создании эффективной и надежной системы регулируемого турбонаддува является выбор серийного корпуса турбины ТКР, который имеет свои особенности. Результаты исследований, приведенных в [1], показали, что оптимальной глубиной регулирования турбины ТКР с БНА для дизеля типа 4ЧН 12/14 является величина 30% по F_c . С этой целью была поставлена задача подобрать серийный корпус турбины, в котором можно реализовать указанную глубину регулирования с наибольшей эффективностью. В качестве базового был взят корпус турбины с номинальным сечением 1200 мм^2 . С этим корпусом турбины была снята внешняя характеристика дизеля типа СМД -23, которая представлена на рис. 3 (кривая “0 градусов”). Для достижения рекомендуемой глубины регулирования в 30% в конструкцию корпуса турбины были внесены изменения, которые заключались в уменьшении сечения F_c до величины 840 мм^2 . Это осуществлялось за счет увеличения длины разгонного участка БНА. Его угловая протяженность при этом соста-

вила более 90° . Была снята внешняя характеристика дизеля с измененным корпусом турбины, которая на рис. 3 показана как кривая “90 градусов”. Анализ графиков показывает, что такое увеличение длины разгонного участка недопустимо, поскольку имеет место ухудшение g_e по всей внешней характеристике. Экономичность двигателя падает из-за низкого КПД турбины и, следовательно, КПД ТКР. КПД турбокомпрессора снижается из-за неоптимального угла атаки газа на колесо турбины и высоких потерь на трение потока в БНА вследствие большой длины разгонного участка БНА

Полученные данные позволяют предположить, что длина разгонного участка должна быть минимальной, а это можно достичь только при такой конструкции корпуса турбины, в которой максимальное значение F_c находится как можно ближе к входному фланцу.

Такая доработка корпуса турбины была выполнена путем смещения разгонного участка в сторону входного фланца на максимально возможную, с точки зрения надежности конструкции, глубину. Проведенные испытания (рис. 3 кривая - 30° углового перемещения) показали, что КПД турбины по всей характеристике вырос в среднем на 4%, что является экспериментальным подтверждением высказанных ранее предположений.

Из полученных результатов следует, что выбор корпуса турбины для реализации в нем нового метода регулирования необходимо осуществлять таким образом, чтобы максимальное проходное сечение конца разгонного участка F_c находилось как можно ближе к входному фланцу турбины, а его угловая протяженность не превышала 90 градусов. С учетом данных расчетных исследований предлагаемая автором величина протяженности разгонного участка составляет 70 градусов.

В соответствии с изложенными рекомендациями совместно со специалистами ООО “Турбо - Веста” был подобран новый корпус турбины ТКР – 7 с номинальным сечением $F_c = 830 \text{ мм}^2$. В последующем была выполнена его доработка, связанная с уменьшением длины разгонного участка БНА на 30% для достижения величины $F_c = 1079 \text{ мм}^2$.

Новый корпус был испытан на дизеле типа СМД -23 при его работе по внешней характеристике. Результаты испытаний представлены на рис. 4. Из рис. 4. видно, что применение нового корпуса турбины позволило добиться стабильности КПД ТКР во всем диапазоне режимов по внешней ско-

ростной характеристике вне зависимости от F_c . В результате экономичность двигателя с корпусом турбины, имеющим $F_c = 830 \text{ мм}^2$, на режиме с $n =$

1250 мин^{-1} улучшилась на $5 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$, а на режиме максимального крутящего момента с $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ – на $3 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$.

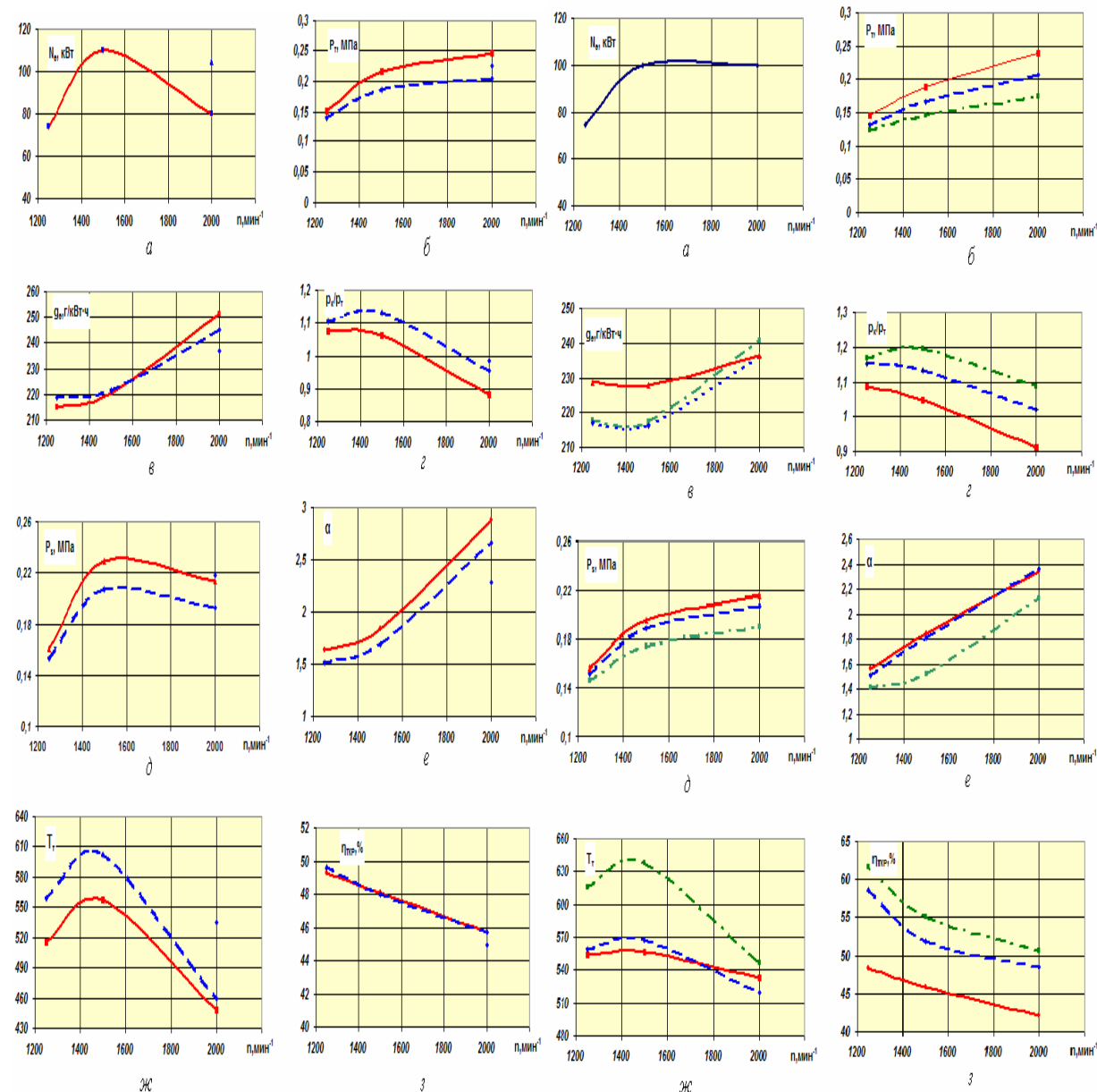


Рис. 3. Показатели дизеля СМД-23 с исходным вариантом корпуса турбины и различной глубиной регулирования

$a - ж$ - параметры дизеля;

$з$ - КПД турбокомпрессора

— — 90° углового перемещения элемента регулирования (глубина регулирования 30%)
 — — серийное положение элемента регулирования (0° углового перемещения)

— — 30° углового перемещения элемента регулирования (максимальная подрезка корпуса турбины)

Рис. 4. Показатели дизеля СМД-23 с новым корпусом турбины

$a - ж$ - параметры дизеля

$з$ - КПД турбокомпрессора

— — серийное сечение корпуса турбины (830 мм^2)

— — максимальное сечение корпуса турбины (1079 мм^2)

На номинальном режиме с $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ сечение $F_c = 830 \text{ мм}^2$ является нерациональным, поскольку приводит к увеличению α до 2,9, что сказывается на экономичности, в результате чего g_e ухудшается на 6 г/кВт·ч в сравнении с корпусом турбины, в котором величина F_c составляет 1079 мм^2 (рис. 4.).

Исходя из результатов экспериментальных исследований дизеля типа СМД – 23 с исходным и новым вариантом корпуса турбины, можно сделать вывод о том, что корпус турбины регулируемого ТКР с БНА с размещенным в нем механизмом регулирования должен быть спроектирован таким образом, чтобы максимальное сечение конца разгонного участка БНА (F_c) находилось как можно ближе к входному фланцу турбины, а угловая протяженность разгонного участка не превышала 90 градусов. Данные рекомендации были учтены при создании опытного образца регулируемой по новому методу турбины турбокомпрессора.

Выводы

1. Разработан новый способ и реализующие его конструкции, которые обеспечивают эффективное и надежное регулирование в ТКР с БНА.
2. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали, что для обеспечения высокого КПД турбины во всем диапазоне регулирования необходимо специальным образом спроектировать элемент регулирования, а закон его движения должен обеспечивать максимальную глубину регулирования при минимальном угловом перемещении ЭР.
3. Разработан комплекс мероприятий, исключающих заклинивание элементов системы регулирования. В рассмотренной конструкции, выполненной на базе ТКР-7, в регулировочном диске были выполнены 3 отверстия, равномерно расположенные на одной окружности, что обеспечило его разгрузку от осевого усилия, создаваемого газом со стороны улитки.
4. По результатам исследований был спроек-

тирован корпус турбины с размещенным в нем механизмом регулирования, в котором максимальное сечение конца разгонного участка БНА находится максимально близко ко входному фланцу турбины, а угловая протяженность разгонного участка составляет 90 градусов.

Список литературы:

1. Самойленко Д.Е. Улучшение технико – экономических показателей автотракторного дизеля путем регулирования турбонаддува.: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03/ Самойленко Дмитрий Евгеньевич. – Харьков, 2008. – 166 с. 2. Пат. 79451, Україна, МПК F01D 17/14, F 04D 27/00. Спосіб регулювання доцентрової турбіни з безопатковим направляючим апаратом / В.А. Петросянц, Ю.І. Карнаухов, А.П. Марченко, Д.Є. Самойленко – № 20040907860; Заявл. 27.09.2004; Опубл. 15.12.2006, Бюл. № 9. – 4 с.:ил. 3. Патент 2298652, РФ С2, МКИ F01D 17/14, F 04D 27/00. Способ регулирования центробежной турбины с безопаточным направляющим апаратом / В.А. Петросянц, Ю.И. Карнаухов, А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко – № 2004130568; Заявл. 10.04.2006; Опубл. 10.05.2007. – Бюл. №13. – 4 с.:ил. 4. Международная заявка PCT WO 2006/036134 A1, МКИ F01D 17/14, F 04D 27/00. Способ регулирования центробежной турбины с безопаточным направляющим апаратом / В.А. Петросянц, Ю.И. Карнаухов, А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко– № PCT/UA 2005/000038; Заявл. 21.09.2005; Опубл. 6.04.2006. –14 с.:ил. 5. Марченко А.П. Оценка эффективности применения соплового регулирования для наддува 4-х цилиндрового автотракторного дизеля/ А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко, В.А. Петросянц // Вестник науки и техники.– НТУ "ХПИ", ООО "ХДНТ". – Харьков: ООО "ХДНТ". – 2004. - Вып. 1(16). – С.42 – 51. 6. Марченко А.П.. Выбор закона регулирования турбины автотранспортного дизеля / А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, Д.Е. Самойленко, В.А. Петросянц, В.Н. Михайлик// Авиационно – космическая техника и технология. – 2005. – Вып.18. – С.54 – 57. 7. Марченко А.П. Влияние регулирования турбокомпрессора с безопаточным направляющим апаратом на показатели дизеля 4ЧН 12/14/ А.П. Марченко, В. А. Петросянц, Д.Е. Самойленко. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 35-39. 8. Марченко А.П. Улучшение технико-экономических показателей транспортного дизеля путем регулирования турбокомпрессора с безопаточным направляющим апаратом / А.П. Марченко, В. А. Петросянц, Д.Е. Самойленко, А.Ф. Минак, С.В. Обозный, А.Г. Косулин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С. 3-6.

**В.В. Матвєєнко, асп., В.О. Пильов, д-р техн. наук,
М.В. Прокопенко, канд. техн. наук, І.Г. Пожидаєв, студ.**

ПОПЕРЕДНЯ ОЦІНКА ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАНУ ПОРШНЯ З УРАХУВАННЯМ НЕРІВНОМІРНОГО ТЕПЛОВІДВЕДЕННЯ В ЗОНІ ВЕРХНЬОГО КІЛЬЦЯ

Задача розрахункового дослідження теплонапруженого стану деталей камери згоряння (КЗ), зокрема поршнів, на стадії їх проектування має велике значення. Це пояснюється суттєвим зростанням теплових та механічних навантажень на ці деталі внаслідок постійного збільшення рівня форсування двигунів, а також необхідністю переходу до концепції роботи деталей на межі міцності. Для вирішення вказаної задачі застосовують метод скінчених елементів, а в якості граничних умов (ГУ), як правило, використовують ГУ 3-го роду [1-3].

Аналіз публікацій показує, що розрахунки теплонапруженого стану поршнів здебільше виконують для 3D-моделей з використанням вісесиметричних ГУ 3-го роду [1, 3]. Однак, тепловий стан поршня визначається його складною конфігурацією, нерівномірністю теплопідведення до поверхні КЗ [4-6] та тепловідведення у гільзу циліндрів (ГЦ) [7, 8].

На сьогодні не вирішена задача дослідження теплонапруженого стану поршня з урахуванням

нерівномірності тепловідведення від нього у ГЦ. Тому метою даної роботи є отримання ГУ поршня, які враховують нерівномірне тепловідведення у ГЦ.

Для досягнення поставленої мети в роботі було виконане коригування ГУ 3-го роду поршня в зоні кілець з урахуванням значень температури ГЦ. Об'єктом дослідження було обрано поршень з КЗ відкритого типу швидкохідного дизеля 4ЧН12/14. Рівень форсування двигуна прийнято 18,5 та 25 кВт/л. Матеріал поршня – сплав АЛ25.

Спираючись на дані температурного стану ГЦ при форсуванні двигуна до 18,5 кВт/л [8], нами були отримані відповідні несиметричні ГУ 3-го роду. Схема завдання ГУ подана на рис. 1, приклад отриманих на даному етапі робіт ГУ, як коефіцієнтів тепловіддачі α та температури середовища t_{CP} , наведені в табл. 1. З рис. 1 видно, що зони, позначені з верхніми індексами, визначають несиметричні ГУ.

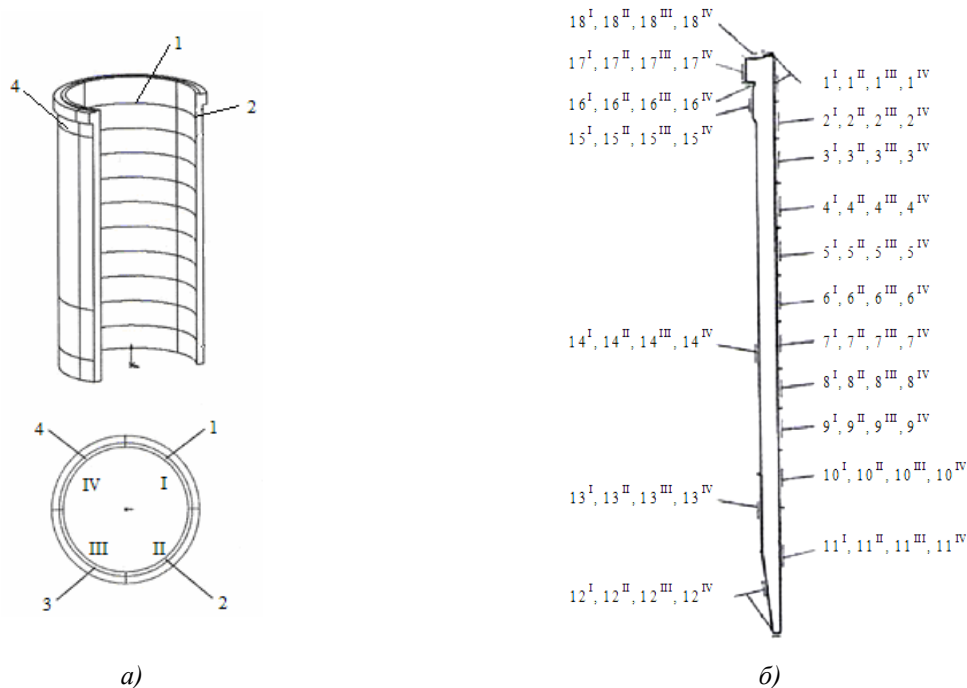


Рис. 1. Схема завдання ГУ 3-го роду гільзи циліндрів:

а – розташування ділянок для завдання несиметричних ГУ(I-IV) та контрольних точок верхнього поясу (1-4); б – переріз з визначеними номерами ділянок

Таблиця 1. ГУ 3-го роду ГЦ дизеля 4ЧН 12/14 при рівні форсування 18,5 кВт/л

№ ді- ля- нки	$t_{CP},$ °C	$\alpha,$ Вт/м ²	№ ді- ля- нки	$t_{CP},$ °C	$\alpha,$ Вт/м ²	№ ді- ля- нки	$t_{CP},$ °C	$\alpha,$ Вт/м ²
1 ^I	900	450	7 ^I	360	310	13 ^I	90	300
1 ^{II}	765	383	7 ^{II}	360	310	13 ^{II}	90	300
1 ^{III}	765	383	7 ^{III}	360	310	13 ^{III}	90	300
1 ^{IV}	765	383	7 ^{IV}	360	310	13 ^{IV}	90	300
2 ^I	810	385	8 ^I	270	295	14 ^I	90	11000
2 ^{II}	688	327	8 ^{II}	270	295	14 ^{II}	90	11000
2 ^{III}	688	327	8 ^{III}	270	295	14 ^{III}	90	11000
2 ^{IV}	688	327	8 ^{IV}	270	295	14 ^{IV}	90	11000
3 ^I	720	370	9 ^I	180	280	15 ^I	100	6000
3 ^{II}	612	315	9 ^{II}	180	280	15 ^{II}	100	6000
3 ^{III}	612	315	9 ^{III}	180	280	15 ^{III}	100	6000
3 ^{IV}	612	315	9 ^{IV}	180	280	15 ^{IV}	100	6000
4 ^I	630	355	10 ^I	150	280	16 ^I	125	15000
4 ^{II}	535	302	10 ^{II}	150	280	16 ^{II}	125	15000
4 ^{III}	535	302	10 ^{III}	150	280	16 ^{III}	125	15000
4 ^{IV}	535	302	10 ^{IV}	150	280	16 ^{IV}	125	15000
5 ^I	540	340	11 ^I	100	250	17 ^I	125	160
5 ^{II}	459	289	11 ^{II}	100	250	17 ^{II}	125	160
5 ^{III}	459	289	11 ^{III}	100	250	17 ^{III}	125	160
5 ^{IV}	459	289	11 ^{IV}	100	250	17 ^{IV}	125	160
6 ^I	455	315	12 ^I	85	500	18 ^I	160	200
6 ^{II}	387	268	12 ^{II}	85	500	18 ^{II}	160	200
6 ^{III}	387	268	12 ^{III}	85	500	18 ^{III}	160	200
6 ^{IV}	387	268	12 ^{IV}	85	500	18 ^{IV}	160	200

В табл. 2 наведено температури чотирьох контрольних точок верхнього поясу ГЦ згідно схеми рис. 1а за експериментальними даними $t_{ЕКСП}$ [8], а також за результатами розрахунку $t_{РОЗР}$ при використанні отриманих нами несиметричних ГУ. Видно, що різниця температур в околотовому напрямі ГЦ за експериментальними даними складає 48⁰С, а використаними несиметричними ГУ – 23⁰С. Вказане говорить про виконання подальших досліджень, як оціночних.

Таблиця 2. Температури у контрольних точках ГЦ

№ контрольної точки	$t_{ЕКСП},$ °C	$t_{РОЗР},$ °C
1	164	165
2	145	158
3	180	181
4	132	158

Отримане несиметричне температурне поле ГЦ використане для коригування ГУ поршня. Відомою є модель ГУ, відповідно до якої температура середовища в зоні кілець для поршня з відкритою КЗ визначається за емпіричною залежністю [9]:

$$t_{ПК} = K_T \cdot (0,725 + 0,0149N_L), \quad (1)$$

де N_L – літрова потужність двигуна, кВт/л; K_T – емпіричний коефіцієнт, що залежить від умов теплообміну між поршнем і ГЦ, град/(кВт/л). Для вісесиметричних ГУ його значення встановлено на основі аналізу 13 конструктивних варіантів поршнів і двигунів при різних їх навантаженнях [9]. За даними [9] коефіцієнт K_T приймає значення від 200 до 280 град/(кВт/л).

Виходячи з усереднених в повздовжньому напрямі зон I-IV величин температур внутрішньої поверхні ГЦ, з рівняння (1) можна отримати наступні несиметричні значення K_T в околотовому напрямі поршня: $K_T^I = 217$ град/(кВт/л); $K_T^{II} = 215$ град/(кВт/л); $K_T^{III} = 233$ град/(кВт/л); $K_T^{IV} = 215$ град/(кВт/л).

З урахуванням отриманих коефіцієнтів K_T^{I-IV} , було виконано коригування ГУ 3-го роду [8] в зоні першого поршневого кільця, за якими здійснено розрахунок теплонапруженого стану поршня. Схема завдання ГУ 3-го роду поршня наведена на рис. 2. Отримані ГУ для рівня форсування 18,5 кВт/л наведені у табл. 3. Тут нерівномірне тепловідведення від поршня враховано на ділянці 13.

За симетричними [8] та наведеними в табл. 3 несиметричними ГУ було здійснено аналіз температурного стану поршня. Контрольні точки, за якими здійснено порівняння температурного стану, наведено на рис. 2. Результати розрахунку подано у табл. 4.

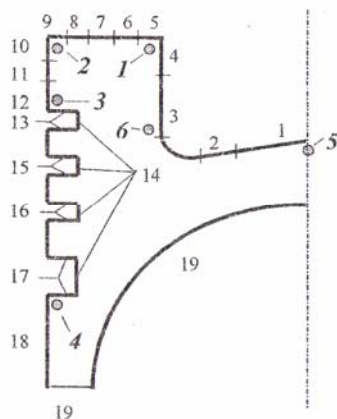


Рис.2. Схема завдання ГУ 3-го роду поршня та контрольні точки аналізу його температурного стану

Табл. 3. Кориговані ГУ 3-го роду задачі теплопровідності поршня з відкритою КЗ дизеля 4ЧН12/14 при рівні форсування 18,5 кВт/л

№ ділянки	α , Вт/(м ² ·К)	t_{CP} , °С	№ ділянки	α , Вт/(м ² ·К)	t_{CP} , °С
1	300	950	12	200	400
2	450	950	13 ^I	16000	255
3	550	950	13 ^{II}	16000	236
4	500	950	13 ^{III}	16000	238
5	450	950	13 ^{IV}	16000	236
6	400	950	14	200	250
7	350	950	15	11000	200
8	300	800	16	6000	140
9	250	700	17	3000	140
10	200	600	18	500	120
11	200	500	19	500	90

Аналіз даних табл. 4 дозволяє встановити, що мають місце відмінності у значеннях температур поршня в аналогічних точках для симетричних та несиметричних ГУ. На кромці КЗ (точка 1) ця відмінність складає не менше, ніж 4⁰С, для зони верхнього поршневого кільця (точка 3) – не менше 8⁰С. При форсуванні двигуна до 25 кВт/л ці відмінності є аналогічними.

За отриманими даними було виконано прогнозування ресурсної міцності (РМ) кромки КЗ поршня з використанням методики, наведеної у [9]. Встановлено, що величина накопичених пошкоджень для рівня форсування 18,5 кВт/л для варіанту розрахунку з симетричними ГУ складає 0,136, а для варіанту з несиметричними ГУ – 0,178. Для рівня форсування 25 кВт/л величини накопичених пошкоджень становлять відповідно 0,87 та 1,059.

Таким чином видно, що при форсуванні двигуна до 25 кВт/л величина накопичених пошкоджень, яка розрахована для варіанту з вісесиметричними умовами, свідчить про працездатність поршня. Водночас для варіанту з несиметричними умовами розрахунки вказують на руйнування кромки КЗ.

Таблиця 4. Значення температур у контрольних точках поршня

Симетричні ГУ		Несиметричні ГУ	
№ контрольної точки	t , °С	№ контрольної точки	t , °С
1	309	1 ^I	313
		1 ^{II}	308
		1 ^{III}	309
		1 ^{IV}	308
2	273	2 ^I	279
		2 ^{II}	274
		2 ^{III}	273
		2 ^{IV}	273
3	243	3 ^I	251
		3 ^{II}	243
		3 ^{III}	243
		3 ^{IV}	243
4	166	4 ^I	175
		4 ^{II}	166
		4 ^{III}	175
		4 ^{IV}	166
5	269	5 ^I	269
		5 ^{II}	269
		5 ^{III}	269
		5 ^{IV}	269
6	267	6 ^I	270
		6 ^{II}	267
		6 ^{III}	267
		6 ^{IV}	266

У цілому за отриманими результатами можна зробити висновок про необхідність урахування околлової нерівномірності ГУ поршня в зоні поршневих кілець, що є особливо важливим для урахування РМ поршнів при застосуванні концепції функціонування деталей КЗ на межі міцності.

Подальший напрям робіт пов'язаний з уточненням ГУ по ГЦ та з урахуванням впливу на РМ нерівномірності теплопідведення до поршня, сумісної дії нерівномірності теплопідведення та тепловідведення у гільзу.

Список літератури:

1. Процессы в перспективных дизелях / [А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др.]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во "Основа", 1992. – 352с. 2. Левтеров А.М. Расчетный анализ стационарных термоупругих напряжений гильзы цилиндра быстроходного дизеля / А.М. Левтеров, А.Н. Авраменко // Автомобильный транспорт. – 2008. – Вып. 23. – С.132-134. 3. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / [Ф.И. Абрамчук, А.П. Марченко, Н.Ф. Разлейцев, Е.И. Третьяк, А.Ф. Шеховцов, Н.К.Шоколов]; под. ред. А.Ф. Шеховцова. – К:Техника, 1992. – 272с. 4. Кавтарадзе Р. 3. Расчетно-экспериментальное исследование локального теплообмена на основном днище поршня дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель / Р. 3. Кавтарадзе, А. И. Гайворонский, А. А. Зеленцов // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". – 2009. – №2. С. 45-57. 5. Никишин В.Н. Исследование неравномерности температурного поля гильзы цилиндра и поршня автомобильного дизеля [Электронный ресурс] / В.Н. Никишин

// Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, организация: Онлайн-научно-технический журнал. – 2006. – №7. – 5с. – Режим доступа до журн.: <http://kamri.ru/sets>. 6. Белозуб А.В. Исследование температурного поля поршня / А.В. Белозуб, А.А. Зотов, А.Г. Щербина, Ю.А. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология. – 2002. – № 31. С. 120-123. 7. Лоцаков П.А. Результаты расчетно-экспериментальных исследований влияния оребрения охлаждаемой поверхности гильзы цилиндров на температурное состояние гильз и поршней дизелей ЯМЗ / П.А. Лоцаков //Двигателестроение. – 2000. - № 1. – С. 57-58. 8. Шеховцов А.Ф. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках / А.Ф. Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: ХПИ. – 1993. – Вып.54. – С. 9-22. 9. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності. Монографія. / В.О. Пильов – Видавничий центр НТУ „ХПІ”, 2001. – 332 с.

УДК 621.438

А.И. Тарасенко, канд. техн. наук

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ В МАЛООБОРОТНОМ ДИЗЕЛЕ ПРИ СТАЦИОНАРНЫХ И ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ

Введение

При определении параметров крутильных колебаний рассматриваются два аспекта этого вопроса: стационарные колебания и переходные процессы.

Стационарные колебания являются важной частью расчетов, результаты которых должны быть согласованы с Классификационными обществами, например с Регистром.

Переходные процессы и крутильные колебания, им сопутствующие, исследуются при решении специальных задач. Начальными условиями для расчетов переходных процессов являются параметры стационарных.

В работе [3] рассмотрена крутильная система, состоящая, как из участков с распределенными параметрами, так и из невесомых участков без распределенных параметров. Данная статья является конкретизацией результатов работы [3].

Формулирование проблемы

Требуется на основе решения волнового уравнения согласно методике, изложенной в [3], получить параметры стационарных колебаний системы дизель–валопровод–гребной винт. Сравнить результаты с параметрами, полученными при расчетах по другим методикам. Исследовать влияние учета распределенных параметров путем сравни-

тельного анализа эквивалентных систем с дискретными и распределенными параметрами.

Цель работы – показать достоверность результатов, получаемых по методике [3] и подтвердить возможность ее применения для инженерных расчетов. Указать способ использования экспериментальных данных, полученных при применении других методик в предлагаемой.

Углы поворота сечений крутильной системы, рассматриваемой в виде $k_1 + 1$ маховиков, соединенных упругими валами, весовыми или невесовыми, описаны следующим уравнением [3]

$$\varphi_j = f_j(t) \cdot Z_j(y), \quad (1)$$

где j – номер, рассматриваемой формы колебаний; $f_j(t)$ – функция времени для формы с номером j ; $Z_j(y)$ – форма колебаний с номером j – функция от координаты сечения y .

Крутильная система, содержащая $k_1 + 1$ маховик, содержит k_1 участок. Каждый участок, начинается с маховика. Гребной винт рассматривается как маховик с номером $k_1 + 1$.

Для участка с номером k можно записать

$$Z_{j,k}(y) = A_{j,k} \sin \frac{P_j}{V_k} y_k + B_{j,k} \cos \frac{P_j}{V_k} y_k; \quad (2)$$

$$Z'_{j,k}(y) = A_{j,k} \frac{P_j}{V_k} \cos \frac{P_j}{V_k} y_k - B_{j,k} \frac{P_j}{V_k} \sin \frac{P_j}{V_k} y_k, \quad (3)$$

где P_j – собственная круговая частота формы с номером j ; $V_k = \sqrt{\frac{G_k}{\rho_k}}$ – скорость распространения малых возмущений для участка вала с номером k ; $A_{j,k}$, $B_{j,k}$ – коэффициенты, отыскиваемые из граничных условий; $y_k = 0 \div S_k$ – координата внутри участка с номером k ; S_k – длина участка с номером k .

Для каждого маховика введем обозначения

$$Z_{j,k} = Z_{j,k}(0) = B_{j,k} \quad (4)$$

или

$$Z_{j,k} = Z_{j,k-1}(S_{k-1}).$$

По аналогии со (2) запишем

$$Z_{j,k} = A_{j,k-1} \sin \frac{P_j}{V_{k-1}} S_{k-1} + B_{j,k-1} \cos \frac{P_j}{V_{k-1}} S_{k-1}. \quad (5)$$

Граничные условия для маховика с номером k можно записать в следующем виде

$$\frac{\Delta Z_k}{e_k} = \frac{\Delta Z_{k-1}}{e_{k-1}} - \theta_k \cdot P_j^2 \cdot Z_{j,k}, \quad (6)$$

$$\text{где } e_k = \frac{S_k}{G_k \cdot I_k} = \frac{S_k^2}{V_k^2 \cdot J_k}, \quad (7)$$

$$\Delta Z_k = Z_{j,k+1} - Z_{j,k}, \quad (8)$$

$$\Delta Z_{k-1} = Z_{j,k} - Z_{j,k-1}, \quad (9)$$

$$\Delta Z_k = Z'_{j,k} \cdot S_k, \quad (10)$$

$$\Delta Z_{k-1} = Z'_{j,k-1}(S_{k-1}) \cdot S_{k-1}, \quad (11)$$

Выражения (8) и (9) применяются, если валы между маховиками невесомые. А выражения (10) и (11) применяются, если валы между маховиками имеют массу.

В выражении (7) I_k – момент инерции сечения, а J_k – момент инерции вала.

Функцию $f_j(t)$ в выражении (1) можно получить как решение следующего дифференциального уравнения

$$\ddot{f}_j + 2b_j \dot{f}_j + f_j \cdot p_j^2 = \frac{1}{Q_j} \sum_{k=1}^{k_1+1} M_k \cdot Z_{j,k}, \quad (12)$$

где M_k – момент в сечении с координатой y_k .

Приведенная «масса» системы Q_j может быть вычислена по формуле

$$Q_j = \sum_{k=1}^{k_1+1} [\theta_k \cdot Z_{j,k}^2 + \frac{J_k}{S_k} \int_0^{S_k} Z_{j,k}^2(y) \cdot dy]$$

Коэффициент демпфирования для формы с номером j может быть найден из выражения

$$2b_j = \frac{1}{Q_j} \sum_{k=1}^{k_1+1} b_k \cdot Z_{j,k}^2. \quad (13)$$

В постановке [3] демпфирование может рассматриваться только как внешняя сила.

Определение форм и круговых частот свободных колебаний

Определение форм крутильных колебаний начинают с анализа участка номер 1. Если вал этого участка невесомый, то, полагая $Z_{j,1} = 1$, для маховика с номером $j = 2$, используя (6) и (8), запишем

$$Z_{j,2} = 1 - \theta_1 \cdot P_j^2 \cdot e_1.$$

Если вал номер 1 имеет массу, то

$$B_{j,1} = 1; \quad A_{j,1} = -\theta_1 \cdot P_j \cdot \frac{e_1 V_1}{S_1}.$$

Далее, переходя от участка к участку, находят формы для каждого из участков. Действительно, для случая невесомого вала с номером $k-1$, форму участка с номером k находят при рассмотрении участка с номером $k-1$. Если участок с номером $k-1$ имеет массу, то форму участка с номером k можно вычислить с помощью выражения (5).

Используя формулу (6), найдем ΔZ_k . Если участок с номером k невесом то, учитывая (8), найдем форму для участка с номером $k+1$. Эта форма обозначена как Z_{k+1} .

Если участок с номером k имеет массу, то из выражения (4) определяется коэффициент $B_{j,k}$ (считается, что форма для маховика с номером k уже определена). Далее с помощью выражения (10) находим $Z'_{j,k}$, а с помощью выражения (3) находим коэффициент

$$A_{j,k} = Z'_{j,k} \frac{V_k}{P_j}.$$

Зная коэффициенты $A_{j,k}$ и $B_{j,k}$ с помощью выражений (2) и (3) находим параметры участка с номером k , в том числе, и форму для участка с номером $k+1$.

Собственная круговая частота колебаний P_j определяется путем решения граничной задачи (удовлетворение граничных условий). Форма колебаний (2) удовлетворяет граничным условиям на маховике с номером $k = 1$ и на всех остальных кроме $(k_1 + 1)$, если коэффициенты $A_{j,k}$ и $B_{j,k}$ вычислены с помощью приведенных выше уравнений. Для последнего маховика с номером $(k_1 + 1)$ выполнение граничных условий (6) не гарантировано. Эти условия выполняются не для всех значений P_j ,

и надо найти такие значения P_j , для которых граничные условия (6) выполняются. Расчет на ПЭВМ выполнялся с учетом граничного условия (6) методом половинного деления [2]. Часто собственные частоты представляют в виде числа колебаний в минуту:

$$N_{z,j} = 30 P_j / \pi.$$

Число частот может быть сколь угодно большим, но на практике $j < 7$.

Таблица 1. Сравнительный анализ результатов расчетов по стандартной (α_y ; N_α) и представленной (z_k ; N_z) методикам

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
θ_k	1	0,67	0,998	1,001	0,0966	0,679	0,67	1,019	0,564	0,0617	2,992
e_k	1	1	1	1,106	1,018	1	1	2,65	7,19	9,74	
первая форма – $N_\alpha = 359,3$; $N_z = 359,259$											
α_y	1,000	0,978	0,940	0,883	0,797	0,716	0,625	0,526	0,230	–0,594	–1,703
z_k	1,000	0,978	0,941	0,883	0,797	0,716	0,626	0,526	0,230	–0,593	–1,701
вторая форма – $N_\alpha = 970,7$; $N_z = 970,35$											
α_y	1,000	0,837	0,582	0,233	0,195	–0,587	–0,906	–1,127	–1,1214	–0,647	0,1725
z_k	1,000	0,837	0,583	0,233	–0,195	–0,586	–0,905	–1,126	–1,214	–0,652	0,174

В таблице 1 приведены результаты расчетов по стандартной методике (методу цепных дробей) и по изложенной выше. Расчеты проводились при использовании одной и той же крутильной схемы для случая дискретного представления. Результаты расчетов по стандартной методике взяты из старого отчета.

Результаты расчетов по стандартной методике обозначены как α_y и N_α . Результаты расчетов по предлагаемой методике обозначены z_k и N_z .

Видно достаточно хорошее совпадение результатов.

Расчет вынужденных крутильных колебаний

Параметры вынужденных крутильных колебаний можно получить, решив дифференциальное уравнение (12).

Определив формы колебаний, можно вычислить коэффициенты уравнения (12), записанного для конкретной формы.

Собственная круговая частота P_j считается на данном этапе известной. Некоторая трудность возникает при определении коэффициента демпфирования b_j согласно уравнению (13). Есть много ре-

комендаций и экспериментальных данных для определения демпфирования в различных агрегатах системы, например формула Льюиса для гребных винтов, приведенная в [1].

Очень часто приводят выражения для работы демпфирующего момента за цикл. Эта работа является функцией амплитуды. Если рассматривается вязкое трение (демпирующий момент пропорционален скорости колебаний), то работа демпфирующего момента за цикл [1]

$$W_{mp} = \pi \cdot b \cdot \omega \cdot A^2, \quad (14)$$

где b – коэффициент демпфирования; ω – круговая частота возмущающего воздействия;

$$A = f_{A,j} \cdot Z_j \text{ – амплитуда колебаний.}$$

Если для какого-то элемента известна работа демпфирующего момента за цикл, то условный коэффициент демпфирования на основании (14)

$$b = \frac{W_{mp}(A, \omega)}{\pi \cdot \omega \cdot A^2}. \quad (15)$$

При использовании уравнения (15) в (12) надо позаботиться, чтобы амплитуда колебаний, полученная в результате решения (12), была равна заданной (т.е. нужны последовательные приближения).

Крутящие моменты, возникающие в цилиндрах, определяются с помощью гармонических коэффициентов, которые приводятся в сопроводительной документации к дизелю. Даже если крутящие моменты определены с помощью методик, изложенных в [3, 4], то, рассматривая стационарный процесс, их надлежит разложить в ряд Фурье и получить гармонические коэффициенты.

При таком подходе уравнение (12) превращается в стандартный аналитически решаемый тип. Выражение для амплитуды известно и, получив ее, нужно сделать несколько приближений.

Такой подход позволяет уточнить демпфирующие моменты и получить стационарное решение (полагается, что начальное возмущение затухло).

Стационарное решение дает начальные условия при численном решении уравнения (12) для переходных процессов. Характер переходных процессов зависит от фазы стационарного решения, в которой этот переходный процесс начался. В этом случае практически аналитическое получение характеристик стационарного процесса делает получаемые численно решения для переходных процессов повторяемыми.

Заключение

Разработана и сопоставлена со стандартной методика, позволяющая определять собственные частоты и формы для систем с распределенными параметрами, дискретных систем и их комбинаций.

Получен математический аппарат, позволяющий исследовать как стационарные, так и переходные процессы.

Список литературы:

1. Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС / П.А. Истомин. – Л.: Судостроение, 1968. – 304 с.
2. Тарасенко А.И. Расчет динамических характеристик системы «винт–валопровод–главный двигатель» на основе решения волнового уравнения / А.И. Тарасенко // Динамика и прочность судовых машин: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1985. – С. 45–53.
3. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в малооборотном дизеле при переходных процессах / А.И. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 8 (65). – С. 86–89.
4. Тарасенко А.И. Переходные процессы в системе «винт–валопровод–малооборотный дизель» при мощном ледовом воздействии / А.И. Тарасенко // Динамика и надежность судовых машин: Сб. науч. тр. – Николаев: НКИ, 1989. – С. 99–106.
5. Тарасенко А.И. Нелинейная динамическая модель судового малооборотного дизеля / А.И. Тарасенко // Вестник двигателестроения: Науч. техн. журнал. – Запорожье: ОАО "Мотор Січ", 2008. – № 3 (20). – С. 202–205.

БИОТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ: НАПРАВЛЕНИЯ И ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Введение

В последние годы тема производства моторного топлива из возобновляемых источников приобрела популярность, и актуальность ее больше не вызывает сомнения. Это особенно характерно для тех стран, экономика которых зависима от импорта углеводородов и продуктов их переработки. Именно в этих регионах идея о том, что биотоплива могут потеснить традиционные виды топлив, весьма популярна.

Соответствующие начинания, в том числе в США и ЕС, получили государственную поддержку, что придало мощный импульс их развитию. На сегодняшний день выработка биотоплива ведется в 28 странах, среди которых Япония, Германия, Франция являются самыми большими мировыми производителями.

Европейским лидером по производству биодизельного топлива (БТ) является Германия. В 2006 г. было произведено 3 млн тонн, или 10 % потребленного моторного топлива [1, 2].

Перспектива использования биотоплива в качестве добавок к автомобильному топливу в России пока туманна. По действующему ГОСТу их содержание не должно превышать для этанола более 5%, для метанола – более 3%.

На сегодняшний день в России остаются невостребованными около 20 млн. га продуктивной пашни. Этот ресурс можно было бы использовать для выращивания энергетических сельскохозяйственных культур, к примеру, рапса. Но для массового производства биотоплива нет необходимого оборудования – пока только опытные образцы.

Для стран ЕС, США характерно создание крупных и средних предприятий для производства биотоплив, подкрепленное законодательной поддержкой государства и соответствующими финансовыми ресурсами. как для производителя, так и для потребителя биотоплив.

В России проблемы производства биотоплив перекладываются на администрации регионов и местных производителей. Поэтому, нет соответствующей законодательной базы, а привлекаемые финансы незначительны. В результате создаются

маломощные предприятия с несовершенной технологией для обеспечения одного или нескольких хозяйств, либо ориентированные для производства биотоплива на экспорт.

В настоящее время в России и за рубежом помимо применения чистого БТ рассматриваются практические аспекты использования в дизелях биотоплив из растительного сырья следующих видов [4]:

- натуральное рапсовое масло (в чистом виде); исследования показали, что вследствие отличия физико-химических характеристик по сравнению с нефтяными топливами оно обладает значительно худшими моторными свойствами; поэтому для его использования необходима конструктивная доработка дизеля;
- биотопливо из смеси рапсового масла с дизельным топливом в различных пропорциях; данный способ экономичен, позволяет использовать биотопливо, обходясь только изменением регулировок двигателя, но приводит к ухудшению топливной экономичности и экологических характеристик дизеля;
- применение чистого ДТ, а также различных смесей на основе нефтяного дизельного топлива, рапсового масла, БТ и биоэтанола позволяет получить удовлетворительные экономические и экологические показатели работы стандартного дизеля, но при повышении стоимости получения данного вида топлива.

Каждый из представленных видов топлива имеет свои преимущества и недостатки, которые необходимо учитывать при выборе энергетической стратегии конкретного региона, учитывая и то, что лучших результатов можно достигнуть только при комплексном подходе к решению энергетической проблемы, используя все возможные ресурсы, являющиеся рентабельными.

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания» Алтайского государственного технического университета имеет многолетний опыт работы в области исследования рабочего процесса двигателей при работе на альтернативных топливах. На кафедре был проведен большой цикл экспериментальных

работ, позволяющий оценить особенности перевода дизеля на использование биотоплив.

Целью научных исследований явилось определение конструктивных мероприятий и рекомендаций, позволяющих эффективно использовать топлива на основе рапсового масла.

Экспериментальная часть

Опытная установка представляла один из самых распространенных типов дизелей серии Д-440 и Д-460 размерностью D/S = 130/140 производства ОАО «ПО АМЗ», которая унифицирована с автомобильными двигателями ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238. Это четырехтактные быстроходные дизели с непосредственным впрыскиванием топлива, объемно-пленочным смесеобразованием и жидкостным охлаждением. Для проведения исследований опытная установка была оснащена необходимыми контрольно-измерительными приборами и специальным оборудованием. В ходе исследований регистрировались контрольные показатели работы двигателя, индицировались внутрицилиндровое давление и параметры топливоподачи (давление и подъем иглы распылителя форсунки), измерялись в отработавших газах показатели вредных выбросов: оксидов азота (NO_x), оксида углерода (CO) и сажевых частиц (C).

Были исследованы вышеперечисленные способы использования биотоплив и дана оценка процессам, происходящим при работе на топливах с иными физико-химическими свойствами.

Анализ полученных результатов

По своим физико-химическим свойствам рапсовое масло (РМ) мало отличается от стандартного дизельного топлива (ДТ), но, в то же время, обладает рядом особенностей.

Рапсовое масло имеет более высокую кинематическую вязкость, более низкую воспламеняемость, меньшую низшую теплоту сгорания, которая частично компенсируется большей плотностью масла по отношению к ДТ.

Увеличенные вязкость и плотность топлива оказывают значительное влияние на процессы распыливания и смесеобразования, вследствие чего увеличивается неполнота сгорания, образование нагара и лаковых отложений.

На первом этапе исследований при работе дизеля на чистом рапсовом масле не проводилось никаких оптимизационных мероприятий. В ходе проведения эксперимента и обработки получены данные, на основании которых проведен сравни-

тельный анализ рабочего процесса двигателя с использованием РМ и ДТ.

По результатам 1 этапа исследований был сделан вывод о необходимости доводки рабочего процесса. Для улучшения показателей необходимо:

- обеспечить подготовку топлива;
- обеспечить необходимые параметры топливоподачи для осуществления эффективного смесеобразования;
- - организовать процесс сгорания.

На основе анализа полученных данных решено было оптимизацию проводить в следующих направлениях:

- сокращение продолжительности ввода топлива в цикл;
- обеспечение оптимального момента начала впрыскивания топлива;
- достижение более высокой мелкости распыливания топлива;
- достижение более высокой равномерности концентрации топлива в поперечном сечении факела и по объему камеры сгорания дизеля;
- снижение дальности топливного факела.

Для достижения этих целей были проведены исследования влияния:

- угла опережения впрыскивания топлива;
- температуры топлива на входе в топливный насос высокого давления;
- давления начала впрыскивания топлива;
- эффективного проходного сечения распылителя.

Приоритетным в дальнейших исследованиях являлось улучшение экономических и экологических показателей.

Исследования развития топливного факела проводились на моторном стенде с использованием видеосистемы VS-CTT-285/X/E-2001/M. В результате обработки полученных снимков получены данные об изменении геометрических параметров топливного факелов (углов раскрытия, скорости распространения фронтальной части факела), и дана сравнительная оценка факелов РМ и ДТ по равномерности распределения капель в поперечном срезе факела.

По результатам обработки данных было установлено:

- топливный факел РМ имеет меньший угол раскрытия, разница, в зависимости от размера сравниваемых сопел, составляет 40-100%;

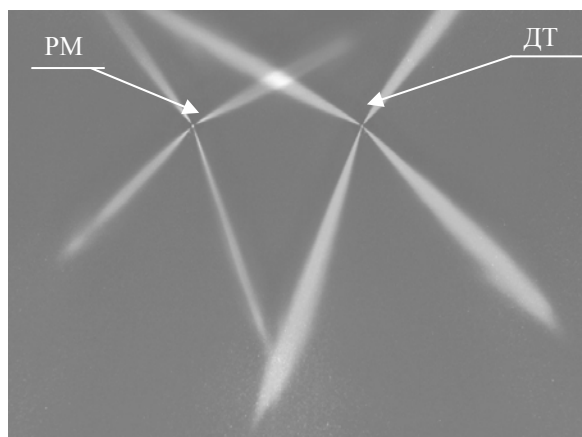


Рис. 1. Осредненные и совмещенные снимки факелов дизтоплива и рапсового масла на фазе активного впрыска

- процесс впрыскивания РМ начинается на 3-3,5 градуса поворота коленчатого вала позже, при одинаковом значении подъема иглы форсунки;
- в начальный момент факел ДТ имеет более высокую скорость, чем факел РМ; с удалением от сопла фронт факела ДТ быстрее теряет скорость, тогда как фронт факела РМ продолжает перемещение с примерно постоянной скоростью в исследованном диапазоне времени.
- дальнобойность факела РМ гораздо больше;
- факел РМ обладает более высокой неравномерностью распределения капель топлива по объему.

При завершении данного этапа исследований были намечены и проведены работы по следующим направлениям:

- изменение конструкции распылителя;
- работа дизеля на водотопливной эмульсии;
- подача сжатого воздуха в топливный факел при помощи специальной форсунки.

При подаче сжатого воздуха в топливный факел с помощью специальной форсунки в процессе истечения газожидкостной смеси через сопло распылителя возникает возможность взрывного эффекта, когда пузырьки сжатого воздуха на выходе из канала сопла лопаются, разрывая струю, дробя и распыливая топливо.

К преимуществам такого впрыскивания исследователи относят дополнительное диспергирование топлива и более качественное распределение его в окислителе за счет расширения пузырьков воздуха и газов на выходе из сопловых отверстий распылителя, и улучшение условий его воспламе-

нения, тем самым уменьшается вероятность образования зон, переобогащенных топливом.

Так как при применении РМ наблюдается ухудшение смесеобразования и увеличение продолжительности сгорания, связанные с особенностями физико-химических свойств, дополнительное перемешивание топливовоздушной смеси за счет явления «микровзрывов» позволит улучшить экономические и экологические показатели.

Исследования показали, что добавка воздуха к топливу при различном давлении приводит к увеличению индикаторного КПД в области средних и максимальных нагрузок до 7%, однако при режимах близких к холостому ходу при совместной подаче топлива и воздуха наблюдается некоторое ухудшение индикаторного КПД. Было выявлено оптимальное значение давления воздуха в системе, при котором индикаторный КПД цикла на номинальном режиме имеет максимальный КПД, а показатели токсичности (содержание окиси углерода и сажи в отработавших газах) – минимальное.

При применении водотопливных эмульсий (ВТЭ), как способа интенсификации сгорания улучшение качества смесеобразования обеспечивается за счет физических факторов:

- более тонкое распыливание топлива;
- дополнительное дробление капель топлива, благодаря эффекту «микровзрыва»;
- снижение локальной концентрации топлива внутри топливной струи.

Химическая сторона процесса связана с каталитическим воздействием водяного пара на процесс сгорания: в результате термической диссоциации образующаяся ОН группа ускоряет процесс горения углеводородного топлива;

По результатам испытаний было выявлено улучшение экономичности работы двигателя. Индикаторный КПД увеличился до уровня, соответствующего работе двигателя на ДТ, а удельный индикаторный расход топлива отличается лишь на величину пропорциональную разности низшей теплоты сгорания РМ и ДТ.

Использование смесей топлив на основе РМ и ДТ позволяет достаточно просто изготовить топливо в условиях самого хозяйства и предполагает использование данного вида топлива без изменения конструкции двигателя, что является существенным достоинством, способствующим переходу на данный вид альтернативного топлива.

Были исследованы следующие топлива:

- 100% рапсовое масло (РМ);
- 100% дизельное топливо. (ДТ);
- 25% ДТ + 75% РМ;
- 50% ДТ + 50% РМ;
- 75% ДТ + 25% РМ.

По мере увеличения доли РМ максимальное давление цикла P_z снижается, зато значительно увеличивается максимальное давление в топливной магистрали P_f , что приводит к увеличению динамических нагрузок и, соответственно, уменьшению ресурса основных деталей и узлов топливной аппаратуры.

Экспериментальное исследование параметров рабочего процесса дизеля при использовании ДТ (метилового эфира РМ) в качестве топлива проводилось в рамках краевой программы «Рапс-биодизель».

Целью исследований было сравнение параметров рабочего процесса дизеля при работе на следующих образцах топлива: ДТ и двух опытных образцов метилового эфира рапсового масла (МЭРМ). Основное отличие данных двух образцов топлив состоит в разном количестве МЭРМ. Для образца №1 характерно наличие большего количества МЭРМ и, соответственно, меньшее количество РМ. В образце №2 уменьшено количество МЭРМ и увеличено количество РМ.

Исследования показали:

- применение образца №2 с увеличенным содержанием РМ практически не влияет на мощностные и экономические параметры дизеля;
- различие химического состава образца №2 предопределяет увеличение продолжительности сгорания, что приводит к некоторому увеличению теплонпряженности деталей, снижению выбросов

NO_x и увеличению выбросов С и CO .

Заключение

Проведенные исследования позволили сравнить показатели рабочего процесса дизеля для отработки различных технологий получения биотоплив. Также они позволили оценить экономические и экологические параметры рабочего процесса, возможности их улучшения с помощью регулировочных и конструктивных мероприятий.

Проведены работы по применению смесевых топлив на основе использования дизельного топлива, рапсового масла, биодизельного топлива и биоэтанола. Подобные работы позволяют создать перспективные моторные топлива, удовлетворяющие требованиям EVRO - IV и EVRO – V.

Дальнейшим направлением исследований является создание опытной установки с системой «Common Rail», работающей на биотопливах.

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

Список литературы:

1. Demirbas A. Biodiesel: a realistic fuel alternative for diesel engines / Demirbas A.-Springer-Verlag London Limited. – 2008.-208 p.
2. The biodiesel handbook / AOCS Press, Champaign, Illinois. – 2005.-303 p.
3. Биотопливо вместо солярки, выход из «нефтяного» тупика / Агро-Информ, октябрь 2006 (96).
4. Марченко А.П. Сравнительная оценка эффективности применения растительных топлив в дизельном двигателе / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.А.Осетров, В.Смайлис, В. Сенчила // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – с.46-51.

УДК 621.1.018

А.П. Поливянчук, канд. техн. наук

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ СТАБИЛИЗАЦИИ РАБОЧИХ ФИЛЬТРОВ НА МАССУ НАВЕСКИ ДИЗЕЛЬНЫХ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ

Введение

Одним из этапов сертификационной процедуры измерения массового выброса твердых частиц (ТЧ) с отработавшими газами (ОГ) дизеля является стабилизация рабочих фильтров перед их взвешиванием. Фильтры с собранными ТЧ выдерживаются в специальной камере или комнате в течение

определенного промежутка времени – τ_{st} при заданной температуре – t_{st} . Нормативными документами установлены допустимые диапазоны варьирования данных параметров: при испытаниях дизелей легковых автомобилей (в соответствии с Правилами R-83 [1]) - $\tau_{st} = 2...80$ час, $t_{st} = 22 \pm 3$ °C; при испытаниях дизелей грузовых автомобилей и автобу-

сов (в соответствии с Правилами R-49 [2]) - $\tau_{st} = 2...36$ час, $t_{st} = (20...30) \pm 6$ °C.

Результаты исследований ведущих фирм-производителей оборудования для экологической диагностики дизелей показывают, что параметры процесса стабилизации рабочих фильтров - величины τ_{st} и t_{st} влияют на определяемые значения массы навески ТЧ - m_f , что является причиной возникновения методической погрешности измерений данной величины - δm_f^{st} [3-5]. Учет указанной погрешности позволяет уменьшить неопределенность измерения величины m_f и повысить точность определения массового выброса ТЧ с ОГ дизеля.

Постановка задачи

Цель исследований - оценка неопределенности измерений массы навески ТЧ, возникающей в результате влияния на данную величину парамет-

ров процесса стабилизации рабочих фильтров. Для достижения данной цели решены следующие задачи:

1. Анализ экспериментальных данных о влиянии параметров τ_{st} и t_{st} на величину m_f .
2. Разработка методики оценки погрешности δm_f^{st} .
3. Оценка неопределенности измерений массы навески ТЧ в ходе выполнения сертификационных испытаний дизелей легковых и грузовых автомобилей и разработка рекомендаций по снижению погрешности δm_f^{st} .

Анализ экспериментальных данных

Для оценки влияния процесса стабилизации рабочих фильтров на массу навески ТЧ использованы результаты экспериментальных исследований, проведенных фирмой Mitsubishi (рис. 1) [3].

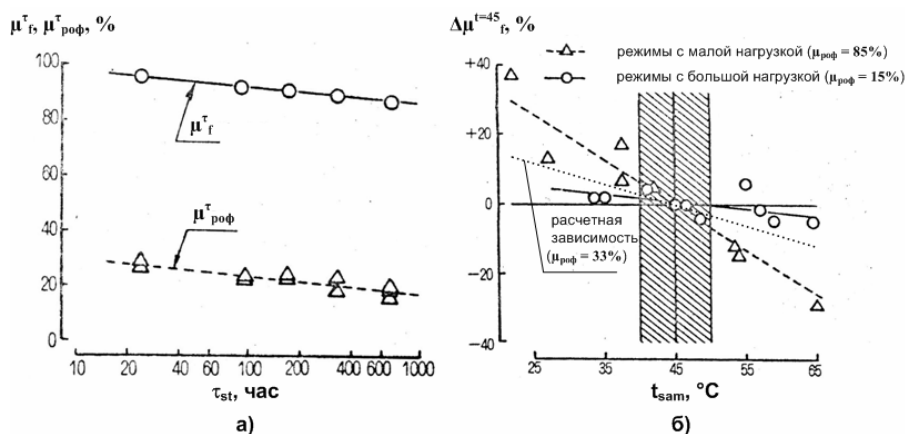


Рис. 1. Экспериментальные данные о неопределенности результатов измерения массы навески ТЧ:

- а) влияние τ_{st} на относительные массы навески ТЧ - μ_f и РОФ - μ_{rof} ;
- б) влияние температуры пробы перед фильтрами t_{sam} на отклонения $\Delta\mu_f$

Данные, представленные на рис. 1, а, свидетельствуют о снижении относительной массы навески ТЧ - μ_f с ростом продолжительности периода стабилизации по логарифмической зависимости. Причина изменения величины μ_f состоит в уменьшении количества растворимой органической фракции (РОФ) вследствие испарения углеводородов с поверхности ТЧ.

На рис. 1, б отражено влияние на массу навески ТЧ температуры газовой пробы, протекающей через фильтры для отбора ТЧ - t_{sam} . В диапазоне $t_{sam} = 25 \pm 5$ °C можно считать, что $t_{sam} \approx t_{st}$. Эксперимент показал, что на режимах с малой нагрузкой и высоким содержанием РОФ в ТЧ влияние температуры t_{sam} на массу навески более существенное, чем на режимах с большой нагрузкой и низким содержанием РОФ в ТЧ.

Выполнив переход от логарифмической шкалы величины τ_{st} к равномерной (см. рис. 1, а), получим значение исходной функции $\mu_f(\tau_{st})$:

$$\mu_f = 100 - 5,15 \cdot \lg\left(\frac{\tau}{2}\right). \quad (1)$$

Дифференцируя данную зависимость, получим выражение для скорости изменения относительной массы навески ТЧ (рис. 2):

$$\frac{d\mu_f}{d\tau} = -2,24 \frac{1}{\tau}. \quad (2)$$

Анализ выражений (1) и (2) показывает, что масса навески ТЧ, измеренная при $\tau_{st} = 2$ час, с ростом продолжительности периода стабилизации фильтров уменьшается: при $\tau_{st} = 10$ час - на 3,6% (со скоростью 1,1...0,2 %/час); при $\tau_{st} = 36$ час - на 6,4% (со скоростью 0,2...0,06 %/час); при $\tau_{st} = 80$ час - на 8,2% (со скоростью 0,06...0,03 %/час). При

этом, начиная с $\tau_{st} = 20$ час и более, скорость уменьшения массы навески ТЧ не превышает 0,1 %/час.

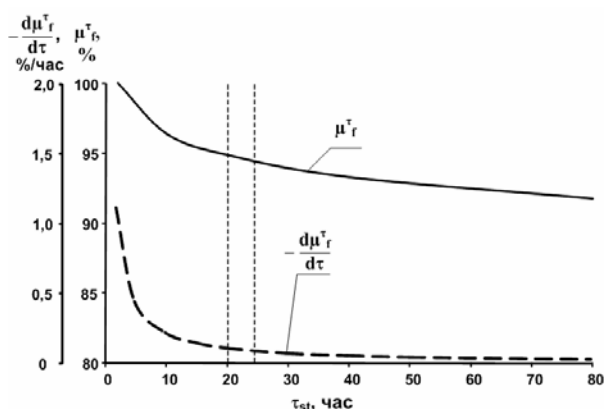


Рис. 2. Исходная функция $\mu_f^{\tau}(\tau_{st})$ и ее производная

Используя данные о содержании РОФ в ТЧ, собранные в ходе выполнения процедуры сертификационных испытаний дизеля (см. рис.1, а – $\mu_{роф} = 33\%$), а также допущение о пропорциональности величины $\mu_{роф}$ и углового коэффициента, отражающего влияние t_{sam} на $\Delta\mu_f^t$ (см. рис. 1, б), получим расчетную зависимость для оценки влияния температуры t_{sam} на массу навески ТЧ:

$$\Delta\mu_f^{t=45} = k_{45} \cdot (t_{sam} - 45^{\circ}\text{C}),$$

где $k_{45} = -0,55$ – угловой коэффициент, соответствующий $\mu_{роф} = 33\%$ и температуре сравнения $t_{sam} = 45^{\circ}\text{C}$.

Методика оценки неопределенности массы навески ТЧ

Методическая погрешность измерений массы навески ТЧ рассматривается, как сумма двух составляющих, учитывающих влияние на m_f продолжительности и температуры процесса стабилизации фильтров:

$$\delta m_f^{st} = \Delta\mu_f^{\tau} + \Delta\mu_f^t. \quad (4)$$

Величина $\Delta\mu_f^{\tau}$ определяется по формуле:

$$\Delta\mu_f^{\tau} = 100 - \mu_f^{\tau} = -5,15 \cdot \lg \frac{\tau}{2} \quad (5)$$

Для вычисления величины $\Delta\mu_f^t$ используется зависимость (рис. 3):

$$\Delta\mu_f^t = k_{t_0}(t - t_0), \quad (6)$$

где k_{t_0} – коэффициент пропорциональности; t_0 – заданная температура стабилизации фильтров: при выполнении требований Правил R-83 – 22°C ; при выполнении требований Правил R-49 – любая температура из диапазона $20...30^{\circ}\text{C}$.

Значение коэффициента k_{t_0} определяется с помощью выражения:

$$k_{t_0} = \frac{k_{45}}{0,01 \cdot k_{45}(t_0 - 45) + 1}. \quad (7)$$

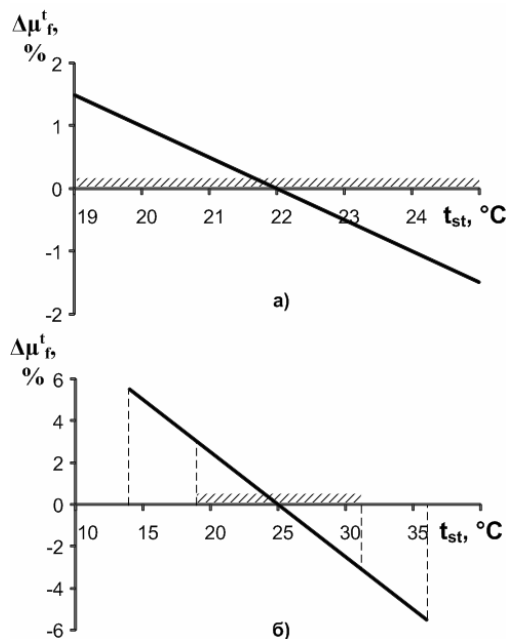


Рис. 3. Влияние температуры t_{st} на массу навески ТЧ

а) в диапазоне $t_{st} = 22 \pm 3^{\circ}$;
б) в диапазоне $t_{st} = (20...30) \pm 6^{\circ}\text{C}$

Рекомендации по уменьшению δm_f^{st} , результаты исследований

Анализ экспериментальных данных, полученных фирмой Mitsubishi, показывает, что погрешность δm_f^{st} может быть существенно снижена. Для этого рекомендуется сократить диапазоны варьирования параметров τ_{st} и t_{st} до интервалов: $\tau_{st} = 22 \pm 2$ час и $t_{st} = 22 \pm 1^{\circ}\text{C}$.

Результаты оценки погрешности δm_f^{st} по методике, изложенной выше, показывают (рис. 4):

- при значениях τ_{st} и t_{st} , установленных требованиями Правил R-83, разброс показаний массы навески ТЧ составляет 12,2%: $\delta m_f^{st} = -10,7...1,5\%$;
- при значениях τ_{st} и t_{st} , установленных требованиями Правил R-49, разброс показаний массы навески ТЧ составляет 12,4%: $\delta m_f^{st} = -9,4...3,0\%$;
- при варьировании параметров τ_{st} и t_{st} в рекомендуемых диапазонах разброс показаний массы навески ТЧ уменьшается в 8,8 раз и составляет 1,4%: $\delta m_f^{st} = -0,7...0,7\%$.

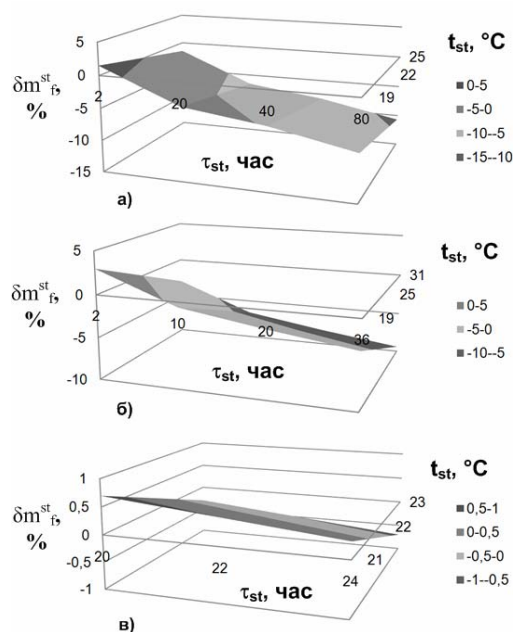


Рис. 4. Оценка методической погрешности $\delta m_{f, st}^{st}$ а) при испытаниях легковых автомобилей (R-83); б) при испытаниях грузовых автомобилей (R-49); в) при выполнении сделанных рекомендаций

Выводы

1. Неопределенность результата измерений массы навески ТЧ составляет: при испытаниях дизелей легковых автомобилей (требования Правил R-83: $\tau_{st} = 2 \dots 80$ час, $t_{st} = 22 \pm 3$ °C) – 12,2 %; при испытаниях дизелей грузовых автомобилей (требования Правил R-49: $\tau_{st} = 2 \dots 36$ час, $t_{st} = (20 \dots 30) \pm 6$

°C) – 12,4 %.

2. Сокращение допустимых диапазонов варьирования температуры – t_{st} и продолжительности – τ_{st} процесса стабилизации фильтров до интервалов: $t_{st} = 22 \pm 1$ °C и $\tau_{st} = 22 \pm 2$ час позволяет уменьшить неопределенность результата измерения массы навески ТЧ до 1,4%, т.е. в 8,8 раз.

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 2. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines and vehicles equipped with C.I. engines 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. – 61 p.
3. Nobuyoshi H. Measurement of diesel exhaust emissions with mini-dilution tunnel / H. Nobuyoshi, F. Izumi, S. Taceshi // SAE Techn. Pap. Ser. – 1989. – No 890181. – 12 p.
4. Smart Sampler PC SPC 472. Operating Manual. Diesel particulate dilution and sampling equipment. AVL, Austria, 1993. – 69 p.
5. Engeljehring K. Meeting ISO 8178 Requirements for the Measurement of Diesel Particulates with Partial-Flow Dilution Systems / K. Engeljehring, W. Schindler, Sulzer // SAE Technical Paper Series 932466. – 1993. – 10 p.

УДК 621.433:662.767.2

И.П. Васильев, канд. техн. наук

МЕТОДЫ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ И ПАРНИКОВЫХ ГАЗОВ ПРИ РАБОТЕ ДВИГАТЕЛЕЙ НА АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВАХ

Постановка проблемы

В настоящее время перед человечеством стоят две глобальные проблемы: истощение энергетических ресурсов и изменение климата, вызванное сжиганием невозобновляемых углеводородных топлив и выделением парниковых газов (ПГ), оговоренных Киотским протоколом (CO_2 , CH_4 , N_2O).

В свете этого предпочтение следует отдавать возобновляемым энергоносителям, например, топливам из биомассы первого поколения (биодизельному топливу, растительным маслам, биогазу) [1]. За ними последуют топлива второго поколения, которые могут получать из любой биомассы. В

перспективе появляется возможность производить биотоплива с заданными характеристиками путем селективных и генетических изменений растений.

Использование новых топлив предопределяет изменение не только уровня вредных выбросов (ВВ) отработавших газов (ОГ), но и появление новых веществ, например, от добавок в систему нейтрализации.

Постоянно происходит ужесточение норм на ВВ с ОГ, которые изменением только рабочего процесса двигателя практически невозможно обеспечить. Это предопределяет совершенствование

существующих и разработку новых систем нейтрализации и получения катализаторов [2].

При этом появляется необходимость учета ущерба не только от традиционных ВВ ОГ, оксидов азота и дисперсных частиц (ДЧ), но и от ПГ, поскольку уже определены стоимость единицы теплового эквивалента и соотношения между ПГ.

Согласно Киотскому протоколу к парниковым газам относятся вещества, приведенные в таблице и они соответственно соотносятся с CO₂ по директиве 2009/30/ЕС, вступающей в силу с июля 2010 года.

Таблица. Парниковые газы и их общий тепловой эквивалент

Химическая формула	Общий тепловой эквивалент	Отражены в Киотском протоколе
CO ₂	1	х
CH ₄	23	х
N ₂ O	296	х
CO	4	
NH ₃	6	
NO _x	12	
CHF ₃	11700	
CF ₄	6500	х
SF ₆	22800	

Использование различных восстановителей в системах нейтрализации предопределяет учет ущерба от не прореагировавших газов восстановителей, например, NH₃.

При использовании альтернативных топлив, например, метана в газовых двигателях его парниковое воздействие в ОГ становится определяющим. Поэтому для объективной оценки воздействия ОГ необходима их комплексная оценка [3].

При работе на альтернативных топливах необходимо оценивать изменение уровней выбросов и качественный состав ОГ, а также возможность появления новых компонентов ОГ, например, при работе двигателей на метане. Также следует учитывать, что метан является и ВВ и ПГ и это требует учета этих двух воздействий [4].

При работе на водороде в некоторых случаях отмечен повышенный выход оксидов азота [5].

А при работе двигателей на биотопливах, содержащих около 10% кислорода, наблюдается повышенный выход оксидов азота примерно на 10% и увеличенная дисперсность ДЧ, что является отри-

цательным фактором и требует специальных мероприятий по их уменьшению, например, с помощью обычных фильтров или электрокаталитических фильтров (ЭКФ) [1].

Системы нейтрализации ОГ

Использование альтернативных топлив в ДВС предопределяет оценку изменения уровня не только традиционных ВВ, но ПГ и новых веществ.

Все это требует разработку комбинированных систем нейтрализации, обеспечивающих выполнение все ужесточающихся норм на ВВ с ОГ. Причем для эффективной работы этих систем необходимо использование диагностирования с применением необходимых датчиков, например, кислорода, аммиака и оксидов азота.

На рис. 1 представлены способы по обеспечению норм Евро 4 и Евро-5.

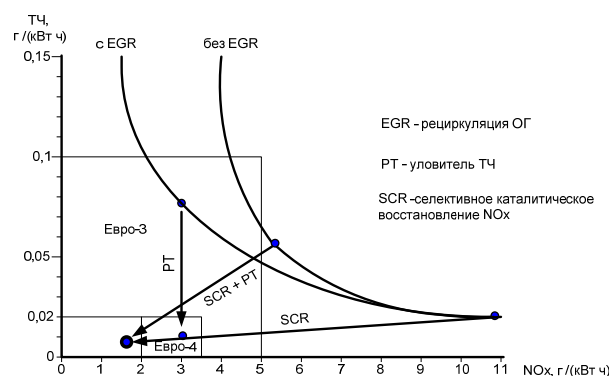


Рис.1. Комплексные системы нейтрализации для обеспечения норм Евро 4 и Евро-5

Комбинация из системы рециркуляции (EGR) и ловителя твердых частиц (PT) позволяет обеспечить нормы Евро-4, но только система SCR позволяет обеспечить нормы Евро-5 от уровня ТЧ 0,02 г/(кВт·ч) и NOx 11 г/(кВт·ч). При более высоком уровне выделения ТЧ 0,06 г/(кВт·ч) необходима комбинация систем SCR и PT.

Селективное каталитическое восстановление

В схемах SCR NO доокисляется до NO₂ и аммиаксодержащее вещество мочевины на специальном катализаторе разлагается с образованием аммиака, который затем восстанавливает NO₂ [6].

Недостатком данной системы является необходимость окисления NO до NO₂, который вреднее, чем NO. Согласно стехиометрическим уравнениям при восстановлении NO₂ требуется в два раза больше аммиака, чем при восстановлении NO. Так для восстановления 3 молекул NO необходимо 2 моле-

кулы NH_3 ($\text{NH}_3/\text{NO}=0,667$), а для восстановления 3 молекул NO_2 необходимо 4 молекулы NH_3 ($\text{NH}_3/\text{NO}=1,33$).

Для восстановления NO_2 используется водный раствор с 32,5 % мочевины. И при его введении в нейтрализатор происходит снижение температуры ОГ за счет испарения воды примерно на 60°C , что приводит к снижению эффективности. Поэтому рекомендуется применение восстановителя в виде газа – аммиака и не рационально доокислять NO до NO_2 .

Предложена схема восстановления оксидов азота с помощью газа аммиака [7], которая имеет эффективность 87% [8].

Для этих целей был подобран катализатор состава $\text{CuO}:\text{Cr}_2\text{O}_3\text{-}5\%:\text{5\%}$, на котором происходит регенерация сажи, начиная с температуры 250°C .

Выявлено, что работы SCR с кипящим слоем катализатора обеспечивают снижение гидравлического сопротивления при повышении степени использования аммиака.

На основании проведенных исследований была разработана и внедрена система SCR для реостатных испытаний тепловозов на Луганском тепловозостроительном заводе.

Снижение вредного воздействия ДЧ

По мере разработки мероприятий по снижению выбросов ДЧ ОГ выявились новые направления исследований [9]. Если раньше делался упор на снижение массового содержания частиц, то теперь обращается внимание на дисперсность частиц [10], а в перспективе на количество частиц в единице объема.

Наряду с традиционными системами снижения ДЧ: дожигателями, фильтрами и каталитическими нейтрализаторами, начинает использоваться электрическое коронное поле, например, в ЭКФ.

При одинаковом объеме и высоте слоя катализатора в ЭКФ эффективность по улавливанию сажи выше. Это объясняется тем, что под воздействием электрического поля происходит коагуляция ДЧ, которые осаждаются на осадительном электроде.

Но при этом необходимо решить задачи защиты изолятора и удаления ДЧ или механическим путем или путем регенерации.

Схема работы ЭКФ представлена на рис. 2 и описана в работе [11].

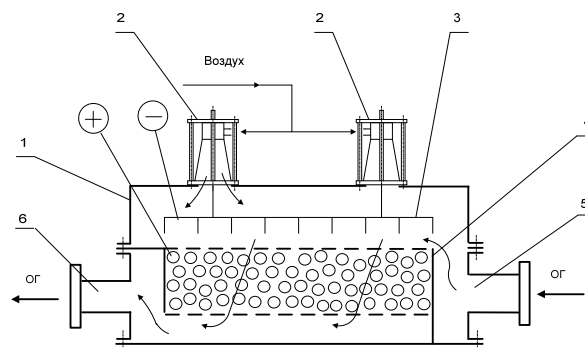


Рис. 2. Схема ЭКФ

1-корпус; 2-изолятор; 3-коронирующий электрод; 4-осадительный электрод; 5-впускной патрубок; 6-выпускной патрубок

ЭКФ состоит из корпуса, на котором устанавливается крышка, содержащая два изолятора. На изоляторах крепится коронирующий электрод. Для защиты изоляторов от отложений сажи они продуваются воздухом. В качестве осадительного электрода используется катализатор, расположенный между двумя металлическими решетками. На коронирующий электрод подается отрицательный потенциал, на осадительный – положительный. При работе дизеля ДЧ в зоне коронирующего электрода заряжаются, а затем осаждаются в фильтрующем каталитическом слое осадительного электрода, что при низком гидравлическом сопротивлении обеспечивает более эффективное улавливание частиц до 80%, что на 40 % выше, чем без электрического поля. При этом происходит коагуляция частиц сажи.

С увеличением температуры ОГ эффективность улавливания падает, что предопределяет место его установки после системы нейтрализации рис. 3.

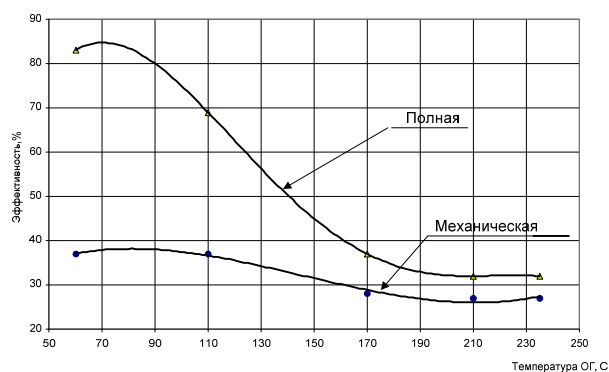


Рис. 3. Эффективность ЭКФ от температуры

Ионная имплантация – способ нанесения катализаторов

Составляющим элементом нейтрализаторов являются катализаторы. Одним из современных способов приготовления катализаторов, который относится к области нанотехнологии, является ионная имплантация (ИИ). Схема установки ИИ представлена на рис. 4 и описана в работе [2].

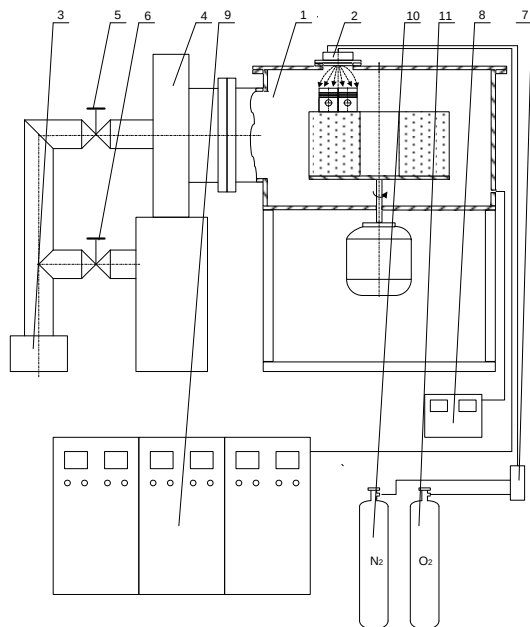


Рис. 4. Схема установки ИИ

1-вакуумная камера; 2-источник ионов; 3-форвакуумный насос; 4-высоковакуумный агрегат; 5-вентиль предварительной откачки; 6-вентиль основной откачки; 7-натекаль; 8-вакууметр; 9-блок питания и управления; 10-баллон с азотом; 11-баллон с кислородом

Установка содержит вакуумную камеру, вакуумные насосы и источник ионов. В источнике ионов используются сменные пластины, с поверхностей которых под высоким напряжением отрываются ионы металла, которые бомбардируют поверхность наносимой детали. Принципиальным отличием ИИ является то, что ионы катализатора внедряются в поверхность без резкой границы раздела, что исключает их скалывание.

Этот способ был апробирован на катализаторах на лабораторной установке ОАО «АЗОТ» (г. Северодонецк), на прецизионных поверхностях деталей топливной аппаратуры ЯЗДА (г. Ярославль). Использован при нанесении катализаторов на поверхности камер сгорания дизелей ЗИЛ-6451 (ОАО «завод им. И. А. Лихачева», г. Москва), ГАЗ 5601 «STEYR» (ОАО «ГАЗ», г. Нижний Новгород).

Разработаны установки для промышленного нанесения катализаторов как на керамические носители, так и на детали камер сгорания.

Перспективы развития систем нейтрализации

Одной из важнейших задач нейтрализации ОГ является комбинация элементов систем нейтрализации с целью обеспечения высокой эффективности очистки при минимальных выбросах не прореагировавшего восстановителя. Для этого необходимы использование соответствующих датчиков и реализация эффективных алгоритмов управления, контролирующей работу на протяжении всего времени эксплуатации. Примером такой системы является схема СКВ, представленная на рис. 5 [15].

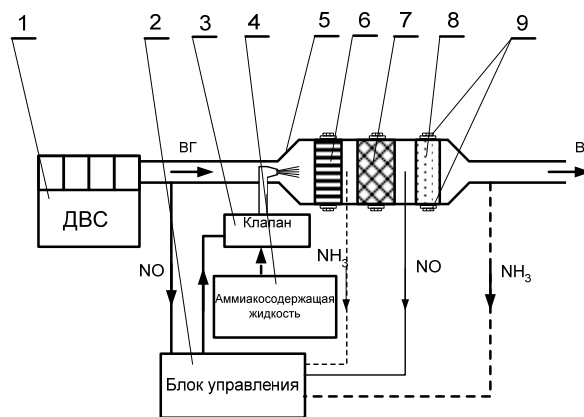


Рис. 5. Схема СКВ с датчиками аммиака и оксидов азота

1-ДВС; 2-блок управления; 3-регулирующий клапан; 4-емкость с аммиаком; 5-нейтрализатор; 6-катализатор разложения мочевины; 7-катализатор восстановления оксидов азота; 8-катализатор разложения аммиака; 9-заглушки

Схема обеспечивает контроль над работой нейтрализатора и отслеживает снижение активности и выход из строя различных ступеней катализаторов.

Постановка задачи по моделированию процессов нейтрализации ОГ

Для оценки процессов нейтрализации необходимо применение уже используемых и разработка новых математических моделей:

- рабочего процесса и образования ВВ и ПГ двигателя при работе на альтернативных топливах;
- кинетики восстановления оксидов азота;
- эффективности работы нейтрализатора с неподвижным и кипящим слоями катализаторов;

- процесса восстановления оксидов азота и окисления СН и СО;
- механизма коагуляции сажи в ЭКФ;
- регенерации ДЧ.

Заключение

Путем изменения рабочего процесса уже практически невозможно обеспечить все более ужесточающиеся нормы на ВВ с ОГ. Использование альтернативных топлив приводит к изменению уровней выделения ВВ, ПГ и появлению новых ненормируемых ВВ, что предопределяет совершенствование систем нейтрализации ОГ. Так, использование биотоплив приводит к росту оксидов азота и уменьшению дисперсности ДЧ.

Это требует применения новых и усовершенствованных способов нейтрализации, например, SCR, обеспечивающий выполнение норм Евро-5, и применение ЭКФ.

Важным фактором является привлечение современных технологий (нанотехнологии) для приготовления катализаторов, например, способом ионной имплантации.

В методиках расчета ущерба необходимо учитывать не только ВВ, но и ПГ и не прореагировавшие газы восстановители. Математические модели должны включать расчеты систем нейтрализации с учетом процессов SCR, коагуляции ДЧ в ЭКФ и их регенерации.

Совершенствование систем нейтрализации должно идти по пути создания внутренних систем диагностирования с использованием датчиков оксидов азота, аммиака и кислорода.

В перспективе необходимо введение норм на выбросы ПГ и восстановителей с ОГ двигателей.

Список литературы:

1. 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. 2. Васильев И. П. Внутрицилиндровый катализ в дизелях. / И. П. Васильев, О. В. Ключ. Калининград: КГТУ, 2008. – 133 с. 3. Крайнюк А. И. Комплексная оценка эффективности использования топлив растительного происхождения в дизелях / А. И. Крайнюк., И. П. Васильев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С. 77–81. 4. Васильев И. П. Методика оценки ущерба, наносимого отработавшими газами ДВС при использовании в качестве топлива метана / И. П. Васильев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 94–96. 5. Effect of water injection and spark timing on the nitric oxide emission and combustion parameters of a hydrogen fuelled spark ignition engine / Subramanian V., Mallikarjuna J. M., Ramesh A. // A. Int. J. Hydrogen Energy. – 2007. – 32. – №9. – pp. 1159–1173. 6. Patent 2009/0133383 A1 US, F 01N 3/20. Selective NOx catalytic reduction system including an ammonia sensor / Mark A. Shost; Заявитель и патентообладатель Delphi technologies, INC. – №11/998073; заявл. 28.11.07; опубл. 28.05.09. 6. Звонов В.А. Исследование каталитической нейтрализации отработавших газов дизеля / В. А. Звонов З. Т. Звонова, П. П. Фесенко, И. П. Васильев // Двигатели внутреннего сгорания. – 1978. – № 28. – С. 121–127. 7. Патент на к/м № 37424 Україна, F 01 N 3/00. Спосіб селективного відновлення оксидів азоту відпрацьованих газів дизеля / Васильєв І. П.; Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (UA). – № у 200808381; Заявлено 23.06.08; Опубл. 25.11.08. Бюл. №22. 8. Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей // В. А. Звонов, Г. С. Корнилов, А. В. Козлов, Е. А. Симонова. - М.: Издательство Прима-Пресс-М, 2005. – 312 с. 9. Fuel economy and environmental characteristics of biodiesel and low sulfur fuels in diesel engines // J. Krahel, A. Munack, O. Schröder, H. Stein, A. Hassaneen // Landbauforschung Völkenrode. – 2005. – № 2 (55). – S. 99–106. 10. Заиграев Л.С. Исследование эффективности сажевого электромеханического фильтра при повышенных температурах / Л. С. Заиграев, А. С., Попов, Васильев, А. М. Красносельский // Экология двигателя и автомобиля: Сб. науч. тр. НАМИ. – М., 1998. – С. 91 – 95. 11. Патент на к/м № 40343 Україна, F 01 N 3/00. Спосіб діагностування роботи нейтралізатора селективного відновлення оксидів азоту при роботі на альтернативних паливах / Васильєв І. П.; Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (UA). – № у 200811299; Заявлено 18.09.08; Опубл. 10.04.09. Бюл. №7.

В.В. Драгобецкий, д-р техн. наук, В.М. Шмандий, д-р техн. наук, Е.В. Харламова, инж.

ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ ПРОЦЕССА ИМПУЛЬСНОГО ФОРМОИЗМЕНЕНИЯ ЛИСТОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВС ЗАМКНУТОЙ ФОРМЫ

Введение

Одним из прогрессивных методов изготовления деталей двигателей летательных аппаратов, имеющих сложную геометрическую форму и изготавливаемых из сварных цилиндрических заготовок, является гидровзрывная штамповка. Применение штамповки взрывом на автодвигательных предприятиях позволило аннулировать трудоемкий процесс выкатки деталей с нагревом, получить стабильные размеры деталей, увеличить ресурс работы узлов и агрегатов. Но при этом все-таки формируется достаточно высокий уровень экологической опасности, связанный с загрязнением окружающей среды.

При формоизменении тонколистовых заготовок могут возникать местные очаги повышенной деформации. Результаты штамповки во многом зависят от способности материала к пластической разгрузке пиковых напряжений, вызываемых концентраторами [1,2].

Особенности импульсного формоизменения деталей замкнутого контура из труднодеформируемых сплавов, имеющих местные очаги повышенной деформации, изучены недостаточно. Проблема предотвращения и устранения локализации деформаций, связанных с наличием очагов повышенной деформации, является чрезвычайно важной при проектировании и расширении предельных возможностей гидровзрывной штамповки тонколистовых деталей замкнутого контура.

Результаты исследований

В процессах формоизменения сварных цилиндрических заготовок могут возникать неустойчивые состояния, приводящие к появлению сосредоточенных деформаций (шейкообразование, полосы скольжения, вторичные полосы скольжения, волнистость (выпучивание)), недопустимых в готовых изделиях. Поэтому обеспечение отсутствия локализации деформаций в процессе пластического формоизменения является важной задачей, решение которой позволит повысить эксплуатационную надежность получаемых изделий, особенно в усло-

виях действия циклического нагружения, предупредить разрушение в процессе изготовления детали, а также выявить способы формоизменения, обеспечивающие максимальную деформируемость без разрушения.

Для оценки устойчивого деформирования используются следующие критерии:

1) деформация устойчива до момента достижения нагрузкой максимального значения;

2) предельное состояние наступает, если $d\sigma'_i = d\sigma''_i$, где $d\sigma'_i$ - приращение интенсивности напряжений, протекающее за счет изменения размеров тела; $d\sigma''_i$ - приращение интенсивности напряжений, связанное с упрочнением материала. Другими словами, упрочнение материала перестает компенсировать уменьшение площади поперечного сечения;

3) деформирование материала устойчиво в малом, если мощность бесконечно малых приращений обобщенных сил (dFi) на соответствующих бесконечно малых приращениях скоростей обобщенных перемещений неотрицательна:

$$dFi \cdot dVi \geq 0. \quad (1)$$

Оценим величины критических деформаций при взрывной раздаче и при радиально-ротационном профилировании цилиндрической заготовки.

Уравнения движения оболочки при взрывной раздаче имеет вид:

$$\rho \frac{d^2 u}{dt^2} = \frac{p(t)}{\delta} - \frac{\sigma_\theta}{R} \quad (2)$$

где $u = R - R_0$ - перемещение оболочки в радиальном направлении; R_0 и R - начальный и текущий радиусы оболочки; ρ - плотность материала оболочки; $\delta = \delta_0 \left(\frac{R_0}{R} \right)^{0.5}$ - текущая толщина; σ_θ - окружное напряжение; t - время.

При радиально-ротационном профилировании уравнение движения оболочки принимает вид:

$$\rho \cdot \omega^2 \cdot (R_0 + u) = \frac{p(t)}{\delta} - \frac{\sigma_\theta}{R}, \quad (3)$$

где ω - угловая скорость вращения оболочки.

Для анализа локализации деформаций при динамическом нагружении материала в условиях сложного напряженного состояния используют постулат устойчивости Друкера с наложенными на него ограничениями. Тогда локализация деформаций при динамическом нагружении будет возможна при выполнении двух условий

$$\left. \begin{aligned} dF_i \cdot dv_i &\leq 0; \\ \frac{d\dot{\varepsilon}_i}{d\varepsilon_i} &\geq 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где F_i - внутренние обобщенные силы; v_i - скорость.

Рассмотрим процесс взрывной штамповки тонкостенных цилиндрических заготовок. Считаем материал заготовки изотропно упрочняющимся, для которого справедливо условие пластичности Мизеса-Генки и ассоциированный с ним закон пластического течения. При формоизменении деформированная заготовка представляет собой поверхность двойной кривизны. В соответствии с критерием (4) для плоского напряженного состояния при динамическом нагружении локализация деформаций возможна при:

$$\left. \begin{aligned} dF_1 dv_\theta + dF_2 dv_p &\leq 0 \\ \frac{d\dot{\varepsilon}}{d\varepsilon} &\geq 0 \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

где $v_\theta = \dot{\varepsilon}_\theta S_\theta$ и $v_p = \dot{\varepsilon}_p S_p$ - скорости растяжения в соответствующих направлениях;

$\dot{\varepsilon}_\theta = \frac{dS_\theta}{S_\theta dt}$ и $\dot{\varepsilon}_p = \frac{dS_p}{S_p dt}$ - скорости деформаций;

θ и p - криволинейные координаты; S_θ , S_p , δ - размеры элемента поверхности двойной кривизны.

Условие несжимаемости элемента оболочки принимает вид:

$$\frac{dS_\theta}{S_\theta} + \frac{dS_p}{S_p} + \frac{d\delta}{\delta} = 0. \quad (6)$$

Проведем анализ локальной потери устойчивости кольца. Критерий (1) с учетом внешних обобщенных сил имеет вид:

а) для импульсного нагружения с учетом внешних обобщенных сил

$$\{d[p(t) \cdot 2\pi R \cdot h] - d[\delta \rho \ddot{R} 2\pi R \cdot h]\} d\dot{R} \geq 0, \quad (7)$$

где h - высота трубы;

б) для вращающейся трубы

$$\{d[p(t) \cdot 2\pi R \cdot h] - d[\delta \rho R \omega 2\pi R \cdot h]\} d\dot{R} \geq 0 \quad (8)$$

Выражение (7) с учетом уравнения движения

(2) и условия несжимаемости $\frac{dR}{R} = -\frac{dh}{h}$ приводит-

ся к виду $dp \cdot d\dot{R} \geq 0$,

где $P = \dot{\sigma}_\theta = f(\varepsilon, \dot{\varepsilon})$

С учетом (6) условие (5) приводится к виду:

$$\begin{aligned} d\sigma_\theta d\dot{\varepsilon}_\theta + d\sigma_\theta d\varepsilon_\theta \cdot \dot{\varepsilon}_\theta - \sigma_\theta d\varepsilon_\theta \cdot d\dot{\varepsilon}_\theta - \\ - \sigma_\theta \cdot d\varepsilon_\theta d\varepsilon_\theta \dot{\varepsilon}_\theta + d\sigma_p d\dot{\varepsilon}_p + d\sigma_p d\varepsilon_p \dot{\varepsilon}_p - \\ \sigma_p d\varepsilon_p d\dot{\varepsilon}_p - \sigma_p d\varepsilon_p d\varepsilon_p \cdot \varepsilon_p \leq 0 \end{aligned} \quad (9)$$

Вводя обозначение,

$$\frac{\sigma_p}{\sigma_\theta} = m, \quad (10)$$

интенсивность напряжений запишется в виде

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_p - \sigma_\theta)^2} = \frac{1}{\sqrt{2}} (m - 1) \sigma_\theta, \quad (11)$$

а ассоциированный закон течения

$$\frac{d\varepsilon_p}{d\varepsilon_\theta} = \frac{2\sigma_p - \sigma_\theta}{2\sigma_\theta - \sigma_p} = \frac{m - 2}{2 - m} \quad (12)$$

Подставляя (10) в выражение для интенсивностей деформаций, получим

$$d\varepsilon_i = \sqrt{2} (d\varepsilon_p - d\varepsilon_\theta) = -2\sqrt{2} d\varepsilon_\theta \quad (13)$$

Выражения (11), (12), (13) подставляем в (9) и получаем условие возникновения неустойчивого состояния при импульсном динамическом нагружении

$$\begin{aligned} &\left\{ \left[\frac{\sqrt{2} d\sigma_i}{m - 1} - \frac{\sigma_i dm}{(m - 1)^2} \right] + \frac{\sigma_i \cdot d\dot{\varepsilon}_i}{2(m - 1)} \right\} \times \\ &\times \left(\frac{\dot{\varepsilon}_i d\varepsilon_i}{8} - \frac{d\dot{\varepsilon}_i}{2\sqrt{2}} \right) + \left(\frac{d\dot{\varepsilon}_i}{2\sqrt{2}} + \frac{\dot{\varepsilon}_i d\varepsilon_i}{8} \right) \times \\ &\times \left(\frac{md\sigma_i}{m - 1} - \frac{\sigma_i}{\sqrt{2}(m - 1)^2} - \frac{\sigma_i m \cdot d\varepsilon_i}{2(m - 1)} \right) \leq 0 \\ &\frac{d\dot{\varepsilon}_i}{d\varepsilon_i} \geq 0 \end{aligned} \quad (14)$$

Рассмотрим ряд простейших случаев:

а) одноосное напряженное состояния:

$m = 0$.

Условие устойчивости принимает вид:

$$\frac{d\sigma_i}{d\varepsilon_i \cdot \sigma_i} - 1 \leq 0;$$

$$\frac{d\dot{\varepsilon}_i}{d\varepsilon_i} \geq 0;$$

б) равномерное двухосное растяжение: $m = 1$;

$$\frac{d\sigma_i}{d\varepsilon_i \cdot \sigma_i} - \frac{1}{2} \leq 0$$

$$\frac{d\dot{\varepsilon}_i}{d\varepsilon_i} \geq 0;$$

в) равномерное сжатие: $m = -1$.

В этом случае локализации деформаций не происходит.

Исследование влияния параметров импульсного нагружения, схемы напряженного состояния и механических характеристик проведем на основе анализа процесса раздачи тонкостенных трубных заготовок.

Уравнение движения и условие потери устойчивости деформирования имеют вид:

$$\frac{d^2 r}{dt^2} + \frac{\sigma_i}{\rho r} = \frac{1}{\rho \delta} \cdot P(t), \quad (15)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\sigma_i}{\sigma_i d\varepsilon_i} - \frac{\sqrt{3}}{2} &\leq 0 \\ \frac{d\dot{\varepsilon}_i}{d\varepsilon_i} &\geq 0 \end{aligned} \right\}, \quad (16)$$

где r - текущий радиус, ρ - плотность материала, δ - толщина оболочки, σ_i - интенсивность.

Зависимость давления от времени в правой части уравнения можно записать как

$$P(t) = P_m \exp\left(-\frac{t}{\theta}\right), \quad (17)$$

где θ - постоянная времени.

Введем систему безразмерных параметров:

$R = r/r_0$ - безразмерный радиус;

$\tau = vt$ - безразмерное время, где $v = \sqrt{\frac{\sigma_i}{\rho r_0^2}}$,

$V = R$ - безразмерная скорость;

$V_m = \frac{P_m \cdot r_0}{\sigma_i \delta_0} v_0$ - безразмерный комплекс.

Дифференциальное уравнение движения (15) с учетом безразмерных параметров примет вид:

$$R'' + \frac{1}{R} = \frac{V_m}{v\theta} \exp\left(-\frac{\tau}{v\theta}\right), \quad (18)$$

а начальные условия в новых переменных

$$R = 1, V_0 = R'_0 = 0. \quad (19)$$

Так как в начале деформирования $R \approx 1$, уравнение (18) упрощается:

$$P'' + 1 = \frac{V_m}{v\theta} \exp\left(-\frac{\tau}{v\theta}\right), \quad (20)$$

Интегрируя его при начальных условиях (19), получаем асимптотическое решение при малых R :

$$R' = V = V_m \left(1 - \exp\left(-\frac{\tau}{v\theta}\right)\right) - \tau; \quad (21)$$

$$R = 1 + v_m \tau - V_m v \theta \left(1 - \exp\left(-\frac{\tau}{v\theta}\right)\right) - \frac{\tau^2}{2} \quad (22)$$

При достижении максимальной скорости разгона оболочки $R'' = 0$ из (20) следует, что

$$\tau = T = v\theta \ln \frac{V_m}{v\theta}, \quad (23)$$

Подставляя значение T в уравнение (21), получаем

$$R = 1 + v\theta V_m \left(\ln \frac{V_m}{v\theta} - 1\right). \quad (24)$$

Для оценки возможности шейкообразования в процессе деформирования, достаточно совместно решить уравнения (16) и (22).

Анализ полученных результатов

Ниже приведены результаты расчетов по определению величины предельной степени деформации по выражению (24) для стали X18H10T, упругость которой описывается зависимостью

$$\sigma_i = \sigma_s \left[1 + \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^{1/n}\right],$$

при $D = 396 \text{ с}^{-1}$, $n = 7,14$.

Заготовка представляет собой сварные цилиндрические трубы диаметром 160 мм, толщиной 0,8 мм, высотой 108 мм. Масса заряда взрывчатого вещества ТЭНа - 5 г.

Локализация деформации происходила при $t = 96 \text{ мс}$, $\theta = 50 \text{ мс}$ и массе заряда менее 8 г. При $m > 12 \text{ г}$ происходил разрыв заготовки. Использование описанного процесса способствует уменьшению воздействия на окружающую среду, что является одним из элементов управления экологической безопасностью.

Заключение

Таким образом, получено условие возникновения неустойчивого состояния при импульсном нагружении. Существенное влияние на предельную степень деформации оказывают параметры внешней нагрузки. Чем выше давление, тем больше значение V_m , тем меньше склонность заготовки к локализации деформации. Увеличение θ , с использо-

ванием специальных технологических приемов также увеличивает область устойчивого деформирования заготовки. При этом улучшаются показатели экологической безопасности.

ки / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко. М.: Машиностроение, 1997. 226 с. 2. Голенков В.А. Специальные технологические процессы и оборудование обработки давлением / В.А. Голенков, А.М. Дмитриев и др. – М.: Машиностроение, 2004. – 464с.

Список литературы:

1. Голенков В.А. Технологические процессы обработки металлов давлением с локальным нагружением заготов-

УДК 621.74.046

Л. С. Золотарь, инж., О. В. Акимов, д-р техн. наук, Б. П. Таран, канд. техн. наук

МЕТОДОЛОГИЯ СОЗДАНИЯ ЛИТОЙ БИМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ КОМПОЗИЦИИ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПОРШНЕЙ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ДВС

Решение проблемы повышения мощности и экономичности двигателя за счет форсирования режима его работы неразрывно связано с повышением качества и долговечности деталей двигателя, в первую очередь поршней, рабочие характеристики которых существенно зависят от свойств материалов, используемых для их изготовления.

До настоящего времени алюминиевые сплавы, в особенности силумины, являются оптимальным поршневым сплавом для двигателей со средним эффективным давлением в пределах 1,2–1,7 МПа. Однако учитывая дальнейший рост эффективного давления двигателей, можно предположить, что алюминиевые поршни не смогут обеспечить требуемую работоспособность из-за недостаточной теплостойкости. Граничные нагрузки поршня могут быть расширены за счет изменения конструкции, а именно применением различного рода износостойких вставок, жаропрочных накладок, армированием поршня, нанесением теплозащитных и противоизносных покрытий. Но все это влияет на усложнение конструкции, влечет увеличение массы поршня и затрат на его изготовление.

Применение чугуна в качестве поршневого сплава позволяет значительно увеличить допустимые нагрузки на поршень. Чугун меньше, чем алюминиевые сплавы склонен к усталостному разрушению, превосходит их по таким параметрам как теплостойкость и модуль упругости, имеет меньший коэффициент линейного расширения. Это позволяет использовать его для изготовления монолитных поршней, работающих в режиме средней

степени форсирования, при эффективных давлениях от 1,6 МПа до 2,23 МПа

Особый интерес в этой связи представляет чугун с вермикулярным графитом (ЧВГ), который обладает наиболее благоприятным сочетанием свойств, необходимых для поршня высокофорсированного двигателя. При хорошей комбинации длительной прочности и пластичности он имеет повышенную теплопроводность, что позволяет существенно расширить уровень форсирования ДВС и делает его весьма перспективным при изготовлении поршней высокофорсированных двигателей. Единственным сдерживающим фактором является высокий удельный вес чугуна. Однако при температурах, превышающих 600 °С, чугун утрачивает свою теплостойкость, что приводит поршень к разрушению.

Таким образом, повышение степени форсирования двигателей тормозится из-за недостаточной теплостойкости традиционных поршневых сплавов. Чтобы эти материалы смогли обеспечить ранее недостижимые температурно-силовые параметры работы двигателя они должны обладать следующим комплексом свойств: иметь высокую жаропрочность и стойкость к высокотемпературной газовой коррозии, высокую трещиностойкость, малый удельный вес, низкие значения коэффициента теплопроводности и термического расширения. Этим требованиям наиболее полно удовлетворяют керамика и биметаллические композиции.

В практике мирового двигателестроения известны разработки двигателей нового поколения с привлечением керамики на основе оксидов, карби-

дов, нитридов и более сложных композиций [1]. Однако уровень механических свойств этих материалов, в частности трещиностойкости, является недостаточным. Это обстоятельство, а также высокая стоимость изделий из новейших керамических материалов сдерживают их широкое применение.

В условиях резких теплосмен металлокерамические материалы обладают повышенной стойкостью против термоудара [1] и большой стойкостью к динамическим нагрузкам по сравнению с керамикой. Однако большинство используемых для деталей ДВС металлокерамических материалов имеют высокую теплопроводность и не могут обеспечить надежную теплоизоляцию камеры сгорания.

Учитывая, что монометаллические поршни не смогут обеспечить длительную работу двигателя в условиях высокой степени форсирования особо перспективным становится использование биметаллических поршней. Существенного результата можно ожидать от использования вставок под камеру сгорания поршня из термостойких и малотеплопроводных материалов.

Для того, чтобы поршень работал в условиях высокой степени форсирования двигателя, был найден компромисс в выполнении днища поршня из термостойкого, малотеплопроводного материала, которым является титановый сплав, хотя высокая стоимость титана, его дефицитность и трудности, возникающие при обработке резаньем, делают использование титанового сплава как поршневого материала также проблематичным.

Можно было бы предложить к применению алюминиевый поршень с титановой головкой, составной по конструкции. Получение такого биметаллического поршня нецелесообразно из-за большого различия теплофизических свойств, прежде всего коэффициентов линейного расширения. Однако он также не может быть использован для работы в высокофорсированном режиме из-за недостаточной износостойкости.

Чугун имеет большую износостойкость, чем алюминий, а его коэффициент линейного расширения сравним с соответствующим коэффициентом титанового сплава. Это означает, что получение металлической связи между чугуном и титановым сплавом вероятно в большой степени. Наличие в поршне металлической связи между юбкой и головкой поршня гораздо предпочтительнее, чем механическая. Именно металлическая связь обеспе-

чивает условия для получения отливки с комплексом заданных свойств, тогда как в отливках с механической связью составные части сохраняют свойства отдельных материалов.

Учитывая приведенные факты, можно ожидать существенного результата от применения в условиях высокой степени форсирования двигателя чугунного поршня с вставкой под камеру сгорания, выполненной из титанового сплава.

Рассматривая в частности, биметаллическую композицию чугун – титановый сплав, можно опираться на известные результаты, свидетельствующие о том, что титан с железом могут образовывать лишь ограниченный твердый раствор. Максимальная растворимость железа в титане при 590 °С – менее 0,2 %. При этом происходит эвтектоидное превращение с образованием α - фазы титана и хрупкого интерметаллического соединения FeTi [2]. Это свидетельствует о том, что взаимная смачиваемость этих металлов недостаточна для возникновения металлической связи в композиции.

При взаимодействии железа и титана на границе их раздела образуется переходный диффузионный слой, состоящий из интерметаллических хрупких соединений. Наличие этих хрупких соединений существенно снижает прочность связи в композиции [2]. Вероятно, что введение в состав композиции третьего элемента в качестве промежуточного покрытия могло бы либо затормозить образование хрупких включений, либо предотвратить их образование вообще.

Улучшения смачивания расплавом можно достичь путем нанесения промежуточного покрытия на поверхность твердой вставки.

Считается, что особенно результативным является покрытие такими металлами, которые при выбранной температуре процесса получения композиции имеют более замкнутую γ – область в системе «твердый металл – железо», чем твердый металл [3].

Существует ряд рекомендаций по выбору металлических покрытий для титановых сплавов. Чаще других упоминаются ванадиевые, никелевые, алюминиевые покрытия [3].

С целью оценки смачиваемости титановой вставки металлическими покрытиями и их сплавляемости с чугуном была проведена серия экспериментов по ее жидкофазной металлизации раз-

личными составами. Нагрев производился в атмосфере аргона.

Технологические параметры каждого процесса приведены в таблице 1.

Таблица 1. Параметры процесса жидкофазной металлизации

Состав покрытия	Температура поверхности вставки, °С	Температура расплава покрытия, °С	Время выдержки вставки в расплаве покрытия, сек	Температура расплава чугуна, °С	Время выдержки вставки в расплаве чугуна, сек
900	1500	10	1350	10	
900	500	10	1350	10	
900	800	10	1350	10	
900	1100	10	1350	10	
Монель	900	1300	10	1350	10

Опыты показали, что жидкофазная металлизация титановой вставки сплавом меди и никеля (монелью) является наиболее целесообразной. Слой никеля на границе с чугуном имеет зубцы, вклинивающиеся вглубь по границам зерен на различную глубину в зависимости от длительности отжига образца, что обусловлено различной скоростью диффузии никеля через кристаллическую решетку и по границам зерен.

Известно, что процессы образования интерметаллической фазы и растворения твердого металла в расплаве идут одновременно, поэтому конечная структура зависит от соотношения скоростей этих процессов. Так как растворение никеля в железе происходит чрезвычайно интенсивно, то этот про-

цесс тормозит рост слоя хрупких интерметаллических соединений в промежуточной зоне.

Таким образом, литая композиция чугун – титановый сплав может быть рекомендована в качестве материала для изготовления поршней перспективных ДВС.

Список литературы:

1. Таран Ю. Н. Новые металлокерамические материалы на основе титана / Ю. Н. Таран, В. И. Мазур, С. В. Капустникова и др. // Металл и литье Украины. К.: Физико-технологический институт металлов и сплавов НАН Украин. – 1999. – №11–12. – Сс. 42-46.
2. Мороз Л. С. Титан и его сплавы / Л. С. Мороз и др. – Л.: Машигиз, 1960. – с. 25.
3. Мельник П. И. Технология диффузионных покрытий / П. И. Мельник – К.: Наукова думка, 1978. – С. 45, 54, 62.

ПОВЫШЕНИЕ ТЕПЛО-ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Теплообменные аппараты (ТА) являются важнейшими элементами систем охлаждения и газотурбинного наддува современных комбинированных двигателей. Они предназначены для обеспечения требуемого температурного уровня охлаждающей жидкости, моторного масла, наддувочного воздуха. Эффективность работы ТА влияет на температурный уровень двигателя и, следовательно, на его эксплуатационные показатели: топливную экономичность, эмиссию вредных веществ с отработавшими газами, ресурс. Надежная работа ТА является необходимым условием безотказного функционирования двигателя в целом. Габариты и масса ТА также определяются эффективностью процессов теплопередачи, протекающих в них.

Наиболее широкое распространение в системах двигателей получили рекуперативные теплообменники, в которых передача теплоты от одной среды к другой осуществляется через разделяющую их стенку. В большинстве случаев такой стенкой является цилиндрическая поверхность, разделяющая подвижные среды, которые могут находиться в одинаковом (водо-водяные, водомасляные холодильники) или различных (охладители наддувочного воздуха, радиаторы) агрегатных состояниях).

Постановка задачи

Повышению эффективности работы ТА различного назначения посвящены работы [1, 2, 3, 4].

В ряде исследований [5, 6, 7] показана возможность повышения тепловой эффективности ТА за счет конструктивных изменений, обеспечивающих интенсификацию теплообмена прежде всего за счет турбулизации потоков теплоносителей, переход на теплообмен в присутствии фазовых переходов, совершенствование оребрений, оптимизации расположения трубок в пучке. Однако предлагаемые решения могут быть использованы только при разработке новых конструкций и, как правило, сопровождаются увеличением гидравлического сопротивления теплообменников [8] и необходимостью увеличения мощности на прокачивание теплоносителей. Актуальной представляется задача повышения теплогидравлической эффективности существующих и находящихся в эксплуатации ТА.

Решение такой задачи позволит сохранить допустимый температурный уровень деталей двигателей при их форсировании по среднему эффективному давлению или частоте вращения коленчатого вала.

Наиболее значимыми показателями совершенства ТА, используемых в качестве охладителей, являются.

Коэффициент тепловой эффективности

$$\eta = \frac{T_1' - T_1''}{T_1' - T_2'} = \frac{\bar{k} \Delta \bar{T} F}{W_{\min} \Delta T_{\max}}, \quad (1)$$

где T_1' , T_1'' – температуры горячего теплоносителя, соответственно на входе в теплообменный аппарат и на выходе из него; T_2' – температура холодного теплоносителя на входе в теплообменный аппарат; $\bar{k}$ – средний коэффициент теплопередачи; $\Delta \bar{T}$ – средний температурный напор; F – площадь поверхности теплообмена; $W_{\min}$ – минимальный тепловой эквивалент; $\Delta T_{\max}$ – максимальный температурный напор.

Величина η характеризует отношение действительно переданной в охладителе теплоты к максимально возможной.

Термодинамическая эффективность ТА является функцией двух параметров

$$\varepsilon = f\left(\frac{W_{\min}}{W_{\max}}, \kappa\right),$$

где $W_{\min}$, $W_{\max}$ – минимальный и максимальный

тепловые эквиваленты теплоносителей; $\kappa = \frac{\bar{k} F}{W_{\min}}$ –

число единиц переноса теплоты, увеличивается пропорционально коэффициенту теплопередачи.

Зависимость между ε и κ имеет асимптотический характер: чем больше значение κ , тем ближе ТА к термодинамическому пределу.

Коэффициент термодинамической эффективности

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-(1 + \bar{W})\kappa\right]}{1 - \bar{W} \exp\left[-(1 + \bar{W})\kappa\right]}, \quad (2)$$

где $\bar{W} = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}$ – отношение водяных эквивалентов.

Показатель энергетической эффективности

$$E = \frac{Q}{N_1 + N_2} = \frac{Q}{N_{np}}, \quad (3)$$

где Q – количество теплоты, переданной от одного теплоносителя другому; N_1 , N_2 – мощности, затрачиваемые на прокачивание, соответственно охлаждаемого и охлаждающего теплоносителей; N_{np} – суммарная мощность на прокачивание теплоносителей.

Мощность на прокачивание определяется выражением

$$N_{np} = N_1 + N_2 = \frac{\Delta p_1 G_1}{\eta_1 \rho_1} + \frac{\Delta p_2 G_2}{\eta_2 \rho_2}, \quad (4)$$

где G_1 , G_2 – массовые расходы теплоносителей; ρ_1 , ρ_2 – плотности теплоносителей; η_1 , η_2 – КПД механизмов привода, осуществляющих перекачивание теплоносителей; Δp_1 , Δp_2 – общее сопротивление прокачиванию горячего и холодного теплоносителей.

Сопротивление прокачиванию Δp пропорционально коэффициенту гидравлического сопротивления, для определения которого существует ряд зависимостей: Филоненко-Альтшуля, Блазиуса, Никурадзе, Колбрука-Уайта, представляющих собой степенные функции числа Рейнольдса, которое в свою очередь зависит от физических свойств жидкости.

Содержание исследований и полученные результаты

Эффективность существующих ТА может быть повышена за счет совершенствования теплофизических свойств теплоносителей. Такое совершенствование должно преследовать две цели:

- интенсификация теплообмена на границе стенка-теплоноситель;
- снижение затрат мощности, необходимых для прокачивания теплоносителей.

Очевидно, что теплофизические свойства моторного масла и воздуха, участвующих в теплообмене, практически не могут быть изменены. Свойства масла должны прежде всего обеспечивать надежную работу узлов трения, а свойства воздуха, химический состав которого можно считать неизменным, определяются его термодинамическими параметрами. Таким образом, наибольший интерес представляет направленное изменение свойств охлаждающей жидкости (ОЖ) ДВС, которая является одним из теплоносителей в водо-водяных, водо-

масляных и водо-воздушных ТА, используемых в системах двигателей.

Наиболее распространенным способом подготовки охлаждающей жидкости внутреннего (замкнутого) контура систем охлаждения ДВС является введение присадок. Этот метод обработки ОЖ характерен как для воды, используемой в системах охлаждения судовых, тепловозных, тракторных и стационарных двигателей, так и для антифризов, применяемых в системах охлаждения автомобильных двигателей. Основным назначением присадок традиционно считается защита элементов систем охлаждения от кавитационно-коррозионных разрушений и предотвращение накипеобразования на теплоотдающих поверхностях. При этом в состав современных комплексных многофункциональных присадок к ОЖ входят вещества, способные изменять теплофизические свойства жидкости, влиять на структуру потока [9] и за счет этого интенсифицировать теплообмен и снижать гидравлическое сопротивление.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что поверхностно-активные вещества (ПАВ) и водорастворимые высокополимеры, введенные в охлаждающую жидкость в малых концентрациях (0,3 – 0,5 % по массе) способны увеличивать коэффициент теплоотдачи на границе стенка-жидкость при течении внутри трубы на 25-30 % [10]. Это приводит при прочих равных условиях к изменению коэффициента теплопередачи, рассчитываемого для случая неоребреной цилиндрической поверхности по формуле:

$$\bar{k} = \frac{1}{d_{cp} \left[\frac{1}{d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{d_2 \alpha_2} \right]}, \quad (5)$$

где α_1 , α_2 – коэффициенты теплоотдачи, соответственно с внутренней и наружной поверхностями трубы; d_1 , d_2 , d_{cp} – соответственно внутренний, наружный и средний диаметры трубы.

Основные трудности возникают при определении коэффициентов теплоотдачи. Они связаны с тем, что теплообменные аппараты имеют сложную конфигурацию теплоотдающих поверхностей, сложные поля скоростей и температур теплоносителей.

Объектом проведенных исследований являлся водомасляный холодильник двигателей семейства ЯМЗ-840, по сборочному чертежу которого в среде Solid Works была выполнена трехмерная модель трубного пучка (рис. 1).

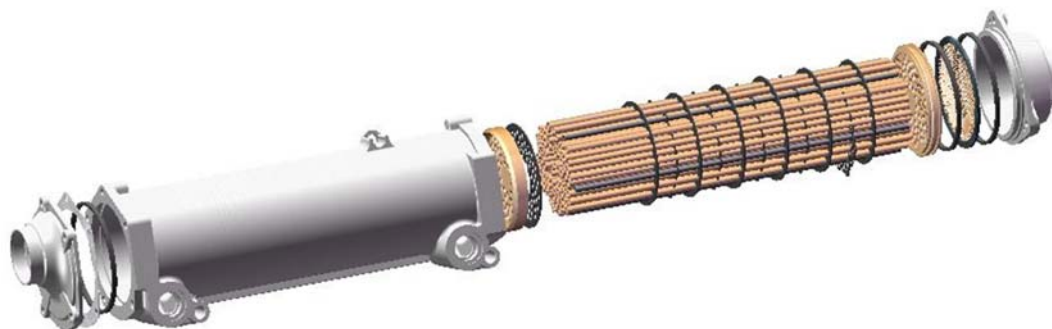


Рис. 1. Водомасляный холодильник двигателей ЯМЗ-840

Экспериментальные данные о входных и выходных температурах теплоносителей и их расходах были использованы для определения полей скоростей и температур, перепадов давления в трубном пучке с использованием пакета Solid Works Flowworks (рис. 2). Значения скоростей потоков теплоносителей и теплофизические параметры жидкостей (вязкость, теплоемкость, плотность)

были использованы для определения средних коэффициентов теплоотдачи от масла к наружной поверхности трубок $\alpha_2 = \alpha_m$ и от внутренней поверхности к охлаждающей жидкости $\alpha_1 = \alpha_v$ последовательным решением критериальных уравнений [11, 12].

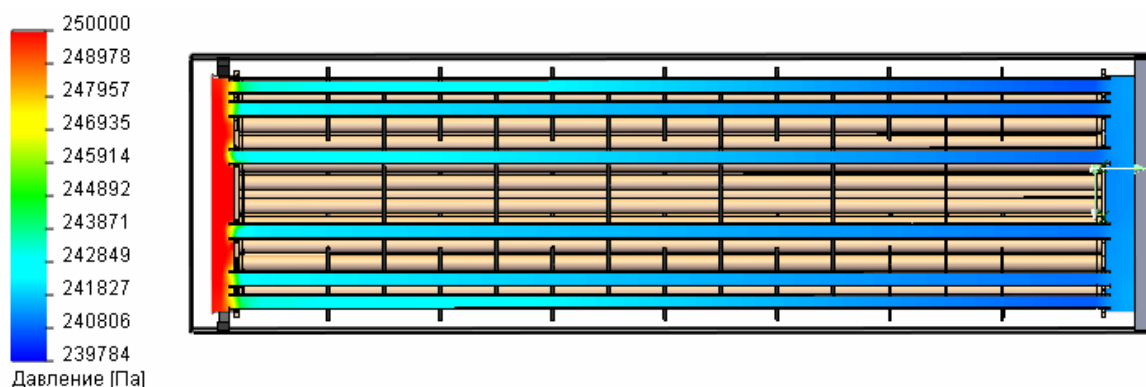


Рис. 2. Потери давления в жидкостном тракте водомасляного холодильника

Для течения масла в межтрубном пространстве теплообменного аппарата

$$Nu_m = 0,3 Re^{0,5} Pr^{0,3} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,14}. \quad (6)$$

Определяющая температура – средняя логарифмическая температура масла в межтрубном пространстве, определяющий размер – эквивалентный диаметр, равный

$$d_{э\kappa\text{в}} = 4f / \Pi,$$

где f – площадь поперечного сечения канала;

Π – полный периметр канала.

Для ламинарного режима течения охлаждающей жидкости в гладких трубах при $l/d > 10$, $Re_{ж} < 2300$:

$$Nu_{ж.л} = 1,4 \left(Re_{ж} \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (7)$$

Для турбулентного режима течения в «технически гладкой трубе» ($Re_{ж} = 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ и $Pr_{ж} = 0,6 \dots 2500$):

$$Nu_{ж.т} = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (8)$$

где $\varepsilon_l = 1 + 2d/l$ при $l/d \leq 50$;

$\varepsilon_l = 1$ при $l/d > 50$.

Для переходного режима течения в трубе:

$$Nu_{ж} = \left(\frac{Nu_{ж.л}}{Nu_{ж.т}} \right)^{5,72} Nu_{ж.т} (Re_{ж})^{0,62 \ln \left(\frac{Nu_{ж.т}}{Nu_{ж.л}} \right)}. \quad (9)$$

Определяющий размер – внутренний диаметр трубопровода, определяющая температура – средняя логарифмическая температура охлаждающей жидкости в трубе.

Рассчитанные числа Нуссельта Nu_m и $Nu_{ж}$ позволяют определить коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_m = \frac{Nu_m \lambda_m}{d_{эв}}, \alpha_{ж} = \frac{Nu_{ж} \lambda_{ж}}{d_1}$$

и по формуле (5) средний коэффициент теплопередачи $\bar{k}$, который используется для оценки тепловой эффективности по формулам (1) и (2).

Коэффициент гидравлического сопротивления при переходном и турбулентном режимах течения в гладкой трубе определяется выражением

$$\xi = \left[1,82 \lg(\text{Re}_{ж} \cdot \frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_{ст}}) - 1,64 \right]^{-2}. \quad (10)$$

Расчеты по описанному алгоритму были ре-

ализованы в среде Delphi 7, их результаты приведены в табл.1. Данные, полученные для технической необработанной воды и тосола серийного производства, служили базой для сравнения теплогидравлической эффективности при использовании охлаждающих жидкостей, содержащих присадки поверхностно-активных веществ (ПАВ) и водорастворимых полимеров в малых концентрациях (0,3 %).

Таблица 1. Тепло-гидравлические показатели водомасляного холодильника при различных охлаждающих жидкостях

Холодный теплоноситель	$Nu_{ж}$	α_1 , Вт/(м ² ·К)	$\bar{k}$, Вт/(м ² ·К)	ε	ΔP , МПа	ξ , %
Вода	50,102	3833,432	478,786	0,361	9219,412	100
Вода + ПАА	61,512	4705,695	491,590	0,363	9111,042	-1,07
Вода + ПАВ	79,330	6068,774	504,918	0,366	8981,843	-2,37
Тосол	51,241	3919,932	475,733	0,348	10079,354	+16,05
Тосол + ПВС	52,107	3986,168	481,378	0,350	10069,545	-0,21

Заключение

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы.

1. Состав и свойства охлаждающей жидкости оказывают влияние на режим течения теплоносителя и интенсивность теплообмена. Наиболее существенным является влияние присадок, содержащих ПАВ.

2. Воздействие на свойства охлаждающей жидкости способно обеспечить термодинамическую эффективность – на 1,3-1,5 %.

3. Снижение гидравлического сопротивления теплообменного аппарата по тракту охлаждающей жидкости за счет введения присадок составляет 2,6 %, что обеспечивает повышение показателя энергетической эффективности на 3,5... 4 %.

4. Аналогичное повышение тепло-гидравлической эффективности может быть получено также в других ТА, в которых одним из теплоносителей является специально подготовленная охлаждающая жидкость (водо-водяные холодильники, охладители надувочного воздуха). С увеличением мощности двигателей, размеров ТА и расходов теплоносителей следует ожидать увеличения получаемого эффекта.

Список литературы:

1. Кейс В. М. Компактные теплообменники: пер. с англ. / В. М. Кейс, А. Л. Лондон; под ред. Петровского Ю. В. - М.: Госэнергоиздат, 1962. - 164 с. 2. Бурков В. В. Авто-тракторные радиаторы. / В. В. Бурков, А. И. Индейкин

– Л.: Машиностроение, 1978. – 215 с. 3. Панов Н. И. Оптимизация основных параметров охлаждающего устройства тепловозов при проектировании / Н. И. Панов, Д. С. Стоянов // Труды МИИТА, 1975. – Вып. 485. – С. 31-55. 4. Тарадай А. М. К вопросу оценки теплоэнергетической эффективности теплообменников, применяемых в муниципальной теплоэнергетике / А. М. Тарадай, Л. М. Коваленко, Е. П. Гурин // Новости теплоснабжения. – 2003. – № 6. – С. 34-36. 5. Рассохин Н. Г. Теплоотдача при поверхностном кипении в узких кольцевых каналах. – Л.: Теплоэнергетика, 1962. – № 5. – С. 34-37. 6. Маслов В. А. Влияние числа рядов охлаждающих трубок на показатели радиаторов систем охлаждения тракторных дизелей / В. А. Маслов, В. А. Мецераков, В. А. Романов, Л. В. Честнова // Труды ЦНИТА: Сборник научных трудов. – 1990. – С. 111-120. 7. Колосов Э. Ю. Конструктивные особенности и технико-экономические показатели воздушно-жидкостных радиаторов ОАО Бугурусланский завод «Радиатор» / Э. Ю. Колосов, В. А. Маслов, Ю. Н. Яшин, Мосягин В. Н., Ф. В. Сворочаев // Опыт создания дизелей: Сб. научн. трудов. – 2000. – С. 160-161. 8. Антупьев В. М. Сравнительные исследования теплоотдачи и сопротивления ребристых поверхностей. – М.: Энергомашиностроение. – 1961. – № 2. – С. 12-16. 9. Кутателадзе С. С. Экспериментальное исследование пристенных турбулентных течений / С. С. Кутателадзе, Б. П. Миронов, В. Е. Накоряков и др. Новосибирск: Наука, 1975. – С. 60-76. 9. Безюков О. К. Экспериментальное исследование теплоотдачи в жидкостях, содержащей добавки высокополимеров и ПАВ / О. К. Безюков, В. А. Жуков, В. А. Ларин // Инженерно-физический журнал. – 1993. – Т. 64, № 1. – С. 34–38. 10. Бажан П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. В. Каневец, В. М. – М.: Машиностроение, 1989. – 342 с. 11. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. / Ефимов С. И., Иващенко Н. А., Ивин В. А. и др., М.: Машиностроение, 1985. – 417 с.

Н.Я. Яхьяев, д-р техн. наук, М.Д. Ханустанов, инж.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНОСА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ВТУЛОК ЦИЛИНДРОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Введение

Прогнозирование работоспособности технических систем – это научное направление, изучающее предвидение или предсказание изменения технического состояния системы и определение продолжительности ее безотказной работы.

Прогнозирование работоспособности при разработке технического задания на двигатель внутреннего сгорания (ДВС) позволяет в определенной степени управлять его надежностью.

Работоспособность ДВС нарушается вследствие физического износа, через более или менее продолжительный срок службы. Наиболее распространенной причиной выхода деталей машин из строя является не поломка, а износ втулок цилиндров и повреждение их рабочих поверхностей [1].

Для практики дизелестроения и эксплуатации важно знать ресурсы отдельных деталей, как для целей совершенствования машины, так и для разработки основных контуров технической эксплуатации. В эксплуатации же эти сведения необходимы для планирования ремонта машин.

Ресурс деталей судовых дизелей можно определить по параметрам их изнашивания (линейный износ, интенсивность или скорость изнашивания).

Предельным значением износа является то значение, которому соответствует: начало резкого возрастания интенсивности изнашивания; предельно допустимое снижение прочности изнашиваемой детали вследствие изменения ее размеров, выходящее за пределы допустимых значений; влияние износа детали трибосопряжения на работоспособность других деталей; отказ машины.

Обеспечение высокой надежности судового дизеля требует разработки эффективных расчетных методов и моделей для прогнозирования долговечности и износостойкости материалов деталей в узлах трения при граничной смазке в широком диапазоне изменения условий эксплуатации и с учетом переменных режимов работы ДВС.

Постановка задачи. Учитывая многообразие факторов и переменчивость большинства из них в каждый момент трения, при получении новых расчетных зависимостей следует исходить из результатов всестороннего анализа обширного банка ста-

тистических данных и тщательной обработки экспериментальных данных об изнашивании деталей, полученных в натурных условиях и при стендовых испытаниях современных высокофорсированных дизелей.

Методика прогнозирования показателей долговечности втулок цилиндров включает: 1) установление корреляционной зависимости между износом и временем работы; 2) построение расчетных моделей относительного износа исследуемого сопряжения втулка цилиндра – поршневое кольцо; 3) получение уравнений линейного износа втулок цилиндров с учетом влияния рабочих параметров в эксплуатации дизелей; 4) определение интенсивности изнашивания втулок цилиндров с учетом действующих механических, физических и химических факторов; 5) расчет ресурса втулок цилиндров судовых дизелей с использованием новых расчетных зависимостей и согласование результатов расчета с результатами, полученными в эксплуатации.

Для установления корреляционной зависимости между износом и временем работы, были использованы данные по износам деталей, полученные различными научно-исследовательскими коллективами, судоремонтными и дизелестроительными заводами в процессе освидетельствования главных и вспомогательных судовых дизелей. Статистическая обработка результатов измерения производилась методами модальных интервалов, наименьших квадратов и средних квадратичных ошибок, использовались и другие методы математической статистики.

Подобрана математическая функция, которая наилучшим образом аппроксимирует кривые износа, полученные по результатам измерения износа в эксплуатации:

$$\tilde{U} = K_u \cdot t^n, \quad (1)$$

где U – износ, мм, K_u — коэффициент пропорциональности, t — наработка, час., n — весомость ($n = 0,45 \dots 0,65$). Для нахождения коэффициента K_u в этой формуле использован метод наименьших квадратов. Значения коэффициентов для некоторых исследуемых дизелей показаны в табл.1.

Таблица 1. Значения коэффициентов $K_{\text{и}}$ некоторых двигателей

Марка ДВС	4ДР 30/50	4Ч 10,5/13	6Ч9,5/11	4ЧП 17,5/24
$K_{\text{и}}$	0,657	0,225	0,212	0,356

На основе критериальных зависимостей, учитывающих влияние различных факторов на процесс изнашивания получены расчетные модели относительного износа деталей исследуемых трибосопряжений. Например, для втулок цилиндров судовых дизелей относительный линейный износ:

$$\Delta_{\text{вт}} = \frac{Y}{D} = K_0 \cdot \theta_{\kappa}^{0,7} \cdot P_e^{0,2} \cdot T_{\text{об}}^{0,4} \cdot t^{0,5} \quad (2)$$

где K_0 – коэффициент пропорциональности $K_0=1,36 \cdot 10^{-4}$;

$$\theta_{\text{ж}} = \frac{\alpha \cdot f \cdot P_z \cdot C_m \cdot h_k}{\lambda_{\text{ж}} + \lambda_{\text{ж}}} - \text{критерий, характери-}$$

зующий температурные условия на поверхности трения (при трении кольца по втулке цилиндра);

$$f = 0,02 \lg \frac{P_z H B \pi D h_k}{v C_m E_{\text{нр}} S} + 0,14 - \text{коэффициент}$$

трения поршневого кольца по стенке цилиндра определяется по методике [3];

$$P_e = \frac{C_m h_k}{a_{\text{см}}} - \text{число Пекле, характеризую-}$$

щее отношение осевого и поперечного тепловых потоков в зоне контакта пары трения;

$$T_{\text{об}} = \frac{V_s}{S_{\text{м.о}} \cdot h_k} - \text{критерий, характеризующий на-}$$

грев трущихся тел при сгорании топлива в цилиндре и пропорциональный приращению объемной температуры.

В таблице 2 показаны значения коэффициентов трения, критериев приращения контактной температуры, чисел Пекле и приращения объемной температуры, полученные по вышеприведенным зависимостям.

Таблица 2. Коэффициенты трения, критерии приращения контактной температуры, чисел Пекле и приращения объемной температуры

№	Марка дизеля	f	θ_{κ}	P_e	$T_{\text{об}}$
1	4 Ч 10,5/13	0,04	2,10	2925	5,83
2	6 ЧСП 9,5/11	0,04	2,05	2876	6,05

Анализ полученных результатов. Рассмотрим пример расчета относительного износа втулки цилиндра дизеля 4Ч 10,5/11 через 4 тыс. часов работы и сравним результат с данными, полученными

в эксплуатации. В уравнение (2) подставим значения из табл. 2.

$$\Delta_{\text{вт}} = \frac{Y}{105} = 1,36 \cdot 10^{-4} \cdot 2,1^{0,7} \cdot 2925^{0,2} \cdot 5,84^{0,4} \cdot 4^{0,5} = 0,0429 \text{ мм.}$$

Износ по диаметру втулки цилиндра составит $Y = 0,00429 \cdot 105 = 0,45 \text{ мм.}$

Данное расчетное значение полностью соответствует среднестатистическому значению, полученному при обработке эксплуатационных данных износа втулок цилиндров дизеля 4Ч 10,5/11. Расчетное значение износа при наработке 2 тыс. часов составляет 0,338 мм, что на 97% совпадает с данными, полученными в эксплуатации.

Для практики большое значение имеет прогнозирования ресурса дизелей по износу деталей в узлах трения с использованием простых и эффективных расчетных зависимостей, учитывающих влияние на износ основных рабочих параметров и показателей, таких как максимальное давление, средняя скорость поршня, диаметр цилиндра, тактность двигателя и др. Выполненные исследования позволили получить уравнение износа втулок цилиндров в зависимости от вышеуказанных параметров и показателей в виде степенного одночлена

$$Y = 0,0003 P_z^{0,7} C_m^{0,9} (D 10^2)^{1,4} m^{0,4} t^{0,5}, \quad (3)$$

где $(0,0003 P_z^{0,7} C_m^{0,9} (D 10^2)^{1,4} m^{0,4}) = K_{\text{и}}$ в формуле (1); P_z – максимальное давление сгорания, МПа, C_m – средняя скорость поршня, м/с, D – диаметр цилиндра, м, m – способ осуществления рабочего цикла (коэффициент тактности (2 или 4), t – наработка дизеля, час. В скобках 10^2 – переводной коэффициент.

Рассмотрим пример расчета по уравнению (3) износа втулки цилиндра дизеля 8ЧРН24/36. Основные параметры двигателя приведены в таблице 3.

Таблица 3

Марка двигателя внутреннего сгорания	Максимальное давление сгорания, МПа	Средняя скорость поршня, м/с	Диаметр цилиндра, м	Коэффициент тактности,
8ЧР24/36	5,5	4,3	0,24	1/2

Для 20 тыс. ч.

$$Y = 0,0003 5,5^{0,7} 4,3^{0,9} 24^{1,4} 0,5^{0,4} 20^{0,5} = 1,06 \text{ мм.}$$

Для 9 тыс. ч. $Y = 0,71 \text{ мм.}$

Для 4 тыс. ч. $Y = 0,47 \text{ мм.}$

Результаты расчетных значений износа втулок цилиндров совпадают со среднестатистическими значениями на уровне 95%...98%.

Таким образом, уравнения (2) и (3) могут быть рекомендованы для количественной оценки линейного износа по диаметру втулок цилиндров при прогнозировании работоспособности различных марок судовых дизелей по износу деталей в узлах трения.

Важное значение для прогнозирования срока службы деталей имеет средняя интенсивность изнашивания, учитывающая влияние действующих механических, физических и химических факторов. Приведенная в работе [4] формула расчета средней интенсивности изнашивания втулок цилиндров судовых дизелей позволяет получить результаты с точностью до 85% и может быть рекомендована для практики эксплуатации деталей двигателей.

$$J_p = K \cdot \left[\frac{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}{h_{rp} + 1,7h_k \left(\frac{\mu \cdot C_u}{P_z \cdot h_k} \right)^{0,7} \cdot (P_z \cdot \beta)^{0,6}} \right]^x \cdot \left(\frac{P_z}{HB} \right)^y \cdot \left(\frac{t_p}{t_b} \right)^z \cdot \left(\frac{t_p}{t_k} \right)^f \cdot \left(\frac{RT}{Q} \right)^d \quad (4)$$

здесь K – коэффициент, учитывающий условия эксплуатации и другие неучтенные факторы; h_{rp} – толщина граничного слоя стенки ($h_{rp} = 10^{-7}$ м, [5]); μ – коэффициент динамической вязкости масла; β – коэффициент вязкости масла; C_u – скорость скольжения в месте наибольшего износа, м/с; P_z – максимальное давление сгорания, МПа; t_p, t_b – временные факторы [6] кинетических процессов разрушения и восстановления поверхностных слоев; t_k – время формирования пленок трибохимической природы в контакте; $x, y, z, f, \alpha, \beta$ – показатели степени (определяются по результатам экспериментальных исследований износа); RT/Q – критерий, характеризующий устойчивость граничных смазочных слоев; R – универсальная газовая постоянная; Q – теплота адсорбции; T – абсолютная температура ($T \geq 20^\circ \text{C}$).

Средняя интенсивность изнашивания цилиндрических втулок J_s по эксплуатационным данным определяется по формуле:

$$J_s = \frac{Y}{S_{ск}}, \quad (5)$$

где Y – наибольший износ, мм; $S_{ск} = 2 \cdot h_k \cdot n \cdot 60 \cdot t$ – путь трения скольжения поршневого кольца в месте наибольшего износа (в верхней части втулки цилиндра), м; h_k – высота поршневого кольца, м; n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; t – время работы дизеля, час.

Для дизеля марки 8ЧРН24/36

$$S_{ск} = 2 \cdot 0,006 \cdot 360 \cdot 60 \cdot 20000 = 5,184 \cdot 10^6 \text{ (м)}.$$

$$J_s = \frac{Y}{S_{ск}} = \frac{0,173 \cdot 10^{-2}}{5,184 \cdot 10^6} = 3,337 \cdot 10^{-10}.$$

В знаменателе путь трения скольжения может быть представлен в виде $S_{ск} = C_{мк} \cdot t$, где $C_{мк}$ – скорость относительного скольжения деталей в месте наибольшего износа. В нашем случае $C_{мк} = 5,184 \cdot 10^6 / 20000 = 259,2 \text{ м/ч} = 0,072 \text{ м/с}$.

Интенсивность изнашивания в верхней части втулки цилиндра по формуле (4) составляет $J_p = 4,966 \cdot 10^{-10}$

Коэффициент, учитывающий условия эксплуатации

$$K = \frac{J_s}{J_p} = \frac{3,337 \cdot 10^{-10}}{4,966 \cdot 10^{-10}} = 0,672.$$

Значения средних интенсивностей изнашивания цилиндрических втулок некоторых судовых дизелей, полученные по эксплуатационным данным J_s и по формуле (4) J_p , а также коэффициента K приведены в таблице 4.

Таблица 4. Интенсивности изнашивания втулок цилиндров различных ДВС по эксплуатационным данным J_s , по расчету J_p и коэффициенты K

№	Марка дизеля	$J_s \cdot 10^{-10}$	$J_p \cdot 10^{-10}$	K
1	2	3	4	5
1	4 ДР 30/30	4,924	5,599	0,879
2	NVD-36(8ЧРН24/36)	3,337	4,966	0,672
3	NVD-48(6ЧР 32/48)	3,276	4,921	0,677
4	4 Ч 10,5/13	1,389	12,959	0,107
5	6 ЧСП 9,5/11	0,301	4,098	0,073

Для прогнозирования срока службы деталей цилиндропоршневой группы используем параметры изнашивания, полученные в результате расчета по уравнениям (3) и (4).

Исходя из (5) составим уравнение для определения срока службы втулки цилиндра.

$$t = \frac{Y}{J \cdot C_{ми}} \quad (6)$$

Располагая значениями Y, J и $C_{ми}$, получим (на примере судового дизеля 8ЧРН24/36)

$$t = \frac{Y}{J \cdot C_{ми}} = \frac{1,06 \cdot 0,36}{3,337 \cdot 10^{-10} \cdot 0,072 \cdot 10^9} = 15,9 \text{ тыс.ч.},$$

где $0,36 \cdot 10^{-9}$ – переводной коэффициент.

Заключение. Сравнение результатов расчета срока службы по износу втулок цилиндров с ре-

зультатами, отриманими на основі статистическої обробки експлуатаційних даних по износу деталей трибосопряжень цих марок дизелів, показує, що їх расхождение не превышает $\frac{17-15,9}{15,9} \cdot 100\% = 7\%$. Здесь 17 тыс.ч. наработка, по-

лученная по данным эксплуатации дизеля 8ЧРН24/36. Таким образом, уравнения (1) - (6) могут быть рекомендованы для прогнозирования работоспособности судовых дизелей по износу деталей в узлах трения, так как сходимость результа-

тов расчетов с данными эксплуатации превышает 85%.

Список литературы:

1. Старосельский А.А. Долговечность трущихся деталей машин / А.А. Старосельский, Д.Н. Гаркунов. – М.: Машиностроение, 1967. – 395 с.
2. Яхьяев Н.Я. Влияние параметров рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания на износ втулок цилиндров / Н.Я. Яхьяев // Трение и износ. – 2002. – Т23, № 5. – С.571-574.
3. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник [Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков]. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.
4. Яхьяев Н.Я. Оценка интенсивности изнашивания втулок цилиндров и поршневых колец судовых двигателей внутреннего сгорания / Н.Я. Яхьяев // Двигателестроение. – 2002. – №4. – С.6-9.

УДК 621.438

О.Ю. Жулай, инж., Д.М. Барановський, канд. техн. наук

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ АВТОТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ

Вступ

В сучасних умовах виробництва техніко-економічна ефективність використання техніки тісно пов'язана зі стратегіями їх обслуговування. Особливе місце в системі забезпечення працездатності машин займає складова отримання інформації про зміну технічного стану.

Грунтуючись на визначеннях ГОСТ 30848-2003 (ИСО 13380:2002) "Діагностування машин по робочим характеристикам. Загальні положення", проведено аналіз технічного стану – виявлення сутності, закономірностей, тенденцій, причин процесів деградації машин на основі моніторингу технічного стану з метою прогнозування, планування, корекції, управління й прийняття рішень.

Моніторинг технічного стану – вияв і збір інформації (знань) і даних спостережень, характеризуючих технічний стан машини. Звичайно, в практиці виявлення виду технічного стану дизелів ЗТ розуміють отримання достовірної інформації, вчасно та в достатньому обсязі.

Рішення даного питання, стосовно автотракторних дизелів, досягається застосуванням стратегій діагностування, ТОР при забезпеченні надійності двигунів на основі системного підходу інформаційного забезпечення з використанням систем моніторингу технічного стану.

Вирішення проблеми застосування систем

моніторингу технічного стану автотракторних дизелів можливе лише за умови вирішення певного кола питань. Насамперед до них відноситься значна невідповідність існуючої нормативно-технічної документації наявним умовам виробництва. Зокрема це виявляється в неадекватності термінів виконання технічних дій [1, 3-5]. Відсутній єдиний алгоритм отримання інформації та проведення технічних дій щодо забезпечення надійності автотракторних дизелів в працездатному стані.

Забезпечення сервісних служб обслуговуючих організацій засобами діагностики, попередження та усунення несправностей не відповідає сучасним вимогам [2]. Існуюче технологічне оснащення або морально та фізично не задовольняє потреби, або наявне в недостатній кількості. Але навіть існуюче обладнання не завжди використовується з максимально можливою віддачею внаслідок низької кваліфікації працівників [6, 7, 9].

Експериментальна частина

Дослідження проводились на базі двох підприємств Кіровоградської області, а саме ТОВ "СВК Україна", Добровеличківський район та ТОВ "Зерновик", Новоукраїнський район.

За [1] розраховуємо коефіцієнт готовності та технічного використання згідно двох стратегій виконання робіт ТОР.

Дані розрахунків представлені в табл.1.

Таблиця 1. Коефіцієнти готовності та технічного використання парку машин господарств при використанні ППС і АС

Район, господарство	Парк машин, дизелі		Стратегії технічного обслуговування і ремонту			
			ППС	АС	ППС	АС
			Коефіцієнт готовності, K_r		Коефіцієнт технічного використання, K_{TB}	
Добровеличківський, ТОВ "СВК Україна"	КамАЗ	КамАЗ-740	0,63	0,75	0,51	0,58
		КамАЗ-740				
		КамАЗ-740				
	Т-150/ Т-150К	ЯМЗ-236	0,7	0,78	0,51	0,57
		ЯМЗ-236				
		ЯМЗ-236				
		СМД-60/62	0,65	0,77	0,46	0,52
		СМД-60/62				
		СМД-60/62				
	МТЗ-80/82	Д-240	0,71	0,82	0,53	0,60
		Д-240				
		Д-240				
		Д-240				
Новоукраїнський, ТОВ "Зерновик"	КамАЗ	КамАЗ-740	0,69	0,76	0,53	0,60
		КамАЗ-740				
		КамАЗ-740				
	Т-150/ Т-150К	ЯМЗ-236	0,71	0,77	0,52	0,59
		ЯМЗ-236				
		ЯМЗ-236				
		СМД-60/62	0,68	0,79	0,48	0,55
		СМД-60/62				
		СМД-60/62				
	МТЗ-80/82	Д-240	0,72	0,83	0,55	0,61
		Д-240				
		Д-240				

Аналіз отриманих результатів

Розрахунки показали, що для господарства "СВК Україна" при ППС для різних марок дизелів коефіцієнт готовності, K_r коливався в межах 0,63...0,71, а при АС – 0,75...0,82; для господарства Новоукраїнського району, при ППС – 0,68...0,72, при АС – 0,76...0,83; для господарства "Зерновик", при ППС - 0,63...0,71, при АС – 0,75...0,82.

Значний розкид значень коефіцієнту готовності по маркам двигунів обумовлюється їх вихідними та динамічними параметрами: конструктивними, технологічними, суттєвою різницею в напруженні за одиницю часу, якістю обслуговування, паливно-мастильних матеріалів, застосованих при експлуатації, умовами та інтенсивністю використання. Але визначальний вплив на готовність техніки вносить людський фактор, як при виготовленні, так і утриманні.

Згідно даних табл. 1, коефіцієнт готовності при АС вище в 1,12...1,32 рази в порівнянні з ППС.

Коефіцієнт технічного використання досліджуваного парку машин визначених господарств розраховано за [1] та представлено в табл. 1.

Теоретичні розрахунки показують менший розкид значень коефіцієнту технічного використання, як для АС, так і для ППС в порівнянні з розкидом значень коефіцієнта готовності. Та все ж, коефіцієнт технічного використання, при застосуванні АС дещо більше, ніж при ППС. Так, в господарстві "СВК Україна" Добровеличківського району він був в межах 0,46...0,53, а при АС – 0,52...0,60; для господарства Новоукраїнського району, при ППС – 0,48...0,55, при АС – 0,55...0,61; для господарства "Зерновик" Новоархангельського району, при ППС -0,48...0,54, при АС – 0,54...0,59.

Різниця величин значень коефіцієнту технічного використання звичайно залежить від коефіцієнту готовності. Але на відміну від останнього, визначальний вплив на зміну коефіцієнту технічного використання вносять організаційно-технічні заходи, пов'язані з питаннями оптимального вико-

ристання наявного парку машин для конкретних транспортних та інших робіт. Наведені результати досліджень роблять можливим визначити основні напрями вдосконалення існуючих систем моніторингу технічного стану складних технічних об'єктів.

Обґрунтування оптимальних режимів проведення моніторингу технічного стану дизелів

Отримані результати [10-12] дозволяють стверджувати про значну різницю між значеннями планованого, реального і можливого, в даних умовах експлуатації, ресурсів дизелів. Особливо це стосується наявної картини розподілу відмов при ППС та недовикористання бажаного прогнозованого ресурсу. Використання цієї стратегії попередньо обумовлює розвиток поступових відмов, аж до досягнення III групи складності, без можливості виявлення, а отже і реагування, на погіршення технічного стану дизелів ЗТ. При цьому виникає необхідність редагування стратегії ТОР в напрямку більшої адекватності змін, що виникають у процесі експлуатації складних систем.

Система діагностичного моніторингу дозволяє отримати достатньо інформації про розвиток ресурсних факторів впливу, як в негативному (руйнування), так і позитивному (відновлення) напрямках.

Отриманні дані в господарствах Кіровоградської області, а саме застосування [12] моніторингу по обох стратегіях ТОР дозволяють говорити про певну кореговану структуру правок існуючої стратегії, з метою оптимальної організації режимів проведення слідкуючих технічних дій для відповідних автотракторних дизелів.

Виходячи з теоретичних досліджень [4, 5, 8, 10], обґрунтовано, що будь-яка технічна система протягом терміну свого існування перебуває в різних стадіях життєвого циклу: в стані поставки (в початковому стані); на обкатуванні; в справному робочому стані; на черговому технічному обслуговуванні (ТО-1, ТО-2, для тракторів - ТО-3); на поточному ремонті; на капітальному ремонті; на зберіганні; в справному неробочому стані (простій).

Враховуючи організацію розглянутих стратегій технічних дій, та аналізуючи зміну параметрів технічного стану автотракторних дизелів по кожній з них на досліджуваних одиницях техніки визначених господарств районів Кіровоградської області, можна стверджувати, що перехід з одного життєвого циклу в інший є випадковим процесом, який

визначається сукупністю усіх можливих станів життєвого циклу.

Отримані висновки дають можливість обґрунтувати наступні рекомендації:

1. Початковий стан техніки, що вводиться в експлуатацію та приймається на баланс характеризується приблизно однаковими вхідними параметрами, що закладені заводами-виробниками як для ППС, так і для АС.

2. На стадії обкатування, параметри технічного стану частіше контролюються при АС, з періодичністю проведення контрольних вимірів та постановки діагнозу через 250...500 мото-год.

3. Після обкатувальних робіт дизелі переходять в робочий стан, що відповідає номінальним експлуатаційним режимам. При цьому, в порівнянні з ППС, в АС проводять операції технічного нагляду при необхідності втручання в системи дизелів, для корегування їх технічного стану. Момент діагностування, визначається з умови досягнення або перевищення бажаної динаміки зміни технічного стану. Обслуговуючий персонал повинен пройти підготовку для засвоєння основ даної стратегії виконання робіт ТОР. Трудомісткість проведених робіт в запропонованій системі діагностичного моніторингу та АС не буде перевищувати нормативних показників аналогічних операцій при ППС, що виконуються щозмінно.

4. Виконання робіт ТО-1, ТО-2 та ТО-3 (для тракторів) в системі діагностичного моніторингу при АС має цілеспрямований, "зрячий" характер, з поетапним уточненням технічного діагнозу і відповідними технічними діями із переліку операцій номерних ТО. В порівнянні з ППС, це дає можливість більш раціонально використовувати ресурс, тим самим відстрочити або провести комплекс необхідних і достатніх технічних дій, досягти сумарного зменшення трудомісткості робіт та обсягу виконуваних операцій.

5. Проведення вчасних відповідних операцій при ТО-1, ТО-2 та ТО-3 при АС, які встановлюються по результатам системи діагностичного моніторингу, робить можливим відтермінувати момент настання та кількість складних відмов, які вимагають проведення ПР; такий прояв характерний при обслуговуванні техніки при ППС. Останній випадок обумовлює більш складні наслідки і відповідні трудові та матеріальні затрати.

6. Регламент проведення операцій КР при ППС встановлено дуже чітко для кожного виду

техніки, що не є достатньо обґрунтованим в умовах сучасних, світових ринкових відносин та їх реальної експлуатації, при постійно змінних факторах впливу. Необхідність проведення робіт КР при АС обумовлюється аналогічними змінами технічного стану, що реєструються і при ПР, але з більш складними взаємозв'язками, вагою та кількістю факторів впливу.

7. Процес зберігання техніки, як при АС так і при ППС не вимагає особливих оборотних фондів. Звичайно, підготовка до зберігання в АС, враховує індивідуальні особливості та при необхідності певні вимоги, що знаходять своє відображення в змінах по трудомісткості та матеріальних затратах.

8. Використовуючи систему діагностичного моніторингу в АС, можна досягти майже 100% готовності та використання техніки, обмеживши режими її експлуатації, які допустимі для конкретного технічного стану певної одиниці парку однотипних машин з їх сукупності.

Висновки

Отримані дані дозволяють стверджувати, що використання системи моніторингу здобуття інформації про реальний технічний стан в часі, дає можливість адекватно обґрунтовувати подовження терміну експлуатації до технічних дій, коректувати номенклатуру виконуваних операцій, аргументувати можливе підвищення ресурсу використання техніки, коефіцієнтів готовності та технічного використання, тобто основних показників надійності при експлуатації.

Проведений аналіз особливостей застосування системи моніторингу технічного стану автотракторних дизелів дозволив виявити основні параметри її функціонування. Основною її перевагою є можливість отримувати інформацію про технічний стан техніки та умови її використання до початку експлуатації, постійно отримувати достовірну інформацію про процеси витрачання та відновлення ресурсних характеристик об'єкту, а отже, вчасно та в достатній мірі здійснювати корегуючі дії, тобто керувати технічним станом об'єкту. Основними

недоліками існуючих систем моніторингу, стосовно засобів транспорту, є їх загальна складність (методологія, обладнання), необхідність залучення виконавців високої кваліфікації, недостатня опрацьованість, "заточеність" під наперед визначений перелік параметрів, тоді як в експлуатації найбільше спостерігається взаємопов'язаних відмов.

Список літератури:

1. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення: - Київ: Держстандарт України, 1995. - 90с.
2. Александровская Л.Н. Современные методы обеспечения безотказности сложных технических систем / Александровская Л.Н., Афанасьев А.П., Лисов А.А. - М.: Логос, 2003.- 208с.
3. Положення про профілактичне обслуговування і ремонт рухомого складу автомобільного транспорту України / Міністерство транспорту України. - К., 1994. - 36с.
4. Система технического обслуживания и ремонта сельскохозяйственных машин по результатам диагностирования [Михлин В. М., Накуров Д.Н., Ронимин К.С., Ленкуев О.С.] - М.: Информагротех, 1995. - 156с.
5. Михлин В.М. Управление надежностью сельскохозяйственной техники / Михлин В.Н. - М.: Колос, 1984. - 335с.
6. Бажинов А.В. Научные основы оценки ресурса силовых агрегатов транспортных машин с учетом условий эксплуатации. Дис... докт. техн. наук: 05.22.20 / Бажинов А.В. - Харьков 2001., 324с.
7. Полянський О.С. Формування властивостей надійності автотракторних двигунів у гарантійний і післягарантійний періоди експлуатації. Дис... докт. техн. наук: 05.22.20 / Полянський О.С. Харків 2004., 381с.
8. Сухарев Э.А. Эксплуатационная надежность машин. Теория, методология, моделирование: Учебное пособие / Сухарев Э.А. - Ровно, НУВХП, 2006. - 192с.
9. Черепанов С.С. Техническое обслуживание и ремонт машин в сельском хозяйстве (основы научной организации) / Черепанов С.С. - М.: Колос, 1978.- 278с.
10. Барановський Д.М. Прогнозування залишкового ресурсу дизелів засобів транспорту та його раціональне використання / Д.М. Барановський, О.Ю. Жулай // Східноєвропейський журнал передових технологій - 2009. - №4/10 (40). - С. 45-49.
11. Жулай О.Ю. Раціональний підхід до організації стратегії технічного обслуговування і ремонту дизелів / О.Ю. Жулай // Науковий вісник національного лісотехнічного університету України: Збірник науково-технічних праць. - Львів: РВВ НЛТУ України. - 2009. - Вип. 19.10. - С. 94-98.
12. Жулай О.Ю. Результати випробування системи діагностичного моніторингу дизелів / Д.М. Барановський, О.Ю. Жулай // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. - Вип. 6(59). - 2009. - С. 95-100.

УДК 621.41

***В.Г. Дьяченко, д-р техн. наук, А.И. Воронков, канд. техн. наук,
О.Ю. Линьков, канд. техн. наук, И.Н. Никитченко, инж.***

ДВИГАТЕЛЬ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ – ПРОБЛЕМЫ, ПЕРСПЕКТИВЫ

Важнейшей задачей в области энергетических установок транспортных средств является сокращение потребления моторных топлив из нефти и других видов органических ископаемых. Сырьевые ресурсы для производства моторных топлив (нефть, природный газ, уголь и др.) ограничены и темпы роста их добычи возрастают. Мировая добыча ископаемых органических топлив в 1900 году составляла 1 млрд. тонн условного топлива (ТУТ), в 1975 году – 9 млрд. ТУТ, в 2000 году – 20 млрд. ТУТ [1]. По экспертным оценкам разведанные запасы нефти – основное сырьё для производства моторных топлив – будут исчерпаны в течение ближайших десятилетий. Поэтому неизбежно расширение использования альтернативных энергоносителей.

К возможным направлениям снижения использования моторных топлив из нефти следует отнести:

- расширение использования природного газа, как моторного топлива, в том числе для двигателей легковых автомобилей;
- расширение использования альтернативных моторных топлив (прежде всего водорода, спиртов и др.) из возобновляемых сырьевых ресурсов;
- создание энергетических установок наземных транспортных средств, использующих нетрадиционные энергоносители.

Природный газ является одним из природных топлив, не требующих значительных затрат средств для его добычи, транспортировки и подготовки к использованию как моторного топлива. Использование природного газа как моторного топлива, не требует и принципиальных изменений конструкции двигателей с искровым зажиганием. Располагаемые ресурсы природного газа с учетом более высокой доли, которая может быть извлечена при существующей технологии его добычи, в 1,5 – 2 раза превышает ресурсы нефти. Значительно более низкая и стоимость природного газа (по энергетическому эквиваленту) как моторного топлива (на 30 – 50%). Именно этими факторами предопределяется столь широкое, по сравнению с Украиной,

использование природного газа как моторного топлива в странах Европы.

Неизбежно в ближайшей перспективе расширение использования также и водорода, как для производства альтернативных моторных топлив, так и непосредственно как моторного топлива. Водород является одним из наиболее распространенных в природе химических элементов. Массовая доля водорода на планете составляет порядка 1% массы земной коры. Использование водорода, как моторного топлива, позволяет перейти к качественному (комбинированному) регулированию мощности и в двигателях с искровым зажиганием, повысить их эксплуатационный КПД и экологические характеристики без использования дополнительных устройств снижения токсичности отработавших газов. Основная проблема использования водорода, как моторного топлива для транспортных энергетических установок, обусловлена трудностями его хранения непосредственно на транспортном средстве. При хранении водорода в газообразном состоянии и энергоёмкости одной заправки автомобиля водородом, эквивалентной 50 л бензина, необходим бак объёмом порядка 300 л при давлении около 50 МПа, при хранении в жидком состоянии (-253°C) необходим термостат объёмом не менее 190 л. Не созданы еще достаточно ёмкие гидриды металлов, применение которых может оказаться экономически оправданным при соотношении объёма поглощаемого водорода и объёма гидрида металла 1/3000.

Одним из перспективных направлений существенного снижения расхода моторных топлив из нефти может быть использование в качестве энергетической установки автомобиля двигателя внешнего сгорания, в котором как энергоносители используются воздух в баллонах при давлении 30 – 50 МПа и температуре окружающей среды и химический энергоноситель (водород, спирт или традиционные моторные топлива из органических ископаемых) [2]. Научно-исследовательские разработки в данной области доведены до уровня практического использования.

Принципиальная схема энергетической установки автомобиля на базе двигателя с внешним сгоранием представлена на рис. 1. Воздух из баллонов 1 при давлении 30 – 50 МПа и температуре окружающей среды по трубопроводу 2 поступает к редуктору 3, а затем по трубопроводу 4 – к буферной емкости 5, снабженной датчиком давления 6, в которой поддерживается давление 2 – 5 МПа. Из буферной емкости 5 воздух по трубопроводу 7 поступает в камеру сгорания 8, снабженную устройством для подачи топлива 9 (например, форсункой) и устройством для воспламенения топливовоздушной смеси 10 (например, свечой накаливания). Камера сгорания 8 каналами 11 и 12 соединена через впускные клапаны 13 и 14 с рабочими цилиндрами 15 и 16. Привод впускных клапанов 13 и 14 осуществляется с помощью быстродействующих устройств 17 и 18 (например, электромагнитов). Продукты сгорания из надпоршневых полостей рабочих цилиндров 15 и 16 через выпускные клапаны 19 и 20 и выпускные каналы 21 и 22 при перемещении поршней к ВМТ отводятся в выпускной коллектор 23, а затем в окружающую среду. Температура продуктов сгорания на выходе из выпускного коллектора контролируется датчиком 24. Мощность двигателя в зависимости от внешней нагрузки устанавливается путем изменения количества топлива, подаваемого в камеру сгорания 8, продолжительности открытия впускных клапанов 13 и 14, и давления воздуха в буферной емкости 5.

Продолжительность процессов смесеобразования и сгорания в двигателе внешнего сгорания увеличена в несколько раз по сравнению с двигателем внутреннего сгорания, а максимальная температура продуктов сгорания в камере сгорания в зависимости от нагрузки снижена до 800 – 1300 К при коэффициенте избытка воздуха при сгорании $\alpha > 2,5$, что предопределяет высокие экологические характеристики двигателя, минимальные потери теплоты с отработавшими газами. На режимах холостого хода и частичных нагрузок, являющихся определяющими для автомобильных двигателей в городском цикле, температуру отработавших газов поддерживают не ниже температуры окружающей среды путем изменения давления воздуха в буферной емкости, подачи топлива и продолжительности открытия впускного клапана.

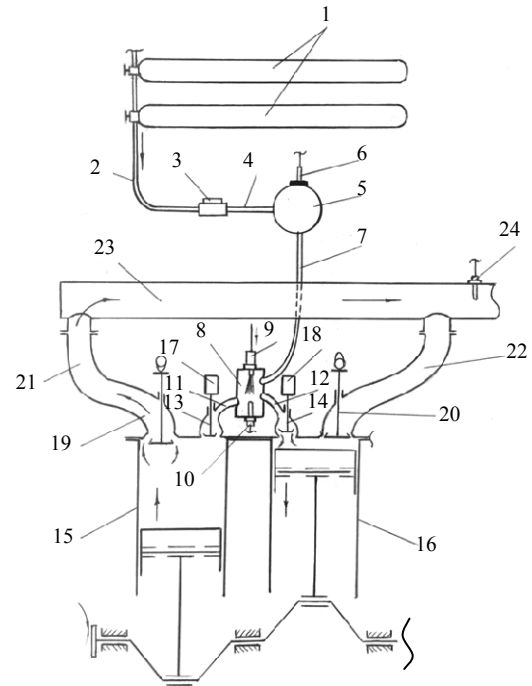


Рис. 1. Схема энергетической установки

Оценка влияния давления p_s и температуры T_s продуктов сгорания в камере сгорания на основные показатели действительного цикла двигателя внешнего сгорания выполнена расчетным путем с использованием ряда экспериментальных данных (изменение коэффициентов расхода клапанов в зависимости от высоты подъема, коэффициента теплоотдачи в зависимости от конструктивных параметров двигателя и параметров рабочих процессов, значения температуры поверхностей стенок надпоршневой полости и камеры сгорания и др.) для двигателей внутреннего сгорания. Поскольку объем буферной емкости намного больше объема камеры сжатия, в которую поступают из камеры сгорания продукты сгорания, давление в камере сгорания принимается постоянным. Температура продуктов сгорания определяется из уравнения теплового баланса для камеры сгорания:

$$Q_H \cdot \eta_{к.с.} + \alpha \cdot M_0' \cdot \mu C_{Pm0} \cdot t_0 = M_S' \cdot \mu C_{Pms} \cdot t_s + W_T \cdot Q_H, \quad (1)$$

где Q_H – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\eta_{к.с.}$ – КПД камеры сгорания; M_0' – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг; M_S' – количество продуктов сгорания приходящихся на 1 кг топлива, кмоль/кг; μC_{Pm0} , μC_{Pms} – средние удельные молярные теплоемкости воздуха и продуктов сгорания, кДж/(кмоль·К); t_0 , t_s – температура воздуха на входе в камеру сгорания и продуктов сгорания на вы-

ходе из камеры сгорания; W_T – относительные потери теплоты от продуктов сгорания в стенки камеры сгорания ($W_T=0,03\div 0,05$ в зависимости от теплоизоляции стенок камеры сгорания).

Изменение параметров рабочего тела (продуктов сгорания) в надпоршневой полости двигателя внешнего сгорания в зависимости от объёма надпоршневой полости, как и в надпоршневой полости двигателя внутреннего сгорания, определяется совместным решением дифференциальных уравнений массового и энергетического балансов и уравнения состояния в предположении, что в течение элементарного промежутка времени Δt процессы в рабочей полости установившиеся (квазистационарные), а рабочее тело находится в равновесном состоянии [3]:

$$dM=dM_S-dM_b; \quad (2)$$

$$dQ=dI-V\cdot dp; \quad (3)$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T} = \frac{dM}{M}, \quad (4)$$

где dM – изменение массы рабочего тела в надпоршневой полости, обусловленное поступлением dM_S и выходом рабочего dM_b тела в течение расчётного промежутка времени Δt ; dQ – теплота подведённая к рабочему телу или отведённая от рабочего тела в течение расчётного промежутка времени Δt ; p, V, T, M – параметры рабочего тела в начале расчётного промежутка времени.

На рис. 2. представлен пример результатов расчета изменения параметров рабочего тела в надпоршневой полости в зависимости от угла поворота кривошипа φ , на рис. 3 – изменение давления рабочего тела в надпоршневой полости в зависимости от её объёма (индикаторная диаграмма). Расчёты выполнены применительно к автомобильному четырёхцилиндровому двигателю диаметром цилиндра 88 мм, ходом поршня 82 мм, частотой вращения коленчатого вала $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$, отношением максимального значения эффективной площади проходных сечений выпускных клапанов к площади поршня $2\mu_{\text{св}}/F_n=0,25$ и впускного клапана к площади поршня $\mu_{\text{св}}/F_n=0,025$. При данном значении отношения $\mu_{\text{св}}/F_n$, продолжительности открытия впускного клапана примерно 20°ПКВ , давлении продуктов сгорания в камере сгорания $p_s=5 \text{ МПа}$, температуре $T_s \approx 900 \text{ К}$, индикаторная мощность будет составлять примерно $N_i \approx 95,6 \text{ кВт}$. Температура продуктов сгорания в надпоршневой полости T_e в начале открытия выпускных клапанов ($\varphi=30^\circ \text{ПКВ}$ до НМТ) не превышает 320 К , т.е.

подведённая к рабочему телу теплота в камере сгорания используется достаточно эффективно (рис. 2). По индикаторной диаграмме (рис. 3) определяются:

- индикаторная работа газов за цикл, Дж:

$$L_i=L_S+L_p-(L_b+L_c), \quad (5)$$

где L_S – работа на участке впуска продуктов сгорания в надпоршневую полость; L_p – работа расширения продуктов сгорания в надпоршневой полости; L_b – работа, затрачиваемая на удаление продуктов сгорания из надпоршневой полости; L_c – работа сжатия оставшихся в надпоршневой полости продуктов сгорания;

- индикаторную мощность, кВт:

$$N_i=k \cdot L_i \cdot 10^{-3}, \quad (6)$$

где $k=n \cdot z/60$ – количество циклов в цилиндрах двигателя за 1с;

- индикаторный КПД двигателя при заправке баллонов сжатым воздухом на заправочной станции:

$$\eta_{i1}=N_i/(Q_T+L_{кн}), \quad (7)$$

где $Q_T=G_S \cdot C_{pmS} \cdot t_S - G_B \cdot C_{pm0} \cdot t_0$ – теплота подведённая к воздуху в камере сгорания, кДж/с; C_{pmS}, C_{pm0} – средние удельные массовые теплоёмкости продуктов сгорания и воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·К);

$L_{кн}=G_B \cdot I/(k_{CP}-1) \cdot R \cdot T_0 \cdot [1-(p_0/p_S)^{(K_{CP}-1)/K_{CP}}]$ – потенциальная энергия сжатого воздуха поступающего в камеру сгорания, кДж/с; G_B – расход воздуха через камеру сгорания, кг/с; R – газовая постоянная для 1 кг воздуха (кДж/(кг·К)); k_{CP} – среднее значение показателя адиабаты при расширении воздуха от давления p_S ($T=T_0$) до давления p_0 ;

- удельный индикаторный расход топлива:

$$g_{i1}=B_{\text{ч}}/N_i, \quad (8)$$

где $B_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива;

- индикаторный КПД двигателя при дозаправке баллонов сжатым воздухом непосредственно на борту транспортного средства:

$$\eta_{i2}=N_i/(Q_T+N_K), \quad (9)$$

где $N_K=G_B \cdot m \cdot n/(n-1) \cdot R \cdot T_0 \cdot [(p_K/p_0)^{(n-1)/n} - 1] \cdot 1/\eta_K$ – мощность компрессора, кВт; $m=3$ – количество ступеней компрессора; n – среднее значение показателя политропы сжатия воздуха в одной ступени; p_K/p_0 – степень повышения давления воздуха в одной ступени компрессора; $\eta_K=0,75$ – КПД компрессора;

- удельный индикаторный расход сжатого воздуха, кг/(кВт·ч):

$$g_{ai}=3600 \cdot G_B/N_i, \quad (10)$$

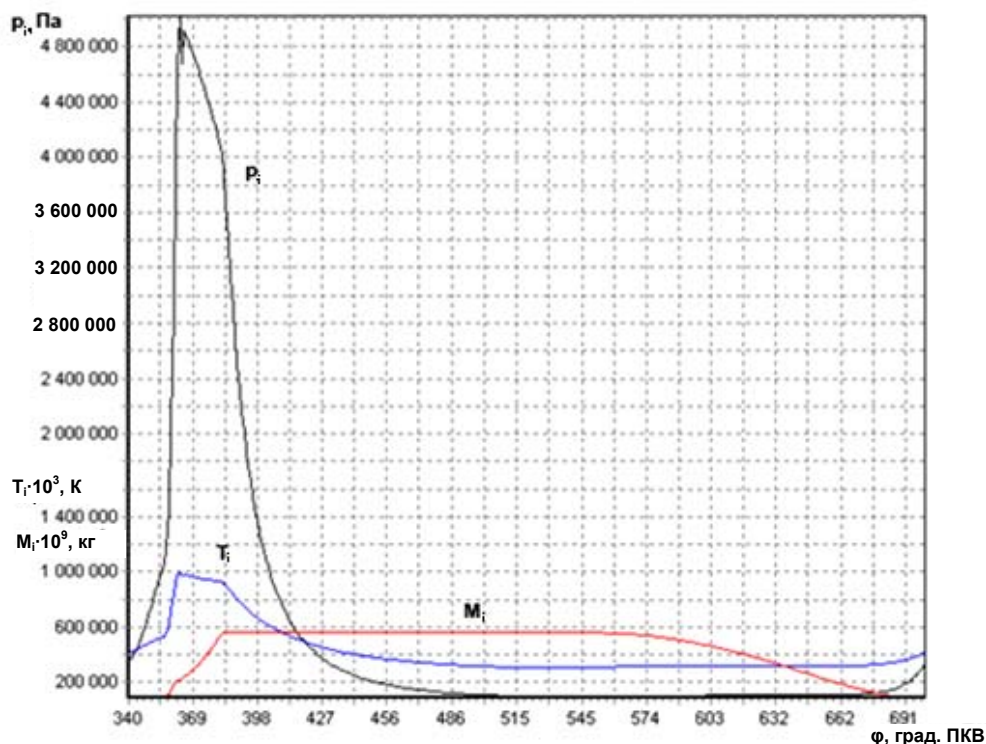


Рис. 2. Изменение параметров рабочего тела в надпоршневой полости в зависимости от угла поворота кривошипа

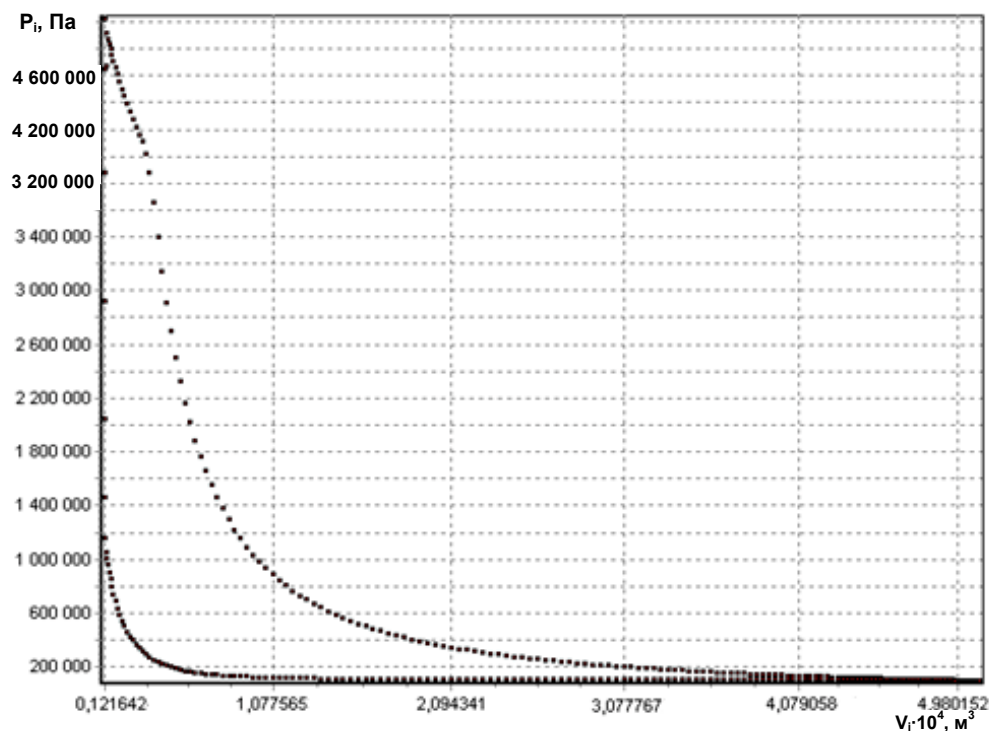


Рис. 3. Индикаторная диаграмма двигателя внешнего сгорания при $n=5000 \text{ мин}^{-1}$, давлении воздуха в буферной полости $p_5=5 \text{ МПа}$ и коэффициенте избытка воздуха в камере сгорания $\alpha=3$

Рассмотрим для примера влияние на индикаторную мощность и индикаторные показатели двигателя давления продуктов сгорания, поступающих в надпоршневую полость (рис. 4), и коэф-

фициента избытка воздуха α в камере сгорания (рис. 5).

При постоянном значении коэффициента избытка воздуха в камере сгорания ($\alpha=3$) темпера-

тура продуктов сгорания также не изменяется ($T_s \approx 1000$ К). Температура продуктов сгорания T_e в момент начала открытия выпускных клапанов интенсивно снижается с 823 К при $p_s=3$ МПа до 387 К при давлении $p_s=5$ МПа (рис. 4). Снижается и удельный индикаторный расход воздуха g_{ei} (до 5,7

кг/(кВт·ч)), и удельный индикаторный расход топлива g_{i1} (до 0,102 кг/(кВт·ч)). Индикаторная мощность возрастает с 50,5 кВт при $p_s=3$ МПа до 119 кВт при $p_s=6$ МПа, соответственно индикаторный КПД η_{i1} возрастает с 0,585 до 0,672.

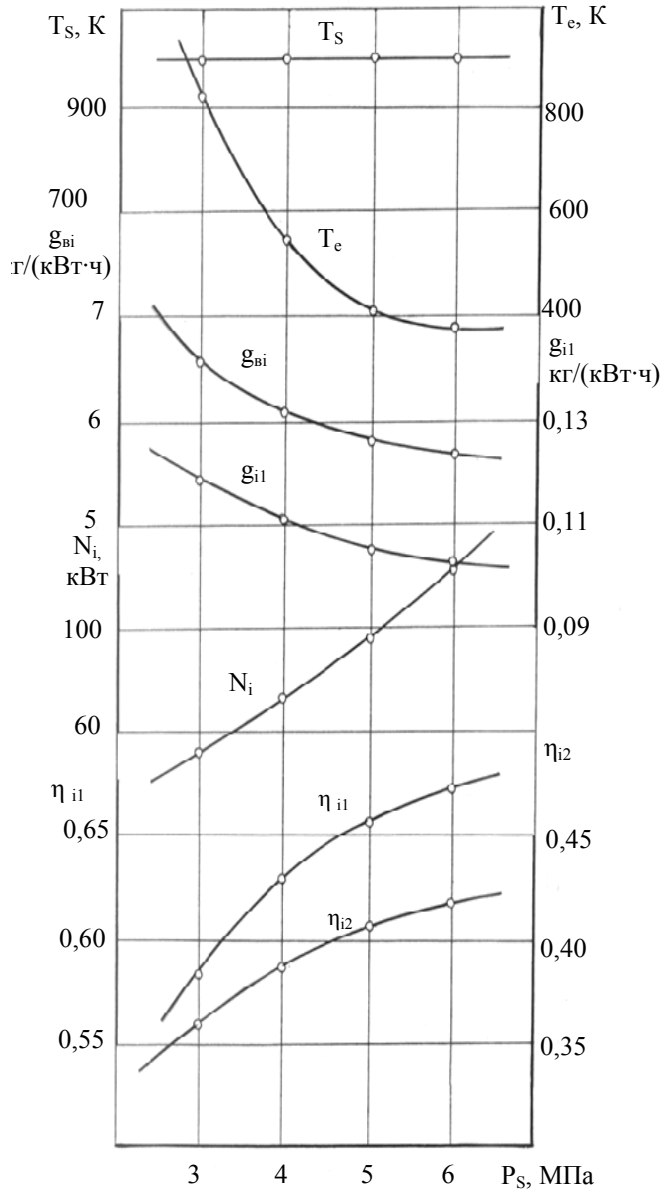


Рис. 4. Влияние давления продуктов сгорания, поступающих в надпоршневую полость p_s , на индикаторные показатели двигателя внешнего сгорания при $\alpha=3$

При постоянном значении давления продуктов сгорания p_s , поступающих в камеру сгорания, с увеличением коэффициента избытка воздуха снижается температура продуктов сгорания с 1123 К при $\alpha=2,5$ до 837 при $\alpha=4$, индикаторный КПД η_{i1} возрастает при этом с 0,637 до 0,689 (рис. 5).

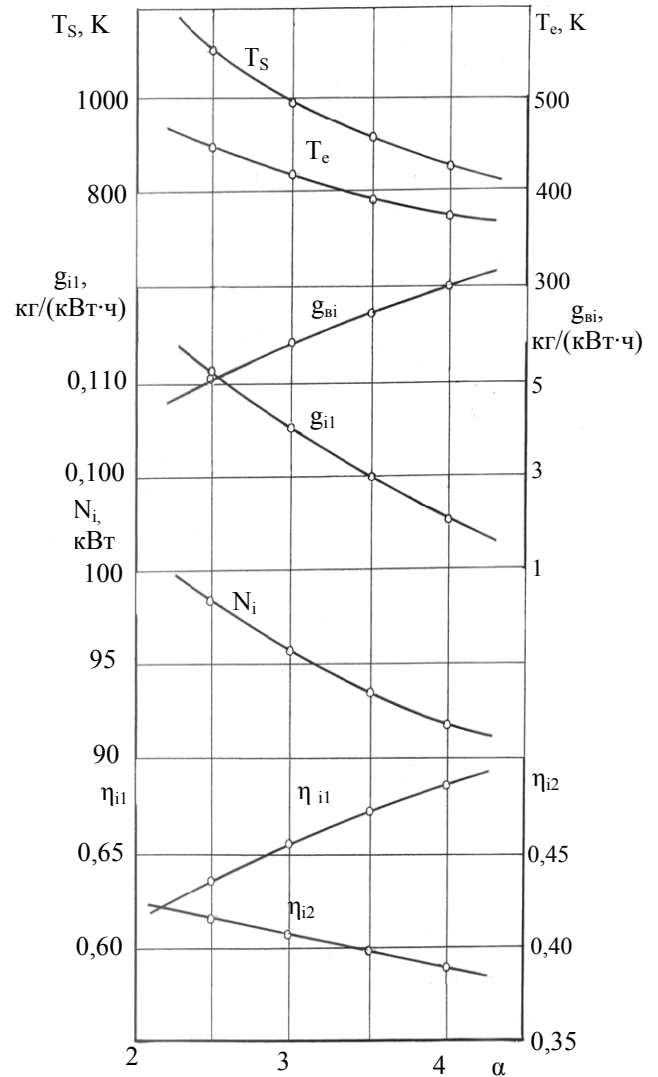


Рис. 5. Влияние изменения коэффициента избытка воздуха α в камере сгорания на индикаторные показатели двигателя внешнего сгорания при $p_s=5$ МПа

Если подзарядка баллонов осуществляется непосредственно на борту транспортного средства, индикаторный КПД η_{i2} с увеличением коэффициента избытка воздуха несколько снижается вследствие увеличения удельного индикаторного расхода воздуха g_{ei} , а соответственно увеличения потерь

индикаторной работы продуктов сгорания на привод компрессора. Индикаторная мощность двигателя снижается с 98,3 кВт при $\alpha=2,5$ до 91,6 кВт при $\alpha=4$.

Представленные данные по двигателю внешнего сгорания позволяют прийти к следующему заключению:

- двигатель внешнего сгорания с заправкой баллонов сжатым воздухом на компрессорных станциях по эффективности преобразования химической энергии топлива в механическую работу газов существенно (на 60 – 70 %) превосходит традиционный двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием;
- двигатель внешнего сгорания вследствие повышенных значений коэффициента избытка воздуха и невысоких значений максимальной температуры сгорания ($T_s < 1300$ К) обладает высокими экологическими характеристиками без использования дополнительных устройств нейтрализации отработавших газов;
- в двигателе внешнего сгорания возможно использование практически любых видов топлив, как газообразного, так и жидкого.

Однако практическое использование двигателя внешнего сгорания как энергетической установки транспортного средства, например автобуса для условий эксплуатации в населённом пункте, потребует:

- проведение значительных по затратам средств опытно-конструкторских разработок по двигателю и его системам;
- организации производства облегчённых баллонов для сжатого воздуха из полимерных материалов с рабочим давлением до 50 МПа;
- создание сети заправочных станций и станций технического обслуживания.

Список литературы:

1. Мировая энергетика: Прогноз развития до 2020г / пер. с англ. докл. комиссии МИРЭК; под ред. Ю.Н. Старшинова. – М.: Энергия, 1980. – 256с.
2. Патент США №6305171B1 F01K 7/34. Method and device for additional thermal heating for motor vehicle equipped compressed air injection / Guy Negre, Cyril Negre. Оpubл. 23.10.2001.
3. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания / В.Г. Дьяченко. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 500с.



**ЮРИЮ ФЕОДОСИЕВИЧУ
ГУТАРЕВИЧУ
70 ЛЕТ**

6 мая 2010 г. исполнилось 70 лет Юрию Феодосиевичу Гутаревичу, заслуженному деятелю науки и техники Украины, лауреату Государственной премии Украины в области науки и техники, доктору технических наук, профессору.

Юрий Феодосиевич Гутаревич родился 6 мая 1940 года в п.г.т. Ракитное Киевской области. В 1962 году окончил Киевский автомобильно-дорожный институт.

Вся профессиональная, научная и педагогическая деятельность Ю.Ф. Гутаревича связана с Киевским автомобильно-дорожным институтом (в настоящее время Национальный транспортный университет), где он прошел путь от ассистента до заведующего кафедрой «Двигатели и теплотехника». В 1969 году защитил кандидатскую, а в 1986 году докторскую диссертацию. С

1989 года – профессор, заведующий кафедрой «Двигатели и теплотехника», декан автомеханического факультета. Ю.Ф. Гутаревич большое внимание уделяет учебно-методической и воспитательной работе со студентами.

Научной общественности широко известны его труды по топливной экономичности и экологическим показателям автомобильных двигателей, применению альтернативных топлив. Он автор более 200 научных работ, из них – 5 монографий, 1 учебник, 29 авторских свидетельств.

Юрий Феодосиевич является академиком Транспортной Академии Украины и Академии Транспорта Российской Федерации, член экспертного совета при Государственной аккредитационной комиссии Украины, эксперт секций «Транспорт» и «Охрана окружающей среды» Министерства образования и науки Украины, членом редколлегии научно-технического журнала «Двигатели внутреннего сгорания».

Мы знаем Ю.Ф. Гутаревича как добросовестного, отзывчивого, трудолюбивого человека, который имеет огромный авторитет среди ученых, преподавателей и студентов.

Желаем юбиляру крепкого здоровья, неисчерпаемой энергии, счастья, новых успехов и творческих успехов.



**ВИКТОРУ ВАЛЕНТИНОВИЧУ
ЭФРОСУ
80 ЛЕТ**

27 июня 2010 г. исполнилось 80 лет Виктору Валентиновичу Эфросу, заслуженному деятелю науки и техники РФ, лауреату Государственной премии СССР, действительному члену Академии Инженерных наук и транспорта РФ, доктору технических наук, профессору.

Виктор Валентинович Эфрос родился 27 июня 1930 года в г. Москве. С 1954 года после окончания МВТУ им. Н.Э. Баумана работал на Владимирском тракторном заводе, с 1964 г. по 1983 г. Главным, а затем Генеральным конструктором, С 1983 года – директор Научно-исследовательского конструкторско-технологического института тракторных и комбайновых двигателей. С 1986 г. и по 2006 г. – заведующий кафедрой «Тепловые двигатели и энергетические установки» Владимирского государственного университета. В настоящее время

работает профессором кафедры.

Успешно совмещая научную и преподавательскую работу, в 1964 году защитил кандидатскую, а в 1978 году докторскую диссертацию. В 1985 году ему было присвоено ученое звание профессора. Профессор В.В. Эфрос является крупнейшим ученым в направлении «Теплофизика, газодинамика и экология нестационарных процессов». Под его руководством подготовлены и защищены 28 кандидатских и докторских диссертаций. Им опубликовано более 280 научных работ, получено 62 свидетельства и патента на изобретение и промышленные образцы.

Созданная В.В. Эфросом школа в области ДВС признана как в России, так и за ее пределами. Творческая самоотверженная деятельность В.В. Эфроса отмечена орденами и медалями СССР и России.

Общепризнанный авторитет В.В. Эфроса является результатом его продуктивной научной, педагогической и инженерной деятельности, принципиальности, доброжелательности, высокой культуры общения и активной поддержки творческих начинаний.

Редколлегия научно-технического журнала «Двигатели внутреннего сгорания» сердечно поздравляет Виктора Валентиновича Эфроса с Юбилеем. Желаем ему крепкого здоровья, новых достижений и творческих свершений.

УДК 621.436.038

Абрамчук Ф.И. Пути повышения технико-экономических показателей газовых двигателей с искровым зажиганием / Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, А.Н. Кабанов, М.С. Липинский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 7-11.

Рассмотрены перспективные пути повышения технико-экономических показателей газовых двигателей. Приведены различные схемы газотурбинного наддува для газовых двигателей. Уделено внимание снижению теплонпряженности деталей камеры сгорания. Выполнен подбор агрегатов наддува к газовому двигателю 6ГЧ 13/14. Ил. 2. Библиогр. 12 назв.

УДК 621.43.031

Прохоренко А.А. Основы подхода к разработке конструкции и принципа управления ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля / А.А. Прохоренко, А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 12-17.

В работе изложены основные принципы подхода к проектированию топливного насоса высокого давления (ТНВД) аккумуляторной системы топливоподачи дизеля, полученные на основе анализа экспериментальных и расчетных результатов работы такой системы. Показано, что применение управления объемной подачей топливного насоса высокого давления аккумуляторной системы впрыскивания путем дросселирования топлива на впуске в секцию высокого давления позволит снизить потери мощности на его привод. Ил. 11. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.436

Свиштула А.Е. Эффективность двойной подачи топлива в дизеле / А.Е. Свиштула, Г.Д. Матиевский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 17-21.

Выполнен анализ, и дана классификация способов двойной подачи топлива в дизеле. Приведены результаты экспериментального исследования двухразовой подачи топлива в дизеле с топливной системой непосредственного действия разделенного типа. Выявлены три границы первичной порции топлива, которые соответствуют максимуму индикаторного КПД, росту потерь топлива на стенку цилиндра, самовоспламенению предварительной порции. Определены оптимальные параметры двухфазной подачи топлива, достигнуто снижение расхода топлива на 4 %, «жесткости» - 25 %, максимального давления сгорания - 10 %, выброса окислов азота - 40 %, сажи - 30 %. Ил. 5. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.436

Тырловой С.И. К определению цикловой подачи топлива ТНВД при неустановившихся режимах высокооборотного автомобильного дизеля / С.И. Тырловой // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 21-24.

Показано, что для моделирования неустановившихся режимов работы топливной аппаратуры высокооборотных автомобильных дизелей с механическими или электронными регуляторами недостаточно знать координату дозирующего элемента. Установлено, что активный ход плунжера далеко неоднозначно определяет цикловую подачу топлива, которая зависит еще от ряда режимных и эксплуатационных факторов: частоты вращения, вязкости и других физических свойств топлива, остаточного давления, износа плунжерных пар. Представлены данные для определения величины цикловой подачи топлива распределительными топливными насо-

сами типа BOSCH при переходных процессах. Ил. 8. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.43

Марченко А.П. Анализ и математическое моделирование процесса сгорания водорода в четырехтактном одноцилиндровом двигателе с искровым воспламенением / А.П. Марченко, А.А. Осетров, И. Дубей, Р. Маамри // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 24-28.

В статье представлены результаты моделирования процесса сгорания водорода в одноцилиндровом четырехтактном двигателе с искровым воспламенением. Разработана однозонная математическая модель сгорания, в основу которой положена полуэмпирическая формула И.И. Вибе. Показано, что скорость сгорания водорода изменяется по закону, имеющему форму, близкую у треугольной. Проанализировано влияние конструктивных и регулировочных параметров на индикаторную диаграмму. Предложены эмпирические зависимости для определения показателя динамики и длительности сгорания в формуле И.И. Вибе. Табл. 1. Ил. 4. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.43.013

Корогодский В.А. Исследование процессов динамики движения фронта бензиновой струи / В.А. Корогодский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 28-31.

При уточнении в математической модели динамики топливной струи отношения масс головных капель и капель, что движутся в следе, позволило получить результаты расчетов практически соответствующие результатам эксперимента. Параметры газов в цилиндре определялись из расчета рабочего процесса двигателя. Ил. 5. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.436

Шашев А.В. Особенности топливоподачи и сгорания топлив на основе рапсового масла / А.В. Шашев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 32-35.

Приведен аналитический обзор экспериментальных исследований процесса макросмесеобразования оптическим методом при впрыске в атмосферу. Использовалось традиционное нефтяное дизтопливо и рапсовое масло. Отмечено, что факел рапсового масла, обладая большей дальностью и меньшим углом раскрытия, содержит большое количество мелкодисперсной фазы в периферийной области. Приведены результаты сравнительного исследования рабочего процесса дизеля при работе на рапсовом масле и нефтяном дизтопливе. Сделан анализ возможных путей оптимизации рабочего процесса дизеля на рапсовом масле. Ил. 5. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.43.056

Мищенко Н.И. Моделирование и исследование рабочего цикла бензинового двигателя. Часть 1. Математическая модель / Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, Ю.В. Юрченко, А.В. Савенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 35-39.

На основе дифференциальных уравнений энергетического и массового баланса предлагается методика расчета параметров рабочего тела в цилиндре четырехтактного бензинового двигателя. Моделирование действительного цикла ДВС отличается от общеизвестных учебным кинематики силового механизма, переменной степени сжатия на частичных режимах и регулирование нагрузки по способам Миллера и Аткинсона. При этом учитывается эффект влияния конструктивных факторов и параметров рабочего цикла. Описан метод расчета

процесса сгорания в бензиновом двигателе, основанный на подходе И. И. Вибе. Однако в данной работе расчет температуры заменен расчетом точного дифференциального уравнения с использованием метода Рунге-Кутты 4-го порядка. Модель имеет повышенную точность расчета и быстродействие. Ил. 2. Библиогр. 17 назв.

УДК 621.43: 62-66: 62-62

Белоусов Е.В. Влияние на рабочий процесс среднеоборотного судового дизеля путем впрыскивания воды в рабочий цилиндр / Е.В. Белоусов, М.С. Агеев, В.И. Свиридов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 40-43.

В статье приводятся результаты моделирования рабочего процесса с охлаждением воздушного заряда в процессе сжатия, путем впрыска воды непосредственно перед закрытием впускного клапана. Показано, что такой способ охлаждения лишен целого ряда недостатков свойственных другим известным методам использования воды в рабочем процессе. В частности расчеты показали, что при определенных условиях, можно добиться повышения эффективности рабочего процесса, которое сопровождается увеличением мощности. При этом происходит значительное снижение тепловой и механической напряженности двигателя, а также улучшение его экологических показателей. Табл. 2. Ил. 3. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.436

Елистратов В.А. Комбинированная топливная система транспортного дизеля / В.А. Елистратов, С.А. Король // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 44-48.

Приведено описание комбинированной топливной системы транспортного дизеля, состоящей из механического регулируемого привода неравномерного вращения кулачкового вала топливного насоса высокого давления, модулятора импульсов давления топлива и клапанов двойного действия. Данная топливная система позволяет устранить недостатки, присущие топливным системам непосредственного впрыскивания. Также приведена методика определения рациональных значений для конструктивных параметров узлов данной топливной системы при их совместном действии. Разработка комбинированной топливной системы направлена на повышение технического уровня дизелей, оборудованных топливными системами без электронного управления впрыском топлива. Ил. 5. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.436.1:621.45.01

Турчин В.Т. Оценка влияния комплекса конструктивных и регулировочных параметров дизеля ЧН12/14 на теплонпряженность и ресурсную прочность поршня / В.Т. Турчин, В.А. Пылёв, А.В. Белогуб, И.Н. Карягин, В.Т. Коваленко, С.В. Обозный, В.В. Матвеев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 48-51.

Проведено экспериментальное исследование влияния конструктивных и регулировочных параметров дизеля на его температурное состояние. Определено влияние угла опережения впрыскивания топлива, промежуточного охлаждения воздуха и охлаждения поршня на температуру в зоне кромки камеры сгорания. Выполнено прогнозирование ресурсной прочности материала поршня при наличии промежуточного охлаждения воздуха и наличии масляного охлаждения поршня. Ил. 4. Библиогр. 5 назв.

УДК 620.179.15: 535.23 + 539.319

Кесарийский А.Г. Исследование деформирования резьбового соединения головки и блока цилиндров поршневого двигателя / А.Г. Кесарийский, Ю.А. Постол, В.В. Сатокин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 51-53.

Приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований деформирования блоков цилиндров различных поршневых двигателей при воздействии внутреннего давления и усилий затяжки. Показано, что совместное воздействие технологических усилий затяжки и внутреннего рабочего давления может компенсировать или усиливать негативное воздействие нагрузок на групповое резьбовое соединение головки и блока цилиндров. Предложено использовать методы голографической интерферометрии и математического моделирования для оптимизации конструкции узла сопряжения головки и блока цилиндров. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК 62-71: 536.24

Мошенцев Ю.Л. Выбор геометрических параметров для диагональных пучков труб кожухотрубчатых охладителей масла ДВС / Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко, Д.С. Минчев, В.Н. Антоненко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 53-58.

Приведены результаты анализа по выбору рациональной поверхности теплообмена для кожухотрубчатых охладителей масла ДВС. Выбор геометрических параметров поверхности теплообмена проводился с учётом поставленных ограничений. Для комплексной оценки поверхности теплообмена рекомендуется использовать видоизменённый критерий М.В. Кирпичёва. Приведены результаты испытаний охладителя масла, спроектированного с учётом выданных рекомендаций, в составе системы охлаждения тепловозного двигателя типа 10Д100 до и после длительной эксплуатации. Табл. 1. Ил. 4. Библиогр. 8 назв.

УДК 534.138

Конкин В.Н. Влияние нелинейных характеристик опор на динамику корпуса дизеля 1Д80Б 02 004. 1. Создание конечно-элементной модели корпуса / В.Н. Конкин, С.М. Школьный // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1. – С. 58-62.

В процессе разработки на ХЗТМ им. Малышева проекта нового локомотивного дизеля 1Д80Б 02 004 возникла необходимость управления частотным спектром колебаний корпуса дизеля. Такое управление, по представлению разработчиков проекта, может быть реализуемо за счёт изменения характеристик демпфирующих опор рамы, на которую ставится дизель-генератор и которая, в свою очередь, ставится на несущую раму локомотива. В целом, решение задачи состоит из следующих основных этапов: создание оптимальной конечно-элементной модели корпуса дизеля, математическое моделирование опор поддизельной рамы с упруго - нелинейными характеристиками, проведение расчётного анализа влияния таких характеристик на динамику всего корпуса, подготовка необходимых рекомендаций. Табл. 1. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.432.018.2

Парсаданов И.В. Энергетические потери на привод топливного насоса высокого давления автотракторного дизеля / И.В. Парсаданов, С.Ю. Белик, М.В. Кривко, И.В. Рыкова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 62-65.

С использованием расчетного метода из индикаторного давления и теоретической продуктивности насоса определяется мощность на валу насоса. В качестве объекта исследования выбран автотракторный дизель 6ЧН 12/14 на который устанавливается рядный топливный насос высокого давления ТН-635 ($d_n = 12$ мм и $S_n = 15$ мм). При интенсификации топливоподачи предполагалось применение аккумуляторной топливной системы, обеспечивающей давление впрыскивания 200 МПа. Установлена доля энергетических потерь на привод ТНВД при интенсификации топливоподачи в суммарных механических потерях. Табл. 2. Ил. 2. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.43

Марченко А.П. Оценка влияния режимных факторов на параметры температурного высокочастотного колебания в поверхностном корундовом слое поршня / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, И.И. Сукачев, А.А. Прохоренко, И.Н. Карягин, В.В. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 65-69.

Разработана методика расчета высокочастотной температурной волны в поверхностном слое теплоизолированной стенки камеры сгорания двигателя внутреннего сгорания, которая учитывает влияние теплоизоляции на индикаторный процесс. Выполнена сравнительная оценка параметров высокочастотного температурного колебания в поверхностном слое камеры сгорания штатного и теплоизолированного поршней дизеля 4ЧН12/14. Ил. 5. Библиогр. 11 назв.

УДК 621.436: 621.74

Таран С.Б. Оценка термической выносливости поршней в зависимости от их материала / С.Б. Таран, О.В. Акимов, А.П. Марченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 70-72.

На основе статистического анализа результатов исследований теплового состояния поршней ДВС и рабочих характеристик их материала предлагается критерий оценки термической выносливости, главной составляющей которого является удельная работа упруго-пластической деформации при рабочей температуре. Это дает возможность ограничиться испытаниями образцов на разрыв при заданной температуре и осуществлять сравнительно быструю оценку пригодности поршней для высокофорсированных дизельных двигателей. Ил. 1. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.43.052

Марченко А.П. Регулирование турбины ТКР с БНА: эффективность, надежность, низкая себестоимость / В.А. Петросянц, Д.Е. Самойленко, А.А. Прохоренко, Е.И. Зинченко, А.Г. Косулин, Д.В. Мешков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 72-77.

Разработаны мероприятия для обеспечения эффективного и надежного регулирования в ТКР с БНА, которые были учтены при создании конструкции регулируемой турбины. Установлено, что для обеспечения высокого КПД турбины во всем диапазоне регулирования необходимо спроектировать специальным образом элемент регулирования (ЭР), а закон его движения должен обеспечивать максимальную глубину регулирования при минимальном угловом перемещении ЭР. Для обеспечения надежной работы конструкции регулируемой турбины, выполненной на базе ТКР-7, в регулировочном диске были выполнены 3 отверстия, равномерно расположенные на одной окружности, что обеспечило его разгрузку от осевого усилия, создаваемого газом со стороны улит-

ки. Ил. 4. Библиогр. 8 назв.

УДК 621.436.1: 621.43.016.4

Матвеев В.В. Предварительная оценка температурного состояния поршня с учетом неравномерного теплоотвода в зоне верхнего кольца В.В. Матвеев, В.А. Пылев, Н.В. Прокопенко, И.Г. Пожидаев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 78-81.

В статье проведена оценка температурного состояния поршня с учетом неравномерности теплоотвода в зоне верхнего кольца. Получены несимметричные граничные условия 3-го рода гильзы. Выполнена корректировка граничных условий в зоне верхнего поршневого кольца с учетом неравномерного теплоотвода в гильзу. Проведены расчеты ресурсной прочности кромки камеры сгорания для разных вариантов задания граничных условий. Показана необходимость учета неравномерности теплоотвода в гильзу при оценке температурного состояния поршня. Табл. 4. Ил. 2. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.438

Тарасенко А.И. Крутильные колебания в малооборотном дизеле при стационарных и переходных процессах / А.И. Тарасенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 81-84.

Рассматривается малооборотный дизель как крутильная система с распределенными параметрами, состоящая из маховиков (отсеков цилиндра, гребного винта), соединенных валами. Валы могут быть невесомыми (только жесткость) либо иметь распределенные параметры. Приведена методика, которая на основе решения волнового уравнения позволяет определить формы и частоты свободных крутильных колебаний. Приведены примеры расчетов крутильных колебаний при стационарных и переходных процессах системы дизель-валопровод-гребной винт. Табл. 1. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.436

Кулманов С.П. Биотоплива для дизелей - направления и основные результаты исследований / С.П. Кулманов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 85-88.

В данной статье рассматриваются основные направления исследований и результаты, полученные при использовании биотоплив из рапсового масла в дизельных двигателях. Приводятся данные по влиянию различных способов улучшения экономичности. Рассмотрены способы интенсификации смесеобразования и сгорания при применении чистого рапсового масла в качестве топлива: использование присадки воздуха к топливу и применение водо-топливной эмульсии. Приведены результаты оптического исследования топливного факела и разработанные, на основе проведенного исследования, рекомендации. Ил. 1. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.1.018

Поливянчук А.П. Анализ влияния условий стабилизации рабочих фильтров на массу навески дизельных твердых частиц / А.П. Поливянчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 88-91.

Проведена оценка методической погрешности измерений массы навески дизельных твердых частиц, которая возникает по причине влияния на результат измерений параметров процесса стабилизации рабочих фильтров: температуры атмосферного воздуха и продолжительности периода выдержки фильтров перед взвешиванием. Ил. 4. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.433:662.767.2

И.П. Васильев Методы нейтрализации вредных выбросов и парниковых газов при работе двигателей на альтернативных топливах / И.П. Васильев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 91-95.

Рассмотрены перспективы применения различных альтернативных топлив. Указывается на необходимость учета ущерба не только от традиционных вредных выбросов, но и новых, например, парниковых газов и не прореагировавших газов восстановителей. Представлены системы селективного каталитического восстановления оксидов азота и электрокаталитической фильтрация. Приведены экспериментальные результаты работы данных систем. Представлен способ, из области нанотехнологии, ионной имплантации для нанесения каталитических покрытий на носители катализаторов и деталей двигателей. Разработаны рекомендации по дальнейшему совершенствованию систем нейтрализации путем использования датчиков аммиака и оксидов азота. Табл. 1. Ил. 5. Библиогр. 12 назв.

УДК 621.7.044

Драгобецкий В.В. Экологическая безопасность и устойчивость процесса импульсного формоизменения листовых деталей ДВС замкнутой формы / В.В. Драгобецкий, В.М. Шмандий, Е.В. Харламова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 96-99.

Рассмотрен процесс импульсной штамповки трубчатых заготовок. Обсуждены критерии устойчивого деформирования. Получено условие неустойчивого состояния при импульсном и динамическом нагружении. Приведены результаты расчетов по определению величины предельной степени деформации при штамповке цилиндрических заготовок из стали X18H10T. Установлены параметры и характер влияния на локализацию деформаций и получено условие возникновения неустойчивого состояния при импульсном нагружении. Проанализированы вопросы управления экологической безопасностью на региональном уровне. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.74.046

Золотарь Л.С. Методология создания литой биметаллической композиции для изготовления поршней перспективных ДВС / Л.С. Золотарь, О.В. Акимов, Б.П. Таран // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 99-101.

Наиболее перспективным материалом для изготовления поршней двигателей с высокой степенью форсирования является литая чугун – титановая композиция. Предложен метод улучшения диффузионных связей в литой чугун – титановой композиции путем предварительной жидкофазной металлизации одной из ее составляющих. Табл.1. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.432

Жуков В.А. Повышение тепло-гидравлической эффективности тепло-обменных аппаратов двигателей внутреннего сгорания / В.А. Жуков, Е. Н. Николенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 102-105.

Статья посвящена оценке возможности повышения тепловой и гидравлической эффективности теплообменных аппаратов, входящих в системы двигателей внутреннего сгорания за счет изменения свойств охлаждающей жидкости. Исследования проведены для водомасляного холодильника двигателей семейства ЯМЗ-840. Численное моделирование процессов, протекающих в теплообменном аппарате, и их анализ с использованием кри-

териальных уравнений конвективного теплообмена свидетельствуют, что изменение свойств охлаждающей жидкости путем введения присадок обеспечивает повышение тепловой эффективности теплообменного аппарата и снижает его гидродинамическое сопротивление. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 12 назв.

УДК 621.436

Яхьяев Н.Я. Моделирование износа и определение срока службы втулок цилиндров судовых дизелей / Н.Я. Яхьяев, М.Д. Ханустанов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 106-109.

Приведены результаты исследования параметров изнашивания втулок цилиндров дизелей для прогнозирования их работоспособности. Разработана методика расчета срока службы втулок цилиндров по значениям износа и интенсивности изнашивания рабочих поверхностей. Получены и апробированы расчетные модели относительного и линейного износа, основанные на критерияльных соотношениях, учитывающих влияние различных факторов на процесс изнашивания, а также модель интенсивности изнашивания втулок цилиндров. Табл. 4. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.438

Жулай А.Ю. Особенности применения системы мониторинга автотракторных дизелей / А.Ю. Жулай, Д.Н. Барановский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 109-112.

Выполнен анализ факторов, которые оказывают определяющее влияние на изменение технического состояния автотракторных дизелей. Применение систем мониторинга технического состояния дизелей нуждается в определенных действиях для совершенствования стратегий технического обслуживания и ремонта (ТОР). Исследования проводились при эксплуатации автотракторных дизелей установленных на технике, что работает в условиях агропредприятий. Приведены результаты применения системы мониторинга технического состояния автотракторных дизелей, которые получены при обслуживании машин при планово-предупредительной (ППС) и адаптивной (АС) стратегии ТОР. Выявлена разная динамика потери работоспособности единиц техники. Проведенная оценка по коэффициентам готовности и технического использования свидетельствует о необходимости перехода обслуживания техники по фактическому состоянию на основе системы мониторинга. Разработаны рекомендации относительно оптимального использования и обслуживания исследуемого парка машин при ППС и АС ТОР. Табл.1. Библиогр. 12 назв.

УДК 621.41

Дьяченко В.Г. Двигатель внешнего сгорания – проблемы, перспективы / В.Г. Дьяченко, О.И. Воронков, О.Ю. Линьков, И.Н. Никитченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 113-118.

Использование как энергетической установки автомобиля двигателя внутреннего сгорания и как энергоносителей сжатого воздуха и традиционных топлив позволит уменьшить траты традиционных моторных топлив на 50 – 70 процентов. Практическое использование двигателей внешнего сгорания на транспортных средствах требует проведения затратных научно-исследовательских работ, организации производства баллонов из полимерных материалов рассчитанных на давление 30 – 50 МПа. Ил. 5. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436.038

Абрамчук Ф.І. Шляхи підвищення техніко-економічних показників газових двигунів з іскровим запалюванням / Ф.І. Абрамчук, В.М. Манойло, О.М. Кабанов, М.С. Липинський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 7-11.

Розглянуті перспективні шляхи підвищення техніко-економічних показників газових двигунів. Наведено схеми газотурбінного наддування для газових двигунів. Приділена увага зниженню теплонапруженості деталей камери згоряння. Виконано підбір агрегатів наддування до газового двигуна 6ГЧ 13/14. Іл. 2. Бібліогр. 12 назв.

УДК 621.43.031

Прохоренко А.А. Основи підходу до розробки конструкцій і принципу управління паливного насоса високого тиску акумуляторної паливної системи дизеля / А.А. Прохоренко, О.В. Грицюк, А.Н. Врублевський, Г.О. Щербаков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 12-17.

У роботі викладені основні принципи підходу до проектування паливного насоса високого тиску (ПНВТ) акумуляторної системи подачі палива дизеля, отримані на основі аналізу експериментальних і розрахункових результатів роботи такої системи. Показано, що застосування управління об'ємною подачею паливного насоса високого тиску акумуляторної системи упорскування шляхом дроселювання палива на впуску в секцію високого тиску дозволить знизити втрати потужності на його привод. Іл. 11. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.436

Свистула А.Е. Ефективність подвійний подачі палива в дизелі / А.Е. Свистула, Г.Д. Матієвський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 17-21.

Виконано аналіз, і дана класифікація способів подвійний подачі палива в дизелі. Наведено результати експериментального дослідження дворазовою подачі палива в дизелі з паливною системою безпосереднього дії розділеного типу. Виявлено три кордону первинної порції палива, які відповідають максимуму індикаторного ККД, зростання втрат палива на стінку циліндра, самозаймання попередньої порції. Визначено оптимальні параметри двофазної подачі палива, досягнуто зниження витрати палива на 4 %, «жорсткості» - 25 %, максимального тиску згоряння - 10 %, викиду оксидів азоту - 40%, сажі - 30 %. Іл. 5. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.436

Тирловий С.І. До визначення циклової подачі палива пнвт при несталих режимах високообертового автомобільного дизеля / С.І. Тирловий // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 21-24.

Показано, що для моделювання несталих режимів роботи паливної апаратури високообертових автомобільних дизелів з механічними або електронними регуляторами недостатньо знати координату дозуючого елемента. Установлено, що активний хід плунжера далеко неоднозначно визначає циклову подачу палива, що залежить ще від ряду режимних і експлуатаційних факторів: частоти обертання, в'язкості й інших фізичних властивостей палива, залишкового тиску, зносу плунжерних пар. Представлено дані для визначення величини циклової подачі палива розподільними паливними насосами типу BOSCH при перехідних процесах. Іл. 8. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.43

Марченко А.П. Аналіз і математичне моделювання процесу згоряння водню в чотиритактному одноциліндровому двигуні з іскровим запалюванням / А.П. Марченко, О.О.Осетров, І. Дубей, Р. Маамрі // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 24-28.

У статті представлені результати моделювання процесу згоряння водню в чотиритактному одноциліндровому двигуні з іскровим запалюванням. Розроблена однозонна математична модель згоряння, в основу якої покладена напівемпірична формула І.І. Вібе. Показано, що швидкість згоряння водню змінюється по закону, що має форму близьку до трикутної. Проаналізовано вплив конструктивних та регулювальних параметрів на індикаторну діаграму. Запропоновані емпіричні залежності для визначення показника динаміки і тривалості згоряння в формулі І.І. Вібе. Табл. 1. Іл. 4. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.43.013

Корогодський В.А. Дослідження процесів динаміки руху фронту бензинового струменя / В.А. Корогодський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 28-31.

При уточненні в моделі динаміки паливного струменя відношення мас головних крапель і крапель, що рухаються в сліді, дозволило отримати результати розрахунків практично відповідні до результатів експерименту. Параметри газів у циліндрі визначалися з розрахунку робочого процесу двигуна. Іл. 5. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.436

Шашев А.В. Особливості паливоподачі і згоряння палив на основі ріпакової олії / А.В. Шашев // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 32-35.

Наведено аналітичний огляд експериментальних досліджень процесу макросмесеобразования оптичним методом при упорскуванні в атмосферу. використовувалося традиційне нафтове дизпаливо і ріпакову олію. зазначено, що факел рапсового масла, володіючи більшою далекобійністю і меншим кутом розкриття, містить велику кількість дрібнодисперсного фази в периферійній області. наведено результати порівняльного дослідження робочого процесу дизеля при роботі на рапсове масло і нафтовому дизпаливі. зроблений аналіз можливих шляхів оптимізації робочого процесу дизеля на рапсовій олії. Іл. 5. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.43.056

Міщенко М.І. Моделювання та дослідження робочого циклу бензинового двигуна. Частина 1. Математична модель / М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, О.В. Савенко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 35-39.

На основі диференціальних рівнянь енергетичного й масового балансу пропонується методика розрахунку параметрів робочого тіла в циліндрі чотиритактного бензинового двигуна. Моделювання дійсного циклу ДВЗ відрізняється від загальновідомих врахуванням кінематики силового механізму, змінного ступеня стиску на часткових режимах і регулювання навантаження по способах Міллера й Аткинсона. При цьому враховується ефект впливу конструктивних факторів і параметрів робочого циклу. Описано метод розрахунку процесу згоряння в бензиновому двигуні, заснований на підході І. І. Вібе. Однак у даній роботі розрахунок температури замінений розрахунком точного диференціального рівняння з використанням методу Рунге-Кутта 4-го порядку. Мо-

дель має підвищену точність розрахунку й швидкодію. Лл. 2. Бібліогр. 17 назв.

УДК. 621.43: 62-66: 62-62

Білоусов Є.В. Вплив на робочий процес середньооборотного суднового дизеля шляхом упорскування води у робочий циліндр/ Є.В. Білоусов, М.С. Агєєв, В.І. Свиридов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 40-43.

У статті наводяться результати моделювання робочого процесу з охолодженням повітряного заряду в процесі стиску, шляхом упорскування води безпосередньо перед закриттям впускного клапана. Показано, що такий спосіб охолодження позбавлено цілого ряду недоліків властивих іншим відомим методам використання води в робочому процесі. Зокрема розрахунки показали, що за певних умов, можна домогтися підвищення ефективності робочого процесу, що супроводжується збільшенням потужності. При цьому відбувається значне зниження теплової й механічної напруженості двигуна, а також поліпшення його екологічних показників. Табл. 2. Лл. 3. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.436

Слістратов В.А. Комбінована паливна система транспортного дизеля / В.А. Слістратов, С.О. Король // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 44-48.

Наведено опис комбінованої паливної системи транспортного дизеля, яка складається з механічного регульованого привода нерівномірного обертання кулачкового вала паливного насоса високого тиску, модулятора імпульсів тиску палива та клапанів подвійної дії. Дана паливна система дозволяє усунути недоліки, що мають паливні системи безпосереднього впорскування. Також наведена методика визначення раціональних значень для конструктивних параметрів вузлів даної паливної системи при їх спільній дії. Розробка комбінованої паливної системи направлена на підвищення технічного рівня дизелів, що обладнані паливними системами без електронного керування впорскуванням палива. Лл. 5. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.436.1:621.45.01

Турчин В.Т. Оцінка впливу комплексу конструктивних та регульовальних параметрів дизеля ЧН12/14 на теплонапруженість і ресурсну міцність поршня / Турчин В.Т., Пильов В.О., Білогуб О.В., Карягін І.М., Коваленко В.Т., Обозний С.В., Матвєєнко В.В. // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – №1. – С. 48-51.

Проведено експериментальне дослідження впливу конструктивних та регульовальних параметрів дизеля на його температурний стан. Визначено вплив кута випередження впорскування палива, проміжного охолодження повітря та охолодження поршня на температуру в зоні кромки камери згоряння. Виконано прогнозування ресурсної міцності матеріалу поршня при наявності проміжного охолодження повітря та наявності масляного охолодження поршня. Лл. 4. Бібліогр. 5 назв.

УДК 620.179.15: 535.23 + 539.319

Кесарійський О.Г. Дослідження деформування різбового з'єднання головки та блоку циліндрів поршневого двигуна / О.Г. Кесарійський, Ю.О. Постол, В.В. Сатокін // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 51-53.

Наведено результати розрахунково-експериментальних досліджень деформування блоків циліндрів різ-

них поршневих двигунів під впливом внутрішнього тиску та зусиль затягування різбових кріплень. Показано, що сумісний вплив технологічних зусиль затягування та внутрішнього робочого тиску може компенсувати або підсилити вплив навантажень на групове різбове з'єднання головки та блоку циліндрів. Запропоновано використовувати методи голографічної інтерферометрії та математичного моделювання для проведення оптимізації конструкції вузла поєднання головки та блоку циліндрів. Лл. 3. Бібліогр. 5 назв.

УДК 62-71: 536.24

Мошенцев Ю.Л. Вибір геометричних параметрів для діагональних пучків труб кожухотрубчатих охолоджувачів масла ДВЗ / Ю.Л. Мошенцев, О.А. Гогоренко, Д.С. Мінчев, В.М. Антоненко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 53-58.

Приведені результати аналізу з вибору раціональної поверхні теплообміну для кожухотрубчатих охолоджувачів масла ДВЗ. Вибір геометричних параметрів поверхні теплообміну проводився з урахуванням поставлених обмежень. Для комплексної оцінки поверхні теплообміну рекомендується використовувати видозмінений критерій М.В. Кирпичова. Приведені результати випробувань охолоджувача масла, спроектованого з урахуванням виданих рекомендацій, у складі системи охолодження тепловозного двигуна типу 10Д100 до і після тривалої експлуатації. Табл. 1. Лл. 4. Бібліогр. 8 назв.

УДК 534.138

Конкін В.Н. Вплив нелінійних характеристик опір на динаміку корпусу дизеля 1Д80Б 02 004. 1. Розробка кінцево-елементної моделі корпусу / В.Н. Конкін, С.М. Школьнік // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – №1. – С. 58-62.

У процесі розробки на ХЗТМ ім. Малышева проекту нового локомотивного дизеля 1Д80Б 02 004 виявилась необхідність керування частотним спектром коливань його корпусу. Таке керування, за думкою розробників проекту, може бути реалізовано завдяки зміні характеристик локальних опор рами, на яку ставлять дизель-генератор і котру, у свою чергу, ставлять на головну раму локомотива. У цілому, рішення задачі має такі головні етапи: розробка коректної кінцево-елементної моделі, математичне моделювання опір поддизельної рами з нелінійними характеристиками, сам аналіз впливу таких характеристик на динаміку корпусу дизелю та розробка необхідних рекомендацій. Табл. 1. Лл. 3. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.432.018.2

Парсadanов І.В. Енергетичні втрати на привід паливного насоса високого тиску автотракторного дизеля І.В. Парсadanов, С.Ю. Білик, М.В. Кривко, І.В. Рикова // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 62-65.

З використанням розрахункового методу з індикаторного тиску й теоретичної продуктивності насоса визначається потужність на валу насоса. Як об'єкт дослідження обраний автотракторний дизель 6ЧН 12/14 на який встановлюється рядний паливний насос високого тиску ПН-635 ($d_n = 12$ мм і $S_n = 15$ мм). При інтенсифікації паливоподачі передбачалося застосування акумуляторної паливної системи, що забезпечує тиск упорскування 200 МПа. Встановлено частку енергетичних втрат на привід ПНВТ при інтенсифікації паливоподачі в сумарних механічних втратах. Табл. 2. Лл. 2. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.43

Марченко А.П. Оцінка впливу режимних факторів на параметри температурного височастотного коливання в поверхневому корундовому шарі поршня / А.П. Марченко, В.В. Шпаковский, І.І. Сукачев, А.О. Прохоренко, І.М. Карягін, В.В. Пильов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 65-69.

Розроблено методику розрахунку височастотної температурної хвилі в поверхневому шарі теплоізолюваної стінки камери згоряння двигуна внутрішнього згоряння, що враховує вплив теплоізоляції на індикаторний процес. Виконано порівняльну оцінку параметрів височастотного температурного коливання в поверхневому шарі камери згоряння штатного і теплоізолюваного поршнів дизеля 4СН12/14. Іл. 5. Бібліогр. 11 назв.

УДК 621.436: 621.74

Таран С.Б. Оцінка термічної витривалості поршнів залежно від їх матеріалу / С.Б. Таран, О.В. Акімов, А.П. Марченко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 70-72.

На основі статистичного аналізу результатів досліджень теплового стану поршнів ДВС і робочих характеристик їх матеріалу пропонується критерій оцінки термічної витривалості, головною складовою якого є питома робота пружно-пластичної деформації при робочій температурі. Це дає можливість обмежитися випробуваннями зразків на розрив при заданій температурі і здійснювати порівняно швидко оцінку придатності поршнів для високофорсованих дизельних двигунів. Іл. 1. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.43.052

Марченко А.П. Регулювання турбіни ТКР з БНА: ефективність, надійність, низька собівартість / В.А. Петросянц, Д.Є. Самойленко, А.А. Прохоренко, Е.І. Зінченко, А.Г. Косулин, Д.В. Мешков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 72-77.

Розроблено заходи для забезпечення ефективного і надійного регулювання в ТКР з БНА, які були враховані при створенні конструкції регульованої турбіни. Встановлено, що для забезпечення високого ККД турбіни у всьому діапазоні регулювання необхідно спрофілювати спеціальним чином елемент регулювання (ЕР), а закон його руху повинен забезпечувати максимальну глибину регулювання при мінімальному кутовому переміщенні ЕР. Для забезпечення надійної роботи конструкції регульованої турбіни, виконаної на базі ТКР-7, у регульовальному диску були виконано 3 отвори, рівномірно розташовані на одній окружності, що забезпечило його розвантаження від осьового зусилля, створюваного газом з боку улітки. Іл. 4. Бібліогр. 8 назв.

УДК 621.436.1: 621.43.016.4

Матвєєнко В.В. Попередня оцінка температурного стану поршня з урахуванням нерівномірного тепловідведення в зоні верхнього кільця В.В. Матвєєнко, В.О. Пильов, М.В. Прокопенко, І.Г. Пожидаєв // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 78-81.

У статті проведено оцінку температурного стану поршня з урахуванням нерівномірності тепловідведення в зоні верхнього кільця. Отримано несиметричні граничні умови 3-го роду гільзи. Виконано коригування граничних умов в зоні верхнього поршневого кільця з урахуванням нерівномірного тепловідведення у гільзу. Проведено розрахунки ресурсної міцності кромки камери згоряння для різних варіантів завдання граничних умов.

Показано необхідність врахування нерівномірності тепловідведення у гільзу при оцінці температурного стану поршня. Табл. 4. Іл. 2. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.438

Тарасенко О.І. Крутильні коливання в мало обертовому дизелі при перехідних процесах / О.І. Тарасенко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 81-84.

Розглядається мало обертовий дизель як крутильна система з розподіленими параметрами яка має маховики (циліндрові відсіки, гребний гвинт) поєднані валами. Вали можуть бути невагомими (тільки жорсткість) або мати розподілені параметри. Наведено методику, котра на базі рішення хвильового рівняння дозволяє отримати форми та частоти вільних крутильних коливань, а також приведених мас. Наведено приклад розрахунків крутильних коливань при стаціонарних і перехідних процесах системи дизель - валопровід – гребний гвинт. Табл. 1. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.436

Кулманаків С.П. Біопалива для дизелів - напрямки і основні результати досліджень / С. П. Кулманаків // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 85-88.

У даній статті розглядаються основні напрями досліджень і результати, отримані при використанні біопалива з ріпакової олії в дизельних двигунах. Наводяться дані щодо впливу різних способів поліпшення економічності. Розглянуто способи інтенсифікації сумішоутворення і згоряння при застосуванні чистого ріпакової олії в якості палива: використання присадки повітря до палива та застосування водо-паливній емульсії. Наведено результати оптичного дослідження паливного факела і розроблені, на основі проведеного дослідження, рекомендації. Іл. 1. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.1.018

Полив'ячук А.П. Аналіз впливу умов стабілізації робочих фільтрів на масу навішування дизельних твердих частинок / А.П. Полив'ячук // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 88-91.

Проведено оцінку методичної похибки вимірювань маси навішування дизельних твердих частинок, яка виникає у зв'язку з впливом на результат вимірювань параметрів процесу стабілізації робочих фільтрів: температури атмосферного повітря та тривалості періоду витримання фільтрів перед зважуванням. Іл. 4. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.433:662.767.2

І. П. Васильєв Методи нейтралізації шкідливих викидів і парникових газів при роботі двигунів на альтернативних паливах / І. П. Васильєв // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 91-95.

Розглянуто перспективи застосування різних альтернативних палив. Вказується на необхідність обліку збитку не тільки від традиційних шкідливих викидів, але й нових, наприклад, парникових газів і газа-відновлювача, який не прореагував. Представлені системи селективного каталітичного відновлення оксидів азоту та електрокаталітичної фільтрації. Наведено експериментальні результати роботи даних систем. Представлено спосіб, з області нанотехнології, іонної імплантації для нанесення каталітичних покриттів на носії каталізаторів і деталей двигуна.

нів. Розроблені рекомендації з подальшого вдосконалювання систем нейтралізації шляхом використання датчиків аміаку й оксидів азоту. Лл. 5. Бібліогр. 12 назв.

УДК 621.7.044

Драгобецький В.В. Екологічна безпека і стійкість процесу імпульсного формозмінення листових автодвигунних деталей замкнутої форми / В.В. Драгобецький, В.М. Шмандій, О.В. Харламова // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 96-99.

Розглянутий процес імпульсного штампування трубочастих заготовок. Обговорені критерії стійкої деформації. Одержана умова нестійкого стану при імпульсному і динамічному вантаженні. Приведені результати розрахунків за визначенням величини граничного ступеня деформації при штампуванні циліндрових заготовок із сталі Х18Н10Т. Встановлені параметри і характер впливу на локалізацію деформації і одержана умова виникнення нестійкого стану при імпульсному навантаженні. Проаналізовані питання управління екологічною безпекою на регіональному рівні. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.74.046

Золотар Л.С. Методологія створення литої біметалічної композиції для виготовлення поршнів перспективних ДВЗ / Л.С. Золотар, О.В. Акімов, Б.П. Таран // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 99-101.

Найбільш перспективним матеріалом для виготовлення поршнів двигунів з високим ступенем форсування є лита чавун-титанова композиція. Запропонований метод поліпшення дифузійних зв'язків в литій чавун – титановій композиції шляхом попередньої рідкофазної металізації однієї з її складових. Табл.1. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.432

Жуков В.А. Підвищення теплової гідрравлічної ефективності теплообмінних апаратів двигунів внутрішнього спалювання / В.А. Жуков, Є.М. Ніколенко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 102-105.

Стаття присвячена оцінці можливостей по підвищенню теплової і гідрравлічної ефективності теплообмінних апаратів, які входять до системи двигунів внутрішнього спалювання, за рахунок зміни властивостей охолоджуючої рідини. Дослідження проведені для водомасляного холодильника двигунів сімейства ЯМЗ-840. Чисельне моделювання процесів, що проходять в теплообмінному апараті, і їх аналіз з використанням критеріальних порівнянь конвективного теплообміну, свідчать про зміну властивостей охолоджуючої рідини, шляхом введення присадок, що забезпечують підвищення теплової ефективності теплообмінного апарату і знижують його гідродинамічний опір. Табл. 1. Лл. 2. Бібліогр. 12 назв.

УДК 621.436

Яхьяєв Н.Я. Моделювання зношування і визначення терміну служби втулок циліндрів суднових дизелів / Н.Я. Яхьяєв, М.Д. Ханустранов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 106-109.

Наведено результати дослідження параметрів зношування втулок циліндрів дизелів для прогнозування їхньої працездатності. Розроблено методику розрахунку терміну служби втулок циліндрів за значеннями зношування і інтенсивності зношування робочих поверхонь. Отримано і апробовані розрахункові моделі відносного й лінійного зношування, які засновані на критеріальних співвідношеннях, що враховують вплив різних факторів на процес зношування, а також модель інтенсивності зношування втулок циліндрів. Табл. 4. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.438

Жулай О.Ю. Особливості застосування системи моніторингу автотракторних дизелів / О.Ю. Жулай, Д.М. Барановський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № 1. – С. 109-112.

Виконано аналіз факторів, що роблять визначальний вплив на зміну технічного стану автотракторних дизелів. Застосування систем моніторингу технічного стану дизелів потребує певних дій для вдосконалення стратегій технічного обслуговування та ремонту (ТОР). Дослідження проводились при експлуатації автотракторних дизелів встановлених на техніці, що працює в умовах агропідприємств. Наведено результати застосування системи моніторингу технічного стану автотракторних дизелів, отриманих при обслуговуванні машин при планово-попереджувальній (ППС) та адаптивній (АС) стратегії ТОР. Виявлено різну динаміку втрати працездатності одиниць техніки. Проведена оцінка за коефіцієнтами готовності та технічного використання свідчить про необхідність переходу обслуговування техніки за фактичним станом на основі системи моніторингу. Розроблено рекомендації щодо оптимального використання та обслуговування досліджуваного парку машин при ППС та АС ТОР. Табл. 1. Бібліогр. 12 назв.

УДК 621.41

Дяченко В.Г. Двигун зовнішнього згоряння – проблеми, перспективи / В.Г. Дяченко, О.І. Воронков, О.Ю. Лінков, І.М. Нікітченко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2010. – № . – С. 113-118.

Використання як енергетичної установки автомобіля двигуна зовнішнього згоряння і як енергоносіїв стиснутого повітря і традиційних палив дозволить зменшити витрати традиційних моторних палив на 50 – 70 відсотків. Практичне використання двигунів зовнішнього згоряння на транспортних засобах вимагатиме проведення затратних науково-дослідних розробок, організації виробництва балонів з полімерних матеріалів розрахованих на тиск 30 – 50 МПа. Лл. 5. Бібліогр. 3 назв.

UDC 621.436.038

Abramchuk F. Ways of improvement technical and economic indexes in gas engines with spark ignition / F. Abramchuk, V. Manoilo, A. Kabanov, M. Lypynskiy // Internal combustion engines. – 2009. – № 1. – P. 7-11.

The perspective ways of technical and economical indexes improvement in gas engines are considered. Different schemes of turbocharging for gas engines are offered. The special attention was attended to the heat release rate of combustion chamber parts. The selection of supercharger for 6GCH 13/14 gas engine was carried out. Il. 2. Bibliogr. 12 names.

UDC 621.43.031

Prohorenko A.A. Principals of approach to development of design and principle of high-pressure fuel pump control of accumulator fuel system of diesel engine / A.A. Prohorenko, A.V. Gritsuk, A.N. Vrublevskiy, G.A. Sherbakov // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 12-17.

In the work the main principles of approach to designing of a high-pressure fuel pump of an accumulator fuel supply system of a diesel engine, obtained on the basis of the analysis of experimental and calculated results of operation of such system are stated. It is shown, that the application of a positive-displacement supply control of a high-pressure fuel pump of an accumulator injection system by fuel throttling at a high-pressure section inlet will allow reducing power loss on its drive. Il. 11. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.436

Svistula A.E. Efficiency of fuel double injection in the diesel engine / A.E. Svistula, G.D. Matievsky // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 17-21.

The analysis is executed, and classification of ways of fuel double injection in a diesel engine is given. Results of an experimental research of two-single fuel injection in the diesel engine with direct action fuel system of divided type are given. Three levels of an initial portion of fuel are revealed, they conform to a maximum of indicated efficiency, to increase of fuel losses in a cylinder surface, to autoignition of a preliminary portion. Optimum parameters of two-phase fuel injection are determined, it is attained a reduction of the fuel consumption - 4 %, speed of cylinder pressure increase - 25 %, the maximal combustion pressure - 10 %, emission of nitric oxides - 40 %, soot - 30 %. Il. 5. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.436

Tyrlovoy S.I. To determination of cycles presenting a fuel pump under not formed modes of high velocity car diesel / S.I. Tyrlovoy // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 21-24.

Shown that for modeling no formed modes of fuel equipment of high rotation car diesels with mechanical or electronic regulators insufficiently to know a coordinate of dozes element. Installed that active move of plunger far off ambiguous defines of cycles presenting a fuel, which depends else from row modes and field-performance factors: rotating frequencies, viscosity and other physical characteristics of fuel, remaining pressure, wear-out of plungers. Presented given for determination of value of cycles presenting a fuel by distributing fuel pumps of type BOSCH under connecting process. Table. 1. Il. 4. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.43

Marchenko A.P. Hydrogen combustion analyze and modelling in the four-stroke one-cylinder spark ignition en-

gine A.P. Marchenko, A.A. Osetrov, I.Dubej, R.Maamri // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 24-28.

The article presents the results of hydrogen combustion analysis and modelling in the one-cylinder four-stroke spark ignition engine. The one-zoned mathematical model of combustion in basis I.I.Vibe's law is developed. It is shown, that hydrogen combustion speed changes under the law having the form, close to triangular. The analyse of influence of constructive and adjusting parameters on the indicate diagram is represented. Empirical equations for the parameter of dynamics and the duration of combustion in I.I.Vibe's law are offered. Tabl. 1. Il. 4. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.43.013

Korogodsky V. The study of the process of dynamics in a movement of front of a petrol jet / Korogodsky V. // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 28-31.

While specifying the ratio of main drops and drops, moving in a trail, in the models of fuel jet dynamics we were able to jet the result of calculations practically to the result of the experiment. Gas parameters in the cylinders were determined at a rate of an engine working process and the fields of velocities were determined by means of a three-dimensional modeling of a fresh charge movement process. Il.5. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.436

Shashev A.V. Features of fuel injection and fuel combustion on the base rape oil. / A.V. Shashev // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 32-35.

The state-of-the-art review of experimental researches of process dispersed is resulted by an optical method at injection in atmosphere. Traditional diesel oil and rape oil was used. It is noticed that a torch rape oils, possessing more range and a smaller corner of disclosing, contains a considerable quantity minor phases in peripheral area. Results of comparative research of working process of a diesel engine are resulted at work on rape oil and diesel oil. The analysis of possible ways in the working process optimization of a diesel engine on diesel oil is made. Il.5. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.43.056

Mishchenko N.I. Modelling and research of the petrol engine working cycle. Part 1. Mathematical model / N.I. Mishchenko, V.G. Zarenbin, T.N. Kolesnikova, J.V. Yurchenko, O.V. Savenko // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 35-39.

On the basis of the differential equations of power and mass balance the design procedure of parameters of a working body in the cylinder of the four-cycle petrol engine is offered. Modelling of valid cycle ICE differs from well-known in the next way. There is the account of kinematics of the power mechanism, a variable degree of compression on partial modes and regulation of loading in the ways of Miller and Atkinsona. Thus the effect of influence of efficiency factors and parameters of a running cycle is considered. The method of calculation of a combustion procedure in the gasoline engine, based on the I.I. Vibe approach is described. However in the work the dismissed work of temperature is replaced by calculation of the exact differential equation with appliance of method Runge-Kutt of 4-th order. The model has the raised accuracy of calculation and speed. Il.2. Bibliogr. 17 names.

UDC 621.43: 62-66: 62-62

Belousov E.V. The influence on working process of the average speed ship engine by water injection to the work-

ing cylinder / E.V. Belousov, M.S. Ageev, V.I. Sviridov // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 40-43.

In article results of modelling of working process with cooling of air in the course of compression, by water injection directly ahead of closing of the inlet valve are resulted. It is shown, that such way of cooling has no many lacks peculiar to other known methods of use of water in working process. In particular calculations have shown, that under certain conditions, it is possible to achieve increase of efficiency of working process, with capacity increase. Thus there is a considerable decrease in thermal and mechanical intensity of the engine, and also improvement of its ecological indicators.

UDC 621.436

Yelistratov V.A. Combined fuel system of a transport diesel / V.A. Yelistratov, S.A. Korol // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 44-48.

Description of the combined fuel system of a transport diesel, consisting of the mechanical managed drive of irregular rotation of camshaft of high pressure fuel pump, modulator of impulses of pressure of fuel and valves of double action is resulted. This fuel system allows to remove failings, inherent the fuel systems of direct injection. The method of determination of rational values for the unit's structural parameters of this fuel system at their united action is also resulted. Development of the combined fuel system is directed on the increase of technical level of diesels, equipped the fuel systems without an electronic management the injection of fuel. Il. 2. Bibliog. 6 names. Il. 5. Bibliog. 7 names.

UDC 621.436.1:621.45.01

Turchin V.T. Estimation of diesel CH 12/14 complex design and adjusting parameters impact on the piston heat-stressed and resource strength / Turchin V.T., Pylyov V.O., Belogub O.V., Karyagin I.M., Kovalenko V.T., Obozny S.V., Matveenko V.V. // Internal combustion engines. – 2010. – №1. – P. 48-51.

An experimental study of diesel engine design and adjusting parameters influence on its thermal state carried out. The angle of an advancing fuel injection, air intercooling and piston cooling influence on the temperature in the combustion chamber edge defined. The forecasting resource material strength of the piston at an intermediate air cooling and the piston oil cooling made. Il. 4. Bibliog. 5 names.

UDC 620.179.15: 535.23 + 539.319

Kesariysky A.G. Study of deformation fitting connection of the head and cylinder block of the piston engine / A.G. Kesariysky, Yu.A. Postol, V.V. Satokin // Internal combustion engines. – 2010. – №1. – P. 51-53.

The results of theoretical and experimental studies of deformation of different engines are presented. It is shown that the simultaneous influence of the forces of internal pressure and tightening the screws may lead to changes in engine performance. These forces affect the operation of the flange bolts. Proposed use of holographic interferometry methods and mathematical modeling for optimizing construction of the engine. Table. 1. Il. 4. Bibliog. 8 names.

UDC 62-71: 536.24

Moshentsev U.L. The selection of geometric parameters for the diagonal bundles pipes shell-and-tube ice's oil coolers / U.L. Moshentsev, A.A. Gogorenko, D.S. Minchev, V.N. Antonenko // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 53-58.

The results of selection reasonable heat-exchange surface for shell-and-tube ICE's oil coolers have shown. The selection of geometric parameters for heat-exchange surface

was carried out taking into consideration the concrete constraints. For complex estimation of heat-exchange surface the modified M.V. Kirpichyova's criterion is recommended. The test results of cooler, designed using given recommendations, for diesel engine 10D100 before and after long operation have shown. Table. 1. Il. 4. Bibliog. 8 names.

UDC 534.138

Konkin V.N. Influence of the nonlinear characteristics of support of the dynamics of the diesel's housing 1D80B 02 004 1. Development of the finite-element model of housing / V.N. Konkin, S.M. Shkolniy // Internal combustion engines. – 2010. – №1. – P. 58-62.

The new need for controlling the frequency oscillation spectrum of the of diesel's was appeared in the process of development the project of the new locomotive diesel 1D80B 02 004 on the plant named after Malyshev. Such a control, according to the idea of the developers of project, can be realized by changing in the characteristics of the damping supports of frame, on which the diesel generator is placed and which, in turn, is placed on the basic bearer frame of locomotive. As a whole, the solution of problem consists of the following basic stages: the creation of the optimum finite-element model of the housing of diesel, the mathematical simulation of the supports of power frame with the elastic-nonlinear characteristics, conducting the calculated analysis of the influence of such characteristics on the dynamics of entire housing, the preparation of the necessary recommendations. Tabl. 1. Il. 3. Bibliog. 5 names.

UDC 621.432.018.2

Parsadanov I.V. /Energy losses on drive of the high pressure fuel pump of the autotractor diesel / I.V. Parsadanov, S.U. Belik, M.V. Krivko, I.V. Rykova // Internal combustion engines. – 2010. – №1. – P. 62-65.

The power on the pump shaft drive is defined. It was calculated from indicator pressure and theoretical productivity of the pump. As object of the study is chose autotractor diesel 6CHN 12/14 which is completed with the rowing fuel pump of the high pressure FP-635 ($d_n = 12$ mm and $S_n = 15$ mm). For intensification of fuel delivery a Common Rail system was offered. This system can provide the injection pressure up to 200 MPa. The share of the energy losses on drive FPHP in total mechanical loss while intensification of the fuel delivery was calculated.

UDC 621.43

Marchenko A.P. Assessment of the impact of temperature sensitive factors on parameters of the high-frequency fluctuations in the surface corundum layer of piston / A.P. Marchenko, V.V. Shpakovski, I.I. Sukachev, A.A. Prokhorenko, I.N. Karyagin, V.V. Pylyov // Internal combustion engines. – 2010. – №1. – P. 65-69.

Methodology for calculating the high-frequency surface wave in thermal heat-insulated wall of the combustion chamber of an internal combustion engine was developed. Methodology takes into account the influence of heat insulation on the indicator process. A comparative assessment of the parameters of the high-frequency surface temperature fluctuations in the combustion chamber and heat-insulated piston-engine 4 CHN 12/14 was carried out. Il. 5. Bibliog. 11 names.

UDC 621.436: 621.74

Taran S.B. Estimation of thermal endurance of pistons in dependence on their material / S.B. Taran, O.V. Akimov,

A.P. Marchenko // Internal combustion engines – 2010. – № 1. – P. 70-72.

On the basis of pistons thermal state statistical analysis and working descriptions of their material the criterion of estimation of thermal endurance is offered. The main constituent of analysis is specific work of resiliently-plastic deformation at a working temperature. It enables just to do the tests on a pattern's break at the set temperature and to carry out comparatively the rapid estimation of piston's fitness for the highly forced diesel engines. Il. 1. Bibliog. 2 names.

UDC 621.43.052

Marchenko A.P. Adjustment the turbocharger with vaneless turbine volute: efficiency, reliability, low cost/ V.A. Petrosjants, D.E. Samojlenko, A.A. Prohorenko, E.I. Zinchenko, A.G. Kosulin, D.V. Meshkov // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 72-77.

Actions for maintenance of effective and reliable regulation in turbocharger with vaneless turbine volute are developed. This actions have been taken into account in design of the adjustable turbine. It is established, that for maintenance of high efficiency of the turbine in all adjustment range it is necessary to profile the adjustment element (AE) under special way. His movement algorithm should provide maximum depth of regulation under minimal angular motion. To maintenance the reliable operation of the adjustable turbine which was developed on base TKR -7 the three holes in adjusting disk was drilled. The holes was performed evenly on the circle and unload the disc from the axial thrust. Il. 4. Bibliog. 8 names.

UDC 621.436.1: 621.43.016.4

Matveenko V.V. The piston temperature state preliminary estimation with taking into account uneven heat supply in the zone of the upper ring / V.V. Matveenko, V.O. Pylyov, M.V. Prokopenko, I.G. Pozhidaiev // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 78-81.

In the paper the piston temperature state with taking into account uneven heat supply in the zone of the upper ring estimated. The third kind of cylinder liners are obtained for asymmetric boundary conditions. Adjustment of boundary conditions in the area of the upper piston ring, with taking into account uneven heat supply in the liner is completed. The combustion chamber edge resource strength calculations for the different options for specifying the boundary conditions was made. The necessity of taking into account the uneven heat in the liner in the piston heat state is evaluated. Table 4. Il. 2. Bibliog. 9 names.

УДК 621.438

A.I. Tarasenko Torsion rippling in low speed diesel engine by steady and no steady process / A.I. Tarasenko // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 81-84.

Low speed diesel engine is viewed as torsion system with distributing parameters consist from wheels (cylinders compartments, rowing screw) amalgamated by the rollers. Rollers can be imponderable (harshness only) or have distribute characteristic. Method which is base of decision of wave equalization, which allow to determine form and frequency of the free torsion rippling is reduced. System of usual differential equalization, which allow to investigate torsion rippling by transition process and take into account decrement in separate elements of the system is offered. Table 1. Bibliog. 5 names.

УДК 621.436

Kulmanakov S.P. Biofuels for diesel engines - direction and main results of the investigations / S.P. Kulmanakov // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 85-88.

In this article the main directions of research and the results obtained from the use of biofuels from rapeseed oil in diesel engines are reviewed. The data about the influence of different ways to improve efficiency is given. Ways of intensification of mixture formation and combustion when pure rapeseed oil is applied are considered. These ways are include: application of air to fuel additives and the use of water-fuel emulsion. The results of optical studies of the flame body are presented. And recommends that are based on the research are given. Il. 1. Bibliog. 4 names.

UDC 621.1.018

Polivianchuk A.P. Analysis of influence of terms of stabilizing of working filters on mass of hinge-plate of diesel particulate matters / A.P. Polivianchuk // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 88-91.

The estimation of methodical error of measuring of the mass of hinge-plate of diesel particulate matters is conducted. This error arises up by reason of influence on the result of measuring of parameters of process of stabilizing of working filters: temperatures of atmospheric air and duration of period of self-control of filters before weighing. Il. 4. Bibliogr. 5.

UDC 621.433:662.767.2

Vasylyev I. P. Methods of neutralization of harmful emissions and hotbed gases during the work of engines on alternative fuel / I. P. Vasylyev // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 91-95.

Prospects of application various alternative fuel are considered. It is underlined necessity of the account of damage not only from traditional harmful emissions, but also hotbed gases and not reacted gases of reducers. New selective catalytic Systems for restoration of nitrogen oxide and electric catalytic filtration is presented. Experimental results of work of the given systems are resulted. The way, from area nanotechnology is presented, to ionic implantation for drawing catalytic coverings on carriers of catalysts and details of engines. Recommendations about the further perfection of systems of neutralization by use of gauges of ammonia and nitrogen oxide are developed. Table 1. Il. 5. Bibliog. 12 names.

УДК 621.7.044

Dragobezkiy V.V. Ecological safety and stability of process of impulsive sheets details ICE of the reserved form / V.V. Dragobezkiy, V.M. Shmandii, E.V. Kharlamova // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 96-99.

Considered process of the impulsive punching of tube intermediates. Discussed criteria of proof deformation. Got condition of the unstable state at the impulsive and dynamic loading. Resulted results of calculations on determination of size of maximum degree of deformation at punching of cylinder intermediates from steel of X18H10T. Set parameters and character of influence on localization of deformations and the got condition of origin of the unstable state at the impulsive loading. Analyzed questions of management by ecological safety at regional level. Bibliogr. 3 names

UDC 621.74.046

Zolotar L. Methodology of creation of the cast bimetallic composition for making pistons of advanced ICE / L. Zolotar, O. Akimov, B. Taran // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 99-101.

The most perspective material for making pistons of engines with the high degree of forcing is casting cast-iron with titanic composition. The method of improvement the diffusive connections in the cast cast-iron – titanic composition is offered. This method includes one preliminary liquid-phase metallization of composition constituents. Tabl.1. Bibliogr. 3 names.

УДК 621.432

Zhukov V.A. Increase the heat and hydraulic efficiency of heat-changing apparatus in system of internal combustion engine / V.A. Zhukov, E.N. Nikolenko // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 102-105.

The article is devoted to valuation of possibility to increase heat and hydraulic efficiency of heat-changing apparatus in system of internal combustion engines by correction of cooling water's composition and properties. Investigation was conducted for oil-water cooler of diesel engine YMZ-840. Numerical simulation of process which take place in heat-changing apparatus and its analyses in form of criterial equations shows, that changing of cooling water's properties by little fellow additives provide for increase of oil-water cooler's heat efficiency and bring down hydraulic resistance of heat-changing apparatus. Table. 1. Il. 2. Bibliogr. 12 names.

УДК 621.436

Yahyaev N.Y. Modelling of deterioration and definition of service life of cylinders' plugs in a ship diesel engines N.Y. Yahyaev, M.D. Khanustranov // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 106-109.

The research results of parameters of wear process of plugs of cylinders of diesel engines for forecasting their working capacity are resulted. The design procedure of service life of plugs of cylinders on values of deterioration and intensity of wear process of working surfaces is developed. The settlement models of relative and linear deterioration based on parities, various factors considering influence on process of wear process, and also model of intensity of wear

process of plugs of cylinders are received and approved. Tabl.4. Bibliogr. 4 names.

УДК 621.438

Zhulai O.Y. The special features in application of the autotractor diesels monitoring system / O.Y. Zhulai, D.M. Baranovskiy // Internal combustion engines. – 2010. – № 1. – P. 109-112.

The analysis of factors, that had an determining influence on the change of the technical state of auto tractor diesels is executed. Application of the systems of diesels technical state monitoring needs definite actions for perfection of strategies of technical service and repair (TSR). Researches were conducted during exploitation of autotractor diesels on a technique that works in the conditions of agroenterprises. The results of application of auto tractor diesels technical state monitoring system which has got at service machines at planned-preventive (PPS) and adaptive (AS) strategy TRS are resulted. A different dynamics of capacity's loss in technique's units is exposed. The estimation was conducted after the coefficients of readiness and use testifies to the necessity of transition of maintenance of technique after the actual state on the basis of the system of monitoring. Recommendations in relation to the optimum use and maintenance of the explored park of machines at PPS and AS TSR are developed. Tabl.1. Bibliogr. 12 names.

УДК 621.41

Dyachenko V.G. External Combustion Engine – problems, perspectives / V.G. Dyachenko, O.I. Voronkov, O.U. Linkov, I.M. Nikithenko // Internal Combustion Engines. – 2010. – № 1. – P. 113-118.

Application external combustion engine as automobile motor, compressed air and traditional motor fuel as an energy sources reduces traditional motor fuel consumption on 60 – 70 percent. Practical application external combustion engines as automobile motor need expensive researches, organization of production light-weight gas-bags for pressure 30 – 50 MPa. Il. 5. Bibliogr. 3 names.

Научно-технический журнал **"Двигатели внутреннего сгорания"** имеет периодичность выхода - 2 раза в год. Основная цель издания - дать возможность опубликовать научные труды и статьи преподавателям, научным сотрудникам, аспирантам и соискателям ученых степеней, а также расширить возможности для обмена научно-технической информацией в Украине и за ее пределами.

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

- **Общие проблемы двигателестроения;**
- **Конструкция ДВС;**
- **Рабочие процессы ДВС;**
- **Технология производства ДВС;**
- **Эксплуатация ДВС;**
- **Экологизация ДВС;**
- **Гипотезы, предложения;**
- **Содержание высшего образования по специальности "ДВС".**

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

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ:

размер бумаги А4 (210х297 мм);

- левое, правое, верхнее и нижнее поля - 25 мм;
- шрифт Times New Roman, 10 кегль;
- межстрочный интервал – 1,2;
- рисунки, схемы и графики выполняются в черно-белом варианте внедренными в текст статьи;
- список литературы оформляется в соответствии с требованиями ДСТУ.

СТАТЬЯ ДОЛЖНА ВКЛЮЧАТЬ:

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

К статье прилагаются:

- рецензия,
- акт экспертизы о возможности опубликования.

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

УСЛОВИЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ:

Оформленная в соответствии с настоящими требованиями статья направляется авторами в редколлегию по адресу: 61002. Харьков-2, ул. Фрунзе, 21. НТУ "ХПИ". Кафедра ДВС. Редакционная коллегия журнала "Двигатели внутреннего сгорания". Ответственному секретарю редколлегии. Тел. (057)707-60-89, E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua.

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

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку 25.08.09 Формат 60х84 1/8. Папір офсетний.
Гарнітура Times.Різо-друк. Ум. друк. арк. 6,85 Обл.-вид. арк.10.
арк. Наклад. 300 прим. Зам. № 18/08 Ціна договірна

Віддруковано ФОП Лисенко І.Б.
61070, Харків – 70, вул. Чкалова, 17, моторний корпус, к. 147, т. 707-44-76
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців,
виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції ДК №2607 від 11.09.06 р.