

ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

2'2007

Издание основано Национальным техническим университетом
"Харьковский Политехнический Институт" в 2002 году

Госиздание

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н.*

С.А. Алехин, *к. т. н.*

У.А. Абдулгазис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *к. т. н., доц.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

Я.С. Егоров, *д. т. н., проф.*

С.А. Ерощенко, *д. т. н., проф.*

В.Н. Зайончковский, *д. т. н., проф.*

А.И. Крайнюк, *д. т. н., проф.*

А.П. Кудряш, *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.*

М.Г. Сандомирский, *к. т. н., проф.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

И.И. Тимченко, *к. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

А.Ф. Шеховцов, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

А.В. Грицюк

Решение основных проблем создания отечественного

малолитражного дизеля 3

Горожанкин С.А., Чугреев А.С.

Газогенераторные установки с двигателями Стирлинга 10

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.В. Тринева, А.Ф. Минак, В.Т. Коваленко,

А.Н. Авраменко, С.В. Обозный

Экспериментальный анализ теплового состояния втулки выпускного клапана тракторного дизеля. 15

А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.В. Мешков

Выбор рациональных конструктивных параметров опытной топливной форсунки типа Common Rail быстрого дизеля. 20

В.Т. Турчин, В.О. Пильов, А.П. Кузьменко

Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів. 30

Ю.Е. Драган

Методика учета сжимаемости топлива и деформации штанги при математическом моделировании электрогидравлических форсунок. 35

В.А. Романов, Ю.Л. Попов

Повышение эффективности наддува за счет стабилизации температуры воздуха, поступающего в цилиндры дизеля, работающего на переменных режимах. 39

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

А.В. Денисов, С.Б. Сафонов

Результаты безмоторных испытаний форсунки для двухфазного впрыскивания топлива. 43

С.А. Алехин, И.А. Краюшкин, В.А. Опалев

Модернизация преобразователя импульсов для выпускной системы двухтактных дизелей типа БТД. 48

Е.К. Гордиенко, А.С. Стрибуль, А.В. Белогуб

Определение параметров закрепления поршня ДВС в станочном приспособлении для его последующей механической обработки. 51

А.Л. Григорьев, С.А. Король, А.И. Дерябенко

Уточненная модель внешнего трения для пружин клапанов дизельной топливной аппаратуры. 55

Мартынюк А. В.

Кинематика и уравнивание ДВС с большими де-заксиалами кривошипно-шатунных механизмов. 63

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

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

rykova@kpi.kharkov.ua

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВС

Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов

Методика расчета процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания. 67

Е.В. Белоусов

Численное исследование влияния продолжительности продувки слоя топлива на рабочий процесс твердотопливного поршневого двигателя. 73

А. И. Крайнюк, И. П. Васильев

Комплексная оценка экономических и эксплуатационных показателей использования топлив растительного происхождения в дизелях 77

В.Г. Дьяченко

Двигатель с искровым зажиганием и продолженным расширением. 81

А.П. Марченко, А.Ф. Минак, А.А. Прохоренко, А.А. Осетров

Тепловое состояние деталей камеры сгорания дизеля при работе на этиловом эфире рапсового масла 85

Грицук И.В., Адров Д.С.

Улучшение топливной экономичности транспортного дизеля путем конвертации его в газодизель ... 88

А.А. Прохоренко, В.А. Пылев С.А. Кравченко, В.В. Шпаковский

Влияние величины механических потерь в газовом двигателе на процесс возникновения детонации. . 91

А.Н. Ганжа, Н.А. Марченко

Моделирование процессов в воздухоохладителях стационарных ГТУ...... 94

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

А.Г. Кесарийский, А.Н.Клишин

Компенсация микродеформаций рабочих поверхностей кинематических пар двигателя внутреннего сгорания. 98

В.В. Шпаковский, В.В. Осейчук

Влияние корундовой поверхности поршней дизеля тепловоза ЧМЭ-3 на эксплуатационные характеристики цилиндра-поршневой группы. 101

Б.Д. Билека, Н.И. Радченко, А.А. Сирота, Д.В. Коновалов

Тригенерационные технологии охлаждения циклового воздуха ГТД. 105

Борисевич В.К., Третьяк В.В., Шкалова А.В

Использование технологий взрывной штамповки для изготовления деталей на машиностроительных предприятиях Украины. 111

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

В. Г. Некрасов, М. К. Куанышев

Повышение качества подшипников скольжения ДВС. 118

О.К. Безюков, В.А. Жуков, О.В. Жукова

Повышение надежности и эффективности систем охлаждения судовых ДВС. 122

А.Н. Пойда, И.В. Парсаданов, Д.Г. Сивых

Модель мониторинга загрузки автотракторных дизелей в эксплуатации. 126

А.Н. Пойда, А. М. Проскурин

Модель идентификации режимов работы автомобильных двигателей с впрыскиванием бензина в условиях эксплуатации. 131

Н.И. Радченко, А.А. Сирота, Д.В. Коновалов

Рациональные параметры тригенерационных контуров судовых среднеоборотных дизелей. 136

А.И. Крайнюк, К.А. Лутиков

Повышение эффективности комплекса бездренажного хранения сжиженного природного газа системы питания тепловозного ДВС. 141

Р.А. Varbanets, V.G. Ivanovsky, A. N. Varbanets

Effective and reliable operation of marine diesel by working process monitoring. 145

В.В. Попов

Анализ параметров тепловых потерь энергетическим оборудованием судов портового флота. 148

РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ. 152

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2007, №2. – 165 с.

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

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 7 от 07.08.07 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2007.

УДК 621.432

А.В. Грицюк, канд. техн. наук

ОСНОВЫ СОЗДАНИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО МАЛОЛИТРАЖНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Спецификой развития отечественного малолитражного дизелестроения является формирование единой базы для разработки перспективных конструкций дизелей широкого народнохозяйственного назначения. Научно-технический потенциал КП ХКБД и финансовая поддержка государства, позволили создать семейство малолитражных четырёхтактных рядных дизелей серии ДТА в 2-х, 3-х и 4-х цилиндровом исполнении одного типоразмера.

Известно, что создание нового типоразмера двигателей внутреннего сгорания требует даже у передовых зарубежных фирм 5-7 лет и затрат в сотни миллионов долларов [1]. КП ХКБД пришлось решать задачу создания отечественного малолитражного дизеля в те же сроки, но при меньшем финансировании в сотни раз. Задание на разработку семейства малолитражных тракторных дизелей было выдано в 1998 году, а уже в следующем году было получено задание на разработку автомобильных модификаций того же типоразмера. Для сокращения времени и средств на проектирование и подготовку производства было принято решение о создании малолитражных дизелей серии ДТА автотракторного назначения мощностью от 12,5 до 80 кВт с единой базой корпусных деталей и приводов механизмов, унифицированными цилиндро-поршневой группой и кривошипно-шатунным механизмом. Целью данной работы является раскрытие проблемы создания автомобильной модификации дизеля при сохранении унификации с тракторными модификациями того же типоразмера.

Формулирование сути проблемы

В настоящее время двигателестроение России, Украины, Белоруссии имея производственные мощ-

ности действующих предприятий, значительно превышающие количественные потребности собственных рынков, не могут обеспечить двигателями многие объекты их применения из-за отсутствия в производстве новых современных моделей двигателей и возможности коренной модернизации существующих. Так, например, на автомобили ОАМО "Завод имени И.А. Лихачёва" (серии ЗИЛ-5301) устанавливаются модификации Минских тракторных дизелей серии Д-245, а на трактора ОАО "Харьковский тракторный завод" устанавливаются модификации автомобильных дизелей ОАО "Автодизель" (серии ЯМЗ-236) и ОАО "КамАЗ-Дизель" (серии КамАЗ-740). Инициатива такого применения двигателей исходит от разработчиков автомобилей и тракторов, а не дизелей. Это приводит к тому, что двигатели претерпевают лишь незначительные конструктивные изменения, относящиеся к компоновке и разработке переходных присоединительных устройств к объекту применения. Уточнение регулировок, формирование внешней характеристики, вопросы эксплуатационных показателей остаются без должного внимания разработчиков дизелей, что и вызывает недоверие потребителей к термину "автотракторные".

Основы создания отечественного малолитражного автомобильного дизеля связаны с реализацией концепции параллельной разработки унифицированных модификаций автомобильного и тракторного двигателей единого типоразмерного ряда.

Решение проблемы

Сравнение характеристик автомобильной и тракторной модификаций дизелей

На рис. 1 представлены изменения основных показателей тракторного дизеля 4ДТА и автомобильного 4ДТНА1 по внешним характеристикам.

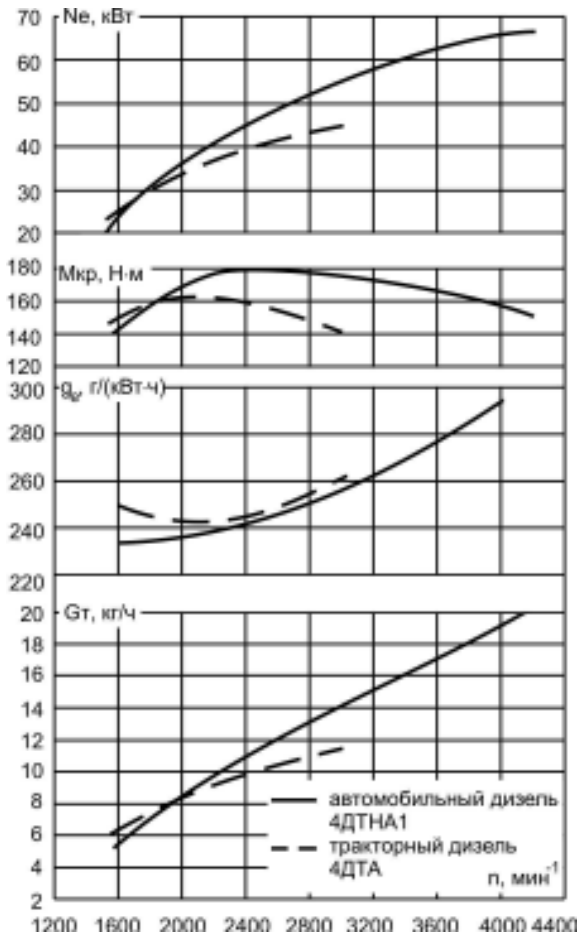


Рис. 1. Внешние характеристики малолитражных дизелей

Анализ зависимостей мощностей и крутящих моментов от частоты вращения коленчатого вала по внешним скоростным характеристикам показывает, что автомобильный дизель работает в более широком диапазоне частот вращения коленчатого вала. Для получения достаточно высоких мощностей дизели легковых и малотоннажных грузовых автомобилей выполняют высокооборотными. При одинаковых рабочих объемах для автомобильных дизелей характерно более высокое значение максимального крутящего момента с одновременным повышением общего коэффициента приспособляемости K_o [2], рассчитываемого по формуле:

$$K_o = K_m \cdot K_\omega, \quad (1)$$

где K_m – коэффициент приспособляемости по

крутящему моменту ($K_m = M_{k_{max}} / M_{Ne}$); K_ω – коэффициент приспособляемости по угловой скорости коленчатого вала ($K_\omega = \omega_{Ne} / \omega_{M_{k_{max}}}$).

Увеличение общего коэффициента приспособляемости позволяет улучшить приёмистость двигателя, сократить время разгона, уменьшить число ступеней коробки передач.

Особенности режимов эксплуатации позволяют форсировать автомобильный дизель в сравнении с тракторным дизелем. Это подтверждают внешние характеристики. По сравнению с дизелем 4ДТА (тракторная модификация) у автомобильного дизеля 4ДТНА1 номинальная частота вращения коленчатого вала выше на 40%, (3000 мин^{-1} и 4200 мин^{-1}), расширен скоростной диапазон частот вращения на 120% и увеличен крутящий момент дизеля во всём диапазоне частот вращения на 15-20%. Общий коэффициент приспособляемости K_o увеличен в 1,37 раза.

Для обеспечения таких показателей необходимо не только перерегулирование дизеля, но и существенные конструктивные изменения систем воздухообеспечения, топливоподачи, других узлов и элементов, влияющих на рабочий процесс и работоспособность дизеля.

Обеспечение воздухообеспечения дизелей

Среднее эффективное давление находится в прямой функциональной зависимости от параметров, обеспечиваемых системами воздухообеспечения дизеля:

$$P_e = f(\eta_v, \rho_k, \eta_m), \quad (2)$$

где η_v – коэффициент наполнения; ρ_k – плотность воздушного заряда на впуске; η_m – механический КПД дизеля.

Увеличение значений этих параметров является актуальной и важной задачей разработчиков дизелей и зависит, главным образом, от характеристик агрегатов наддува и совершенства процессов газообмен-

на. При этом очистка и наполнение цилиндров воздухом зависит от проходного сечения газораспределительных органов и продолжительности их открытия (фаз газораспределения), а влияние воздухообеспечения на механический КПД дизеля характеризуется потерей мощности на насосные хода.

Тракторная и автомобильная модификации рассматриваемого дизеля оснащены агрегатами наддува.

Для тракторного дизеля в КП ХКБД разработан и изготовлен нерегулируемый ТКР6 с диаметрами компрессорного и турбинного колёс 62 мм и 68 мм соответственно и предельной частотой вращения ротора ($n_{пр}$) 125000 мин⁻¹.

Дизель 4ДТА разработан для универсального сельскохозяйственного трактора и имеет номинальную частоту вращения коленчатого вала 3000 мин⁻¹. Основные эксплуатационные режимы его работы практически не отличаются от выполняющего аналогичные сельскохозяйственные и транспортные работы самоходного шасси с дизелем СМД-900 [3], имеющим такую же номинальную частоту вращения. Следовательно, около 84% времени эксплуатации тракторный дизель работает в диапазоне частот вращения 1700 - 2500 мин⁻¹, из которых 43% при средней частоте вращения 2100 мин⁻¹. Этому скоростному режиму работы двигателя и соответствует зона максимального КПД нерегулируемого турбокомпрессора (рис. 2).

Для обеспечения требований к протеканию внешней характеристики автомобильного дизеля на двигателе 4ДТНА1 установлен модернизированный по техническим требованиям КП ХКБД регулируемый турбокомпрессор ТКР5,5С-4 Воронежского механического завода с каналом перепуска части отработавших газов минуя турбину и предельной частотой вращения ротора 160000 мин⁻¹.

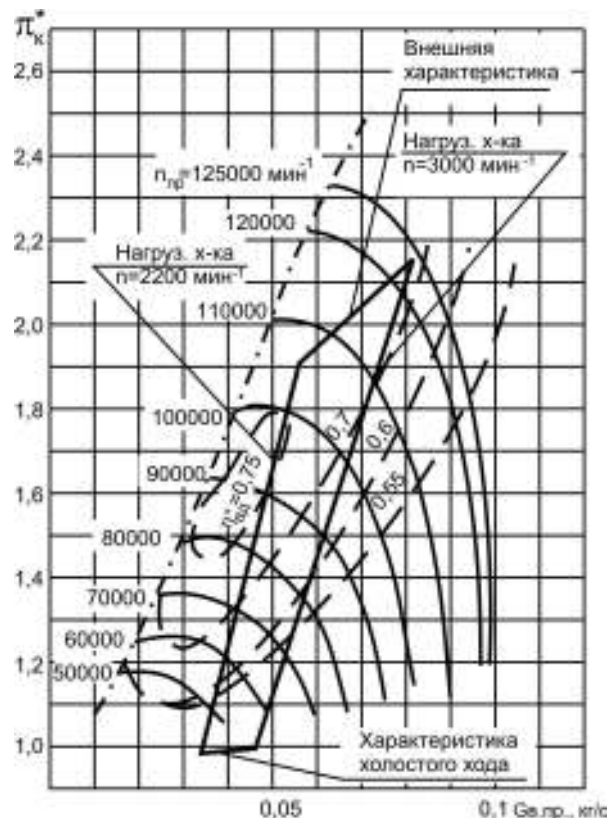


Рис. 2. Характеристика компрессора ТКР6 и поле его рабочих режимов в составе тракторного дизеля 4ДТА

Характеристики автомобильного ТКР существенно отличаются от тракторного и обеспечивают зоны максимального КПД турбокомпрессора в области эксплуатационных режимов автомобильного дизеля. Эти режимы определены по данным источника [4] и результатам реальной эксплуатации дизеля 4ДТНА1 в составе грузопассажирского автомобиля "Соболь". Эти данные показывают, что среднестатистические эксплуатационные режимы находятся в диапазоне эксплуатационных частот вращения 0,55-0,72 $n_{ном}$, т.е. для дизеля 4ДТНА1 в диапазоне частот вращения 2300-3000 мин⁻¹. Этим режимам работы дизеля и соответствует зона максимальных КПД модернизированного компрессора ТКР 5,5С-4 (рис. 4), что является существенным отличием от характеристик исходного (рис. 3) и тракторного (рис. 2) вариантов.

Кроме того, для дизелей легковых и грузопас-

сажирских автомобилей большое значение имеют динамические характеристики, которые существенно зависят от способности двигателя быстро выходить на требуемый уровень крутящего момента.

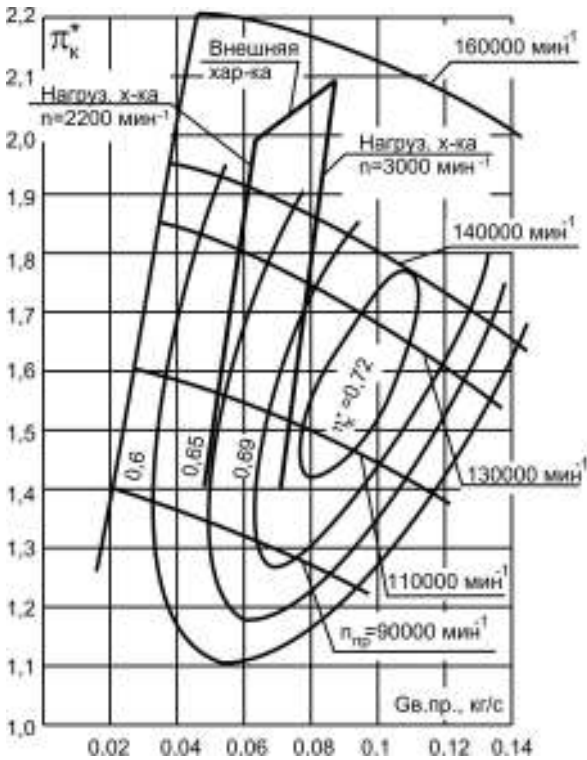


Рис. 3. Характеристика компрессора ТКР 5,5С-1 и поле его рабочих режимов в составе автомобильного дизеля 4ДТНА1

Чем больший крутящий момент способен развить двигатель за минимально возможное время при возрастании нагрузки, тем лучше динамические качества автомобиля. Это качество двигателя напрямую зависит от турбокомпрессора. Для повышения динамических качеств дизеля в газовом корпусе турбины турбокомпрессора предусмотрен начальный "разгонный" участок с зауженной до 3,11 см² площадью проходного сечения проточной части турбины. Вторым не менее существенным конструктивным мероприятием является уменьшение момента инерции ротора турбокомпрессора. ТКР 5,5С-4 имеет величину момента инерции ротора $0,2055 \cdot 10^{-3}$ кг·см·с², в то время как у ТКР6 аналогичная величина составляет $0,7482 \cdot 10^{-3}$ кг·см·с², т.е. в 3 раза больше.

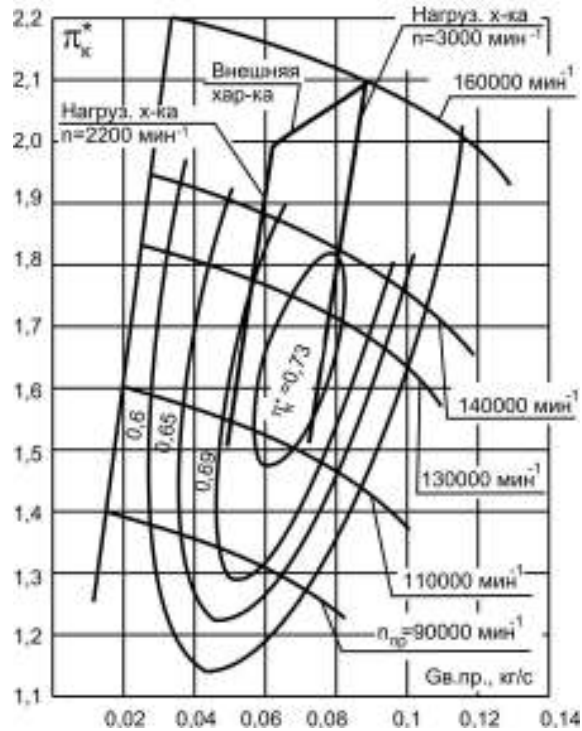


Рис. 4. Характеристика модернизированного компрессора ТКР 5,5С-4 и поле его рабочих режимов в составе автомобильного дизеля 4ДТНА1

Применение с целью формирования внешней характеристики на автомобильной модификации дизеля регулируемого турбокомпрессора неизбежно привело к увеличению противодавления выпуску и уменьшению отношения давления наддувочного воздуха (P_k) к давлению газа перед турбиной (P_t) при частотах вращения коленчатого вала выше частоты максимального крутящего момента. Экспериментальные данные отношений P_k/P_t на режимах внешних характеристик дизелей 4ДТА и 4ДТНА1 приведены в таблице 1.

Из табл. 1 видно, что у дизеля 4ДТНА1, с регулируемым турбокомпрессором, отношение P_k/P_t заметно ниже, чем у тракторного дизеля, что ведёт к снижению P_e из-за увеличения насосных потерь. Поэтому для улучшения показателей работы автомобильного дизеля 4ДТНА1 проведен **выбор рациональных фаз газораспределения и величины проходного сечения газораспределительных органов.**

В результате были разработаны и применены новые профили впускного и выпускного кулачков распределительного вала механизма газораспределения и

увеличен по сравнению с тракторным вариантом максимальный ход выпускного клапана (с 7,0 мм до 8,6 мм).

Таблица 1. Результаты измерений параметров газотурбинного наддува дизелей на режимах внешней характеристики

Частота вращения на режиме внешней характеристики, n , мин ⁻¹	Тракторный дизель 4ДТА (турбокомпрессор ТКР6)			Автомобильный дизель 4ДТНА1 (турбокомпрессор ТКР 5,5С-4)		
	Рк, МПа	Рт, МПа	Рк/Рт	Рк, МПа	Рт, МПа	Рк/Рт
2200	0,149	0,134	1,11	0,185	0,189	0,98
2600	0,164	0,150	1,09	0,193	0,200	0,96
3000	0,176	0,164	1,07	0,212	0,231	0,92
3600				0,215	0,256	0,84
4200				0,217	0,278	0,78

Отличие фаз газораспределения тракторного дизеля 4ДТА и автомобильного 4ДТНА1 показано в табл. 2.

Таблица 2. Фазы газораспределения малолитражного дизеля

Характеристика действия кулачка распределительного вала	Фазы газораспределения, град	
	Дизель 4ДТА	Дизель 4ДТНА1
Начало открытия впускного клапана, град. до ВМТ	20	10
Конец закрытия впускного клапана, град. после НМТ	48	38
Начало открытия выпускного клапана, град. до НМТ	70	70
Конец закрытия выпускного клапана, град. после ВМТ	22	10

Как видно из таблицы, в дизеле 4ДТНА1 с регулируемым турбокомпрессором потребовалось в два раза уменьшить перекрытие фаз открытия впускного клапана и закрытия выпускного клапана. Наряду с увеличением максимального хода впускного клапана это дало возможность уменьшить коэффициент остаточных газов $\gamma_{ост}$ и увеличить коэффициент наполнения цилиндра, что благоприятно сказалось на росте P_e . Реализация рациональных фаз газораспределения и увеличенного максимального хода впускного клапана стала возможной в результате

разработки новой методики проектирования газораспределительных кулачков [5], применение которой позволяет достичь высоких значений время-сечений клапанов при выполнении имеющих место в малолитражном дизелестроении прочностных, конструктивных и технологических ограничений.

Тракторная и автомобильная модификации малолитражного отечественного дизеля оснащены однотипными, унифицированными в производстве, **системами топливоподачи**. Это системы непосредственного действия, разделенного типа с блочными четырехсекционными топливными насосами высокого давления с золотниковым управлением цикловой подачей и опережением впрыскивания. Впрыскивание топлива осуществляется форсунками закрытого типа с внутренним дренажом. Вместе с тем, в конструкциях форсунки и топливного насоса есть несущественные для производства, но значимые для эксплуатационных показателей дизелей конструктивные отличия. Так форсунка автомобильного дизеля 4ДТНА1 отличается от тракторной числом и расположением сопловых отверстий в распылителе. Распылитель тракторной форсунки имеет одно сопловое отверстие диаметром $d_c=0,37$ мм, распылитель автомобильной форсунки - два сопловых отверстия равного диаметра $d_c=0,35$ мм. Необходимость увеличения числа сопловых отверстий вызвана ростом про-

должительности впрыскивания топлива одноструйным распылителем с 18,5 град.п.кул.в. до 26,9 град.п.кул.в. при увеличении номинальной частоты вращения. Двухсопловые распылители в форсунках быстроходных вихрекамерных дизелей применялись и ранее [6], однако реализация этого мероприятия на дизеле 4ДТНА1 стала возможной после проведения экспериментального исследования по выбору диаметров и расположения сопловых отверстий распылителя. Эффективность различных вариантов распылителей оценивалась по изменению мощности (N_e) и удельного эффективного расхода топлива (g_e) при работе дизеля на режимах внешней характеристики. На рис.5 показана схема реализованного на дизеле 4ДТНА1 направления струй топлива относительно вращения вихря. Угол между струями составляет 30° .

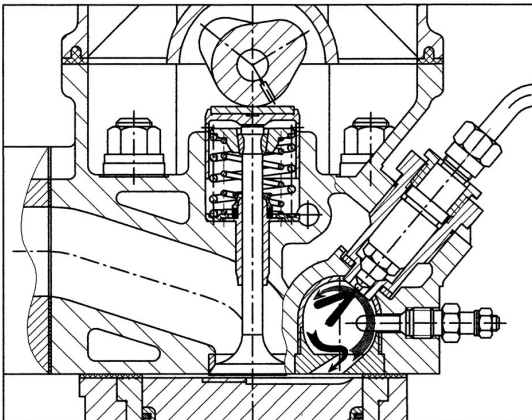


Рис. 5. Направления струй топлива относительно потока воздуха в вихревой камере сгорания дизеля 4ДТНА1

Эффективность организации дополнительного бокового впрыскивания топлива в сравнении с одноструйным распылителем показана в табл. 3.

Вторым отличием тракторной и автомобильной систем топливоподачи является конструкция регулятора, обеспечивающего требуемую характеристику подачи топлива при работе дизелей на режимах внешней характеристики (на рис. 6).

Таблица 3. Эффективность применения автомобильных форсунок с двухструйными распылителями

Направление бокового впрыска топлива	Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Изменение эксплуатационных параметров дизеля 4ДТНА1	
		ΔN_e , кВт	Δg_e , г/(кВт·ч)
По потоку воздуха в вихревой камере сгорания	3000	+1,33	-10,88
	4200	+2,21	-17,68
Против потока воздуха в вихревой камере сгорания	3000	-1,62	+13,60
	4200	-2,21	+19,04

Сравнение характеристик подтверждает несоответствие системы регулирования тракторного дизеля требованиям к росту цикловой подачи топлива для автомобильного дизеля при увеличении частоты вращения коленчатого вала с 3000 до 4200 мин⁻¹. Поэтому система регулирования автомобильного дизеля 4ДТНА1 оборудована топливным корректором, уменьшающим цикловую подачу топлива при снижении частоты вращения коленчатого вала.

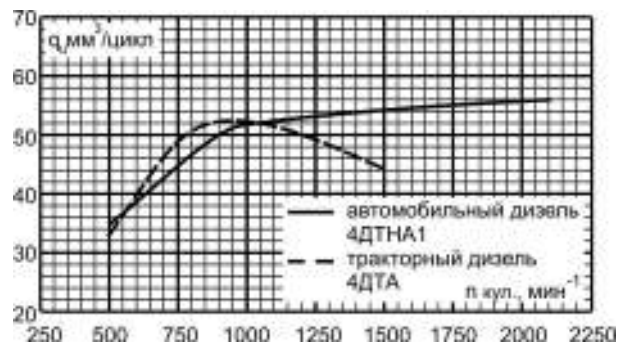


Рис. 6. Характеристики подачи топлива при работе дизелей на режимах внешней характеристики

Конструктивные особенности других систем, узлов и деталей малолитражного дизеля

Кроме обеспечения заданных показателей рабочего процесса были приняты меры по повышению надежности работы узлов и деталей в условиях повышения тепловой, механической и инерционной

нагрузок автомобильного дизеля. Отличительными особенностями автомобильного дизеля являются:

- подача масла под давлением в форсунки системы охлаждения поршней и дополнительный водомасляный холодильник, конструктивно расположенный под фильтром тонкой очистки масла;

- материалы для изготовления коленчатого вала, коренных и шатунных подшипников; для изготовления коленчатого вала тракторного дизеля 4ДТА используется литая заготовка из специального чугуна, в то время как для автомобильного 4ДТНА1 – поковка из стали 18Х2Н4МА, обладающая большим запасом прочности;

- более тяжелые условия работы определили и замену материала коренных и шатунных подшипников в кривошипно-шатунном механизме; если для тракторного дизеля они изготовлены из сталеалюминиевой ленты АМО1-20, то на стальную основу автомобильных вкладышей наносится бронза БрС30;

- для обеспечения работоспособности механизма газораспределения на режиме номинальной мощности автомобильного дизеля выпускные клапаны, имея совершенно одинаковые геометрические размеры, для тракторного дизеля изготавливаются из сплава ЭИ107 (40Х10С2М), а автомобильного – из сплава ЭИ69 (40Х14Н14В2М);

- рабочая поверхность выпускного клапана автомобильного дизеля выполнена со специальной жаростойкой наплавкой, разработанной Киевским институтом электросварки им. Е.О. Патона.

Заключение

В основу создания отечественного малолитражного автомобильного дизеля положена концепция параллельной разработки типоразмерного ряда унифицированных модификаций автомобильных и тракторных двигателей.

При создании малолитражного автомобильного дизеля уточнены регулировки, условия формирова-

ния внешней характеристики и характерные эксплуатационные режимы его работы, определяющие эксплуатационные показатели.

Представленные конструктивные отличия тракторной и автомобильной модификаций дизелей единого семейства ДТА показывают, что разработчик двигателя должен учитывать на этапе проектирования сферу его применения.

Широкое автотракторное, или другое народнохозяйственное, назначение может иметь только семейство унифицированных для подготовки единого производства двигателей.

Конкретная модификация дизеля не может быть применена по автомобильному и тракторному назначению одновременно.

Список литературы:

1. Власов Л.И. О состоянии подотрасли общепромышленного двигателестроения и направлениях его развития // *Двигателестроение - Санкт-Петербург, 2003, №3, с. 3-4.*
2. Крутов В.И., Рыбальченко А.Г. *Регулирование турбонаддува ДВС // М.: Высшая школа, 1978. - 213с.*
3. Абрамчук Ф.И., Тимченко Д.И. *Улучшение технико-экономических и экологических показателей высокооборотных дизелей малой мощности путём изменения условий смесеобразования // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский науч.-техн. журн. - Харьков, НТУ "ХПИ", 2006. Вып. 1, С. 86-88.*
4. Блинов А.Д., Голубев П.А., Драган Ю.Е., Дрозденко В.Ф. *Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / Под ред. Папонова В.С. и Минеева А.М. - М.: НИЦ "Инженер", 2000, 332 с.*
5. Мороз В.И., Грицюк А.В., Братченко А.В., Норов А.В. *Разработка методики и проектирование безударных кулачков механизмов газораспределения высокооборотных транспортных дизелей // Матеріали 2-го міжнародного з'їзду з Теорії механізмів і машин. - Харків: ІМІС НАН України, 2005, С.66-75.*
6. Рикардо Г.Р. *Быстроходные двигатели внутреннего сгорания / Под общей редакцией Круглова М.Г. - М.: ГНТИМЛ, 1960, 412 с.*

ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ С ДВИГАТЕЛЯМИ СТИРЛИНГА

Введение

Двигатели Стирлинга обладают рядом несомненных достоинств технического, экономического и экологического характера. К ним, в первую очередь, следует отнести высокий эффективный КПД, благоприятные характеристики, низкий уровень шума и др. К настоящему моменту создано и исследовано, как в лабораторных, так и натуральных условиях, достаточно большое число таких двигателей различных схем и назначений [1,2]. В силу ряда объективных причин они уступают поршневым ДВС легкого топлива, газотурбинным по удельной массе, поэтому их применение в качестве транспортных, за исключением судовых, является достаточно сложным процессом. В транспортных вариантах таких двигателей теплоту получают, как правило, сжиганием жидких топлив нефтяного происхождения, спиртов, масел и др. топлив, используемых в ДВС, ГТУ. И, несмотря на высокий КПД двигателей Стирлинга, эксплуатационные затраты при этом снижаются незначительно.

В то же время сфера использования двигателей Стирлинга в настоящее время непрерывно расширяется. Характерной особенностью современного этапа их развития является применение в стационарных системах – малой энергетике, локальных системах теплоснабжения, автономных электрогенераторах и др. Для таких систем они более перспективны, поскольку в этих случаях удельная масса не является решающей. Кроме того, в стационарных условиях проще реализовать одно из основных преимуществ двигателей Стирлинга – возможность использования практически любых источников теплоты. Применение местных и альтернативных топлив, отходов про-

изводства для их работы дает возможность снизить проблему энергообеспечения, уменьшить потребление дорогостоящих топлив, снизить вредные выбросы в окружающую среду. Выше приведенное требует проведения исследований возможностей и перспектив работы двигателей Стирлинга на искусственные топлива, которые могут быть получены в газогенераторных и биогенераторных установках.

1. Формулирование проблемы

Цель - определение и оптимизация основных параметров и характеристик двигателей Стирлинга, работающими с газогенераторами установками. Одной из задач проведенных исследований является разработка метода расчета двигателей Стирлинга, обеспечивающего нахождение их оптимальных параметров исходя из требования достижения высокой энергетической эффективности установки с таким двигателем. Это дает возможность вычислять параметры узлов и механизмов двигателей и, соответственно, получить максимальное значение КПД для энергетической установки в целом. Полученные результаты исследований являются основой для проектирования как двигателей, так и установок в целом.

2. Анализ последних исследований

В настоящее время нет общепринятых методов расчета и оптимизации параметров таких машин, как, например, для двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных установок, компрессоров. В то же время известен ряд работ [1-3], в которых рекомендован порядок расчетов действительных циклов машин Стирлинга. Оптимизация параметров двигателей по удельной мощности наиболее распространена

на, но такой подход при оптимизации целесообразен лишь при необходимости минимизации их размеров или массы. Рекомендованные во многих работах ступенчатые схемы вычислений не всегда рациональны. На практике это зачастую приводит к значительному снижению эффективного КПД двигателей по сравнению с теми значениями, которые могли быть получены при оптимизации параметров по величине этого КПД [4]. В качестве исходных моделей могут приниматься как изотермическая, так и адиабатная модели идеальных циклов [5]. Математическое моделирование процессов в машинах на ЭВМ позволяет значительно расширить возможности исследований на стадии конструирования и создания опытных образцов. Это дает возможность резко сократить сроки разработок, уменьшить число экспериментальных исследований.

Параметры двигателей Стирлинга зависят, в первую очередь, от типа механизма привода. Характеристики теплообменников - нагревателя, охладителя, регенератора, вспомогательных механизмов также в значительной мере определяют параметры установки. Обычно в процессе разработок в первую очередь оптимизируют параметры механизма привода, а остальные величины принимают исходя из соображений компоновки узлов и агрегатов при конструировании, а также требований технологии.

3. Постановка задачи исследований

В проведенных исследованиях применена методика замкнутой оптимизации [3], позволяющая наилучшим образом выбирать основные соотношения параметров двигателей на стадиях предварительной проработки и конструирования. Метод применим как к двигателям, так и к машинам с обратными термодинамическими циклами – охладителям, тепловым насосам. Конечная задача – нахождение таких параметров двигателя, которые позволяют добиться в конечном итоге экстремального значения

оптимизируемого параметра. Этот параметр является целевой функцией ряда переменных – параметров оптимизации.

В качестве оптимизируемого может выступать, например, удельная мощность (массовая или литровая), эффективный КПД, холодильный коэффициент, коэффициент преобразования для тепловых насосов, удельный расход топлива, теплоты и т.д. В расчетах процессов действительных циклов двигатель Стирлинга, его узлы и агрегаты рассматриваются как сложная термодинамическая система, включающая ряд более простых. Для каждой из этих подсистем составлены уравнения, отражающие характерные особенности протекающих в ней тепловых и газодинамических процессов.

4. Решение задач оптимизации параметров

На первом этапе на основе заданных исходных параметров (мощности, температур источника теплоты и теплоносителя в системе отвода теплоты) выбирается наиболее приемлемая модификация двигателя и схема механизма его привода, выбираются рабочее тело внутреннего контура (газ), теплоносители внешних контуров, т.е. контуров нагревателя и охладителя. Принимаются также начальные ориентировочные значения объемов нагревателя, охладителя и регенератора, температуры в их полостях, ряд конструктивных соотношений. Указанные начальные значения в дальнейшем непрерывно уточняются в процессе оптимизации. Далее осуществляется расчет идеального цикла по модели Шмидта или адиабатной модели [2,5] с учетом кинематики механизма привода и температур в теплообменниках. Это дает возможность определить, в первом приближении, массу рабочего тела в машине, рабочие объемы цилиндров и их размеры, объемы и другие геометрические параметры теплообменников.

На следующей стадии осуществляется расчет гидравлических потерь во внутреннем контуре. Для

этого в соответствии с принятой конструкцией теплообменников предварительно определяется распределение масс рабочего тела в машине в каждый момент времени по углу поворота вала привода. Исследования показали, что для обеспечения требуемой точности вычислений (3-4 значащих цифры) по изотермической модели достаточно принять шаг угла поворота вала двигателя около 2° . При расчетах на основе адиабатной модели этот шаг должен быть уменьшен до $\sim 0.2^\circ$. Далее определяются текущие значения скоростей рабочего газа в трубках нагревателя, охладителя и в насадке регенератора. В зависимости от скорости по соответствующим критериальным уравнениям определяются коэффициенты сопротивления по длине. Местные коэффициенты гидравлического сопротивления в теплообменниках вычисляются с учетом направления потока газа из одной рабочей полости в другую, поскольку для многих конструкций нагревателей и охладителей они зависят от этого направления. Плотность, коэффициенты теплопроводности и вязкости газа в каждой из полостей находят в соответствии с его температурой и давлением. В ходе численного интегрирования при вычислении значений давления и работы в полостях гидравлические потери учитываются в каждый момент времени на всех участках внутреннего контура двигателя.

Коэффициенты теплоотдачи на внутренней поверхности трубок теплообменников определяются по критериальным уравнениям в зависимости от текущего значения скорости газа. В дальнейшем они усредняются по циклу как для нагревателя, так и охладителя. В программах учитывается теплообмен непосредственно в цилиндрах сжатия и расширения по аналогии с расчетом таких процессов в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания [6].

Регенератор двигателя Стирлинга является одним из важнейших его узлов. Эффективность регенерации во внутреннем контуре в значительной мере

влияет на параметры машины, а регенерируемая теплота, как показывают исследования, обычно в 3-5 раз превышает подведенную. Оптимизация параметров регенераторов является сложным вопросом, требующим компромиссных решений. Поэтому с помощью разработанной программы вычислений определяется не только объем, но и наилучшее соотношение между длиной и поперечным сечением регенератора.

Расчет процессов теплообмена во внутреннем контуре дает возможность определить внутренний КПД двигателя, учитывающий потери теплоты, а также гидравлические потери. Вычисление этого КПД осуществляется после определения работы действительного цикла путем численного интегрирования выражений для работы в цилиндрах двигателя с учетом действительных давлений рабочего тела. Этот КПД определяет совершенство процессов во внутреннем контуре двигателя, т.к. учитывает потери при теплообмене и регенерации, гидравлические потери.

На следующем этапе определяется значение эффективного КПД двигателя с учетом механических потерь и затрат энергии на привод вспомогательных агрегатов установки. В настоящее время нет общепринятых зависимостей для определения механического КПД двигателей Стирлинга, ориентировочно его значения оценивают в достаточно большом интервале значений - от 0.55 до 0.95 [1]. Такой широкий диапазон обусловлен разнообразием схем и конструктивных отличий двигателей, а также тем, что потери на трение в механизме зачастую определяют косвенными вычислениями. Однозначным является установленный рост потерь на трение с увеличением частоты вращения и среднего давления в полостях. Г.Уокер [1] относит к потерям на трение также и гидравлические потери во внутреннем контуре, рассмотренные выше. Однако объединение их с

механическими является не только нерациональным, но и некорректным.

В разработанной методике для количественной оценки механических потерь использована линейная зависимость по аналогии с методиками, принятыми в теории двигателей внутреннего сгорания. Для этого в расчет вводится условное давление механических потерь, связанное со средней скоростью поршня. Потери на трение в машине определяются, в основном, количеством уплотнений «цилиндр-поршень», «цилиндр-шток», числом подшипников в механизме привода, поэтому для каждой конструкции необходим учет этих факторов.

Двигатели Стирлинга включают в своем составе ряд вспомогательных агрегатов. К ним следует отнести масляный и топливный насосы, нагнетатели, вентиляторы, компрессор, насос охлаждающей жидкости, генератор и др. При расчетах ДВС, ГТД потери на привод таких устройств обычно включают в состав механических и учитывают механическим КПД. Такой подход является существенным упрощением и не позволяет правильно учесть реальные затраты энергии на привод этих агрегатов, тем более, что относительная доля указанных потерь энергии, как правило, уменьшается с ростом мощности двигателя, а состав и относительные мощности вспомогательных устройств могут существенно отличаться. Это отражается в достаточно широких диапазонах рекомендованных для расчетов значений потерь. Затраты на привод агрегатов не обязательно должны быть минимизированы, т.к. целью является достижение максимального значения КПД силовой установки в целом. Так, например, повышение мощности (до определенного предела, разумеется) насосов теплоносителей внешних контуров зачастую позволяет интенсифицировать процессы теплопередачи в нагревателе и охладителе, повысить эффективный КПД. Поэтому в уравнения вводятся параметры этих вспомогательных агрегатов.

В ходе вычислений для каждого сочетания независимых исходных параметров находят значение оптимизируемого, которое сравнивается с лучшим из ранее вычисленных. В конце процесса расчета для наилучшего варианта определяются оптимальные параметры двигателя. Полученные значения величин на практике ограничиваются требованиями прочности, надежности, возможностями технологии изготовления и требованиями эксплуатации. Эти ограничения в виде неравенств вводятся в программы, как и другие дополнительные условия и зависимости.

В процессе исследований были рассмотрены несколько вариантов компоновки камер сгорания двигателей. Установлено, что для достижения высоких значений КПД этих камер целесообразно применять не отдельные камеры сгорания для нагревателей каждого из цилиндров, а устанавливать общую камеру сгорания для группы цилиндров. Такие решения реализованы в некоторых конструкциях транспортных двигателей Стирлинга двойного действия [2]. Расчеты показывают, что значения эффективного КПД двигателей, оптимизированных по эффективному КПД в качестве целевой функции, достигают 0.40 при температуре трубок нагревателя двигателя Стирлинга 1000К. Такая температура легко может быть получена при использовании в качестве топлива газов, полученных в газогенераторных установках [7]. В то же время оптимизация параметров двигателей по параметру мощности, рекомендуемая в [1,2], не позволяет получить значения КПД выше 0.35...0.37. Для сравнения следует также отметить, что КПД ряда конвертированных автомобильных ДВС, работающих с газогенераторами [8], составляет 0.24...0.32 в зависимости от типа базового двигателя (бензиновый или дизельный), а также его конструкции. Для ДВС максимальные значения эффективной мощности и КПД достигаются для двигателей, работающих на генераторном газе, полученном от таких исходных топлив как древесная щепа, торф, антра-

цит, уголь. В то же время для двигателей Стирлинга этот КПД практически не зависит от рода исходного топлива, поскольку в нем осуществляется внешний подвод теплоты к нагревателям и цилиндрам.

Использование генераторного газа в качестве топлива обеспечивает низкую токсичность отработанных газов. Это объясняется тем, что основным горючим компонентом газогенераторного газа является оксид углерода (СО). Кроме того, генераторный газ, полученный из топлив природного происхождения не содержит таких токсичных веществ как свинец, двуокись серы, альдегиды, бенза α -пирен и др.

В качестве топлива для газогенератора возможно использование многих сельскохозяйственных, лесных и промышленных отходов: солома, лузга, жмых, хвоя, хвойные шишки, древесная кора и стружка, опилки и др. Отходы с малой плотностью в естественном виде применять для мобильных транспортных средств нерационально из-за быстрого их сгорания, низкой теплотворной способности, неудобства хранения и транспортировки. Данные недостатки частично устраняются путем брикетирования отходов и добавки связывающих веществ (каменноугольные и древесные пеки, черный щелок, галловое масло, лигносульфонаты). В тоже время целесообразно использование таких отходов в стационарных установках с механизированной загрузкой их в газогенератор.

5. Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Проведенные расчеты параметров двигателей Стирлинга и сравнение их с результатами других авторов позволили сделать вывод, что предложенный метод удобен для практики и позволяет осуще-

ствлять как поисковые исследования установок с такими двигателями, так и получать результаты для проектирования. Проводимые в ДонНАСА исследования двигателей, тепловых насосов, рефрижераторов позволили выбрать их оптимальные параметры с учетом целого ряда дополнительных устройств.

Разработанные программы дают возможность определять влияние отдельных параметров установок на их эффективность, проводить расчеты режимов работы двигателей с изменением их мощности, что позволит исследовать методы ее регулирования.

Список литературы:

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга. – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.
2. Ридер Г., Хупер Г. Двигатели Стирлинга. – М.: Мир, 1986. – 464 с.
3. Горожанкин С.А. Машины Стирлинга: параметры рабочих процессов. – Макеевка: ДонГАСА, 2003. – 208 с.
4. Горожанкин С.А. Оптимизация параметров автомобильных двигателей Стирлинга // Вестник Харьковского ГАДТУ и Сев.-вост. Научн. центра Трансп. Акад. Украины: Сб. научн. тр. – Харьков: ХГАДТУ, 2000. – Вып. 12-13. – С. 55-58.
5. Organ, Allan J. Thermodynamics and gas dynamics of the Stirling cycle machine. Cambridge University Press, Oxford, 1992.
6. Горожанкин С.А. Теплообмен в цилиндрах машин Стирлинга // Вісник Донбаської держ. акад. буд. і арх. – 2001. – Вып. 2(27). – С. 149-152.
7. Анютин К.А. Автомобильные газогенераторные установки. – М.: Гострансиздат, 1938. – 96 с.
8. Горожанкин С.А., Чугреев А.С. Перспективы применения газогенераторных двс в агропромышленном комплексе // Зб. наук. праць Луганського національного аграрного університету. – Технічні науки. – 2007. – № 70(93). – С. 125-130.

УДК 621.43.016

*А.В.Тринёв, канд. техн. наук, Минак А.Ф., канд. техн. наук,
Коваленко В.Т., канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, асп., Обозный С.В., инж.*

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ВТУЛКИ ВЫПУСКНОГО КЛАПАНА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

В данной работе было проведено экспериментальное исследование теплового состояния втулки выпускного клапана тракторного дизеля СМД-17Н при работе дизеля по нагрузочной характеристике на основных эксплуатационных режимах.

В работе оценивается влияние материала направляющей втулки (бронза и серый чугун) на изменение теплового состояния втулки.

Основными требованиями, предъявляемыми к направляющим втулкам клапанов являются: минимальные перепады температур по высоте втулки; возможность длительное время работать в условиях граничного трения, с минимальным, стабильным по высоте втулки, зазором в сопряжении, исключающим заклинивание клапана во втулке; высокие износостойкие характеристики, исключающие преждевременный износ и, соответственно, повышенный расход масла на угар через сопряжение стержень клапана – направляющая втулка.

Анализ публикаций

Изучению теплового состояния сопряжения клапан – направляющая втулка уделялось большое внимание в работах проф. Г.Б. Розенблита [1, 2], проф. Дьяченко Н.Х. [3], и ряда других авторов [4, 5].

Проф. Г.Б. Розенблит в своей работе [2], посвященной расчетно - экспериментальному анализу теплового состояния выпускного клапанного узла дизеля Д70, разработал схему теплового баланса клапана дизеля.

Предложенная методика расчета теплового баланса позволяет учитывать большинство влияющих факторов, таких как материал деталей, входящих в клапанный узел, величину зазора в сопряжении стержень клапана – направляющая втулка, шероховатость контактных поверхностей втулка – головка, величину посадочного натяга направляющей втулки, отсутствие или наличие в зазоре дымовых газов и масляной пленки.

В результате проведенной работы проф. Г.Б. Розенблит разработал схему задания граничных условий (ГУ) задачи теплопроводности для выпускного клапанного узла, а значения коэффициентов теплоотдачи α на участках теплообменной поверхности сопряжения клапан – втулка предложил задавать в пределах от 250 до 2000 $Вт/м^2К$ [2].

Такой разброс значений коэффициента теплоотдачи по высоте направляющей втулки клапана высотой 220 мм делает невозможным проведение уточненного математического анализа теплового и деформированного состояния направляющей втулки.

Возрастающие требования к точности и достоверности значений задаваемых ГУ 3^{го} рода по участкам теплообменной поверхности сопряжения стержень клапана – направляющая втулка [6, 7], приводят к необходимости экспериментального уточнения значений коэффициентов теплоотдачи α и температур по данному сопряжению.

Наличие достоверных значений ГУ задачи теплопроводности позволит с использованием математического моделирования [7], оценить для современных двигателей влияние уровня форсирования на тепловое и деформированное состояние деталей кла-

панного узла, оптимизировать зазор в сопряжении клапан – втулка и прогнозировать возникновение заклинивания клапана во втулке.

Проведенный литературный обзор позволяет сделать вывод об актуальности проводимого исследования.

Цель и постановка задачи

Целью данной работы было проведение экспериментального анализа условий работы направляющей втулки выпускного клапана.

В работе ставились задачи:

- определить температурное поле серийной направляющей втулки выполненной из серого чугуна;
- определить температурное поле втулки выполненной из бронзового сплава БрАЖ9-4;
- разработать рекомендации по повышению точности и достоверности значений ГУ 3^{го} рода по сопряжению, с использованием экспериментальных данных;
- сделать выводы о целесообразности использования бронзового сплава для производства втулок клапанов автотракторных дизелей.

Основные этапы и результаты моделирования

Объект исследования - направляющая втулка клапана тракторного дизеля СМД-17Н.

Направляющая втулка имеет высоту 80 мм, наружный диаметр 20 мм, диаметр отверстия во втулке 11 мм. Для проведенного экспериментального исследования диаметральный зазор в паре клапан – направляющая втулка для серийной втулки, был выбран в соответствии с чертежами завода - изготовителя (завод “Серп и Молот”, г. Харьков) равным 0.08 мм.

Для втулки из бронзового сплава БрАЖ9-4 значения диаметрального зазора, обеспечивающего работу клапана без заклинивания, выбирались на основе предварительного математического анализа с использованием разработанной ранее методики [8] для экспериментального этапа равным 0.18 мм.

Материал серийной втулки – серый чугун. Для улучшения антифрикционных свойств и повышения износостойкости поверхность отверстия во втулке подвергается цементации на глубину 2 мм.

Для проведения термометрии направляющей втулки выпускного клапана использовались хромель – алюмелевые термопары, с диаметром провода 0.2 мм в оплетке. Диаметр шарика спая термопары равен 0.7 мм.

Эскиз дообработки направляющей втулки под установку термопар представлен на рис. 1, а схема заделки термопар во втулку на рис. 2.

По высоте направляющей втулки устанавливались 3 термопары, разнесенные по окружности под углом 90°, в трех поясах, как показано на рис. 1.

Шарик спая термопары зачеканивался в направляющую втулку и заливался расплавленным свинцом, выводы проводов изолировались и укладывались в вертикальный фрезерованный паз на боковой поверхности направляющей втулки (рис. 2).

Для вывода проводов за пределы клапанных пружин в колодце под пружины был выполнен фрезерованный паз.

Сигналы от термопар регистрировались прибором А 565 с диапазоном измерений от 0 до 1300 °С.

Термометрия направляющей втулки проводилась при работе дизеля по нагрузочной характеристике на 6 эксплуатационных режимах, от режима холостого хода до режима максимального крутящего момента при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$.

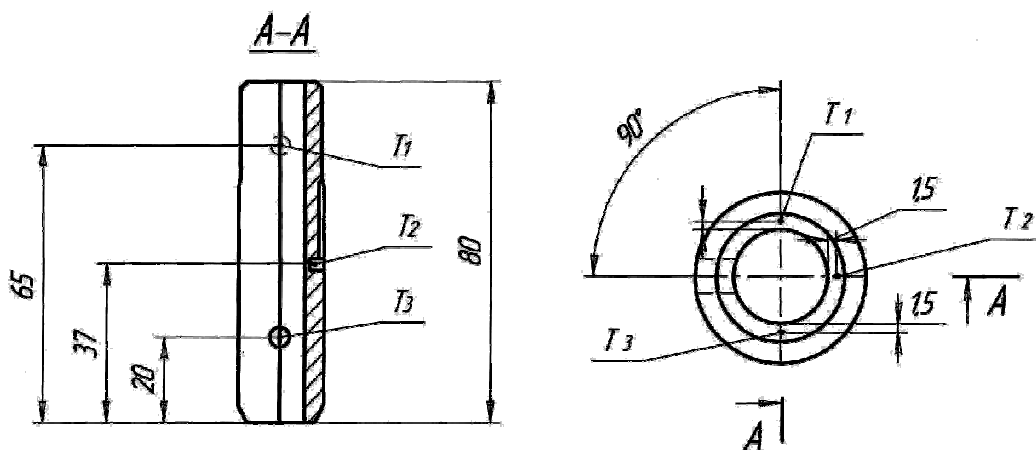


Рис. 1. Эскиз дообработки направляющей втулки под установку термодпар T_1 , T_2 , T_3 – места установки термодпар

На рис. 3. представлена оснащенная термопарами направляющая втулка, запрессованная в головку цилиндров.

Для определения статического давления отработавших газов в зазоре клапан – направляющая

втулка во втулке было выполнено сквозное отверстие диаметром 4 мм на высоте 20 мм от нижнего торца втулки. На боковой поверхности втулки был выполнен фрезерованный паз пересекающий это отверстие.

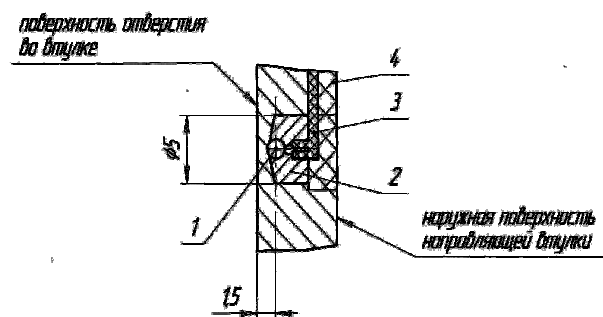


Рис. 2. Схема заделки термодпар в направляющую втулку:

- 1 – горячий спай термодпары;
- 2 – заливка свинцом;
- 3 – электроды;
- 4 – заливка компаундом



Рис. 3. Оснащенная термопарами втулка клапана:

- 1 – направляющая втулка;
- 2 – вывод проводов от термодпар;
- 3 – паз в колодце под пружины клапана;
- 4 – фторопластовая трубка отбора отработавших газов из зазора

После запрессовки втулки в головку цилиндров, в канал, образованный вертикальным фрезерованным пазом и поверхностью колодца под направляющую втулку запрессовывалась стальная трубка диаметром 2.4 мм, которая верхней частью сообщалась с термостойкой фторопластовой трубкой диаметром 2.7 мм (рис. 3), которая выводилась за преде-

лы клапанной крышки и сообщалась с пружинным манометром.

Для определения статического давления отработавших газов в зазоре клапан – втулка использовался образцовый пружинный манометр с диапазоном измерений от - 1 до 1.5 кгс/см².

На рис. 4. представлена зависимость изменения температурного поля серийной направляющей втулки в 3^х контрольных точках в зависимости от режима работы дизеля.

Из рис. 4. видно, что температура серийной направляющей втулки изменяется по линейному закону, также как и температура отработавших газов (рис. 5.), и увеличивается с ростом нагрузки.

Максимальная температура, зарегистрированная термопарой, установленной у нижнего торца направляющей втулки достигает 140 °С, а у верхнего торца температура не превышает 84 °С.

Такой перепад температур по высоте направляющей втулки объясняется неравномерностью подвода и отвода теплоты по участкам теплообменной поверхности втулки.

Изменение температуры направляющей втулки из бронзового сплава БрАЖ9-4 в трех контрольных точках по высоте втулки представлено на рис. 6.

Из рисунка видно, что у направляющей втулки выполненной из бронзового сплава максимальная температура, зарегистрированная термопарой, установленной у нижнего торца втулки, не превышает 61 °С, т.е. в 2.5 раза меньше чем у серийной втулки из серого чугуна. При этом минимальная температура у верхнего торца не превышает 50 °С.

Такое значительное снижение температуры направляющей втулки, выполненной из бронзового сплава, по сравнению с серийной втулкой, объясняется более высокими значениями коэффициента теплопроводности бронзового сплава, который для сплава БрАЖ9-4 при рабочих температурах втулки равен $\lambda = 77 \text{ Вт/мК}$ [9].

Зависимость изменения статического давления отработавших газов в зазоре клапан – направляющая втулка P_{oz} , для сопряжения серийный выпускной клапан – бронзовая втулка представлена на рис. 7.

Давление отработавших газов P_{oz} определялось, когда диаметральный зазор в сопряжении равен 0,18 мм.

Из рис. 7. видно, что статическое давление отработавших газов в зазоре изменяется пропорционально давлению отработавших газов в выпускном коллекторе. Для режима холостого хода при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ величина давления составляет 0,01 – 0,012 МПа, а на номинальном режиме не превышает 0,036 МПа.

Бытующее мнение о том, что смазка из сопряжения клапан – направляющая втулка “выдувается” отработавшими газами, полностью опровергается исходя из результатов проведенного экспериментального исследования.

Выводы

В результате проведенного экспериментального исследования можно отметить:

- полученные экспериментальные данные о тепловом состоянии втулки выпускного клапана, а также значения статического давления отработавших в зазоре, позволят уточнить значения ГУ задачи теплопроводности по участкам теплообменной поверхности сопряжения клапан- втулка, и, соответственно, позволят повысить точность результатов математического моделирования полей температур и деформаций деталей клапанного узла;

- применение бронзового сплава БрАЖ9-4 для производства направляющих втулок клапанов для тракторных дизелей, обладающего высокими антифрикционными характеристиками и существенно большим коэффициентом теплопроводности, по сравнению с серым чугуном, позволит существенно улучшить условия работы сопряжения клапан – направляющая втулка: существенно уменьшить максимальную температуру втулки, стабилизировать зазор в сопряжении по высоте направляющей втулки и возможно снизить расход масла на угар в клапанном механизме;

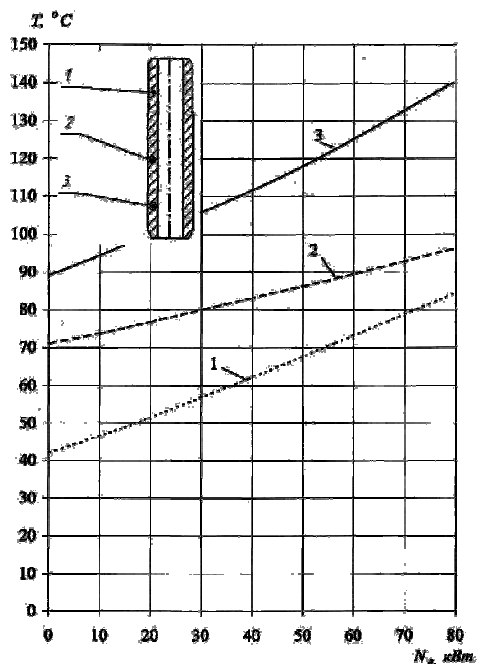


Рис. 4. Изменение температуры контрольных точек серийной втулки

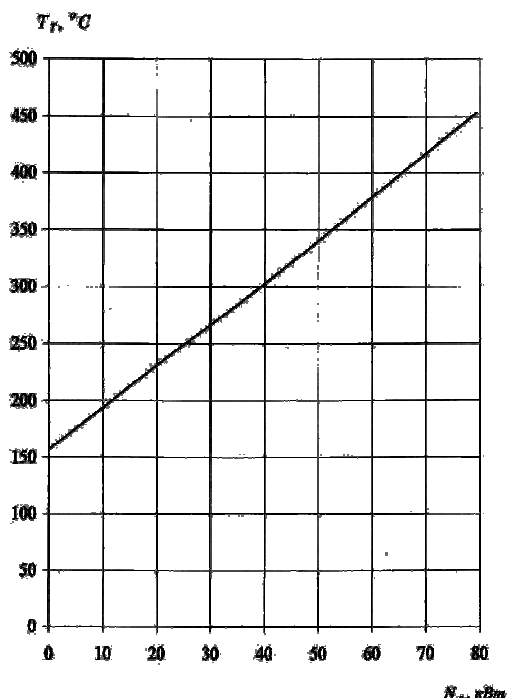


Рис. 5. Изменение температуры отработавших газов

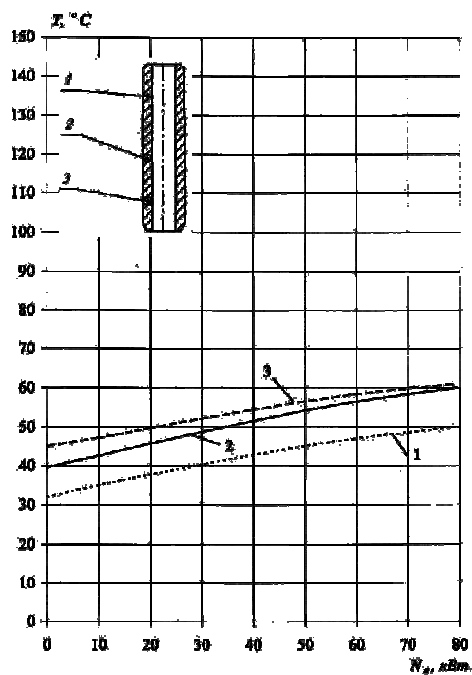


Рис. 6. Изменение температуры втулки из бронзового сплава БрАЖ9-4

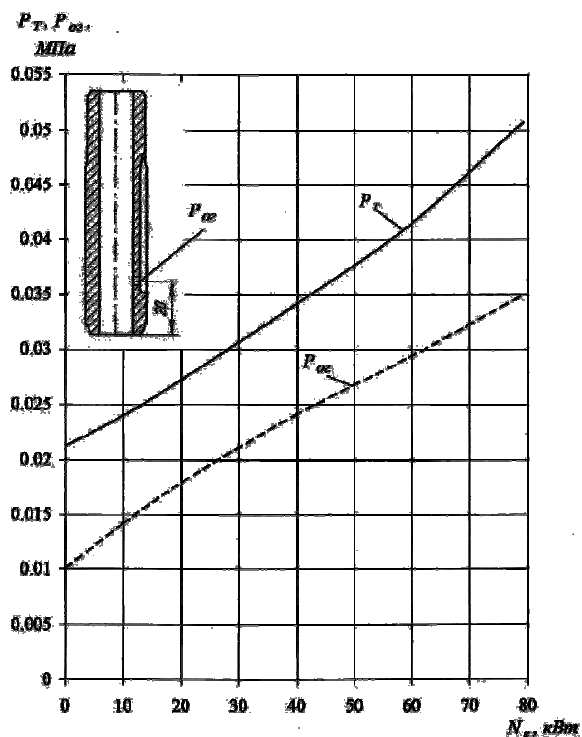


Рис. 7. Изменение давления отработавших газов в выпускном коллекторе P_T и зазоре клапан – втулка P_{02} : диаметральный зазор $\delta = 0,18$ мм

– неизученным остается вопрос износостойкости втулок из бронзовых сплавов, но опыт применения бронзовых сплавов для производства втулок клапанов отечественными (КП Завод им. Малышева, ХКБД – дизели семейства ДТ) и зарубежными моторостроительными компаниями, например такими как Volkswagen и BMW дает основания сделать вывод о целесообразности замены серого чугуна на бронзовые сплавы.

Список литературы:

1. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с. 2. Розенблит Г.Б. Особенности расчета и задания граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке цилиндра дизеля. / Двигателестроение. – 1982. – Вып. 9. – С. 21-24. 3. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. – Л., 1974. – 552 с. 4. Юркевич В.В. Исследование условий работы пары клапан – направляющая втулка дизеля / Тракторы и сельхозмашины. – 1976. – Вып. 4. – С. 15-16. 5. Allan

Mason-Jones. Design and Life Performance of Valve Stem Seals / SAE Techn. Pap. Ser. - 1999. - № 1999-01-0883. 6. Яманин А.И., Голубев Ю.В., Шилов С.М., Болдырев С.Н. Обеспечение достоверности и информативности расчетов напряженно-деформированного состояния деталей транспортных поршневых двигателей / Двигателестроение. – 2003.- Вып. 3. – С. 22-24. 7. Тринёв А.В., Авраменко А.Н. Актуальность исследования теплообменных процессов в сопряжении стержень клапана – направляющая втулка для быстроходных форсированных дизелей. //Вестник науки и техники / НТУ “ХПИ”, ООО “ХДНТ”. – Харьков: ООО “ХДНТ”, 2005. № 4 (23) С. 4 – 10. 8. Тринёв А.В., Косулин А.Г., Авраменко А.Н. Использование локального воздушного охлаждения клапанного узла для форсированных автотракторных дизелей. / Двигатели Внутреннего Сгорания. 2005. № 1. с. 75-80. 9. Григорьев И.С. Физические величины. Справочник. – М.: Энергоатомиздат., 1991. – 730 с.

УДК 621.43

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

**ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ОПЫТНОЙ ТОПЛИВНОЙ ФОРСУНКИ ТИПА COMMON RAIL
БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ**

Введение

Введение с 1 января 2007 года на территории Украины современных экологических норм ЕВРО–II заставляет по иному взглянуть на процесс проектирования, изготовления и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Основным требованием данных норм является значительное снижение

выбросов вредных веществ с отработавшими газами (ОГ) ДВС.

В такой ситуации отечественный производитель должен особое внимание уделить вопросам электронного регулирования рабочего процесса дизелей. В настоящее время практически все ведущие мировые фирмы, которые специализируются на вы-

пуске автотракторных двигателей, ведут научные исследования по изучению и внедрению систем электронного регулирования. Причем данные системы не ограничиваются управлением топливоподачей, а включают в себя также системы управления турбокомпрессором, автоматической коробкой переключения передач, системы рециркуляции ОГ и др. Все это входит в единую систему электронного управления, которая осуществляет комплексное управление двигателем на основании показаний датчиков. Перспективным направлением совершенствования топливной аппаратуры является применение многофазного впрыскивания топлива в цилиндр ДВС, что благотворно влияет на экологические показатели двигателя и ведет к значительному снижению уровня шума [1].

В данной работе выполнено исследование перспективной топливной аппаратуры (ТА) с электронным управлением, определены ее рациональные конструктивные и регулировочные параметры.

1. Актуальность проблемы

На сегодняшний день, на долю ДВС, по разным оценкам, приходится около 90% всей вырабатываемой энергии в мире. Это автотракторные, тепловозные, судовые, тракторные, стационарные и пр. двигатели. При этом дизели стали основным типом двигателей в диапазоне мощностей от 200 до 80000 кВт [1]. Так как аналогичный по характеристикам источник энергии пока не найден, можно утверждать о безальтернативности ДВС как источника энергии на ближайшее время.

При всех достоинствах ДВС они обладают также и серьезными недостатками. Во-первых, значительные выбросы вредных веществ с отработавшими газами, что приводит к ряду тяжелых заболеваний человека и оказывает негативное влияние на животных и растения. Доля автомобильного транспорта в выбросе вредных веществ составляет 60,6%,

в Англии – 33,5%, во Франции – 33% [2]. Следовательно, снижение токсичности выбросов отработавших газов является серьезной проблемой. В ряде стран на законодательном уровне приняты нормы ограничивающие выброс вредных веществ с отработавшими газами ДВС. В странах Западной Европы это нормы установленные Правилами ЕЭК ООН 49 (ЕВРО).

Во-вторых, ДВС работают в основном на топливе органического происхождения, запасы которого, к сожалению, ограничены. Так как Украина не обладает достаточными запасами полезных ископаемых, ее экономика в значительной степени зависит от импорта нефтепродуктов.

В-третьих, серьезной проблемой является тепловое загрязнение окружающей среды. Выброс тепловой энергии с отработавшими газами ДВС вносит вклад в глобальное изменение климата.

Немаловажно также шумовое загрязнение. Работая двигатель производит шум широкого спектра, который оказывает негативное воздействие на органы слуха и нервную систему человека.

Очевидно, что возможности дальнейшего совершенствования дизелей далеко не исчерпаны. Улучшение их характеристик возможно не только за счет применения новых технологий и материалов, но и за счет совершенствования систем автоматического управления.

Одним из направлений дальнейшего совершенствования показателей дизелей является применение ТА с электронным управлением. Так как управление двигателями требует обработки значительного объема информации по сложным, меняющимся в зависимости от режима работы, алгоритмам. Это становится возможным только при использовании электронных систем управления, реализуемых на основе микропроцессорной техники.

По сравнению с конструкциями традиционной ТА системы с электронным управлением, обладают следующими достоинствами [3–5]:

- Гибкое регулирование цикловой подачи в зависимости от режима работы двигателя, а именно от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на двигатель;
- Обеспечение минимальной неравномерности подачи топлива по цилиндрам двигателя, за исключением заданной неравномерности, например, когда двигатель работает на неустановившемся режиме и осуществляется индивидуальное управление работой цилиндров ДВС;
- Оптимальное регулирование УОВ в соответствии с режимом работы двигателя и другими факторами;
- Значительное облегчение пуска дизеля за счет его автоматизации и обогащения смеси во время запуска;
- Выключение подачи топлива на принудительном холостом ходу;
- Оптимальное регулирование топливopодачи на переходных режимах работы двигателя;
- Возможность отключения цилиндров на частичных режимах;
- Самодиагностика элементов электронной части ТА. При отказе одного из датчиков его сигнал заменяется некоторым усредненным значением, что позволяет сохранить работоспособность дизеля и самостоятельно добраться до технического центра для исправления неисправности.

В настоящий момент на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» проводится исследование элементов опытной аккумуляторной топливной системы типа Common Rail (CR), отличительной особенностью которой является использование в качестве управляющего клапана быстродействующего силового пьезоэлектрического двигателя [6].

Целью статьи является описание выбора рациональных конструктивных параметров опытной топливной системы, а именно параметров управляющего клапана (ход клапана, ход отсечки, ускорение сердечника, объем дополнительного аккумулятора); параметров топливной форсунки (давление начала подачи топлива).

2. Описание опытной ТА

Опытная аккумуляторная ТА (рис.1) состоит из: ТНВД – 1; датчика ограничения давления –2; топливного аккумулятора –3; датчика давления топлива в аккумуляторе – 4; электронного блока управления (ЭБУ) – 5; топливной форсунки – 6; управляющего клапана с пьезоприводом –7; клапана регулирования давления в аккумуляторе –8.

Работа системы осуществляется следующим образом: Топливо под низким давлением (0,5...0,8 МПа) подается на вход ТНВД 1, где происходит повышение давления до 80...150 МПа в зависимости от режима работы двигателя. Топливо под высоким давлением подается в аккумулятор 3, откуда в свою очередь распределяется по трубопроводом высокого давления (ТВД) к топливным форсункам 6. Топливоподача осуществляется по команде ЭБУ 5, который формирует электрический импульс на управляющем клапане 7. Под действием сигнала, клапан открывает наполнительный канал форсунки. Топливо, под высоким давлением воздействуя на дифференциальную площадку иглы, преодолевает силу предварительной затяжки пружины форсунки, поднимая иглу распылителя: начинается процесс впрыскивания топлива в камеру сгорания дизеля. Для сглаживания пульсаций давления топлива во время срабатывания клапана 7 в его корпусе выполняется полость, в виде дополнительного топливного аккумулятора.

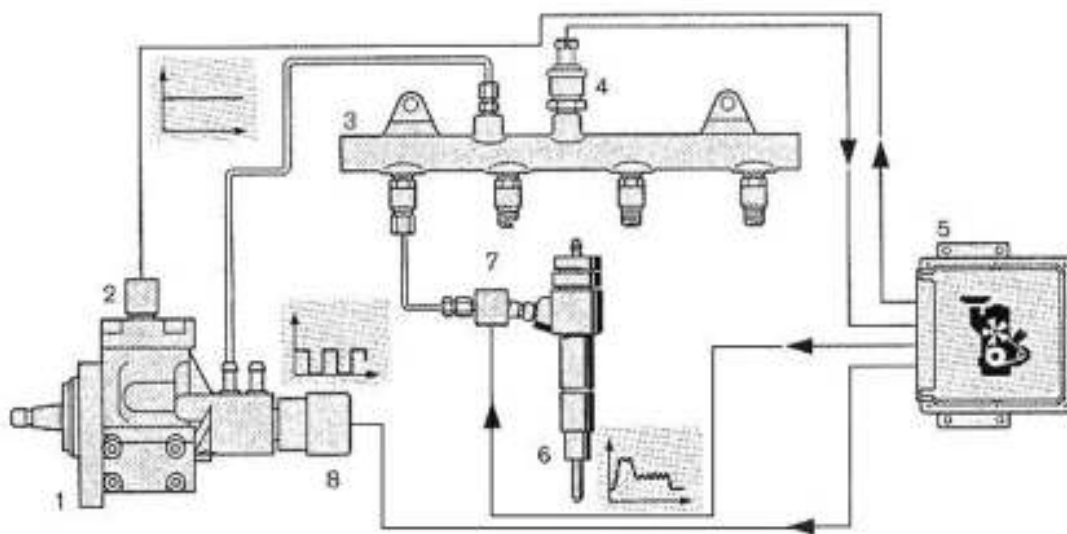


Рис. 1. Схема опытной аккумуляторной ТА

Для окончания подачи топлива в цилиндр ДВС, ЭБУ подает сигнал на перекрытие управляющего клапана 7. Внутренние полости топливной форсунки 6 разобщаются с топливным аккумулятором 3 и соединяются с дренажной полостью, в результате чего давление топлива в форсунке резко падает и процесс впрыскивания топлива завершается.

3. Конструкция управляющего клапана с пьезоприводом

Основным элементом клапана является гидравлически разгруженный сердечник, который при помощи быстродействующего пьезоэлектрического клапана, сообщает и разобщает полость высокого давления (топливный аккумулятор) с внутренней полостью топливной форсунки. Схема клапана в открытом положении представлена на рис. 2. Такое положение подразумевает сообщение полостей топливной форсунки с топливным аккумулятором. В дренажной полости установлен клапан с пружиной, силой предварительного сжатия которой, регулируется остаточное давление в форсунке.

Рабочий ход сердечника клапана составляет 0,2 мм. Выбор рационального значения рабочего хода

сердечника клапана приведен в настоящей работе. Максимальное значение рабочего хода ограничено возможностями применяемой пьезокерамики. В качестве привода используется линейный пьезодвигатель оригинальной конструкции [6]. В процессе работы ДВС большую часть времени управляющий клапан находится в закрытом положении.

По команде ЭБУ через усилители подается сигнал на открытие клапана: сердечник клапана перемещается вниз и своими кромками перекрывает отсечной канал, открывая канал в топливной форсунке (рис. 2).

На этапе создания перспективной ТА дизеля с электронным управлением для составления управляющей карты используются результаты математического моделирования, полученные при помощи математической модели опытной топливной системы, выполненной в пакете компьютерной математики и моделирования Matlab/Simulink. Модель создана на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» и ее идентификация относительно электрогидравлической топливной форсунки системы CR приведена в [7].

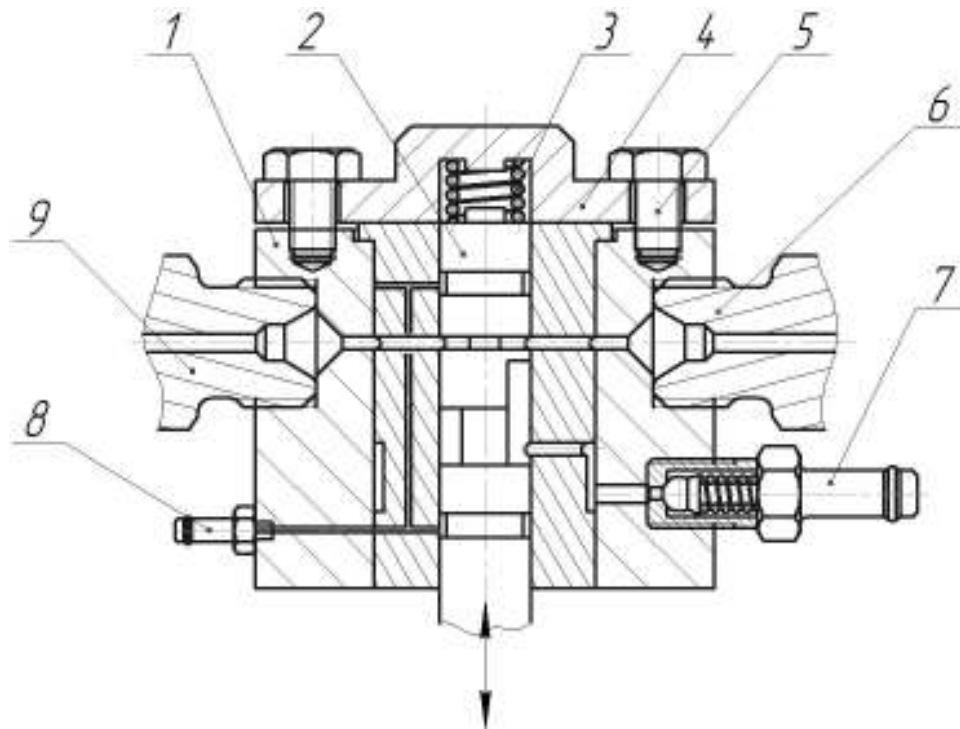


Рис.2. Управляющий клапан в открытом положении
 1 – Корпус клапана; 2 – Сердечник; 3 – Возвратная пружина; 4 – Крышка;
 5 – Болты крышки; 6 – Штуцер топливной форсунки; 7 – Дренажный клапан;
 8 – Штуцер слива топлива просочившегося в зазор; 9 – Штуцер подвода топлива из аккумулятора

4. Выбор рациональных конструктивных параметров опытной ТА на основе имитационного моделирования

4.1 Управляющий клапан

В работе выполнен выбор следующих параметров управляющего клапана: рабочий ход клапана, отсечной ход клапана, максимальное ускорение сердечника клапана, объем дополнительного аккумулятора, давление топлива в дренажной полости. Критерием оптимальности является максимальное давление впрыскивания топлива в цилиндр при постоянных цикловых подачах и при обеспечении двухфазного впрыскивания. В исследовании принято, что величина подачи при предварительном впрыскивании (ПВ) составляет 10% от подачи основного впрыскивания (ОВ).

Выбор рационального значения хода клапана

Ход клапана является параметром, который с одной стороны должен быть максимально большим

(обеспечение максимального проходного сечения для уменьшения дросселирования топлива), с другой стороны ограничен предельными свойствами применяемой пьезокерамики. Закон изменения давления топлива для трех значений хода клапана 0,1, 0,15, 0,2 мм, полученные в результате моделирования, представлен на рис. 3.

Из представленного рисунка видно, что при увеличении хода клапана с 0,1 мм до 0,15 максимальное давление впрыскивания P_{Tmax} возрастает с 40 до 44 МПа. При дальнейшем увеличении хода клапана до 0,2 мм P_{Tmax} достигает 45 МПа. Учитывая технологические трудности обеспечения хода клапана равного 0,2 мм и незначительное увеличение давления впрыскивания при переходе от 0,15 до 0,2 мм, в качестве рационального параметра выбран ход равный 0,15 мм.

Выбор рационального хода отсечки

Как было показано выше, отсечка необходима

для обеспечения резкого снижения давления топлива в форсунке при окончании процесса впрыскивания топлива. Исследовано влияние на характеристику впрыскивания трех значений хода клапана при отсечке: 0, 0,1 и 0,15 мм. Результат исследования представлен на рис. 4.

Проведенное исследование показало – отсутствие отсечки топлива приводит к медленному завершению процесса впрыскивания, что негативно сказывается на экологических показателях дизеля; увеличение хода отсечки за счет суммарного хода управляющего клапана, снижает величину рабочего хода сердечника клапана, что уменьшает максимальное давление впрыскивания. С этой точки зрения, рациональным значением хода отсечки является 0,05 мм.

Выбор рационального значения ускорения сердечника клапана

Ускорение клапана является важным параметром, влияющим на время открытия и закрытия наполнительных и отсечных полостей.

Исследовано три значения ускорения сердечника клапана: 1000, 5000 и 10 000 м/с². Результат исследования представлен на рис. 5.

Как видно, из представленного рисунка, чем выше ускорение сердечника, тем меньше задержка подачи топлива относительно электрического сигнала. Ускорение в 10 000 м/с² трудно достижимо из-за ограничений механических свойств применяемой пьезокерамики. Рациональное значение 5 000 м/с².

Выбор рационального значения дополнительного объема аккумулятора

Для уменьшения влияния волновых явлений в трубопроводе перед топливной форсункой необходимо устанавливать дополнительный аккумулятор, который будет демпфировать колебания давления, возникшие от срабатывания управляющего клапана. Исследовано изменение объема от 1000 до 10 000 мм³. Результат исследования представлен на рис. 6.

Из рисунка видно, что малый объем дополнительного аккумулятора приводит к появлению волн давления достаточно большой амплитуды, что негативно скажется на работе системы, а также внесет нарушения в последующие циклы топливоподачи. Кроме того, появление пиковых значений давления топлива до 160 МПа предъявляет повышенные требования к гидравлическим соединениям. Увеличение объема до 6000 мм³ способно значительно снизить данные волновые явления. Увеличение объема до 10 000 мм³ практически не оказывает дополнительного влияния на амплитуду волновых явлений.

Выбор рационального значения давления топлива в дренажной полости

Давление топлива в дренажной полости является важным параметром с точки зрения осуществления последующих циклов. Его величина регулируется силой предварительной затяжки пружины дренажного клапана. Исследовано четыре значения данного параметра $P_{dp} = 0,1$ МПа (слив топлива в атмосферу), 6, 12 и 18 МПа. Результаты моделирования представлены на рис. 7.

По результатам проведенного исследования установлено, что наиболее рациональным параметром значения давления топлива в дренажной полости является 12 МПа, т.к. при данном значении обеспечивается наиболее резкое окончание процесса впрыскивания топлива (0,3 мс).

4.2 Топливная форсунка

Важно отметить, что в качестве форсунки применяется обычная гидромеханическая форсунка типа ФД-22. Основными деталями форсунки являются корпус и игла, которая входит в распылитель, удерживаемой гайкой. В нижней части распылителя имеется четыре распыливающих отверстия. Для надежного уплотнения запорной иглы конус седла в распылителе выполняют под углом 59 град., а конус иглы – под углом 60 град.

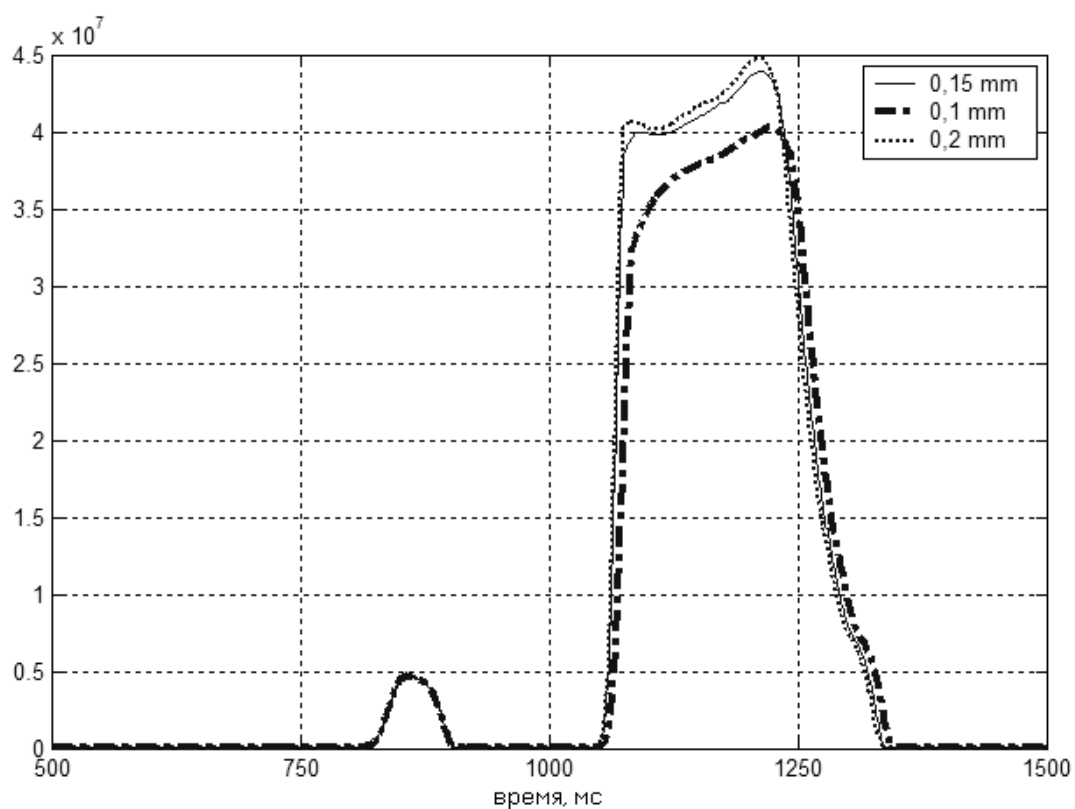


Рис. 3. Результаты моделирования при различных ходах клапана

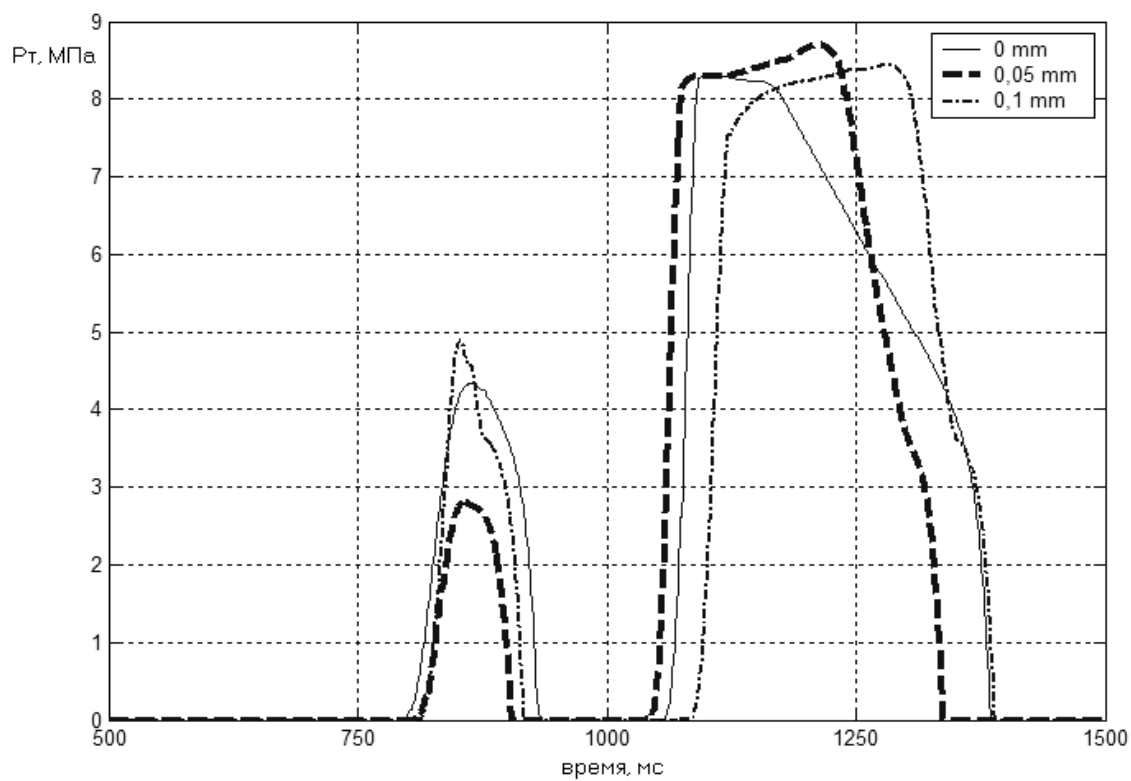


Рис. 4. Дифференциальная характеристика при различных ходах отсечки (0, 0.05, 0.01 мм)

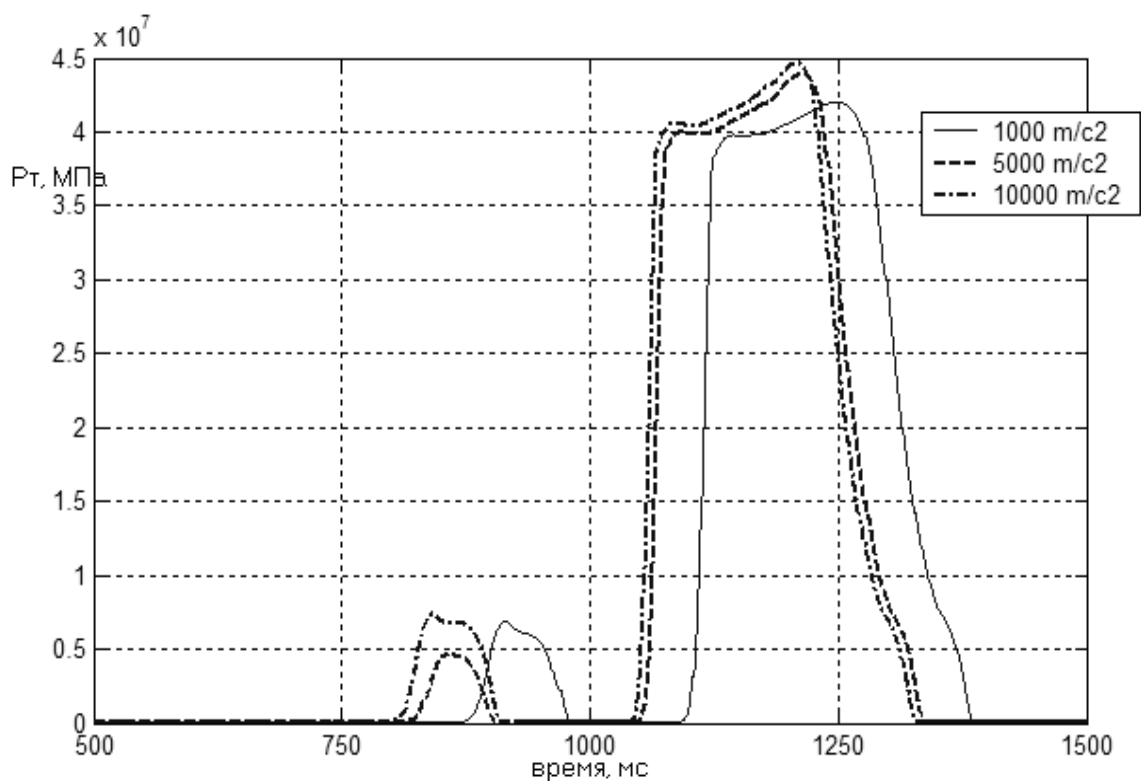


Рис. 5. Зависимость давления впрыскивания от ускорения клапана

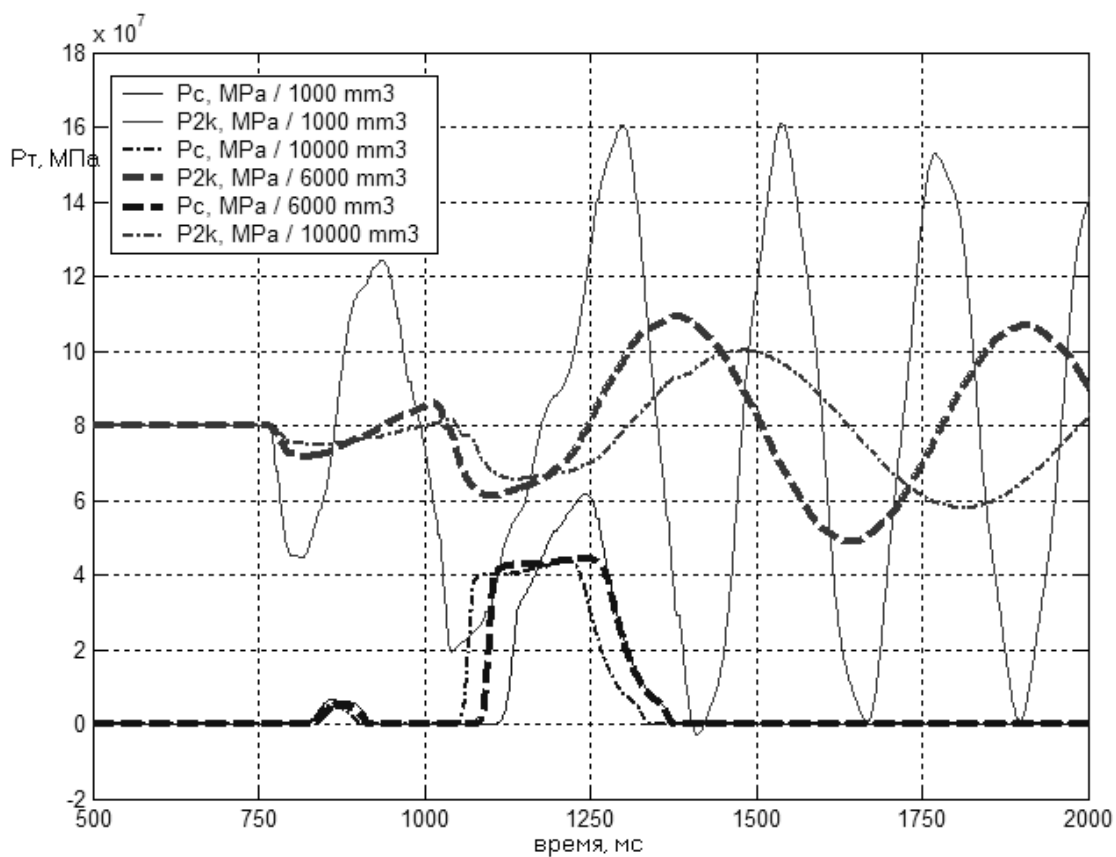


Рис. 6. Зависимость параметров топливоподачи от объема дополнительного аккумулятора

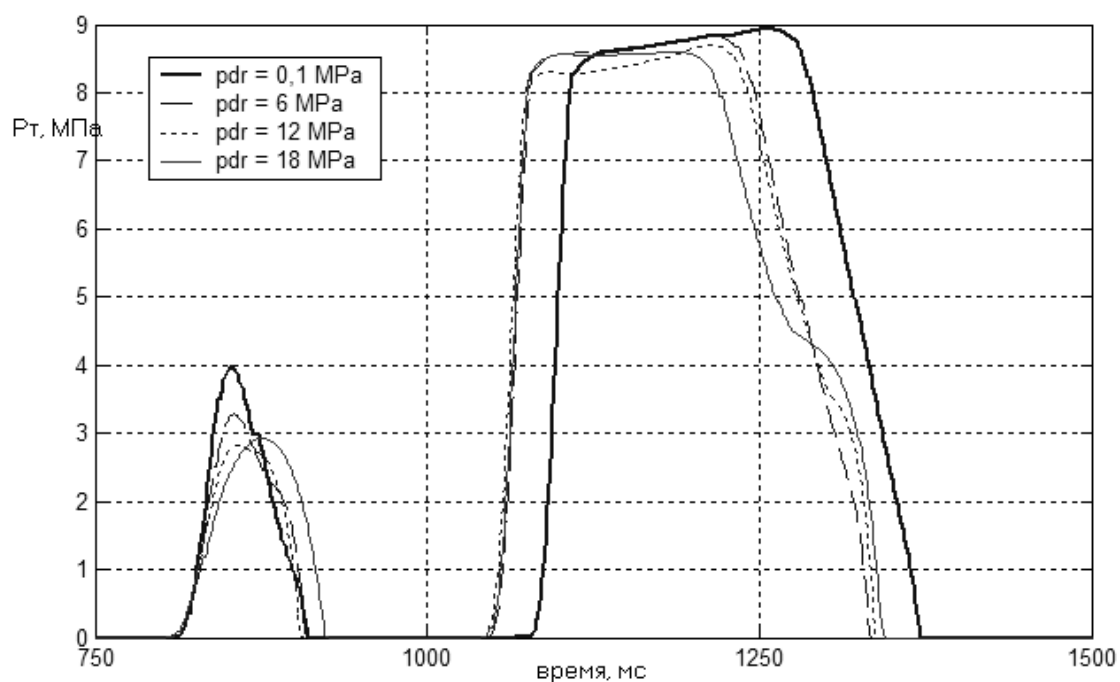


Рис. 7. Зависимость дифференциальной характеристики впрыскивания топлива от давления в дренажной полости

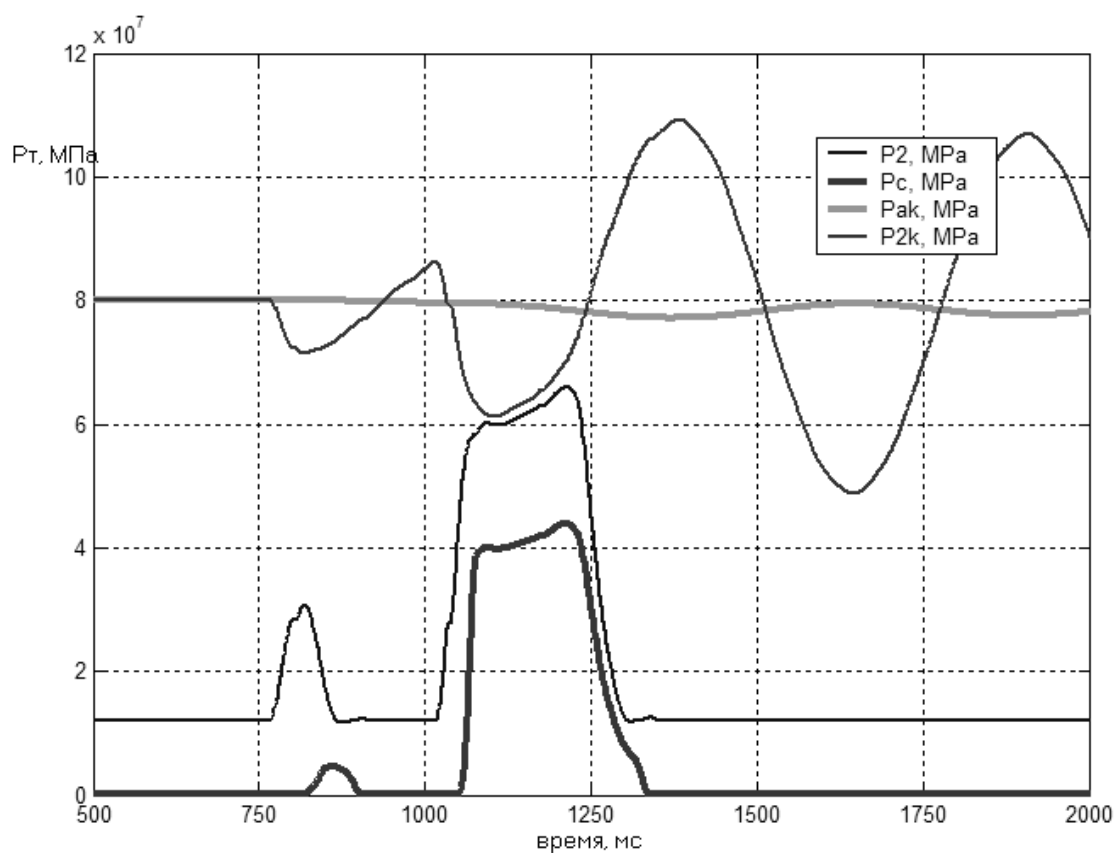


Рис. 8. Зависимость давления топлива в полостях ТА при выбранных рациональных параметрах

Единственным регулировочным параметром такой форсунки является давление начала впрыскивания, которое регулируется силой предварительной затяжки ее пружины. В данном исследовании произведен анализ четырех значений давления начала впрыскивания: 15, 20, 28 и 40 МПа.

По результатам проведенного анализа сделан вывод, что рациональным значением давления начала впрыскивания является 28 МПа.

Результаты моделирования процессов в полостях опытной ТА с принятыми рациональными параметрами представлены на рис. 8.

Заключение

По результатам выполненной работы можно сделать следующие выводы:

1. Разработана оригинальная конструкция топливной системы дизеля типа Common Rail, способной с минимальными доработками применяться в двигателестроении. Рассмотрена конструкция основных элементов системы.

2. Выбрано рациональное значение хода сердечника управляющего клапана;

3. Обоснована необходимость осуществления отсечного хода сердечника клапана и выбрано его рациональное значение;

4. Обоснована необходимость создания в дренажной полости остаточного давления и проведено исследование по выбору его рационального значения;

5. Для снижения амплитуд колебаний волн давления при впрыскивании топлива необходима установка в системе дополнительного аккумулятора перед управляющим клапаном. Выбрано рациональное значение его объема;

6. По результатам исследования выбрано рациональное значение ускорения сердечника клапана;

7. Выполнено обоснование значения регулировочного параметра топливной форсунки – давление начала подъема иглы.

Список литературы:

1. Иващенко Н.А., Вагнер В.А., Грехов Л.В. *Дизельные топливные системы с электронным управлением. Учебно-практическое пособие.* – Барнаул: Изд-во АлтГТУ им. И.И. Ползунова, 2000. – 111 с.
2. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. *Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов.* – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
3. Марченко А.П., Мешков Д.В., Рыкова И.В., Тенденции развития форсунок аккумуляторных топливных систем типа Common Rail // *Двигатели внутреннего сгорания.* – Харьков: НТУ «ХПИ», 2005. – № 1. – С. 68 – 74.
4. Пинский Ф. И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. *Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. Учебное пособие.* – М. «Легион-Автодата», 2001. – 136 с.
5. Robert Bosch GmbH, *Dieselmotor-Management, 3. vollständige überarbeitete und erweiterte Auflage, 2002.* – S. 443.
6. Пат. 9799 U України, F02M51/06, F02M47/00. *Паливний інжектор* / Коваль В.С., Лавріненко В.В., Марченко А.П., Мешков Д.В., Хорунжий В.М. – № u200503134; Заявл. 05.04.2005; Опубл. 17.10.2005 Бюл. № 10/2005.
7. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В., *Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы Common Rail в среде MATLAB/Simulink // Двигатели внутреннего сгорания.* – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – №1. – С. 98-101.

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСНОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНІВ ТРАКТОРНИХ ДИЗЕЛІВ

Сучасні тенденції розвитку двигунів внутрішнього згоряння, поряд з підвищенням питомої потужності та зростанням теплонапруженості деталей камери згоряння (КЗ), передбачають створення конструкцій, що забезпечують роботу цих деталей протягом призначеного ресурсу і, водночас, працюють на межі міцності. Вказане, в свою чергу, вимагає удосконалення моделей з прогнозування тривалої міцності деталей в умовах впливу критичних рівнів температур і напружень.

З іншого боку, практика світового двигунобудування характеризується вимогами суттєвого скорочення часу проектних робіт та доводки, використанням ефективних програм прискорених випробувань деталей КЗ, дослідженнями щодо достовірного визначення коефіцієнту прискорення відповідно до умов певного технологічного призначення нової чи модернізованої конструкції [1]. У зв'язку з наведеним загострюється проблема прогнозування ресурсної міцності деталей КЗ, у т.ч. і поршнів, вже на початкових стадіях проектування двигунів.

Робота переважної більшості швидкохідних дизелів за умов реальної експлуатації характеризується практично безперервною зміною крутного моменту та частоти обертання колінчастого вала. Подача палива досить часто і різко зростає від мінімальної до максимальної, з подальшим можливим різким і глибоким її зменшенням. Несталість паливopoдaчі визначається характером технологічних циклів роботи двигуна певного призначення і зумовлює динаміку термонавантаження деталей його КЗ.

Багатий практичний досвід, глибокі теоретичні та вагомні експериментальні дослідження свідчать, що перспективне форсування двигунів, їх технологі-

чне переохолодження та час технологічного циклу навантаження є вкрай несприятливими факторами, що визначають ресурсну міцність поршнів. При цьому вважається, що урахування характеристик їх експлуатаційного нестационарного термонавантаження є неодмінною передумовою прогнозування ресурсної міцності [2-4].

Відповідно до наведеного можна стверджувати, що прогнозування ресурсної міцності деталей КЗ, які працюють на межі міцності, потребує:

- 1) використання достовірних нестационарних моделей експлуатації двигунів певного технологічного призначення;
- 2) врахування сукупності факторів, що визначають втрату міцності матеріалу деталі;
- 3) розробки економічних достовірних методик визначення межі міцності деталі КЗ певної конструкції при заданому рівні форсування двигуна.

Вказане є задачами наданої роботи.

За сучасними уявленнями щодо втрати міцності з урахуванням [5] до впливових факторів слід відносити:

- складну геометрію деталей КЗ;
- нерівномірне теплопідведення до поверхонь деталі від робочого тіла;
- нерівномірне тепловідведення від поверхонь охолодження;
- малоциклову термічну утому, що визначається наявністю перехідних процесів аперіодичного навантаження дизеля;
- багатоциклову термомеханічну утому, що обумовлена високочастотною періодичною зміною

локальних значень параметрів робочого тіла в циліндрі;

- процес повзучості матеріалу, який має місце на стаціонарних режимах та прискорюється внаслідок наявності перехідних процесів роботи двигуна;
- релаксацію термопружних напружень, що супроводжує процес повзучості за умов обмежень деформацій останньої;
- суттєво нелінійні в часі процеси зміцнення та втрати міцності матеріалу деталі;
- тривалість циклів технологічного навантаження двигуна певного призначення;
- множину технологічних циклів навантаження двигуна в експлуатації.

На практиці врахування усіх перерахованих факторів постає достатньо складною науковою проблемою.

На наш погляд, найбільш ефективним шляхом оцінки ресурсної міцності поршнів швидкохідних дизелів є використання методики на основі рівняння Поспішила та енергетичного критерію Сосніна, відповідно до якого величина накопичених пошкоджень залежить від сумісної дії процесів втоми та повзучості [5]:

$$d_{fs} = d_f + d_s = \int_0^{N_f^*} \frac{dN}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \int_0^{\tau^*} \dot{\epsilon}_n \sigma \, d\tau, \quad (1)$$

де d_f – доля пошкоджень втоми;

d_s – доля пошкодження повзучості;

N_{fk} – кількість циклів до руйнування матеріалу

в умовах k -го циклу складного високо- та низькочастотного навантаження деталі;

$\tau_i^{(k)}$ – критична величина питомої енергії розсіювання за умов повзучості;

$\dot{\epsilon}_n$ – швидкість повзучості матеріалу;

σ – дійсне значення напруження в особливо термонавантаженої зоні деталі, що розглядається;

τ – поточне значення часу навантаження деталі.

Тут критерієм втрати міцності є умова

$$d_{fs} = 1, \quad (2)$$

а шуканими величинами, що визначають величину ресурсної міцності є час до руйнування τ^* та кількість циклів навантаження деталі до її руйнування N^* .

У зв'язку з високою складністю використання моделі (1) в [5] для визначення ресурсної міцності поршнів запропоновано розрахунковий вираз

$$d_{fs} = \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum_k \sum_i \sum_l (\dot{\epsilon}_{n,l} \sigma_l \tau_l). \quad (3)$$

Розрахунок значень швидкості повзучості в процесі такого навантаження передбачає вирішення задачі в квазістаціонарній постановці, коли певний період часу $\tau^{(k)}$ розбивається на окремі інтервали $\tau_i^{(k)}$, а для кожного з останніх приймається відповідне значення температур $t_i^{(k)}$ та напружень $\sigma_i^{(k)}$. При цьому маємо залежності

$$t_i^{(k)} = \phi_1^{(k)}(\tau), \quad \sigma_i^{(k)} = \phi_2^{(k)}(\tau), \quad (4)$$

які є моделлю k -го циклу низькочастотного навантаження деталі. Надалі при розгляді окремого циклу k його верхній індекс будемо опускати.

На початку розрахункового i -го інтервалу дійсне значення напруження дорівнює прийнятому для цього інтервалу, $\sigma_{0i} = \sigma_i$, а наприкінці, внаслідок дії повзучості і релаксації, зменшиться до величини $\sigma_{\tau_i} = \sigma_{0i} - \Delta\sigma_i$.

Визначення величини σ_{τ_i} потребує додаткового розподілу інтервалу τ_i на підінтервали τ_l , для кожного з яких швидкість повзучості визначається за виразом:

$$\dot{\epsilon}_{n_l} = \text{sign}(\sigma_l) A_{0n_l} \cdot \exp[-k_1 / (t_l + 273)] \times (1 + D_u |\dot{\epsilon}_n|^{-\alpha_u}) \cdot |\sigma_l|^n, \quad (6)$$

$$\varepsilon_n(0) = 0. \quad (7)$$

Видно, що остання, окрім рівнів температур і напружень, залежить від рівня попередньо накопичених пошкоджень повзучості,

$$\varepsilon_n = \sum_k \sum_i \sum_l \dot{\varepsilon}_{n,l} \tau_l, \quad (8)$$

тобто передісторії навантаження.

До останнього часу прогнозування тривалої міцності поршнів тракторних дизелів здійснювалось з використанням дев'ятирежимної моделі експлуатації трактора сільськогосподарського призначення ГСКБД [6], без врахування залежності експлуатаційного навантаження двигуна від рівня його потужності. Побудова на її основі за методикою [5] нестационарної експлуатаційної моделі надає 8 перехідних процесів навантаження двигуна. Водночас відомою є модель ПММаш НАН України [7], яка в своєму складі має 19 режимів експлуатації трактора та наробка за якими залежить від категорії трактора, тобто потужності його двигуна. Розроблені нами на цій основі нестационарні моделі експлуатації тракторних двигунів представлено в [8].

При цьому кількість розрахункових режимів у порівнянні з моделлю ГСКБД зростає вдвічі і дорівнює 17 для 4-ї категорії трактора за ISO.

Вказане вище потребує визначення впливу обраної теоретичної моделі експлуатації двигуна на результати оцінки ресурсної міцності поршня. Такий вплив нами встановлено щодо кромки КЗ поршня двигуна 4ЧН12/14 при його форсуванні до $N_n = 25 \text{ кВт/л}$ ($N_e = 130 \text{ кВт}$). Розрахунки виконано на базі 10000 годин. Встановлено, що за моделлю [6] величина накопичених пошкоджень d_{fs} складає 1,32, а за моделлю [7] – 2,62. Таким чином, вдвічі занижений результат за першою моделлю не дозволяє її використовувати для конструкцій, що працюють на межі

міцності.

З іншого боку, використання виразу (7) разом з (6) приводить до визначення деформацій повзучості в (8) окремо по j перехідним процесам. Такий підхід передбачає наявність гарантованого запасу, тобто розрахункове значення пошкоджень (2) гарантовано забезпечує ресурсну міцність поршня в експлуатації [5].

Ясно, що перехід до концепції роботи деталі на межі її міцності з одночасним збільшенням кількості перехідних процесів, що враховуються, потребує модернізації виразів (3) та (8), які набувають вигляду:

$$d_{fs} = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l (\dot{\varepsilon}_{n,l} \sigma_l \tau_l) \quad (9)$$

$$\varepsilon_n = \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l \dot{\varepsilon}_{n,l} \tau_l, \quad (10)$$

Приклад урахування передісторії навантаження поршня в усіх j перехідних процесах за уточненою моделлю втрати міцності (9),(6),(7),(10) та порівняння результатів з методикою „гарантованого ресурсу” (3),(6)-(8) подано на рисунку 1. Видно, що запас міцності за величиною d_{fs} зменшено на 15%.

Проаналізуємо механізм появи завищеного запасу міцності за моделлю (3), (6)-(8). На рисунку 2 подано середні значення швидкості повзучості для кожного перехідного процесу роботи двигуна без врахування передісторії його навантаження в попередніх процесах (стовпчик 1) та з таким врахуванням (стовпчик 2). Тут завищені значення швидкості повзучості кожного першого стовпчика над другим є результатом неврахування зміцнення матеріалу при зростанні величини накопиченої деформації повзучості ε_n в (6) та (7) при розгляданні наступного перехідного процесу.

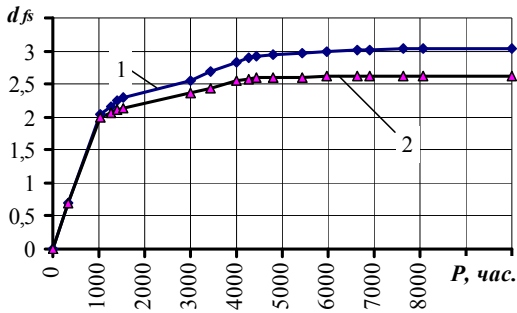


Рис. 1. Накопичення пошкоджень в зоні кромки КЗ поршня дизеля 4ЧН12/14 при його форсуванні до 25 кВт/л:
1 – без урахування передісторії навантаження за сукупністю перехідних процесів; 2 – з урахуванням передісторії навантаження

За даними рисунку 2 видно, що для ряду процесів, наприклад 3-5 має місце подвійне завищення середньої швидкості повзучості. Саме цей факт потребує врахування передісторії навантаження поршня при дотриманні концепції забезпечення роботи деталі на межі міцності.

Надалі усі дослідження проведено за моделлю (9),(6),(7),(10) урахування передісторії навантаження деталі за сукупністю усіх j перехідних процесів.

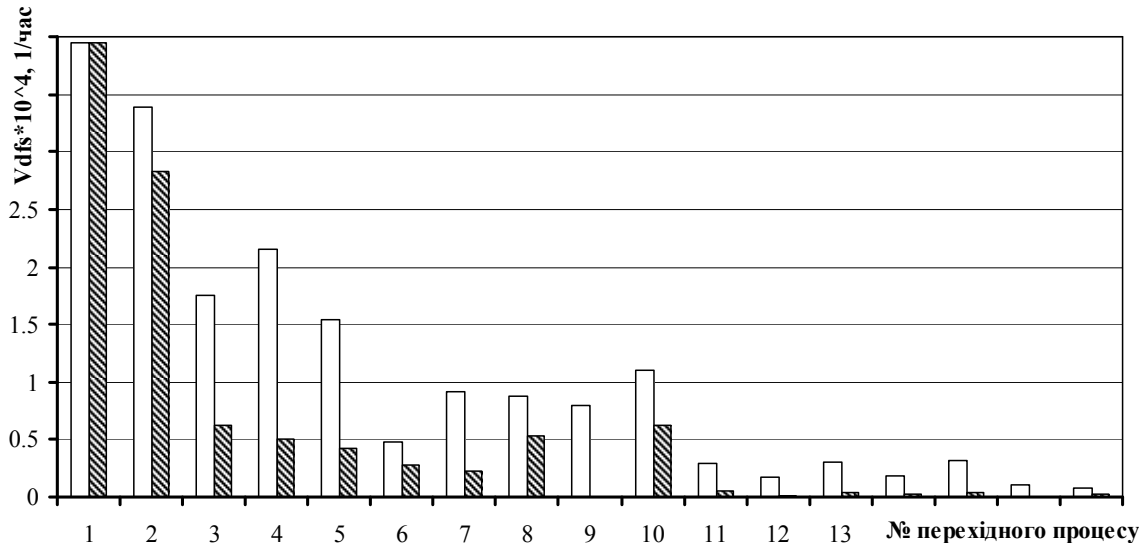


Рис.2. Середня швидкість повзучості матеріалу поршня з порожниною охолодження при рівні форсування дизеля 4ЧН12/14 до 25 кВт/л

Залежність величини пошкоджень матеріалу поршня від рівня форсування двигуна 4ЧН12/14 та категорії трактора подано на рисунку 3, криві 1 та 2. Видно, що при літрової потужності 21,3кВт/л при використанні моделі експлуатації трактора 3-ї категорії $d_{fs} = 0,15$, а для 4-ї – $d_{fs} = 0,21$, тобто різниця складає 28,6%. Водночас при $N_j = 25$ кВт/л використання моделі експлуатації трактора 3-ї категорії надає результат $d_{fs} = 1,77$, а 4-ї – $d_{fs} = 2,62$. Тут різни-

ця складає 32,4%. Аналогічні дані щодо дослідного поршня з масляною порожниною подано як криві 3,4. Таким чином, урахування моделі експлуатації двигуна, як зміни його завантаження на різних експлуатаційних режимах при збільшенні потужності, є необхідною умовою визначення ресурсної міцності поршня.

В процесі проектування форсованого двигуна виникає задача визначення межі міцності поршня, що відповідає умові (2).

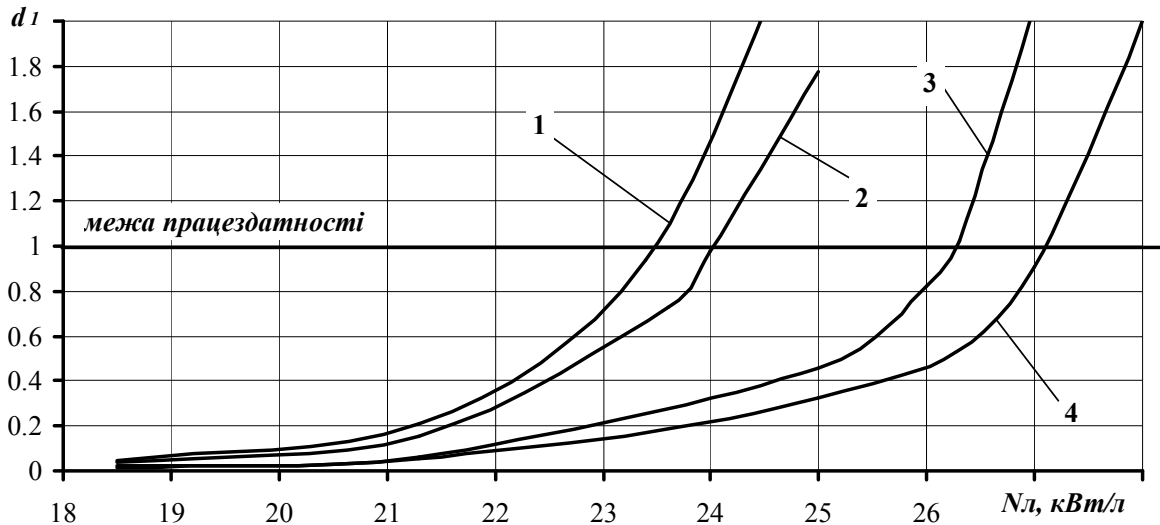


Рис. 3. Залежність величини накопичених пошкоджень матеріалу від рівня форсування двигуна 4ЧН12/14 та категорії трактора:

1 – струменеве охолодження поршня (4-та категорія); 2 – струменеве охолодження поршня (4-та категорія); 3 – галерейне охолодження поршня (4-та категорія); 4 – 3 – галерейне охолодження поршня (3-та категорія)

При цьому використання запропонованої моделі вигляду (9),(6),(7),(10) робить задачу вкрай неекономічною. Це означає, що її застосування повинно супроводжуватись відповідною економічною емпіричною моделлю типу чорного ящика.

За таку можливу модель нами розглянуто поліноми другого-четвертого порядку та експоненціальну залежність. Встановлено, що за поліномами вдається знайти рішення (2) тільки шляхом ітераційних наближень. З іншого боку, експоненціальні залежності дозволяють вирішити задачу (1) з точністю до 1% в області адекватності, що відповідає категорії трактора.

При цьому нами визначено наступні залежності.

Для серійного поршня двигуна 3-ї категорії

$$d_{fs} = \exp(0,66N_{л} - 15,93). \quad (12)$$

Для серійного поршня двигуна 4-ї категорії

$$d_{fs} = \exp(0,68N_{л} - 16,064). \quad (13)$$

Для поршня з галерейним масляним охолодженням двигуна 3-ї категорії

$$d_{fs} = \exp(0,53N_{л} - 14,445). \quad (14)$$

Для поршня з галерейним масляним охолодженням двигуна 4-ї категорії

$$d_{fs} = \exp(0,53N_{л} - 14,136). \quad (15)$$

Вказані емпіричні моделі можуть бути рекомендовані для використання в процедурах конструктивної оптимізації поршня

Висновки:

1. Виконано уточнення моделі прогнозування ресурсної міцності високотеплонапружених деталей двигунів шляхом врахування передісторії їх технологічного навантаження за множиною попередніх циклів усіх перехідних процесів. Встановлено, що врахування передісторії навантаження дозволяє зменшити запас ресурсної міцності матеріалу на 15% без втрати міцності деталі протягом заданого ресурсу.

2. Показано, що урахування зміни моделі ек-

плуатації при збільшенні потужності двигуна є необхідною умовою прогнозування ресурсної міцності.

3. Запропоновано комплекс економічних моделей оцінки ресурсної міцності поршня дизельного двигуна, що враховує категорію трактора для різних конструктивних варіантів поршнів.

Подальший напрямок робіт пов'язаний з розробкою економічних моделей оцінки ресурсної міцності поршнів автомобільних дизелів та виконанням конструктивної оптимізації поршнів перспективних дизелів.

Список літератури:

1. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Т. 2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / За ред. проф. А.П. Марченка. – Харків: Прапор, 2004. – 288 с. 2. Костин А.К. и др. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 284 с. 3. Абрамчук Ф.И. Ос-

новы повышения термоусталостной и длительной прочности поршней быстроходных форсированных дизелей: Дис. докт. техн. наук: 05.04.02. – Харьков, 1990. – 317 с. 4. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении // Двигателестроение. – 1991. – №11. – С. 14-15. 5. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПИ», 2001. – 332с. 6. Коваль И.А., Вахтель И.Ю., Диденко А.М. Ускоренные испытания двигателей // Тракторы и сельхозмашины.–1974. – №12. С. 3-5. 7. Ажиппо Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования // Двигателестроение. – 1985. – №8. – С. 17-20. 8. Пылёва Т.К., Турчин В.Т. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения машин различного назначения // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №1. – С.121-127.

УДК 621.436.12

Ю.Е. Драган, канд. техн. наук

**МЕТОДИКА УЧЕТА СЖИМАЕМОСТИ ТОПЛИВА И ДЕФОРМАЦИИ
ШТАНГИ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ МОДЕЛИРОВАНИИ
ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ФОРСУНОК**

Введение

Аккумуляторные топливные системы типа «Common Rail» для дизельных двигателей все шире применяются в автомобилестроении и в других транспортных отраслях. По прогнозу фирмы R. Bosch к 2010 году топливные системы «Common Rail» достигнут 66 % в структуре всех видов топлив-

ной аппаратуры во всем мире, превысив почти в 2 раза показатели 2001 года [1].

В этих системах процессы создания энергии впрыскивания и дозирования топлива разделены во времени и не оказывают в отличие от традиционных способов топливоподачи неблагоприятного воздействия друг на друга. Это позволяет с помощью элект-

тронного управления формировать требуемый закон подачи топлива, включая предварительное и дополнительное впрыскивания для выполнения экологических нормативов.

Формулирование проблемы

Для реализации преимуществ топливных систем «Common Rail» электрогидравлические форсунки (ЭГФ) должны обладать соответствующим быстродействием, которое зависит от конструкции и параметров форсунки, влияющих на процессы в её гидравлических трактах.

ЭГФ конструкции Научно-исследовательского конструкторско-технологического института двигателей (ОАО «НИКТИД», г. Владимир) [2, 3] для дизеля легкового автомобиля содержит мультипликатор запирания, состоящий из плунжера 6, размещенного в верхней части форсунки, и штанги 7, соединяющей плунжер с иглой распылителя 9 (рис. 1). Гидравлическое запираение обеспечивается за счет того, что диаметр плунжера превышает диаметр направляющей иглы распылителя ЭГФ. Управляющая камера объемом V_z расположена над плунжером. Она связана с аккумулятором топлива через входной жиклер. Подыгольная камера также постоянно связана с аккумулятором топлива. Гидравлическое запираение происходит при равенстве давлений топлива в управляющей и подыгольной камер. При открытии управляющего электромагнитного клапана 5 (ЭМК) давление топлива в управляющей камере снижается, что приводит к подъему иглы распылителя и впрыскиванию топлива в цилиндр дизеля.

Мгновенный баланс топлива в управляющей камере ЭГФ при открытии ЭМК описывается дифференциальным уравнением [4]:

$$\beta V_z \frac{dp_z}{dt} = Q_{az} - Q_{z0} + f_z \frac{dz}{dt} \quad (1)$$

где β – коэффициент сжимаемости топлива, 1/Па;

V_z – объем управляющей камеры, м³;

P_z – давление в управляющей камере, Па;

t – время, с;

Q_{az} и Q_{z0} – расходы топлива через входной и выходной жиклеры соответственно, м³/с;

f_z – площадь поперечного сечения плунжера 6, м²;

z – подъем иглы распылителя ЭГФ, м.

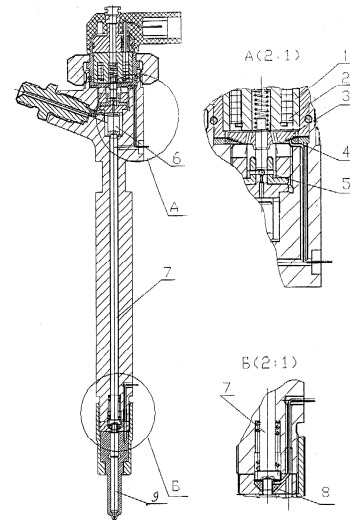


Рис. 1. ЭГФ с датчиками перемещения якоря ЭМК (А) и иглы распылителя (Б). Размеры форсунки: диаметр \varnothing 18,9 мм, длина (без распылителя) 234 мм.

На рисунке 2 представлены осциллограммы подъема якоря ЭМК и иглы распылителя, записанные емкостными датчиками 4 и 8 (рис. 1) конструкции НИКТИД [5]. На графике 3 подъема иглы на уровне ординаты 0,1 видна точка перегиба, а на кривой посадки на этом же уровне характерный «отскок». Анализ подобных осциллограмм показал, что эти точки соответствуют фактическому началу подъема и концу посадки иглы. Графики ниже этих точек соответствуют процессам деформации штанги, иглы и корпуса распылителя. При подъеме иглы происходит разгрузка сжатой штанги и других деталей с соответствующим уменьшением объема управляющей камеры. При завершении посадки постепенно увеличивается деформация сжатия штанги, сопровождае-

мая колебаниями и штанги, и давления топлива в управляющей камере.

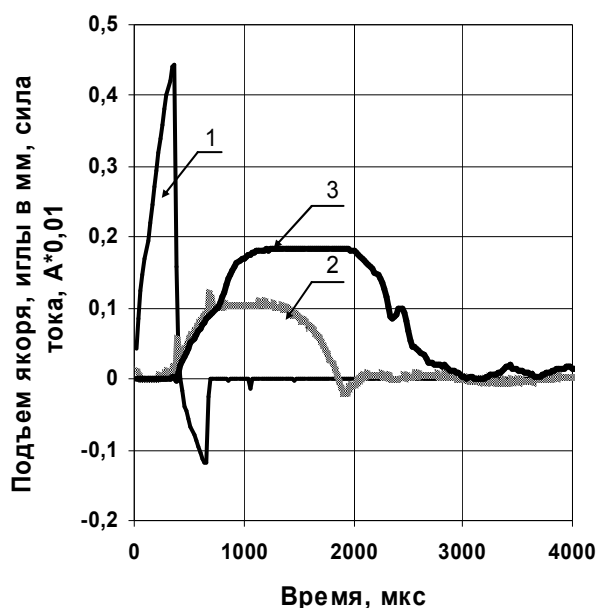


Рис. 2. Ток (1) в обмотке ЭМК, подъемы якоря (2) и иглы (3) распылителя форсунки при $U_{\phi}=100\text{ В}$, $t=0,3\text{ мс}$, $U_{\text{разм}}=100\text{ В}$, $P_{\text{ак}}=70\text{ МПа}$. Цикловая подача $56,7\text{ мм}^3/\text{цикл}$ (Опыт 4Р53007)

Целью данной работы является демонстрация применения разработанной методики для учета влияния деформации штанги, а также сжимаемости топлива как функций давления на процессы, описываемые дифференциальным уравнением (1).

2. Решение проблемы

В методике коэффициент сжимаемости топлива β рассмотрен не как константа, соответствующая какому-то среднему давлению, а как функция от давления топлива $\beta=f(p)$:

$$\beta = 1 \cdot 10^{-26} \cdot p^2 - 4,527 \cdot 10^{-18} \cdot p + 6,7356 \cdot 10^{-10}. \quad (2)$$

Зависимость (2) получена аспирантом Рахметуллаевым М.Н. в результате физического эксперимента, в котором топливо сжималось до 165 МПа и учитывалась деформация специально изготовленного толстостенного аккумулятора (p – давление в ак-

кумуляторе, Па). График зависимости (2) при наложении на графики коэффициентов сжимаемости рис. 4.8 [6] по результатам 20 экспериментальных работ оказался близким к среднему значению семейства кривых «I», которое «более соответствует истинным значениям сжимаемости» [6, стр. 138].

В методике учтена также статическая деформация штанги, соединяющей в ЭГФ иглу распылителя с плунжером-мультипликатором, а также деформации иглы и корпуса распылителя. Доля деформации штанги в общей деформации нагруженных элементов деталей для рассматриваемой конструкции форсунки составляет 64 %. Коэффициент K_0 , учитывающий изменение исходного расчетного объема V_{z0} управляющей камеры, определяется по формуле:

$$K_0 = 1 + \Delta V_z / V_{z0}, \quad (3)$$

где ΔV_z – изменение исходного расчетного объема V_{z0} управляющей камеры, м^3 .

ΔV_z и K_0 являются линейными функциями давления топлива в управляющей камере p_z , Па. Для ЭГФ конструкции НИКТИД эта зависимость имеет вид (коэффициент детерминации R^2 равен 1):

$$K_0 = 1 + 1,2864 \cdot 10^{-9} p_z. \quad (4)$$

При максимальном давлении в управляющей камере 150 МПа объем камеры увеличивается примерно на 12 %. Естественно, при сбросе давления объем камеры будет соответственно уменьшаться.

Коэффициент при производной в левой части уравнения (1) получен с использованием зависимостей (2) и (4) в виде следующей функции давления p_z :

$$\beta V_z = \beta V_{z0} K_0 = 7,06226 \cdot 10^{-43} p_z^3 + 2,292915 \cdot 10^{-34} p_z^2 - 2,0096375 \cdot 10^{-25} p_z + 3,69784444 \cdot 10^{-17}. \quad (5)$$

Эффективность методики моделирования относительно параметра «t» уравнения (1) можно проследить по данным таблицы. В качестве параметра сравнения принято время t_0 , в течение которого давление в управляющей камере снижается от уровня

давления в аккумуляторе до уровня p_0 , при котором начинается подъем иглы распылителя, штанги и плунжера-мультипликатора. Давление p_0 зависит от соотношения площадей поперечного сечения плунжера-мультипликатора и дифференциальной площадки иглы распылителя. Упрощенный вариант моделирования *соответствует исходному расчетному объему* V_{z0} управляющей камеры (без учета деформации штанги) и произвольно принятому в качестве константы коэффициенту сжимаемости топлива $\beta = 3,61 \cdot 10^{-10}$ 1/Па в диапазоне рабочих значений этого параметра $(2,2 \dots 6,7) \cdot 10^{-10}$ 1/Па. Во второй модели учтена сжимаемость топлива, как функция давления по выражению (2). В третьей модели учтено одновременное влияние деформации штанги и других деталей, а также сжимаемости топлива по уравнению (5).

Приняв более точный третий вариант за основу, установим, что при учете только коэффициента сжимаемости топлива погрешности расчетов составили от -2,5 до -9,8 %. Причем при повышении давления в аккумуляторе значение погрешности возрастает.

Погрешности упрощенного моделирования составляют от -7,7 до -38,5 %. В приведенном случае с ростом давления в аккумуляторе значение погрешности снижалось. Объяснение заключается в принятом значении константы – коэффициента сжимаемости ($\beta = 3,61 \cdot 10^{-10}$ 1/Па). Это значение оказалось близким к среднему значению этого параметра ($\beta = 3,31 \cdot 10^{-10}$ 1/Па) в диапазоне давлений 50...150 МПа, характерных для давления в аккумуляторе $P_{ak}=150$ МПа. Поэтому для этого случая уровень погрешности оказался минимальным. При снижении давления в аккумуляторе расхождение средних значений параметра β и принятой константы возрастало, что и объясняет наблюдаемый характер погрешностей. Например, в диапазоне давлений 30...80 МПа среднее значение $\beta = 4,58 \cdot 10^{-10}$ 1/Па, и погрешность для давления в аккумуляторе $P_{ak}=80$ МПа возросла

до 28,1 %. Если принять другое значение константы β , то характер погрешностей изменится.

Приведенные примеры показывают, что уровень погрешностей упрощенного моделирования достаточно высок. Поэтому следует применять более точные модели, описанные, например, в данной статье или в статье [7].

Таблица 1. Расчетное время t_0 для различных вариантов моделей

Давление в аккумуляторе, МПа	Время t_0 для вариантов расчета, мкс		
	Упрощенный	Учет $\beta=f(p_z)$	Учет β и K_0
150	35,1	34,3	38,02
Погрешность, %	-7,7	-9,8	0
80	23,0	30,1	32,0
Погрешность, %	-28,1	-5,9	0
70	22,2	30,5	32,2
Погрешность, %	-31,0	-5,2	0
60	22	31,7	33,2
Погрешность, %	-33,6	-4,4	0
50	22,7	34,3	35,3
Погрешность, %	-35,7	-2,8	0
40	21,5	34,0	34,9
Погрешность, %	-38,5	-2,5	0

Заключение

Таким образом, разработан метод расчета гидродинамических процессов в трактах электрогидравлических форсунок с учетом таких факторов, как сжимаемость топлива, деформация штанги и их зависимостей от давления топлива. Расчеты дифференциальных уравнений выполнялись в программной системе компьютерной математики MathCad. В дальнейшем предусматривается использование этого метода для расчетного анализа процессов подъема иглы распылителя ЭГФ и топливоподачи с последующим сопоставлением его результатов с экспериментальными данными.

Расчетные исследования выявили отрицательную роль штанги на гидравлические процессы в ЭГФ. Для снижения этого эффекта целесообразно

повышать ее жесткость, уменьшать длину или создавать бесштанговые конструкции форсунок.

Список литературы:

1. Презентация фирмы «Robert Bosch GmbH» //Актуальные вопросы создания топливоподающих систем транспортных дизелей: Материалы научно-технической конференции, посвященной 30-летию ЯЗДА. –Ярославль, 2002.-ил. 2. Патент Российской Федерации на изобретение № 2221930 «Форсунка электрогидравлическая для двигателя внутреннего сгорания с аккумуляторной топливной системой». Авторы: Добрян Б.Л., Драган Ю.Е., Рахметуллаев М.Н. и др. Приоритет изобретения 04.03.2002. 3. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / Блинов А.Д., Голубев П.А., Драган Ю.Е. и др. Под ред. Папонова В.С. и Минеева А.М. – М., НИЦ «Ин-

женер», 2000. 332 с.: с ил. 4. Астахов И.В., Трусов В.И., Хачиян А.С., Голубков Л.Н. Подача и распыливание топлива в дизелях. – М. : Машиностроение, 1971.–359 с. 5. Драган Ю.Е. Экспериментальные исследования электрогидравлических форсунок аккумуляторных топливных систем высокооборотных автомобильных двигателей//Материалы международной научно-практической конференции (8-11.10.2002) «Прогресс транспортных средств и систем-2002», часть 2. – Волгоград, 2002. – 340 с., с ил. 6. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. -М.: Легион-Автодата, 2004.-344 с., ил. 7. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке системы CR в среде MATLAB / SIMULINK // Двигатели внутреннего сгорания. -№ 1. – 2006. – Харьков, - С. 98-101.

УДК 621.43

В.А. Романов, канд. техн. наук, Ю.Л. Попов, канд. ист. наук

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НАДДУВА ЗА СЧЕТ СТАБИЛИЗАЦИИ
ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУХА, ПОСТУПАЮЩЕГО В ЦИЛИНДРЫ ДИЗЕЛЯ,
РАБОТАЮЩЕГО НА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ**

Введение

Известно, что наддув является одним из наиболее действенных способов улучшения удельных мощностных и массогабаритных показателей двигателей.

Однако чем больше давление после нагнетателя, тем выше температура воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, что, особенно при повышенном и высоком наддуве, существенно снижает его эф-

фект. Поэтому многие двигатели с наддувом оборудуются охладителями наддувочного воздуха (ОНВ) различной конструкции. В большинстве случаев (за исключением охладителей испарительного типа) эти конструкции представляют собой радиаторы типа «воздух-воздух» или «воздух-вода».

Заметим, что давление, а, следовательно, и температура наддувочного воздуха (НВ) существенно изменяются в зависимости от частоты вращения ко-

ленчатого вала поршневого ДВС. Проведенная нами обработка материалов испытаний различных двигателей позволяет утверждать, что при переходе от холостых оборотов к частоте вращения коленчатого вала, соответствующей номинальной мощности. Температура воздуха после турбины увеличивается в 1,5-2,2 раза [1, 2].

1. Формулирование проблемы

Отмеченные выше особенности комбинированных двигателей приводят к тому, что использование ОНВ при работе на режимах малых нагрузок и холостого хода слишком сильно понижает его температуру, и создаются условия для неблагоприятного протекания рабочего процесса в цилиндре поршневого двигателя. В частности, возникают проблемы осмоления деталей, лакообразование, а в случаях использования топлив на основе газоконденсатов - даже пропуски отдельных циклов. Решение этой проблемы в настоящее время в доступной нам литературе отсутствует.

1.1. Общие принципы решения проблемы

В технике хорошо известны устройства, содержащие теплоаккумулирующие вещества (желательно фазового перехода), которые позволяют демпфировать, сглаживать колебания температуры проходящих через них газов [3, 4]. Поэтому решение проблемы поддержания температуры НВ в оптимальных пределах для обеспечения эффективного протекания рабочего процесса и повышения надежности комбинированных ДВС при работе на любых эксплуатационных режимах представляется принципиально возможным за счет использования аккумулятора внутренней энергии (который в рассматриваемом аспекте логично называть «стабилизатором температуры наддувочного воздуха»), установленного во впускном тракте комбинированного ДВС после компрессора.

2. Решение проблемы

2.1 Схема системы стабилизации температуры наддувочного воздуха

На рис. 1 приведен вариант схемы организации газотурбинного наддува со стабилизатором температуры наддувочного воздуха (СТНВ), который позволяет практически исключить колебания температуры НВ перед поступлением его в цилиндры комбинированного двигателя при работе на неустановившихся режимах.

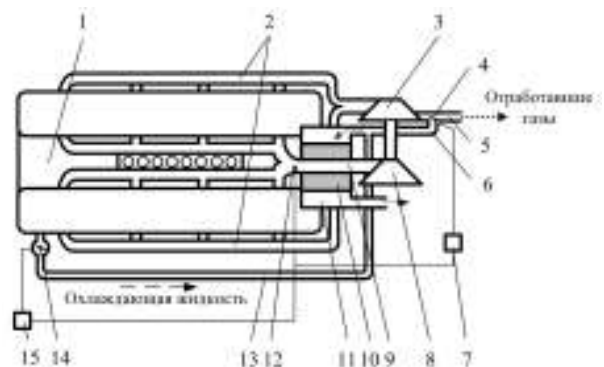


Рис. 1. Принципиальная схема системы стабилизации температуры наддувочного воздуха:

1-дизель; 2-выпускные коллекторы; 3-газовая турбина; 4-регулирующая заслонка; 5-выхлопная труба; 6-патрубок подвода отработавших газов к СТНВ; 7,15 - управляющее устройство; 8-компрессор; 9-впускной коллектор; 10-теплоаккумулирующее вещество; 11-полость для прохода отработавших газов или охлаждающей жидкости; 12-температурный датчик; 13-патрубок подвода охлаждающей жидкости к СТНВ; 14-клапан

Комбинированный двигатель функционирует следующим образом. Когда дизель работает на больших нагрузках, температура НВ после компрессора достигает 100 °С и более. Проходя через устройство, объединяющее емкость с теплоаккумулирующим веществом (ТАВ) 10 и полость для прохода отработавших газов (ОГ) 11, воздух нагревает ТАВ, охлаждается и по впускному коллектору направляется в цилиндры дизеля. При этом управляющее устройство 7, связанное с температурным датчиком 12,

установленным на выходе НВ из СТНВ, обеспечивает такое положение регулирующей заслонки 4, которое исключает попадание ОГ в полость для прохода отработавших газов 11. Если нагрузка уменьшается, то соответственно снижаются обороты рабочего колеса компрессора и температура НВ понижается. Если она станет ниже температуры разогретого ранее ТАВ, то от последнего начнется подвод теплоты к НВ, проходящему через СТНВ, и во впускной коллектор будет поступать подогретый воздух.

2.2. Определение целесообразного уровня охлаждения наддувочного воздуха

Чтобы определить целесообразное значение температуры НВ, которое обеспечивало бы «компромисс» между мощностными, экономическими показателями дизеля ЯМЗ-8424, механической и тепловой нагруженностью его узлов и деталей, автором были проведены экспериментальные исследования.

Прежде всего, было оценено влияние температуры НВ на мощностные, экономические показатели и характер протекания рабочего цикла. Штатный ОНВ был отсоединен от жидкостной системы охлаждения двигателя и подключен к отдельному водяному контуру. Это позволило, регулируя в нем расход циркулирующей холодной воды, изменять температуру воздуха на выходе из ОНВ.

Определение указанных показателей провели при работе дизеля с частотами вращения коленчатого вала, соответствующими режиму номинальной мощности и режиму максимального крутящего момента. На рис. 2 в качестве примера показано изменение показателей дизеля ЯМЗ-8424 в зависимости от температуры наддувочного воздуха на режиме номинальной мощности.

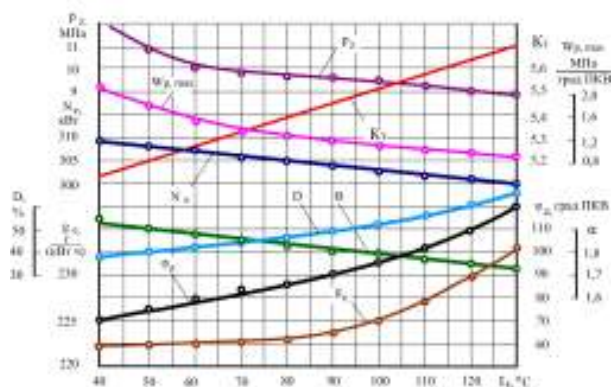


Рис. 2. Изменение показателей дизеля ЯМЗ-8424 в зависимости от температуры наддувочного воздуха при $n=2100 \text{ мин}^{-1}$

Для определения целесообразного уровня охлаждения НВ была разработана специальная методика [5].

Для каждого показателя проводили расчет степени его положительного изменения (C_{ni}^i) в процентах от наихудшего значения:

$$C_{ni}^i = \frac{|A_j^i - A_0^i|}{A_0^i} 100\%,$$

где A_j^i - текущее значение i -го показателя; A_0^i - наихудшее значение i -го показателя.

В качестве показателей были приняты: литровая эффективная мощность двигателя ($N_{ел}$), удельный эффективный расход топлива (g_e), показатель механической нагруженности - Π_m (представляющий собой среднее арифметическое значение суммы максимального давления (p_z) и максимальной «жесткости» ($W_p \text{ max}$)), показатель тепловой нагруженности (критерий тепловой напряженности K_e) и дымность ОГ.

Затем с помощью квалиметрического метода определяли значимость (коэффициент весомости « m_i ») каждого из перечисленных показателей по следующей методике. Коэффициентов весомости для каждого i -го параметра находили индивидуальный

коэффициент его положительного изменения ($K_{ни}$) по формуле:

$$K_{ни}^i = C_{ни}^i m_i.$$

Затем сложением коэффициентов положительного изменения всех показателей при данной температуре наддувочного воздуха получали интегральное значение коэффициента положительного изменения показателей для f -ой температуры:

$$\sum K_{ни}^f = \sum K_{ни}^{if} = K_{ни}^{Nee_f} + K_{ни}^{Se_f} + K_{ни}^{K_{mf}} + K_{ни}^{K_{mf}} + K_{ни}^{Df}.$$

Экстремум кривой, построенной в координатах «интегральный коэффициент положительного изменения показателей для f -ой температуры - температура наддувочного воздуха», соответствовал целесообразному значению температуры НВ с точки зрения «компромисса» между мощностными, экономическими показателями, механической, тепловой нагруженностью и дымностью отработавших газов.

На основании проведенных расчетов были построены зависимости интегральных коэффициентов положительного изменения показателей от температуры НВ.

Рис. 3 иллюстрирует зависимость интегрального коэффициента положительного изменения показателей дизеля ЯМЗ-8424 от температуры НВ при $n=2100 \text{ мин}^{-1}$

Видно, что начиная с $40 \text{ }^\circ\text{C}$ величина интегрального коэффициента практически линейно увеличивается до температуры $70 \text{ }^\circ\text{C}$, после чего значение $\sum K_{ни}^f$ практически линейно падает до предельно высокой температуры $130 \text{ }^\circ\text{C}$.

В области между 67 и $80 \text{ }^\circ\text{C}$ изменение $\sum K_{ни}^f$ незначительно ($0,45 \%$), поэтому указанный интервал можно считать целесообразным при выборе температуры наддувочного воздуха с точки зрения «компромисса» между мощностными, экономическими показателями, механической, тепловой нагру-

женностью и дымностью отработавших газов для режима $n=2100 \text{ мин}^{-1}$.

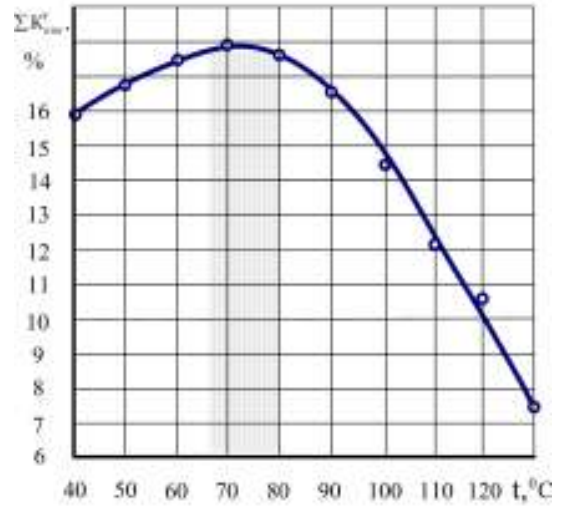


Рис. 3. Зависимость интегрального коэффициента положительного изменения показателей дизеля ЯМЗ-8424 от температуры наддувочного воздуха при $n=2100 \text{ мин}^{-1}$

Аналогичный рис. 3 график был построен и для зависимости интегрального коэффициента положительного изменения показателей дизеля ЯМЗ-8424 от температуры наддувочного воздуха при $n=1300 \text{ мин}^{-1}$ (т. е. на режиме, соответствующем максимальному крутящему моменту).

Оказалось, что характер кривой стал более плавным, хотя максимальное значение $\sum K_{ни}^f$ как и в прошлом случае достигается при температуре НВ $70 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом в области от 66 до $81 \text{ }^\circ\text{C}$ разница значений интегрального коэффициента положительного изменения параметров составляет всего $0,15 \%$.

Заключение

Установленные закономерности изменения показателей дизеля ЯМЗ-8424 в зависимости от температуры НВ позволяют утверждать, что целесообразные значения этой температуры с точки зрения «компромисса» между мощностными, экономиче-

скими показателями, механической, тепловой нагруженностью и дымностью отработавших газов лежат в диапазоне 66-81 °С.

Список литературы:

1. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин и др. - М.: Машиностроение, 1991. - 336 с. 2. Кукис В.С. Ю.Л. Попов, Г.А. Берестнев. Обеспечение оптимальной температуры свежего заряда в комбинированных ДВС при их работе на неустановившихся режимах, режимах малых нагрузок и холостого хода. Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения // Тр Между-

народной науч.-техн. конф. - Челябинск, 2006. - С 207-280. 3. Разношинская А.В. Повышение эффективности утилизации теплоты и нейтрализации отработавших газов поршневых ДВС путем демпфирования колебаний их температуры: Дис. ...канд. техн. наук. - Челябинск, 2005. - 158 с. 4. Нефедов Д.В. Использование теплоты отработавших газов для снижения токсичности поршневых двигателей внутреннего сгорания. Дис. ...канд. техн. наук. - Рязань, 2003. - 127 с. 5. Романов В.А. Обеспечение оптимальной температуры наддувочного воздуха при работе дизеля на различных режимах // Транспорт Урала. - №3. - 2007. - С. 17-21.

УДК 621.436.038

А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.В. Грицюк, канд. техн. наук, Г.А. Щербаков, инж., А.В. Денисов, инж., С.Б. Сафонов, инж.

**РЕЗУЛЬТАТЫ БЕЗМОТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ФОРСУНКИ
ДЛЯ ДВУХФАЗНОГО ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА**

Введение

Наряду с внедрением топливных систем аккумуляторного типа, остается актуальным вопрос создания и модернизации дизельных систем непосредственного действия. Данная статья описывает некоторые этапы создания топливной аппаратуры непосредственного действия для высокооборотного дизеля серии 4ДТНА.

Анализ публикаций

С каждым годом требования к таким системам ужесточаются. И можно утверждать, что резервы их совершенствования почти исчерпаны. Так, макси-

мальное давление впрыскивания топлива у лучших мировых образцов составляет 100 МПа и более, а целый ряд конструктивных решений [1, 2] позволяет без использования электроники получить различные законы топливоподачи. К сожалению, обеспечение оптимального закона подачи для каждого режима работы автотракторного высокооборотного дизеля – сложная задача. Поэтому разработчики, как правило, оптимизируют топливоподачу на определенном режиме (например, холостого хода [2]) и при этом стараются не ухудшить показатели в остальном рабочем диапазоне дизеля. В [3] предложено для обеспечения двухфазного впрыскивания использовать форсунку с

дополнительным поршнем. Ожидаемый от использования данной форсунки эффект заключается в разделении цикловой порции топлива на две части - предварительную и основную. Численное моделирование показало, что данная форсунка может быть настроена на двухфазную подачу топлива на холостом ходу. При этом на режиме номинальной мощности характер нарастания давления примет ступенчатый вид, а максимальное давление впрыскивания увеличится на 20 – 30 %. Такие характеристики впрыскивания способствуют уменьшению шума работы дизеля, а также снижению вредных выбросов с отработавшими газами.

Цель и постановка задачи

Цель данной работы – определить эффективность применения форсунки с дифференциальным поршнем для организации двухфазной подачи топлива на основных режимах работы дизеля 4ДТНА. А также уточнить конструктивные и регулировочные параметры данной форсунки. Для достижения данной цели необходимо разработать методику и провести безмоторные испытания опытного образца топливной системы. Именно это является задачей данной работы.

Объект исследования

В работе [3] описаны принцип действия и результаты расчетного исследования, которое являлось первым этапом разработки форсунки для двухфазного впрыскивания. Согласно полученным рекомендациям разработана конструкторская документация и изготовлен опытный образец форсунки (рис. 1).

Описание методики эксперимента

Оценить эффективность предложенного способа организации двухфазного впрыскивания, уточнить конструктивные и регулировочные параметры опытной форсунки, а также обеспечить ее стабиль-

ную работу возможно по результатам безмоторных испытаний. Для проведения экспериментального исследования топливная система (ТС) была укомплектована топливным насосом высокого давления (ТНВД) с нагнетательным клапаном двойного действия, диаксиальным приводом плунжерной пары с диаметром плунжера 8 мм. Топливопровод высокого давления, соединяющий ТНВД и форсунку, имел длину 420 мм и внутренний диаметр 1,1 мм. ТС установлена на стенде КИ 22206-02 лаборатории топливной аппаратуры КП ХКБД. Измерительная схема стенда представлена на рис. 2.



Рис. 1. Форсунки для двухфазного впрыскивания топлива

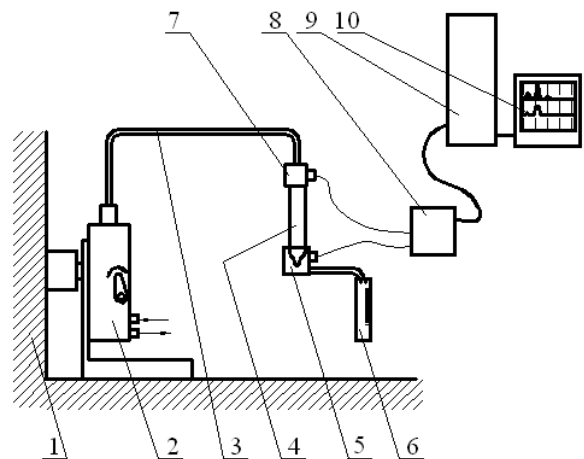


Рис. 2. Измерительная схема:

1 - топливный стенд; 2 - ТНВД; 3 - топливопровод высокого давления; 4 - форсунка; 5 - датчик давления топлива после распылителя; 6 - мерный стакан; 7 - датчик давления топлива; 8 - блок усилителей; 9 - системный блок с АЦП; 10 - дисплей

Электрическая измерительная схема состоит из датчиков давления 5, 7, соединенных при помощи кабелей с усилителем 8 и осциллографом 9, 10. Для регистрации параметров топливоподачи использовался аналогово-цифровой преобразователь (АЦП) L-783 фирмы L-Card (г. Москва) [4].

Плата L-783 устанавливается в системный блок компьютера. Обработка поступающего с АЦП сигнала производилась при помощи лицензионной версии программы PowerGraph 3.1 [5].

При проведении исследований характеристика впрыскивания определялась по осциллограммам давления P_a . Измерение давления P_a производилось при помощи пьезоэлектрического датчика T6000, установленного в специальный адаптер 5 (рис. 3). Основным условием успешного применения такого решения является минимизация объема канала 4. В данном случае объем канала 4 составил 18 мм^3 . Проведенные расчеты показали, что такое увеличение объема приводит к занижению действительной величины P_a на 3 – 5 % и не искажает характер изменения данного давления. Следует отметить, что впрыскивание топлива при измерении осуществляется через штатные сопловые отверстия 3.

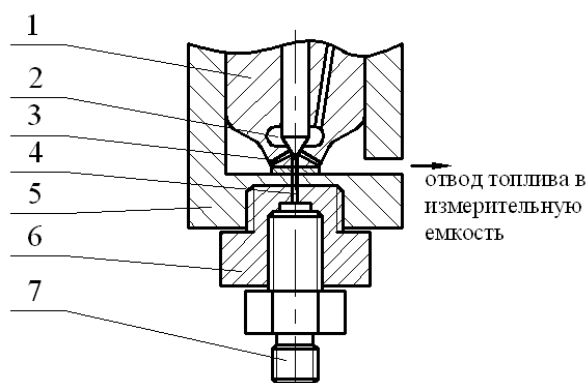


Рис. 3 Схема установки датчика давления впрыскивания:

1 - распылитель, 2 - карман распылителя, 3 - сопловые отверстия, 4 - колодец распылителя, 5 - адаптер, 6 - штуцер, 7 - пьезодатчик T6000.

Объемный расход топлива, выходящего в единицу времени из сопловых отверстий распылителя, определялся с помощью выражения (1), полученного из уравнения Бернулли для несжимаемой жидкости.

$$Q = \mu F_c \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_a - P_y)}, \quad (1)$$

где μ - коэффициент расхода;

F_c - суммарная площадь поперечных сечений сопловых отверстий;

ρ - плотность топлива;

P_a - давление впрыскивания;

P_y - давление среды, в которую впрыскивается топливо.

Величина μF_c принималась постоянной, по результатам проливки распылителя равной $0,141 \text{ мм}^2$. Плотность ρ топлива, входящая в уравнение (1), в зависимости от уровня давления P_a определялось по известным эмпирическим соотношениям [6].

Результаты эксперимента

Результаты обработки осциллограммы – характеристика впрыскивания, для режима холостого хода дизеля 4ДТНА2 (частота вращения вала ТНВД $n = 400 \text{ мин}^{-1}$) представлены на рис. 4-а.

Анализ осциллограмм (рис. 4) показывает, что на режиме холостого хода применение форсунки с дифференциальным поршнем позволяет разделить процесс топливоподачи на две фазы.

Предварительную – с величиной запальной дозы топлива около 2 мм^3 и, следующую через $1,1^\circ$ поворота кулачкового вала ТНВД, основную подачу.

На режимах частичной нагрузки, например $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (см. рис. 4-б) основная фаза топливоподачи следует после предварительной без разрыва. Продолжительность предварительной фазы составляет от $1,5^\circ$ поворота кулачкового вала ТНВД на $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ до $1,8^\circ$ на $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$.

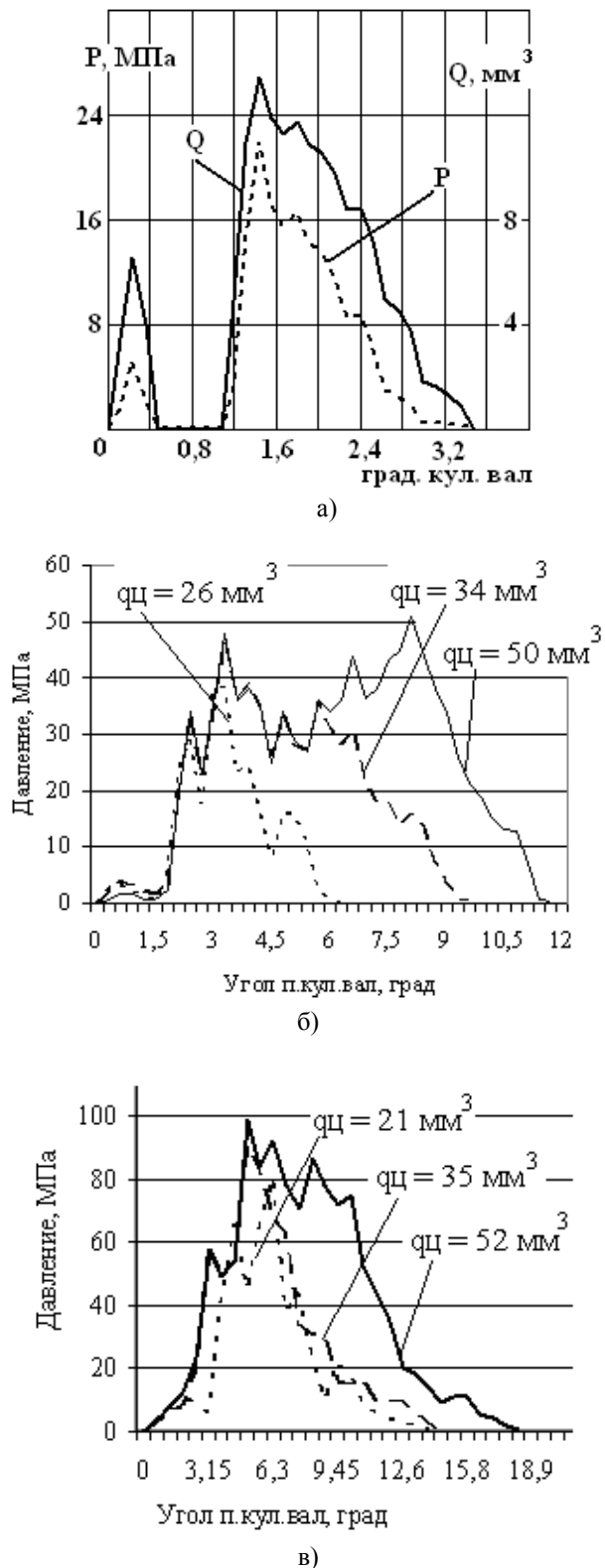


Рис. 4 Осциллограммы изменения давления P_a на режимах:
 а) $n = 400 \text{ мин}^{-1}$; б) $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; в) $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$.

Характерными особенностями протекания процесса топливоподачи на режимах номинальной частоты вращения ТНВД $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$ является переход ступенчатого переднего фронта впрыскивания при цикловых менее 30 мм^3 в пологий при больших величинах цикловых.

По сравнению со штатной, в исследуемой ТС уровень максимального и среднего давления впрыскивания на всех режимах увеличивается на 10 – 30 %.

Так, например, если для штатной ТС при $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ характерная величина максимального P_a равна 45 МПа [3], то для модернизированной – до 78 МПа.

На режиме $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 52 \text{ мм}^3$ применение форсунки с дифференциальным поршнем позволяет увеличить максимальное давление впрыскивания с 82 МПа (штатная ТС) до 100 МПа, при этом среднее давление впрыскивания увеличивается с 55 до 78 МПа.

Усовершенствование конструкции форсунки

При математическом моделировании (и эксперимент это подтвердил) выяснилось, что оптимальная величина диаметра $d_{\text{диф}}$ поперечного сечения дифференциальной площадки поршня находится в малых допусках. Так, отклонение от оптимального размера $d_{\text{диф}}$ на величину более $\pm 0,15 \text{ мм}$ приводит к потере ожидаемого эффекта разделения подачи на предварительную и основную. В связи с этим возникает две проблемы. Первая - технологическая - точность изготовления прецизионной пары поршень-корпус. Вторая – изменение диаметра $d_{\text{диф}}$ по мере износа во время эксплуатации. Для решения данных проблем предложено запорную часть поршня вы-

полнять аналогично игле распылителя [7] из двух конусов (рис. 5).

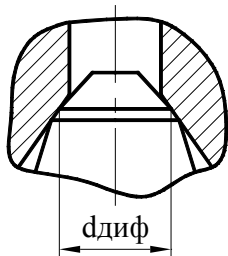


Рис. 5. Запорный конус.

Такое исполнение обеспечит постоянную площадь запорного конуса в процессе износа.

Заключение

На безмоторной установке проведено экспериментальное исследование форсунки с дифференциальным поршнем.

Показано, что применение разработанной форсунки обеспечивает двухфазную топливоподачу на частичных режимах и режиме холостого хода дизелей серии 4ДТНА, а также пологий передний фронт нарастания давления на номинальном режиме.

Испытания подтвердили, что применение форсунки с дифференциальным поршнем обеспечивает увеличение максимального давления впрыскивания

на 10 – 30 %. Для стабилизации характеристики впрыскивания запорную часть поршня форсунки предложено изготавливать из двух конусов.

Список литературы:

1. Пат. RU 2196246 Система впрыскивания топлива. 10.01.2003 Никол Стьюарт-Уилльям. Роберт Бош ГМБХ.
2. Врублевский А.Н., Денисов А.В., Григорьев А.Л., Грицюк А.В., Щербаков Г.А. Оценка возможности ступенчатого впрыскивания топлива в цилиндр дизеля 4ДТНА с помощью двухпружинной форсунки // Двигатели внутреннего сгорания. ХПИ – 2006. - №2. – с. 79 – 84.
3. Врублевский А.Н., Грицюк А.В., Щербаков Г.А., Денисов А.В. Разработка и исследование форсунки для двухфазного впрыскивания топлива в цилиндр высокооборотного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. ХПИ – 2006. - №2. – стр. 97 – 101.
4. Платы L-761, L-780 и L-783. Техническое описание и руководство программиста. ЗАО “Л-Кард”. 2003. 113 с.
5. Электронная система помощи программы PowerGraph 3.1.
6. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с.
7. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион - Автодата, 2004. – 344 с.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ИМПУЛЬСОВ ДЛЯ ВЫПУСКНОЙ СИСТЕМЫ ДВУХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ТИПА 6ТД

Энергия отработавших газов дизелей соизмерима с полезной работой, получаемой на валу двигателя. Используют эту энергию в утилизационных турбинах, к которым газ подводится по выпускным трубопроводам от выпускных органов цилиндров. В целом: турбина, трубопроводы, выпускные клапана или окна образуют выпускную систему, совершенство которой во многом определяет мощность и топливную экономичность дизеля. Наиболее часто в дизелях применяют выпускные системы с импульсной турбиной и с турбиной постоянного давления. Но, начиная с 1960-1970 годов, стала применяться выпускная система с преобразователями импульсов [1]. Преобразователь импульсов - это специальное устройство (рис. 2), устанавливаемое между выпускным коллектором и турбиной, имеющее смесительную камеру, к которой подсоединяются трубопроводы, объединяющие выпуски из цилиндров двигателя. В смесительной камере происходит смешение пульсирующих потоков газа с их обменом между собой количествами движения, а также преобразование сильно изменяющейся в процессе выпуска кинетической энергии газа в маломеняющуюся по величине энергию давления, которая потом срабатывается на турбине. В идеале, выпускная система с преобразователями импульсов должна совместить преимущества импульсной системы с преимуществами системы с постоянным давлением перед турбиной. Несмотря на простоту конструкции, преобразователи импульсов довольно сложные газодинамические устройства, совершенствование которых в основном осуществляется опытным путём применительно к конкретному типу двигателя.

Выпускная система двухтактных дизелей типа 6ТД состоит из верхнего и нижнего коллектора (рис. 1), каждый из которых выполнен по схеме "труба в трубе", т.е. имеет внутренний трубопровод, который обеспечивает выпуск газов из трёх цилиндров и имеет внешний трубопровод, который отводит газы от трёх других цилиндров. Внутренний трубопровод расположен эксцентрично во внешнем. Преобразователь импульсов смешивает два потока газа, идущих по внутреннему и внешнему трубопроводам и подводит их к турбине.

Штатный преобразователь импульсов (изображен на нижнем выпускном коллекторе на рис. 1) обеспечивал довольно хорошие показатели мощности и топливной экономичности дизелей типа 6ТД, однако, он имеет короткую смесительную камеру, которая заканчивается поворотом.

Данная конструкция приводит к большим потерям кинетической энергии в результате удара в поворот струи газа, скорость в которой практически равна скорости в начальном сечении сопел внутреннего или внешнего трубопровода. Поэтому в КП ХКБД был разработан опытный преобразователь импульсов (изображен на верхнем выпускном коллекторе на рис. 1), имеющий более длинную смесительную камеру и достаточную кривизну сопрягаемых трубопроводов, что исключает "лобовое" столкновение газовых потоков.

Схема опытного преобразователя импульсов изображена на рис. 2.

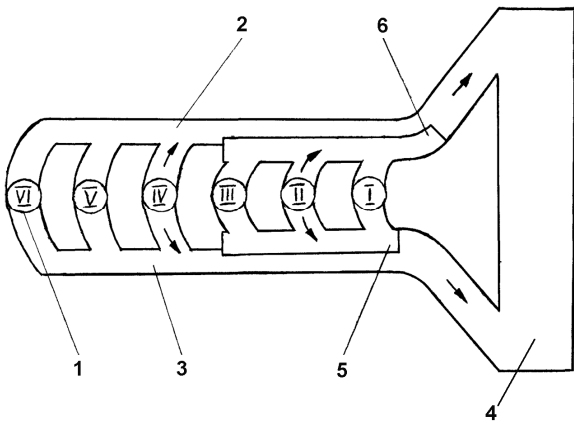


Рис. 1. Схема выпускной системы дизеля БТД

1 - цилиндры; 2 - верхний выпускной коллектор (изображен с опытным преобразователем); 3 - нижний выпускной коллектор (изображен со штатным преобразователем); 4 - турбина; 5 - штатный преобразователь импульсов; 6 - опытный преобразователь импульсов

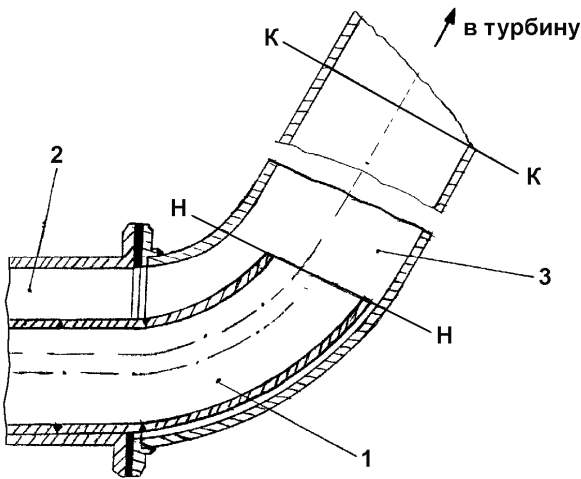


Рис. 2. Схема опытного преобразователя импульсов

1 - внутренний трубопровод; 2 - внешний трубопровод; 3 - смесительная камера

Принцип его работы следующий. В результате открытия выпускных окон (продолжительность равна 23° поворота коленвала, а продувка - 114°) образуется импульс давления, который выбрасывает из внутреннего трубопровода продувочный воздух (он попал туда во время продувки из соседнего цилиндра) в смесительную камеру и внешний трубопровод.

Движение газа по внешнему трубопроводу на какое-то время прекращается. По мере открытия выпускных окон, газ компактной массой с большой скоростью выходит из сопла внутреннего трубопровода в смесительную камеру в виде дозвуковой нагретой струи, распространяющейся в "холодной" смеси продувочного воздуха и газа. Согласно работе [2] это приводит к значительному уменьшению дальности струи (дальность струи - это расстояние от сопла до точки, где осевая скорость уменьшается в 2 раза), а значит к возможности применения более короткой смесительной камеры. Так как отношение площади сечения конца смесительной камеры (сечение К - К на рис. 2) к площади сечения сопла (площадь внутреннего трубопровода по сечению Н - Н на рис. 2) равно примерно $\frac{F_k}{F_c} \approx 2$ то и длина смесительной камеры должна быть примерно равна дальности струи.

Уменьшение скорости потока в два раза при увеличении площади сечения также в два раза и при прекращении движения газа по внешнему трубопроводу приводит к увеличению статического давления потока (эффект диффузора). Струя газа при движении захватывает продувочный воздух, движущийся в смесительной камере с небольшой скоростью, перемешивается с ним и начинает эжектировать газ из внешнего трубопровода. Весь процесс длится 60° поворота коленвала. После этого аналогичный процесс происходит во внешнем трубопроводе. Преобразованные, компактные массы газа следуют друг за другом, образуя в конечном сечении смесительной камеры достаточно перемешанный газовый поток, имеющий пониженную скорость движения газа и повышенное статическое давление.

Для оценки работы опытного преобразователя импульсов предлагается следующая упрощенная методика, которая дала хорошую сходимость с экспериментальными данными, полученными при ис-

пытаниях дизелей типа 6ТД на режимах максимального крутящего момента. Делаем следующее допущение. Предположим, что весь газ выходит из цилиндра через два сопла (одно сопло в верхнем коллекторе, другое - в нижнем) за 60° поворота коленвала равномерным потоком, тогда весь расход газа из шести цилиндров за один оборот коленвала двухтактного дизеля будет проходить через два сопла общей площадью $2F_c$. Средняя скорость в сопле определится из уравнения неразрывности:

$$W_c = \frac{G_{об.}}{2F_c \rho_c}, \quad (1)$$

Давление газа перед турбиной (в конце смесительной камеры) можно определить по уравнению количества движения, решая задачу о внезапном расширении потока:

$$P_k = P_c + \rho_c W_k (W_c - W_k), \quad (2)$$

где P_c , ρ_c , W_c - усредненные статическое давление, плотность и скорость газа в сопле, соответственно;

W_k - усредненная скорость газа в конце смесительной камеры.

Статическое давление в сопле можно принять равным статическому давлению перед турбиной при испытаниях дизелей со штатным преобразователем. По результатам этих испытаний известна и температура газа перед турбиной. Тогда плотность газа в сопле определится из следующего выражения:

$$\rho_c = \frac{P_c}{RT_m}, \quad (3)$$

Скорость газа в конце смесительной камеры определяется по уравнению неразрывности, приняв при этом $\rho_c \approx \rho_k$:

$$\rho_c \cdot W_c \cdot F_c = \rho_k \cdot W_k \cdot F_k, \quad (4)$$

$$W_k = W_c \frac{F_c}{F_k}, \quad (5)$$

Определив статическое давление в конце смесительной камеры, можно определить степень рас-

ширения газа в турбине (π_m) и температуру газа на выходе из турбины (T_2) по приближенной зависимости:

$$T_2 \approx T_m \cdot \left(\frac{1}{\pi_m^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right), \quad (6)$$

Так как турбина в данном типе дизеля механически связана с коленвалом, то, зная степень расширения легко определить мощность турбины, а затем определить прирост мощности дизеля при установке в выпускной системе опытного преобразователя импульсов.

Опытный преобразователь импульсов был испытан на дизелях 6ТД-1 ($N_{max} = 1000$ л.с.) и 6ТД-2 ($N_{max} = 1200$ л.с.). При испытании на дизеле 6ТД-1 на режиме максимального крутящего момента ($n_{к.в.} = 2050$ мин⁻¹) получено повышение мощности дизеля на 2,5%, улучшение топливной экономичности на 2,4% и уменьшение температуры газа после турбины на ~ 20°С по сравнению с дизелем со штатным преобразователем. На режиме максимальной мощности ($n_{к.в.} = 2800$ мин⁻¹) параметры дизеля практически не изменились. При испытании на дизеле 6ТД-2 на режиме максимального крутящего момента ($n_{к.в.} = 2050$ мин⁻¹) повышение мощности дизеля составило 4...5%, улучшение топливной экономичности также 4...5% и снижение температуры выпускных газов после турбины ~ 40°С по сравнению с дизелем со штатным преобразователем. На режиме максимальной мощности ($n_{к.в.} = 2600$ мин⁻¹) зафиксировано незначительное улучшение параметров дизеля: мощность выросла на 0,5...1%, соответственно улучшилась экономичность и уменьшилась температура газа на выходе из турбины.

Выводы

Как видно из результатов испытаний опытный преобразователь импульсов обеспечивает существ-

венное улучшение параметров дизелей на режимах с низкими давлениями наддува, а значит и с низкими давлениями перед турбиной (P_m). Это объясняется тем, что с ростом P_m уменьшается располагаемая энергия импульсов, которую можно использовать в турбине, к тому же с ростом давлений увеличиваются плотность и скорость газа, что приводит к увеличению потерь кинетической энергии в преобразователе.

Вероятно, отрицательное влияние на преобразователь импульсов оказывает и увеличение частоты вращения коленвала, так как с увеличением частоты вращения могут возникать отраженные волны, которые создают помехи для движения газовых потоков.

Суммируя всё изложенное выше, можно сделать важный вывод: по результатам проведенных работ опытный преобразователь импульсов рекомендуется к применению в выпускной системе двухтактных дизелей типа БТД, что значительно улучшает их параметры, особенно на режимах максимального крутящего момента.

Список литературы:

1. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. М. "Машиностроение" 1983 г., 376 с.
2. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М. "Наука" 1969 г. 824 с.

УДК 621.43.

Е.К. Гордиенко, инж., А.С. Стрибуль, инж., А.В. Белозуб, канд. техн. наук

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАКРЕПЛЕНИЯ ПОРШНЯ ДВС В СТАНОЧНОМ ПРИСПОСОБЛЕНИИ ДЛЯ ЕГО ПОСЛЕДУЮЩЕЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Поршень – продукт, от точности изготовления которого во многом зависит ресурс двигателя. ОАО «АВТРАМАТ», являясь разработчиком и производителем поршней [1] много внимания уделяет снижению себестоимости своего продукта при неизменном повышении точности геометрических параметров [2].

Себестоимость готового изделия напрямую зависит от времени его изготовления, которое можно разделить на составляющие:

- подготовительно-заключительное;
- штучное.

В настоящей работе рассмотрена возможность

сокращения штучного времени за счет изменения базирования.

Штучное время можно условно разделить на основное (технологическое) и вспомогательное. Уменьшение штучного времени возможно либо за счет ужесточения режимов резания, что может неблагоприятно сказаться на параметрах точности и шероховатости, либо за счет пересмотра существующего маршрута технологического процесса на предмет его оптимизации.

Развитие современных методов исследования и анализа напряженно-деформированного состояния конструкций создает предпосылки для разработки

новых, оригинальных технологий изготовления деталей, в том числе и для двигателестроения.

Общепринятый маршрут обработки поршня предусматривает использование вспомогательной технологической базы (показана темным на рис. 1), которая в дальнейшем используется для чистовой обработки боковой поверхности.

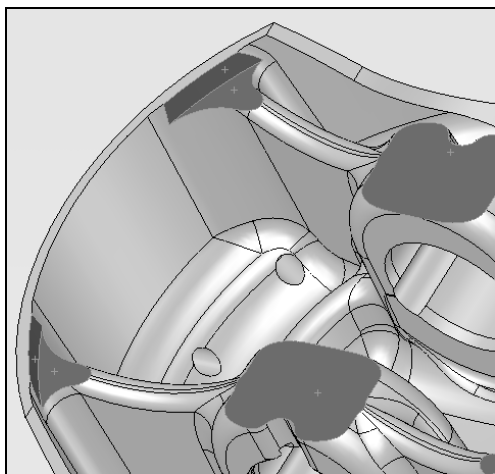


Рис. 1. Вспомогательная технологическая база

Уход от использования вспомогательной базы, позволит:

- исключить технологическую операцию, формирующую эту базу;
- исключить погрешность переустановки с черновой операции на чистовую;
- получить чистовую боковую поверхность с одного установка за счет объединения черновой и чистовой операции в одну;
- уйти от несовмещения баз при обработке боковой поверхности и пальцевого отверстия.

Сокращение времени изготовления изделия не должно отражаться на его точности, поэтому подход к данной проблеме должен быть комплексный.

При объединении черновой и чистовой операции в одну необходимо сопоставлять величины деформаций при закреплении в приспособление с допуском на размерную группу.

Работа проводилась на примере поршня 2112-1004015-911 для высокофорсированного двигателя $V_h=1.6$ л. Исследовалось условное приспособление, состоящее из 2-х соосных конусов опирающихся на элементы конструкции поршня и удерживаемого за бобышку. Предполагалось, что существует некоторое условие опирания на конуса (углы конусности и перераспределение сил), при котором деформации будут отсутствовать или будут минимальными в большом диапазоне приложенных усилий закрепления.

Моделирование закрепления заготовки с последующей оценкой деформаций в интересующих нас точках проводилось с помощью МКЭ.

Для уменьшения объема вычислений и в силу симметричности поршня ДВС производился расчет его четвертинки. Поршень закрепляется перпендикулярно поверхностям симметрии (рис.2), а перемещение вдоль его оси ограничено поверхностью в центре бобышки.

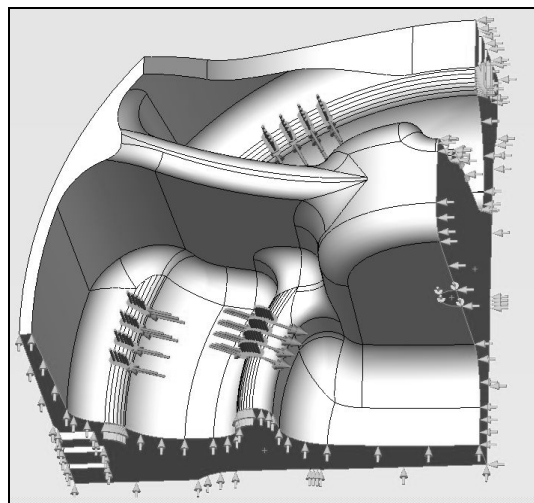


Рис. 2. Схема закрепления

Усилие, передающееся от конуса, на схеме закрепления задается в двух взаимно перпендикулярных направлениях, то есть направление определяется абсолютными величинами составляющих.

Так как для проведения указанного расчета не-

обходимо большое количество последовательных расчетов при изменяющихся условиях нагружения, необходимо было предусмотреть возможность изменения линий контакта (участков приложения) сил (рис.2) без изменения конечно-элементной сетки (рис.3).

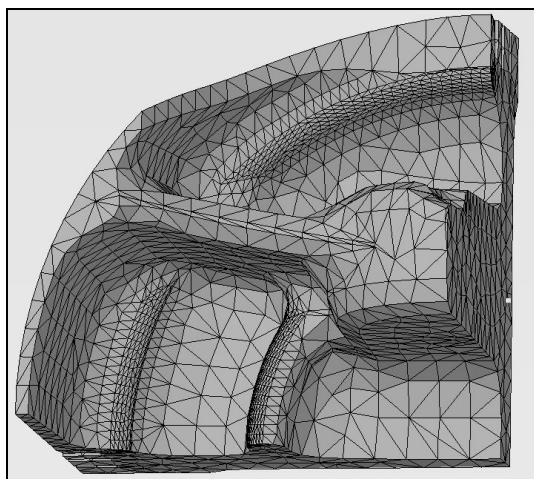


Рис. 3. Конечно-элементная сетка

Поэтому поверхности, по которым происходит закрепление конусами, были разбиты в соответствии с величинами углов на участки (рис.2):

- наружный конус (5 значений)
- внутренний конус (9 значений)

Помимо этого в ходе численного эксперимента изменялось соотношение (перераспределение) усилий между конусами (8 значений) при общей постоянной нагрузке 2000Н.

Таким образом мы имеем функцию:

$$F(\alpha_{нар}, \alpha_{вн}, r) = \delta,$$

где $\alpha_{нар}$ – угол при вершине наружного конуса;

$\alpha_{вн}$ - угол при вершине внутреннего конуса;

r – коэффициент, определяющий перераспределение нагрузок между конусами;

δ – деформация.

Диапазоны изменения величин сведены в таблицу 1:

Таблица 1. Диапазоны изменения величин

Переменная	Диапазон изменения	Соответственные значения
Предварительный анализ		
$\alpha_{нар}$	1..5	20°, 30°, 40°, 50°, 60°
$\alpha_{вн}$	1..9	10°, 20°, 30°, 40°, 50°, 60°, 70°, 80°, 90°
$r, \%$	1..8	0, 15, 30, 45, 60, 75, 90, 100
Уточненный анализ		
$\alpha_{нар}$	1..5	20°, 30°, 40°, 50°, 60°
$\alpha_{вн}$	1..1	10°
$r, \%$	1..19	0, 5, 10..100

При изменении параметров условно было принято изменять переменные в таком же порядке, как они расположены в таблице, то есть F(1,1,1), F(1,1,2)..F(5,9,8).

В итоге мы получили по $5 \cdot 9 \cdot 8 = 360$ значений различных деформаций для каждой из интересующих нас точек (см. рис.4).

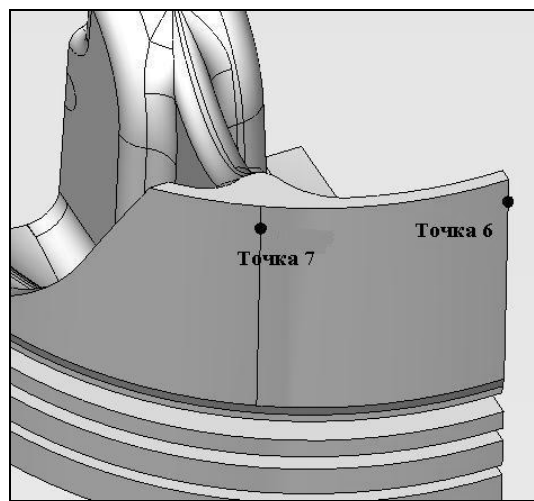


Рис. 4. Контрольные точки

По полученным данным были построены двумерные развертки с учетом знака деформации (см. рис.5,6).

Анализируя их, основное внимание уделялось значениям переменных, которые обеспечивают нулевые деформации в точках 6 и 7, при отличных от нуля усилиях на конусах.

Как видно из графиков, нас интересуют те шаги расчетов, когда угол внутреннего конуса 10° . На этих основаниях и был сформирован план уточненного анализа (табл. 1).

По результатам уточненного анализа построены развертки радиальных перемещений в точках 6 и 7 для интересующих нас областей юбки поршня (рис.7 и 8).

На участках, соответствующих какому то определенному значению угла наружного конуса, наблюдается практически линейная зависимость. Поэтому выборки значений на этих участках были заменены линейными регрессионными функциями, приравняв которые к нулю, были получены уравнения.

Корнем уравнения является шаг анализа, которому соответствует коэффициент, определяющий перераспределение нагрузок между конусами (табл. 1).

Таблица 2

Параметры, обеспечивающие нулевые радиальные деформации			
$\alpha_{нар}, ^\circ$	r – коэффициент перераспределения		
	Точка 7	Точка 6	Среднее значение
20	0.60	0.25	0.45
30	0.65	0.40	0.50
40	0.70	0.45	0.55
50	0.70	0.50	0.60
60	0.75	0.55	0.65

Заключение

Применение специальных способов базирования со строго заданными геометрическими и силовыми параметрами позволяет производить черновую и чистовую обработку внешней поверхности поршня с одной установки без риска нарушения размеров при снятии его с приспособления, что снизит общее время обработки.

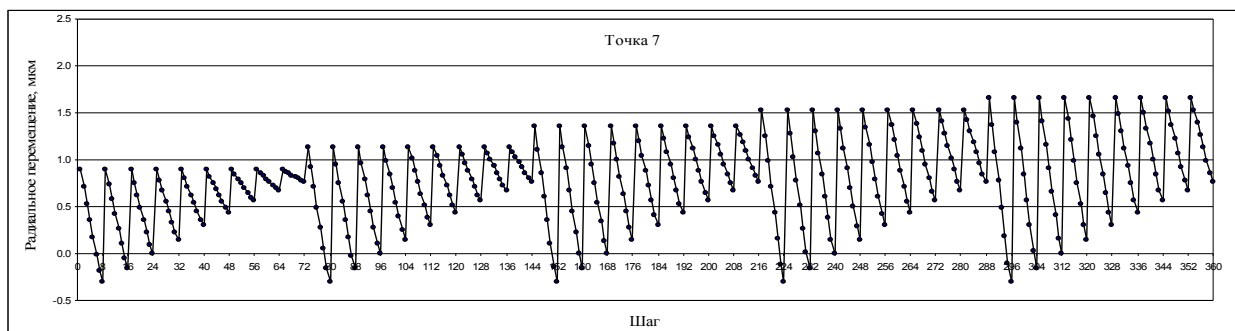


Рис. 5. Радиальные перемещения точки 7

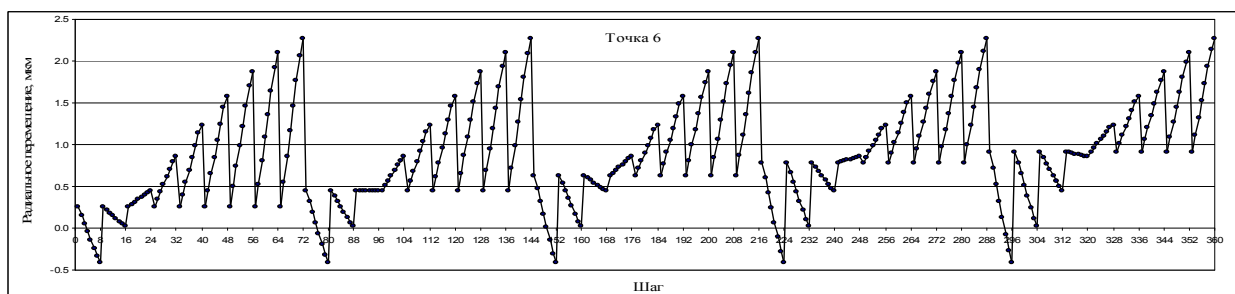


Рис. 6. Радиальные перемещения точки 6

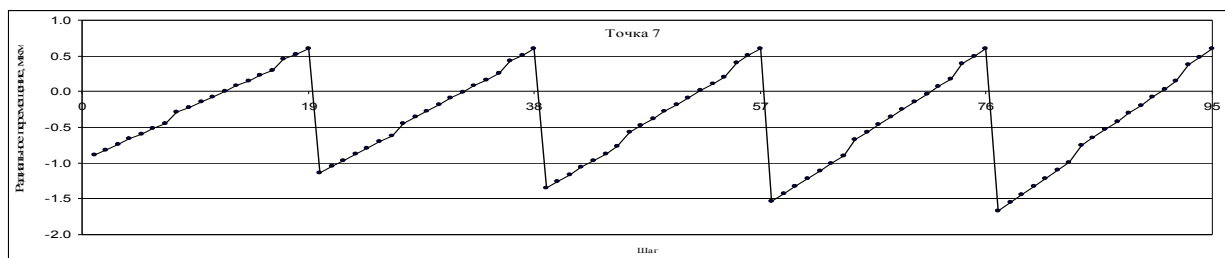


Рис. 7. Радиальные перемещения точки 7 (уточненный анализ)

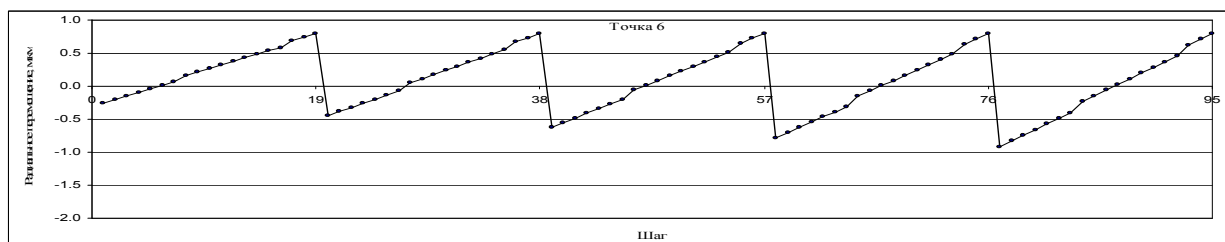


Рис. 8. Радиальные перемещения точки 6 (уточненный анализ)

Список литературы:

1. Белогуб А.В., Стрибуль А.С. Прогрессивные решения при проектировании и производстве поршней для автомобильных двигателей// Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. - №1. – С.132-135. 2. Сапич

Н.Л., Белогуб А.В., Стрибуль А.С. Учет технологических факторов, влияющих на точность получения внешней поверхности юбки поршня и оценка возможности снижения брака в производстве// Двигатели внутреннего сгорания.-2005.-№2.-С.111-114.

УДК 621.436

А.Л. Григорьев, д-р техн. наук, С.А. Король, канд. техн. наук, А.И. Деряченко, инж.

**УТОЧНЕННАЯ МОДЕЛЬ ВНЕШНЕГО ТРЕНИЯ
ДЛЯ ПРУЖИН КЛАПАНОВ ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ**

Введение.

Современный этап развития техники отличает переход к выпуску высокотехнологичной и наукоёмкой продукции. В дизелестроении это в первую очередь относится к производству топливной аппаратуры, от совершенства которой в определяющей степени зависят экономические и экологические показате-

ли двигателя. Микронные допуски, использование высокопрочных материалов, предельная динамичность и ранее отличали топливные системы от других узлов дизеля и требовали привлечения современных методов для их динамического анализа и гидродинамического расчёта.

Известны случаи, когда ошибки, допущенные

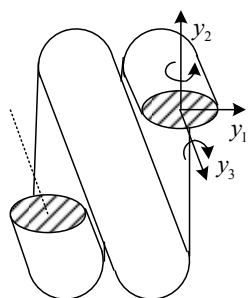


Рис.1. Координаты сечения (перемещение, углы изгиба и кручения)

при динамическом анализе, приводили к большим экономическим потерям; достаточно вспомнить произошедший в начале 80-ых годов массовый отказ форсунок при эксплуатации самосвалов «БелАЗ» на карьерах

Якутии. Причиной отказа были поломки форсуночных пружин, что активизировало работы по созданию методов их динамического расчёта. При этом вспомнили случаи, связанные с отказами новых двигателей на китобойных судах; причинами отказов были нерасчётные колебания витков пружины плунжера топливного насоса, приведшие к отрыву ролика от кулачка и их последующему разрушению после соударения. Определённые коррективы в руководства по проектированию были внесены, но, к сожалению, широкого внедрения методов динамического анализа пружин дизельной топливной аппаратуры в инженерную практику не произошло до сих пор.

Традиционные методы учёта динамических факторов, связанные с установлением соответствующих коэффициентов запаса, основываются на опыте экспериментального исследования имеющихся образцов и в настоящее время, в условиях перехода к использованию принципиально новых узлов, оказались малоэффективными. Показательным является то, что применение перспективного типа топливных систем с электронным управлением впрыскивания увеличивает актуальность использования при их проектировании современных методов динамического анализа цилиндрических пружин. В электрогидроуправляемых форсунках по сравнению с аппаратурой традиционного типа число установленных клапанных пружин возрастает (иногда – в 2 - 3

раза), а время срабатывания клапанов уменьшается на порядок.

Отличительными особенностями разрабатываемых методов динамического анализа пружин являются их универсальность (то есть применимость для анализа стальной пружины с предельно малым или большим индексом и числом витков, что особенно актуально для дизельных топливных систем), а также строгий учёт динамических факторов, влияющих на работу топливной аппаратуры. Эти особенности отвечают основным тенденциям развития дизелестроения, в частности, неизбежному повышению сложности топливных систем, и позволят сохранить актуальность предлагаемых методов и в будущем.

Цилиндрическая пружина клапана или форсунки (в отличие, напр., от дизеля в целом) относится к тем динамическим объектам, для которых возможно полное математическое описание, базирующееся на непосредственном применении основных законов механики. Известно, что главным препятствием на пути создания замкнутого описания является неопределённость в моделировании сил трения. Для пружин дизельной топливной аппаратуры в [1-3] эта проблема была решена в отношении двух видов трения – внутреннего (в материале) и граничного (в опорах), для чего было проведено комплексное экспериментальное исследование с записью осциллограмм колебаний витков, а также определением температуры разогрева пружины при колебаниях. В [4] описан метод учёта внешнего трения и дана формула для коэффициента трения; однако, метод и формула не отвечают условиям работы всех клапанных пружин топливной аппаратуры и требуют уточнения.

Новые формулы для сил и коэффициентов трения получены расчётным путём на основе применения законов гидромеханики, что сохранило замкнутость системы уравнений математической модели.

Постановка задачи

В работе [4] использован традиционный подход к учёту внешнего трения при колебаниях пружин, основанный на применении формулы для силы лобового сопротивления со стороны обтекающего потока жидкости или газа. Матричная запись дифференциальных уравнений и граничных условий модели имеет вид:

$$\begin{aligned} M \cdot (\ddot{y} + \mu \cdot \dot{y}) &= ((\partial/\partial\theta) \cdot I - B) \cdot (q + f \cdot F[q]) ; \\ C \cdot q &= ((\partial/\partial\theta) \cdot I + B^T) \cdot y \end{aligned} \quad (1)$$

$$y(\theta_0) + G_+ \cdot q(\theta_0) = 0; \quad y(-\theta_0) + G_- \cdot q(-\theta_0) = y_0(t)$$

где y, q – векторы нормированных координат и обобщённых сил поперечного сечения пружины (рис.1); θ – координата винтовой оси пружины, $\theta \in [-\theta_0; \theta_0]$, $\theta_0 = \pi \cdot i_e$; i_e – число рабочих витков; M, C – диагональные матрицы инерционных коэффициентов и коэффициентов податливости; B – матрица связи координат; I – единичная матрица; G_+, G_- – матрицы податливости опорных витков; μ, f – коэффициенты внешнего и внутреннего трения; $F[.]$ – оператор гистерезисного трения; y_0 – координаты движущейся опоры; t – время.

Силы и моменты внешнего трения, учитываемые в уравнении (1), пропорциональны скоростям изменения координат; такое трение далее будем называть *линейным*. Заметим, что для кручения и изгиба коэффициенты пропорциональности могут отличаться от μ , однако, в силу малой величины соответствующих моментов трения, этим различием допустимо пренебрегать.

При описании внутреннего трения использована гипотеза об его гистерезисной природе, которая подтверждена экспериментами [1,2]. Логарифмический декремент внутреннего трения по результатам исследования пружин плунжеров и форсунок (без топлива в корпусе) составил 0.03 ... 0.04.

Внешнее трение действует на пружины клапа-

нов и форсунок; значение коэффициента внешнего трения μ в [4] было найдено линеаризацией формулы из справочника [5] для силы сопротивления движению обтекаемого тела:

$$\mu = k \cdot (\rho_T / \rho) \cdot (V_{cp} / \pi) \cdot (\Delta d_1^{-1} + \Delta d_2^{-1}), \quad (2)$$

где $k \approx 0.4$; ρ_T, ρ – плотности топлива и стали; V_{cp} – средняя квадратичная скорость витков; $\Delta d_{1,2}$ – диаметральные зазоры между пружиной и стенками канала, в котором она установлена.

Использованная модель приемлема для анализа пружины, размещённой в просторном резервуаре и навитой с большим межвитковым зазором. Для ряда пружин дизельной топливной аппаратуры, указанные допущения не выполняются, что приводит к необходимости уточнения расчётных формул для определения коэффициентов внешнего трения.

Математическая модель демпфирования колебаний пружины в узком канале

Величина внешнего линейного трения зависит не только от скорости витка пружины, но и от скорости и направления течения среды. Если пружина установлена в широком резервуаре с жидкостью, то скорость движения среды принимается равной 0; именно такое предположение было использовано в [4]. Далее рассматривается случай размещения неподвижной опоры и большей части рабочих витков пружины в цилиндрическом глухом канале; здесь жидкость, вытесняемая движущимся витком, проходит через зазоры навстречу его перемещению.

Схема движения витка пружины и обтекающей жидкости представлена на рис.2. На схеме вдоль оси пружины размещён вытеснитель, используемый во многих клапанах дизельной топливной аппаратуры. Если вытеснитель отсутствует, то выполнено соотношение между величинами зазора и диаметров:

$$\Delta h_2 = D/2 - d/2. \quad (3)$$

Вывод формулы для силы лобового сопротивления базируется на следующих допущениях:

- жидкость принимается несжимаемой;
- объёмной скоростью течения жидкости вдоль витка можно пренебречь;
- сжатие и расширение жидкости при течении через зазоры $\Delta h_{1,2}$ подчиняется закону Бернулли и теореме Борда (закону потерянных скоростей [6]).

Обоснованием первого допущения является низкий перепад давлений в омывающей жидкости. Второе допущение связано с малым углом подъёма витков пружины (обычно он не превосходит 5°), а также с тем, что площади каналов для течения жидкости в продольном и поперечном направлении имеют близкие значения; в силу этих причин проекция соответствующей скорости течения на направление оси пружины оказывается пренебрежимо малой. Третье допущение при анализе аналогичных течений, возникающих, в элементах дизельной топливной аппаратуры [7,8], является общепринятым.

Пусть f_{np} - площадь поперечного сечения канала, занимаемая фрагментом пружины $\Delta\varphi$ (рис.2),

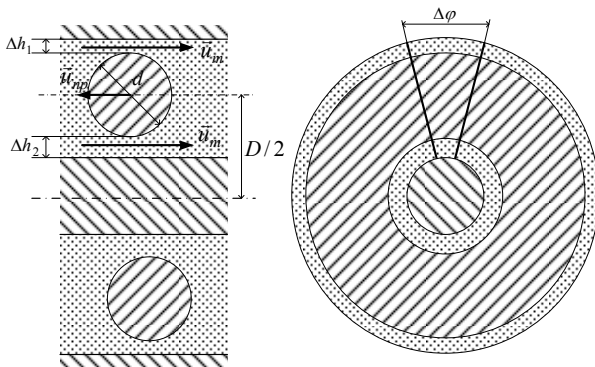


Рис. 2. Схема течения жидкости при движении пружины в тесном канале

$$f_{np} = 0.5 \cdot D \cdot d \cdot \Delta\varphi,$$

а $f_{заз1}$ $f_{заз2}$ - площади соответствующих зазоров,

$$f_{заз1} = \Delta\varphi \cdot \Delta h_1 (D + d + \Delta h_1) / 2,$$

$$f_{заз2} = \Delta\varphi \cdot \Delta h_2 (D - d - \Delta h_2) / 2.$$

Следствием несжимаемости является равенство

$$f_{np} \cdot u_{np} = (\mu_p f_{заз1} + \mu_p f_{заз2}) \cdot u_m, \quad (4)$$

где μ_p - коэффициент расхода; $\mu_p \approx 0.7 \dots 0.8$.

Из равенства (4) следует формула для коэффициента $K_c = f_{np} / (\mu_p f_{заз1} + \mu_p f_{заз2})$ увеличения скорости в суммарном зазоре:

$$K_c = \frac{(1/\mu_p) d D}{D(\Delta h_1 + \Delta h_2) + (\Delta h_1 - \Delta h_2)(d + \Delta h_1 + \Delta h_2)}.$$

Обозначим суммарную ширину зазоров h_3 , высоту канала h_k и «перекос» зазора Δh_3 :

$$h_3 = \Delta h_1 + \Delta h_2; \quad \Delta h_3 = \Delta h_1 - \Delta h_2.$$

Тогда
$$K_c = \frac{d}{\mu_p (h_3 + \Delta h_3 \cdot h_k / D)}. \quad (5)$$

При установке пружины в тесном зазоре этот коэффициент достигает значения 3 ... 4 и более; с учётом характерного значения скорости $u_{np} \approx 1 \dots 2$ м/с максимальная скорость течения жидкости в зазоре приближается к 10 м/с, чему, в соответствии с законом Бернулли отвечает изменение давления на 0.04 ... 0.05 МПа. Малое изменение давления подтверждает правомерность допущения о несжимаемости жидкости и означает, что при движении пружины давление в зазоре не может снизиться до значений, приводящих к разрывам сплошности.

Знаменатель формулы (5) определяет ширину зазора, эквивалентного имеющимся; величину этого эквивалентного зазора будем обозначать h_3^* .

На величину h_3^* ширина внешнего зазора оказывает более сильное влияние, чем внутреннего; для пружин с малым индексом площадь внутреннего канала $f_{заз2}$ оказывается меньшей (или несущественно большей) площади $f_{заз1}$ и в том случае, когда отсутствует вытеснитель.

В силу теоремы Борда и равенства (4) перепад давления ΔP жидкости при протекании через зазор h_3^* удовлетворяет равенству

$$\mu_p \cdot f_{\text{заз}} \sqrt{(2/\rho_T) |\Delta P|} = f_{np} u_{np},$$

или, что эквивалентно,

$$\Delta P = (\rho_T / 2) (d / h_3^*)^2 |u_{np}| \cdot u_{np}.$$

Используя это равенство, найдём силу давления $f_{np} \cdot \Delta P$ жидкости на фрагмент пружины и разделим полученную величину на массу фрагмента

$$M_{np} = \Delta \varphi / 2 \cdot \rho \cdot (\pi d^2 / 4) \cdot D, \quad (6)$$

а также на скорость пружины u_{np} . Полученная величина имеет размерность времени и, в соответствии с формулой (1), является коэффициентом внешнего линейного трения

$$\mu = (4/\pi) \cdot (\rho_T / \rho) \cdot (K_c^2) \cdot |u_{np} / d|; \quad (7)$$

ему отвечает логарифмический декремент затухания колебаний

$$d_\mu = \mu \cdot T_n = (4/\pi) \cdot (\rho_T / \rho) \cdot (K_c^2) \cdot T_n \cdot |u_{np} / d|,$$

где T_n - основной период колебаний пружины.

При использовании формулы (7) в расчётном комплексе [4] скорость пружины u_{np} заменяется среднеквадратичным значением V_{cp} .

При $K_c > 1$ стеснённость потока увеличивает силу сопротивления (по сравнению с (2)) в 5 и более раз.

Расчёт коэффициента внешнего вязкого трения

Покажем, что наряду с линейным трением на пружину действует ещё одна сила, связанная с относительным движением витков. По своему математическому описанию она подчиняется модели вязкого трения Кельвина – Фойгхта, поэтому соответствующую силу назовём силой внешнего вязкого трения.

Уменьшение межвиткового зазора сопровождается движением жидкости в направлениях, перпендикулярных к оси пружины (рис.4), что, влечёт изменение давления в зазоре. В результате на сечение витка слева и справа действуют силы давления жидкости. При равномерном изменении зазора по длине пружины (при медленных деформациях) равнодействующая сил давления на сечение витка равна нулю, но в динамике зазор изменяется неравномерно, и эта равнодействующая нулю не равна.

Для определения силы расположим ось координат, как показано на рис.3, и запишем уравнение изменения давления в зазоре между осью и витком:

$$d/dz \left((2/\rho_T) P + u^2 \right) = -2u^2 \cdot d \ln h / dz. \quad (8)$$

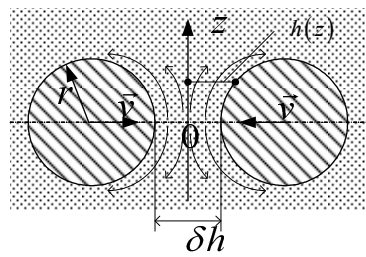


Рис.3. Течение жидкости при уменьшении межвиткового зазора

Пренебрежение сжимаемостью топлива эквивалентно равенству

$$h \cdot u = V \cdot z,$$

где V - скорость перемещения витка к оси, равная

половине скорости уменьшения межвиткового зазора.

Используем это равенство в уравнении (8) и получим:

$$d/dz \left((2/\rho_T) P \right) = -2u^2 / z = -2V^2 \cdot z / h^2, \quad (9)$$

где $h(z) = \delta r - \sqrt{r^2 - z^2} + r$; δr - половина межвиткового зазора δh .

В результате интегрирования (9) с учётом граничного условия $P(r) = 0$ получаем

$$\frac{P}{\rho_T} = V^2 \left(\ln \left(1 - \frac{\sqrt{r^2 - z^2}}{\delta r + r} \right) + \frac{\sqrt{r^2 - z^2}}{\delta r + r - \sqrt{r^2 - z^2}} \right).$$

Интегрирование равенства по координате z в пределах сечения определяет среднее давление P_{cp} :

$$P_{cp} = (\rho_T / 2) \cdot V^2 \cdot K,$$

где

$$K = 2 \left(2 \cdot \frac{2a^2 - 1}{\sqrt{a^2 - 1}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a+1}{a-1}} - 2 - \pi a \right);$$

a - межцентровое относительное расстояние;

$$a = 1 + \delta r / r = 1 + \delta h / d \quad (\text{рис.4}).$$

Равнодействующая сила давления F_T зависит от скорости уменьшения межвиткового зазора справа и слева от сечения:

$$V_{np} = \frac{u(x + \pi D) - u(x)}{2} \approx \frac{\pi D}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial x} u(x + \pi D / 2);$$

$$V_{лев} = \frac{u(x) - u(x - \pi D)}{2} \approx \frac{\pi D}{2} \cdot \frac{\partial}{\partial x} u(x - \pi D / 2);$$

$$F_T = d (\pi D)^3 \frac{\rho_T}{8} K \cdot 2 \left(\frac{\partial u}{\partial x}(x) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}(x) \right).$$

В ходе работы пружины межвитковый зазор и уменьшается и увеличивается; универсальная формула для среднего давления имеет вид:

$$P_{cp} = \frac{\rho_T^2}{2} V \cdot |V| \cdot K.$$

Соответственно этому выражению изменяется формула для равнодействующей силы:

$$F_T = \frac{1}{4} d (\pi D)^3 \rho_T \cdot K \cdot \left| \frac{\partial u}{\partial x} \right| \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}. \quad (10)$$

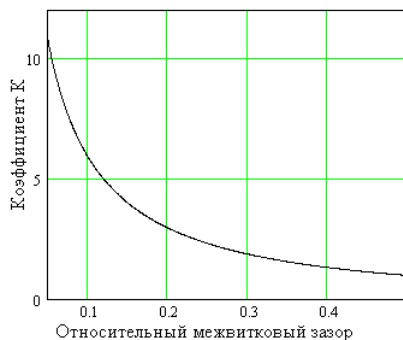


Рис.4. Зависимость коэффициента K от межвиткового зазора δr

Используем формулу (10) для определения коэффициента вязкого внешнего трения μ_1 .

Этот коэффициент входит в операторное уравнение пружины, получаемое из системы уравнений (1) после исключения вектора обобщённых сил q :

$$M(\ddot{y} + \mu \cdot \dot{y}) = L[y + f \cdot F[\dot{y}] + \mu_1 \cdot \dot{y}].$$

Для этой цели находим величину силы сопротивления для фрагмента пружины длиной $\Delta\varphi \cdot D / 2$:

$$F_T = (\Delta\varphi / 8) \cdot d \pi^3 D^4 \cdot \rho_T \cdot K \cdot \left| \frac{\partial u}{\partial x} \right| \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2},$$

и делим её на массу фрагмента M_{np} (см. (6)).

В результате получаем ускорение торможения, связанное с действием вязкого внешнего трения

$$\ddot{y}_{\text{тор}} = K \cdot (\pi^2 D^3 / d) \cdot (\rho_T / \rho) \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \cdot \left| \frac{\partial u}{\partial x} \right|.$$

Учитываем, что ускорение, вызванное силой упругости, для простейшей модели пружины (эквивалентного стержня) определяется формулой

$$\ddot{y}_{\text{упр}} = \alpha^2 \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2},$$

где α - скорость звука в стержне, $\alpha = 4 \cdot \pi \cdot i_g \cdot D / T_n$.

Коэффициент μ_1 равен отношению ускорений:

$$\mu_1 = \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\pi^2 D^3}{d} \cdot \frac{\rho_T}{\rho} \cdot K \cdot \left| \frac{\partial u}{\partial x} \right| = \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\pi D^2}{d} \cdot \frac{\rho_T}{\rho} \cdot K \cdot |\Delta u|,$$

где $|\Delta u| = \pi D \left| \frac{\partial u}{\partial x} \right|$ - скорость изменения зазора.

Учитываем формулу для скорости a и получаем:

$$\mu_1 = T_n^2 / (4\pi \cdot i_g^2) \cdot (\rho_T / \rho) \cdot K \cdot |\Delta u / d|. \quad (11)$$

В завершении вывода получаем формулу для логарифмического декремента затухания (на основной собственной частоте ω_1):

$$d_{\mu 1} = \mu_1 \cdot \omega_1^2 \cdot T_n = (\pi T_n / i_g^2) \cdot (\rho_T / \rho) \cdot K \cdot |\Delta u / d|. \quad (12)$$

Величина этого декремента, как правило, меньше величины d_{μ} декремента линейного трения:

$$d_{\mu 1} / d_{\mu} \approx (K / K_c^2) \cdot (\pi / (2 \cdot i_g))^2 \ll 1;$$

при выводе было принято, что $\Delta u \approx V_{cp}$.

Но квадратичная зависимость декремента вяз-

кого трения от частоты изменяет это соотношения для старших гармоник и интенсивно демпфирует все колебания из высокочастотной части спектра.

Аналогичное замечание справедливо для сравнения внешнего вязкого трения с внутренним гистерезисным и сухим трением в опорах.

Показательным является то, что полученный коэффициент вязкого внешнего трения (как и коэффициент линейного внешнего трения) определяется не вязкостью топлива, а его плотностью. Это объясняется тем, что в рассматриваемом диапазоне зазоров $\Delta h > 0.01 \text{ мм}$ силы инерции топлива во много раз превосходят силы вязкости.

Пример динамического расчёта пружины обратного клапана

Обратный клапан топливной аппаратуры, схема которого дана на рис.5, перемещается вместе с нагнетательным клапаном, а в

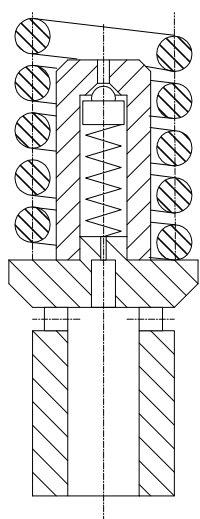


Рис.5. Клапан двойного действия конструкции ЯЗДА

конец рабочего цикла приоткрывается для стравливания лишнего топлива и регулирования остаточного давления. Собственные перемещения обратного клапана малы, имеют невысокую интенсивность и не требуют использования динамических моделей для расчёта силы пружины.

В то же время, интенсивное перемещение нагнетательного клапана приводит к существенным вибрационным колебаниям пружины обратного клапана. Графики изменения силы пружины, действующей у опор, показаны на рис.6.

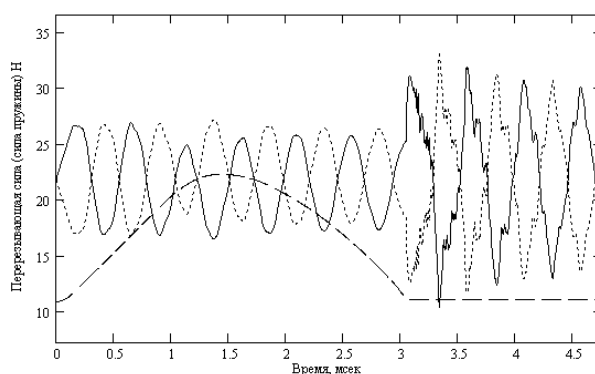
При расчётах учитывалось внутреннее гистерезисное трение (декремент 0.04) и сухое трение в опорах (декремент 0.03).

Главной особенностью динамического анализа

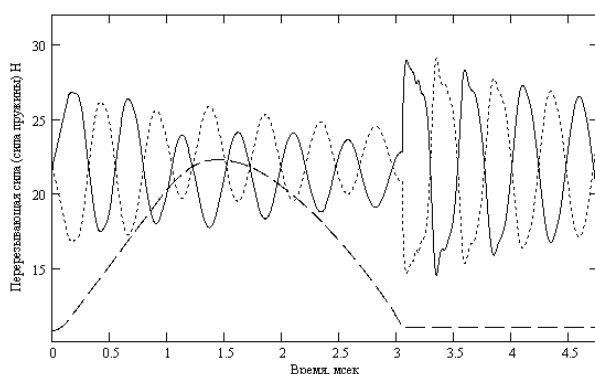
данной пружины является синхронное движение опор, чему соответствуют изменённые граничные условия в системе уравнений (1):

$$y(\theta_0) + G_+ q(\theta_0) = y_0(t); \quad y(-\theta_0) + G_- q(-\theta_0) = y_0(t).$$

Статическая деформация пружины остаётся постоянной, а соответствующая ей деформационная динамическая задача из рассмотрения исключается. Следствием является постоянство суммарной силы, с которой пружина действует на корпус (рис.6).



а



б

Рис.6. Колебания силы пружины обратного клапана топливного насоса дизеля КамАЗ-7405 при рабочих перемещениях нагнетательного клапана

(сплошная линия - у нижней опоры, точечная - у верхней опоры, пунктирная - пропорциональна перемещению нагнетательного клапана).

а - расчёт без учёта внешнего трения;

б - учтено внешнее трение: линейное (декремент 0,03) и вязкое (декремент 0,004)

Другой особенностью являлось то, что пружина обратного клапана установлена в тесном канале, постоянно заполненном дизельным топливом, и имела

малые межвитковые зазоры. Поэтому для расчета использована уточненная модель внешнего трения.

Кроме того, в анализируемом случае стенки канала перемещаются синхронно с перемещением опор пружины. Для учёта этой особенности во всех формулах, где анализируется внешнее линейное трение, в том числе в формуле для коэффициента трения (7), используется относительная скорость витка

$$u_{от} = u_{пр} - u_{он},$$

где $u_{он}$ - скорость движения опор.

Внешнее трение привело к дополнительному затуханию колебаний, но не смогло существенно ограничить высокую амплитуду колебаний, возникающих при ударе несущего нагнетательного клапана об своё седло. В результате расчёта выявлено заметное снижение силы пружины (соответственно, в 2 и в 1.5 раза) от её статического уровня $F_0 = 22Н$ и, как следствие, несвоевременное открытие обратного клапана, что привело к отклонению уровня остаточного давления топлива от проектного значения. Экспериментальные данные, подтверждающие этот вывод, приведены в [9].

Выводы

1. Получена формула для определения коэффициента внешнего линейного трения, действующего на пружину, установленную в тесном канале.
2. Уточнена модель внешнего трения для пружины, имеющей малый межвитковый зазор, и получена формула для коэффициента вязкого трения.
3. Доказана актуальность уточнённой модели внешнего трения для динамического анализа обратных клапанов дизельной топливной аппаратуры.

4. Показано, что колебания пружин служат причиной нестабильной работы обратных клапанов.

Список литературы.

1. Григорьев А.Л., Король С.А., Деряченко А.И. Экспериментальное и расчётное исследование колебаний витков дизельной форсунки // Вісник КДПУ. - Кременчук, 2005.-Вип.№1(30).-С.45-52.
2. Григорьев А.Л., Король С.А., Деряченко А.И. Экспериментальное и расчётное исследование выделения тепла в пружинах дизельной топливной аппаратуры // Вісник КДПУ- Кременчук, 2006.-Вип.№2 (37).-С.46-48.
3. Григорьев А.Л., Король С.А., Деряченко А.И. Численно-аналитический метод расчёта колебаний пружины с учётом трения в опорах // Вісник КДПУ. - Кременчук, 2006.- Вип.№5(40). - С.83-85.
4. Григорьев А.Л., Король С.А., Деряченко А.И. Динамика пружин дизельной топливной аппаратуры // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 2005, - № 1, - С.90-99.
5. Х. Кухлинг. Справочник по физике.– М.: Наука, 1982.
6. Справочник по гидравлике /под редакцией Большакова В.А./ . – К.: Вища школа, 1984.
7. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей.– М: Легион-Автодата, 2004.
8. Єроценков С.А., Григор'єв О.Л., Бондар Є.М. Уточнена математична модель плоского клапана дизельної форсунки// Теплоенергетичні установки та екологія на залізничному транспорті. Збірник наукових праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2006.–Вип.70. – С.27-38.
9. Григорьев А.Л. Анализ условий устойчивости обратного клапана дизельного топливного насоса // Двигатели внутреннего сгорания, - Харьков, 2002. - № 1 - С. 8-13.

КИНЕМАТИКА И УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВС С БОЛЬШИМИ ДЕЗАКСИАЛАМИ КРИВОШИПНО-ШАТУННЫХ МЕХАНИЗМОВ

Введение

Ряд недостатков классического ДВС заставляют ученых и инженеров обратиться к нетрадиционным конструкциям. За рубежом широко ведутся научно-исследовательские и конструкторские работы по созданию таких двигателей. Возникает необходимость создания принципиально новых ДВС, позволяющих улучшить их технико-экономические показатели. В настоящее время проводятся исследования машин, в которых предпринимаются попытки снизить потери на трение в паре «цилиндр-поршень». К ним следует отнести двухвальные двигатели (см. рис. 1), в том числе с кривошипно-кулисным механизмом [1, 2].

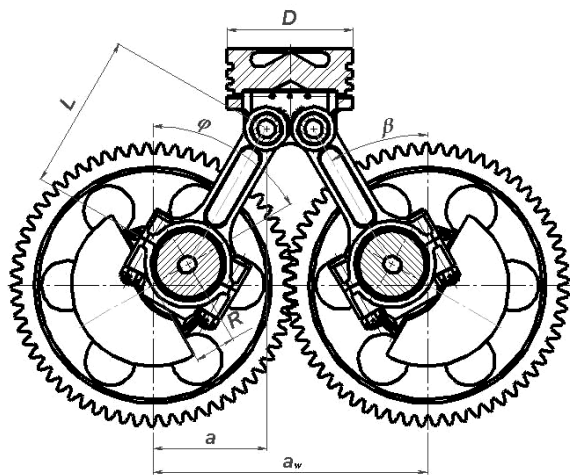


Рис. 1 Схема двухвального ДВС с зубчатыми синхронизирующими секторами на поршневых головках шатунов [3]

1. Формулирование проблемы

Необходимо исследование ДВС с большими дезаксиалами кривошипно-шатунных механизмов (КШМ), для сравнительного анализа с экспериментами ДВС с центральным КШМ. Основываясь на полученных данных, следует определить общие закономерности работы двигателей, которые позволи-

ли бы упростить оптимизацию определения конструктивных параметров и повысить точность расчетов на протяжении всего процесса конструирования двигателей с центральным и дезаксиальным кривошипно-шатунными механизмами.

1.1. Кинематика

ДВС с двухвальной кинематической схемой включает симметричную относительно оси цилиндра систему из двух КШМ, в которой коленчатые валы вращаются в противоположные стороны с совпадающими фазами углов их поворота. Валы связаны двумя синхронизирующими шестернями. Относительное смещение лежит в пределах $0 \leq k < (1/\lambda - 1)$, где $\lambda = R/L$ – относительная длина шатуна.

Из геометрических соотношений (см. рис. 1) можно получить выражение для определения угла отклонения шатуна β

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 (k - \sin \varphi)^2} \quad (1)$$

Выражение (1) раскладываем в ряд по биному Ньютона:

$$\begin{aligned} \cos \beta = & 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 (k - \sin \varphi)^2 - \frac{1}{8} \lambda^4 (k - \sin \varphi)^4 - \\ & - \frac{1}{16} \lambda^6 (k - \sin \varphi)^6 - \frac{5}{128} \lambda^8 (k - \sin \varphi)^8 - \dots \quad (2) \end{aligned}$$

Для центрального КШМ (k не превышает 0,15) с достаточной для практики точностью в расчетах обычно ограничиваются двумя первыми членами разложения в ряд. Этого, как правило, достаточно для удовлетворения требованиям уравновешивания двигателя и расчетов его деталей на прочность. В то же время при больших значениях k для повышения точности расчетов и обеспечения более высокой степени

уравновешенности следует использовать выражение (2) с большим числом членов разложения.

Зная уравнение перемещения поршня и последовательно дифференцируя его, получаем выражение для ускорения поршня

$$J = R\omega^2 \left[\cos\varphi + \frac{\lambda k \sin\varphi + \lambda \cos 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin\varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)}} + \frac{\lambda^3 \cos^2\varphi (k^2 - 2k \sin\varphi + \sin^2\varphi)}{\sqrt[3]{1 - \lambda^2 \left(k^2 - 2k \sin\varphi + \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)}} \right] \quad (3)$$

Анализ полученного выражения (3) позволяет сделать вывод, что в двухвальном двигателе с двойным дезаксиальным КШМ ($k = 1,8 \dots 2,5$) силы инерции поступательно движущихся масс представлены достаточно сложной функцией. Эти силы не представляется возможным уравновесить с помощью установленных традиционных схем (противовесы, расположенные на коленчатом вале, дополнительных валов). Уравновесить такой двигатель представляется возможным с помощью установки противовесов, которые отображают функцию ускорений поступательно движущихся масс двигателя.

2. Уравновешивание

Известные мероприятия для уравновешивания двигателей предполагают уравновешивание сил инерции гармоник 1-го и 2-го порядков, для двигателей с аксиальными КШМ этого, в большинстве случаев, оказывается достаточно. Однако для ДВС с дезаксиальными механизмами, особенно при больших значениях дезаксиалов $k = a/R$, где a – величина смещения оси поршневого пальца относительно оси кривошипа, уравновешивания по первым двум гармоникам недостаточно. Для достижения уравновешенности таких двигателей, помимо обеспечения требуе-

мой точности изготовления деталей и узлов, зачастую требуется установка дополнительных устройств.

Степень возможной уравновешенности двигателя в данной работе оценивалась по отклонениям значений ускорений

$$\delta = \frac{J_n - J}{J}, \quad (4)$$

где J_n – ускорение возвратно-поступательно движущихся масс двигателя, определенное для n членов разложения в гармонический ряд (2);

J – ускорение возвратно-поступательно движущихся масс двигателя, определяемое по формуле (3).

Для двигателей с дезаксиальным КШМ рекомендуется [2] для расчета приближенное выражение ускорения, ограниченное членами 2-го порядка

$$J_2 = R\omega^2 (B \cos\varphi - C \sin\varphi + 4D \cos 2\varphi - 4E \sin 2\varphi) \quad (5)$$

где J_2 – ускорение возвратно-поступательно движущихся масс двигателя, содержащее члены 1-го и 2-го порядка.

В соответствии с полученными результатами [4], выражения для перемещения, скорости и ускорения поршня находим разложением в ряд по биному Ньютона. Зная уравнение, перемещения поршня S_n (в зависимость от n -го порядка, [5]) и последовательно дифференцируя его, получаем уравнение для ускорения поршня J_n , которое примет вид (до 5-го порядка включительно)

$$J_n = R\omega^2 [\cos\varphi + m_2 z_3 + m_3 (z_2^2 + z_1 z_3) + m_4 (2z_1 z_2^2 + z_1^2 z_3) + m_5 (3z_1 z_2^2 + z_1^3 z_3) + \dots], \quad (6)$$

где m_n и z_n – коэффициенты:

$$m_1 = 1/\lambda; m_2 = 0,5\lambda; m_3 = 0,125\lambda^3;$$

$$m_4 = 0,0625\lambda^5; m_5 = 0,0390625\lambda^7;$$

$$z_1 = k_2 - 2k \sin\varphi + \sin 2\varphi; z_2 = \sin 2\varphi - 2k \cos\varphi;$$

$$z_3 = 2 \cos 2\varphi + 2k \sin 2\varphi.$$

В формуле (5) ограничено число членов разложения до 2-го порядка. Поэтому, сравнительный анализ точности вычислений ускорений по выражениям (5) и (6) проведен путем количественной оценки отклонений результатов относительно истинного значения ускорения J (см. выражение (3)). Отклонения в процентах определены в соответствии с формулой (4). Результаты вычислений приведены в таблице, см. [5].

Вычисления проведены для трех КШМ с относительным удлинением шатунов $\lambda = 0.35$, отличающихся значениями эксцентриситетов k , соответствующему аксиальному (центральному) КШМ $k = 0$ и механизмам с величинами смещений $k = 1$ и $k = 2$.

Полученные результаты дают основания утверждать, что для ДВС с аксиальным КШМ уравнивание по силам и моментам инерции 2-го порядка (это обеспечивается во многих современных двигателях) является достаточным. При этом отклонения ускорений от истинных значений не превышают 2%. В то же время для дезаксиальных механизмов эти отклонения достигают 203% и 331% при значениях $k = 1$ и $k = 2$ соответственно.

Увеличение числа компенсирующих звеньев (дополнительных валов с вращающимися грузами по аналогии с механизмом Ланчестера) до трех, как это следует из данных таблицы, снижает указанные отклонения до 8% и 29%, а дальнейшее увеличение числа компенсирующих звеньев до четырех, как и до пяти практически не дает положительных результатов. Поэтому главный вывод - это, с увеличением относительного смещения k с точки зрения целесообразности (усложнение конструкции, повышение затрат на производство, материалы и т. д.) балансировку двигателя следует выполнять с системой дополнительных валов максимум до 3-го порядка, [5].

Общее условие уравнивания двигателя – равенство нулю главного вектора и главного момента

$$\sum \begin{Bmatrix} P_n(F) \\ M_n(F) \end{Bmatrix} = \{0\}. \quad (7)$$

Уравнивание многоцилиндровых двигателей является многофункциональной задачей, поскольку необходимо анализировать большое количество схем двигателей, коленчатых валов и другие параметры ДВС. И уже на стадии проектирования двигателя необходимо решать задачи оптимизации по определению числа, расположения и формы противовесов.

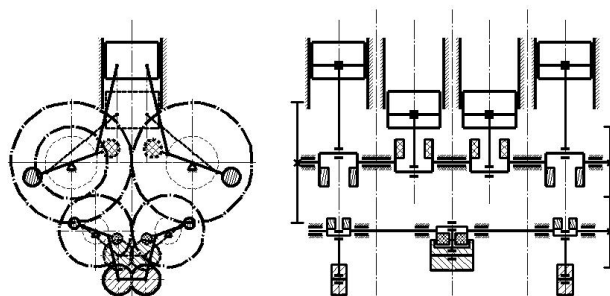


Рис.2 Схема уравнивания четырехцилиндрового рядного дезаксиального двигателя

Представленная схема уравнивания (рис. 2) достаточно сложна и дорога. Однако в двигателях с высокой частотой вращения ($n > 12000$ об/мин), в которых силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс велики и могут превалировать над силами от давления газов в цилиндрах, например, в двигателях гоночных мотоциклов, такую систему можно применять.

Схема (рис. 2), в которой используются возвратно-поступательно движущиеся противовесы - «инверторные» (инверторный механизм – механизм, в котором одно из ведомых звеньев механизма повторяет закон движения ведущего звена, см. б) и, соблюдая те же принципы уравнивания, что и для центрального КШМ, можно значительно повысить уровень уравниваемости двигателя от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс.

Заключение

Представленные аналитические зависимости позволили получить численные значения ускорения поршня при любых дезаксиалах кривошипно-шатунных механизмов ДВС. Это дает возможность в дальнейшем использовать приведенные зависимости для прочностных расчетов коленчатых валов, поршней, шатунов и других ответственных деталей, расчетов динамических нагрузок в двигателях, решению задач их уравнивания и при этом повысить точность расчетов двигателей внутреннего сгорания.

Увеличение дезаксиала ведет к смещению углов, соответствующих верхней (ВМТ) и нижней (НМТ) мёртвым точкам, и как следствие к изменению продолжительности во времени всех тактов цикла двигателя. Это приводит к необходимости исследований термодинамических процессов в дезаксиальных ДВС. В дальнейшем необходимо изучение процессов горения и газообмена при впуске и выпуске, ввиду изменения продолжительности открытия клапанов (окон) и, соответственно, получения аналитических зависимостей, при помощи которых можно было бы проводить оптимизацию параметров этих процессов, как для аксиальных, так и для дезаксиальных ДВС.

Список литературы:

1. Миценко Н.И. *Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания.* – Донецк: «Лебедь», 1998. – 228 с.
2. Миценко И.И., Химченко А.В. *Расчет кинематики двухвального двигателя с двумя шатунами на один поршень // Тр. Таврической гос. агротехнической академии.* – Мелитополь: ТГАТА, 1998. – Т. 5, Вып. 2. – С. 26-29.
3. Патент на винахід, України № 7354. *Двигун внутрішнього згорання.* Опубліковано 29.09.1995 р.,
4. Горожанкин С.А., Мартынюк А.В. *Особенности кинематики ДВС с большими дезаксиалами кривошипно-шатунных механизмов // Тр. Донбасской национальной академии строительства и архитектуры.* – Макеевка: Дон-НАСА, 2006. – Вып. 6(62). – С. 32-35.
5. Горожанкин С.А., Мартынюк А.В. *Уравнивание двигателей внутреннего сгорания с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом // Сб. научн. тр. Луганского национального аграрного университета. Сер.: Технические науки.* – Луганск: Изд-во ЛНАУ, 2007. – № 70 (93) . – С. 114-124.
6. Артоболевский И.И. *Механизмы в современной технике. Т.2. Рычажные механизмы.* – М. Наука, 1971.

МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ ЗАЖИГАНИЯ

Введение

Процесс сгорания в цилиндре ДВС является сложным комплексом физических и химических явлений, который в настоящее время очень сложно описать аналитически без каких-либо допущений. Поэтому для расчёта рабочего процесса целесообразно использовать упрощённую модель, которая с достаточной для практики точностью определяет закономерность тепловыделения.

Анализ литературных источников

Моделям процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием посвящено большое количество работ. Это модели Генкина К.И. [1], Неймана К. [2], Куценко А.С. [3], и др. [4, 5, 6]. Одной из простых и удобных в использовании моделей является методика Вибе И.И. [7]. Однако использование этой модели требует обработки индикаторных диаграмм, и чем больше точность экспериментальных данных, тем выше достоверность расчёта процесса сгорания.

Однако данная модель имеет недостаток. В качестве исходных данных основная величина, определяющая характер протекания процесса сгорания во времени – показатель сгорания m – задаётся как постоянная величина, в то время как в работе Филипповского А.И. [8] показано, что этот показатель изменяется с течением времени.

В то же время, методика Филипповского А.И. разрабатывалась для дизельных двигателей. Известно, что существует большая разница в протекании процесса сгорания в дизельных ДВС и двигателях с искровым зажиганием. Так, в дизелях максимальное количество теплоты обычно выделяется в начале процесса сгорания ($m=0.1\dots1.2$), в то время как в

двигателях с искровым зажиганием – приблизительно в середине данного процесса ($m=3\dots4$) [7]. Коэффициенты уравнения, описывающего изменение показателя m в процессе сгорания в [8], зависят от таких параметров, как константа испарения K_n и средний диаметр капель по Заутеру d_{32} , которые не применимы к двигателям с искровым зажиганием из-за специфики процесса сгорания. Кроме того, отсутствуют рекомендации по выбору показателя процесса сгорания m в ДВС с высокоэнергетической системой зажигания.

Поэтому уравнения, предложенные Филипповским А.И. для расчёта показателя сгорания m , для решения поставленной задачи не подходят. Следовательно, возникает необходимость разработки методики для исследования процесса сгорания в ДВС подобного типа. Это возможно сделать только основываясь на результатах экспериментальных исследований.

Однако, в открытых литературных источниках не приводятся методики, позволяющие определить переменный показатель m методом обработки данных, полученных экспериментально. Поэтому появилась необходимость разработки такой методики.

Цель исследования

Исходя из вышесказанного, целью данного исследования является разработка метода определения величины переменного показателя m в процессе сгорания по экспериментальным данным, а также разработка математической модели расчёта процесса сгорания газового ДВС с высокоэнергетической системой зажигания, используя переменный показатель m .

Обработка экспериментальных данных

Для выполнения поставленной задачи на базе газового ДВС 6Ч13/14 с высокоэнергетической системой зажигания создана экспериментальная установка, описанная в [9].

Для определения индикаторных показателей цикла, кривой тепловыделения, а также продолжительности сгорания и кривой, описывающей изменение показателя m в процессе сгорания, применялось индицирование двигателя.

В качестве средства индицирования использовался автоматизированный комплекс для исследования и диагностики автотракторных двигателей «ИВК ДВС» [10] с регистрацией давлений через 1 ° п.к.в., что позволило оперативно обрабатывать индикаторные диаграммы, получая зависимости тепловыделе-

ния.

Выбор представительной индикаторной диаграммы осуществлялся следующим образом. На установленном режиме работы двигателя обрабатывались на p_i 240 смежных индикаторных диаграмм. Далее определялось усредненное значение p_i , по которому подбирались представительная индикаторная диаграмма. Эта диаграмма выбиралась для дальнейшей обработки.

Для обработки индикаторных диаграмм газового двигателя на кафедре ДВС ХНАДУ была разработана специальная методика, реализованная в программе, написанной с использованием языка DELPHI. Диалоговое окно программы приведено на рис. 1.



Рис. 1. Общий вид диалогового окна программы обработки индикаторных диаграмм газового ДВС

Математический план эксперимента

Исходя из поставленной задачи, исследование представляет собой четырёхфакторный эксперимент, представляющий собой подбор оптимальной комбинации параметров θ и α для любых сочетаний n и N_e – частоты вращения коленчатого вала, мин^{-1} , и эффективной мощности, кВт, соответственно. Оптимизация должна выполняться как по среднему эффек-

тивному расходу топлива g_e , г/(кВт·ч), так и по выбросам CO, CH, NO_x, г/(кВт·ч).

Известно, что количество экспериментов N , которое должно быть выполнено, рассчитывается по формуле

$$N = M^A, \quad (1)$$

где A – количество факторов, M – количество уровней, на которых варьируются факторы.

В нашем случае, для $A=4$ (θ , α , n , N_e), даже принимая $M=3$, необходимо провести 81 эксперимент, для $M=5$ – 625 экспериментов. Это связано с большими материальными затратами, что вызывает огромные сложности в современных условиях. Как следствие, необходимо использование математического планирования эксперимента, что позволит существенно экономить материальные ресурсы, что особенно важно в условиях их острой нехватки.

Для выполнения поставленной задачи был выбран ортогональный план 2-го порядка для 4-х факторов на 3-х уровнях. Для выполнения этого плана необходимо провести эксперимент всего в 25 точках. Исходные данные приведены в таблице 1.

Исходные данные в таблице 1 выбирались исходя из следующих соображений.

При $\alpha < 1$ топливо сгорает не полностью, и, как следствие, существенно увеличивается расход топлива и сильно увеличиваются выбросы CO и CH. При $\alpha > 1,5$ существенно снижаются мощностно-экономические показатели газового ДВС.

$$g_e = -343.227 + 3.214 \cdot \alpha - 0.016 \cdot n - 5.935 \cdot 10^{-3} \cdot \theta - 0.449 \cdot N_e - 147.296 \cdot \alpha^2 - 5.62 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 - \dots$$

$$\dots - 2.00375 \cdot 10^{-4} \cdot \theta^2 + 3.5176 \cdot 10^{-6} \cdot N_e^2 + 1.727 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha \cdot n + 8.75 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha \cdot \theta + 2.8 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha \cdot N_e + \dots$$

$$\dots + 4.205 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot \theta + 3.227 \cdot 10^{-4} \cdot n \cdot N_e + 1.812 \cdot 10^{-5} \cdot \theta \cdot N_e.$$

Экологические параметры газового ДВС исследовались расчётным путём с использованием методики, разработанной на базе методики описанной в работе [3].

Методика определения переменного показателя m из экспериментальных данных и разработка математической модели

В работе [8] нет методики определения изменения показателя m в процессе сгорания по экспериментальным данным, поэтому появилась необходимость разработки методики для определения пере-

Таблица 1. Исходные данные для математического планирования

α	θ	n	N_e
-	град. пкв до ВМТ	мин ⁻¹	кВт
1	32	1000	0
1.25	36	1550	50
1.5	40	2100	100

Пределы изменения угла опережения зажигания θ , град. пкв до ВМТ, выбирались на основании опытных данных, полученных в результате предварительных испытаний газового ДВС 6Ч13/14.

Диапазон изменения частоты вращения коленчатого вала n , мин⁻¹, и эффективной мощности N_e , кВт, выбирался исходя из наиболее вероятных режимов работы исследуемого двигателя, как в стационарном режиме, так и в режиме транспортной установки.

Функция отклика имеет следующий вид:

менного показателя m в процессе сгорания вида $m = f(t/t_z, x)$.

Поставленная задача была решена путём преобразования уравнения Вибе [7]

$$\left(\frac{t_i}{t_z}\right)^{m+1} = \frac{\ln(1-x_i)}{\ln(1-x_z)}, \tag{3}$$

где t_i – время, прошедшее с момента начала сгорания, с; t_z – общая продолжительность сгорания, с; x_i – доля топлива, которая выгорела к моменту времени t_i ; x_z – общая доля выгоревшего топлива, $x_z=0.999$; i – порядковый номер элемента в массиве.

В уравнении (3) величина $\ln(1-x_z)$ является

постоянной величиной и представляет собой известную константу Вибе S . При $x_z = 0,999$ $S = -6,908$. Таким образом, для каждой пары значений t_i и x_i имеется единственное значение m . А так как относительные величины t_i и x_i изменяются в процессе сгорания, то значение показателя m в процессе сгорания также изменяется, и принимает вид переменного показателя m_i .

В результате ряда математических преобразований уравнения (3) была получена зависимость, позволяющая определять значения переменного показателя m_i из экспериментальной кривой тепловыделения

$$m_i = -1 - \log_{\frac{t_i}{t_z}} \frac{-6,908}{\ln(1 - x_i)}, \quad (4)$$

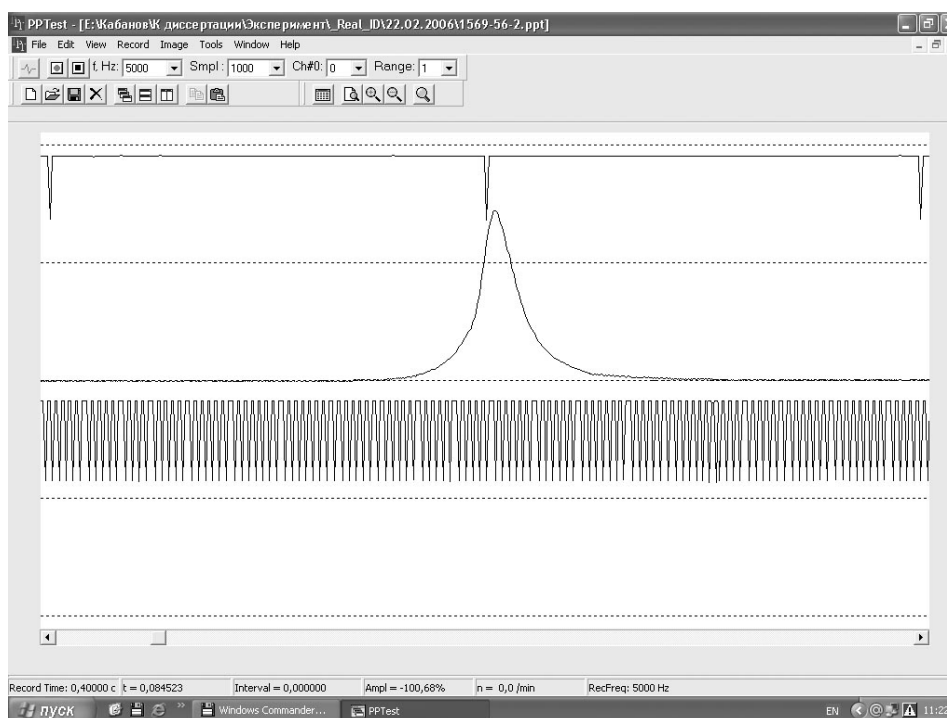


Рис. 2. Копия экрана процедуры снятия индикаторной диаграммы в цилиндре газового ДВС 6Ч 13/14

Постоянный показатель сгорания определялся по методике, описанной в [7]. Как показала обработка индикаторных диаграмм, полученных экспериментально, его постоянное значение изменялось в пределах 3.16...3.81. На режимах, для которых был выбран оптимальный угол опережения зажигания, эта величина изменялась в пределах 3.35...3.56.

Продолжительность сгорания φ_z , град. пкв, определялась как сумма углов начала сгорания φ_{z1} , град. пкв до ВМТ, и окончания сгорания φ_{z2} , град. пкв после ВМТ.

Угол начала сгорания φ_{z1} определялся методом наложения экспериментальной индикаторной диаграммы, полученной при работающем зажигании в цилиндре, на диаграмму сжатия-расширения, получаемую при отключении зажигания в индицируемом цилиндре. Точка отрыва индикаторной диаграммы от кривой сжатия-расширения считается началом сгорания.

Угол окончания сгорания φ_{z2} определялся при обработке индикаторных диаграмм. Условием окончания сгорания принималось достижение максимальной температуры цикла.

Как показала обработка индикаторных диаграмм, полученных экспериментально, продолжительность сгорания, в зависимости от режима, изменялась в пределах 28...65 град. пкв. На режимах, для которых был выбран оптимальный угол опережения зажигания, эта величина изменялась в пределах 32...42 град. пкв.

На основе результатов обработки экспериментальных данных были разработаны формулы для определения переменного показателя m при расчёте процесса сгорания, а также продолжительности сгорания.

Зависимость переменного показателя m от частоты вращения n , мин^{-1} , угла опережения зажигания θ , град. пкв до ВМТ, и коэффициента избытка воздуха α выражается следующим уравнением

$$\begin{aligned}
 m_i = & 0,093 + 13,866 \cdot t_i \cdot \frac{n \cdot 0,01 + 10,32}{n \cdot 0,01 + 9,21} + \dots \\
 & \dots + 10,67 \cdot t_i^2 \cdot \frac{\alpha \cdot 1,9}{\alpha + 1} - \dots \\
 & \dots - 85,98 \cdot t_i^3 \cdot \frac{n \cdot 0,089}{n \cdot 0,089 + 2,261} + \dots \\
 & \dots 69,78 \cdot t_i^4 \cdot \frac{\Theta}{\Theta + 1,326},
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

Зависимость продолжительности сгорания от вышеперечисленных показателей выражается следующим уравнением

$$\begin{aligned}
 \varphi_z = & 40 \cdot (0,812 \cdot \alpha - 0,028 \cdot \theta + 5,762 \cdot 10^{-4} \cdot n - \dots \\
 & \dots - 0,1258 \cdot \eta_v + 0,146).
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

Пример расчёта процесса сгорания при постоянном и переменном m и сравнение с результатами эксперимента

В качестве примера проведём исследование одного из экспериментальных режимов. Параметры режима следующие: частота вращения коленчатого вала $n=1550 \text{ мин}^{-1}$, эффективная мощность

$N_e = 100 \text{ кВт}$, угол опережения зажигания $\theta = 36 \text{ град. пкв}$ до ВМТ, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,25$, продолжительность сгорания $\varphi_z = 36 \text{ град. пкв}$, момент начала воспламенения $\varphi_{z1} = 18 \text{ град. пкв}$ до ВМТ, момент окончания сгорания $\varphi_{z2} = 18 \text{ град. пкв}$ после ВМТ, значение постоянного показателя сгорания, определённого методом наименьших квадратов $m=3,4$.

На рис. 3, 4, 5 приведены результаты расчётов при постоянном m , определённом по методу наименьших квадратов, и при переменном показателе m , определённом по методике, приведенной выше, в сравнении с результатами эксперимента.

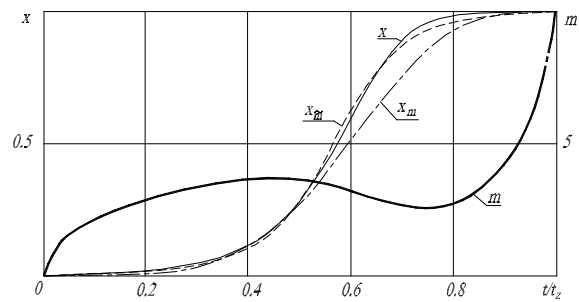


Рис. 3. Расчётные и экспериментальная кривые тепловыделения

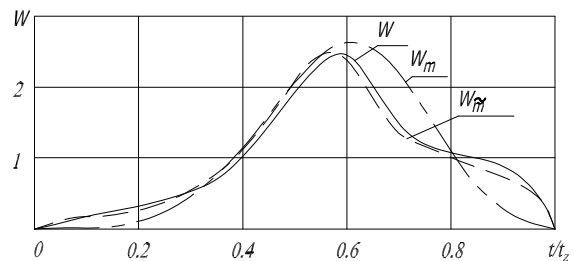


Рис. 4. Расчётные и экспериментальная кривые скоростей тепловыделения

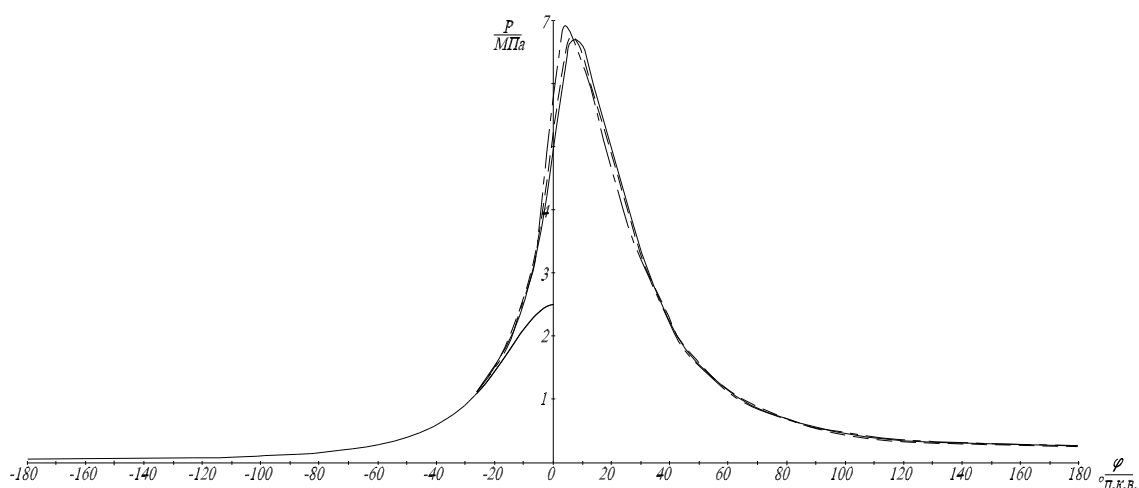


Рис. 5. Расчётные и экспериментальная индикаторные диаграммы:

- индикаторная диаграмма, рассчитанная по модели Вибе с постоянным показателем m ;
- · - · - · индикаторная диаграмма, рассчитанная по модели с переменным показателем m ;
- экспериментальная индикаторная диаграмма

В таблице 2 приведены результаты обработки расчётных и экспериментальной индикаторных диаграмм на среднее индикаторное давление. В данной таблице p_{im} , $p_{im̄}$, p_i – индикаторные давления, полученные при обработке индикаторных диаграмм, рассчитанных по методу Вибе с постоянным m , по модели с переменным m и полученной экспериментально соответственно.

Таблица 2 Результаты расчёта среднего индикаторного давления

Величина	p_{im}	$p_{im̄}$	p_i
Значение	0.792	0.771	0.751

Из таблицы 1 видно, что при обработке индикаторной диаграммы, рассчитанной по методу Вибе с постоянным m , погрешность определения индикаторного давления составила 5.4 %, в то время как при расчёте по методике с переменным m погрешность определения p_i составляет 2.7 %.

При сравнении расчётных и экспериментальных диаграмм по максимальной величине давления сгорания p_z также видно, что предлагаемая методика

обеспечивает более точное соответствие экспериментальным результатам (таблица 3).

Таблица 3 Сравнение расчётных и экспериментальных индикаторных диаграмм по p_z

Величина	p_{zm}	$p_{zm̄}$	p_z
Значение	6.94	6.75	6.61

Из таблицы 3 видно, что погрешность расчётов по методу с постоянным показателем m составляет 4.9 %, а по методике с переменным m – 2.1%.

Выводы

1. За основу расчёта процесса сгорания газового ДВС с высокоэнергетической системой зажигания взято уравнение Вибе.
2. Современный автоматизированный комплекс «ИВК ДВС» позволяет регистрировать индикаторные диаграммы с высокой точностью.
3. Для обработки индикаторных диаграмм газового ДВС была разработана методика, позволяющая получать значения переменного показателя m .

4. Математическое планирование эксперимента, в частности, ортогональный план 2-го порядка для 4-х факторов, варьируемых на 3-х уровнях, позволил значительно сократить количество опытов.

5. Получены обобщённые зависимости для переменного показателя сгорания m и продолжительности сгорания φ_z .

Список литературы:

1. Генкин К.И., Анализ и расчёт влияния сгорания на рабочий процесс в двигателе с искровым зажиганием, Сб. трудов конференции «Поршневые двигатели внутреннего сгорания», Изд-во АН СССР, 1956. – С.26–30. 2. Нейман К., Кинетический анализ процесса сгорания в дизеле, Сб. монографий из иностранной литературы «Двигатели внутреннего сгорания», т. IV, Машииз, 1938. 3. Куценко А.С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ. – Киев: Наук. думка, 1988. – 100 с. 4. Samaga B.S., Murthy B.S. Investigation of a Turbulent Flame Propagation Model for Applikation for Combustion Prediction in the Engine. "SAE Preprint", N760758, 1976, 12pp. 5. G.M. Abu-orf and R.S. Cant. A turbulent

reaction rate model for premixed turbulent combustion in spark-ignition engines. *Combust. Flame*, 122:233-252, 2000. 6. Han Z., Reitz R.D., *Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines using RNG k-ε Models*, *Combust. Sci. and Tech.* 1995, Vol 106, pp267-295. 7. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. М.: Машииз, 1962. – 270 с. 8. Филипповский А.И. Совершенствование рабочего процесса дизелей типа ЧН 32/32 на основе физического и математического моделирования: дис. канд. техн. наук: 05.04.02/Харьковский политехнический институт. – Харьков, 1988. – 193 с. 9. Богомолов В.А., Абрамчук Ф.И., Манойло В.М. Экспериментальная установка для доводки систем зажигания и управления газовым двигателем с искровым зажиганием 6Ч13/14 // АГЗК+АТ / Международный научно-технический журнал. – М.: Изд-во АГЗК+АТ. – 2005. – № 4 (22). – С. 42–45. 10. Абрамчук Ф.И., Пойда А.Н., Ефремов А.А. Новая автоматизированная система исследования и диагностирования автотракторных двигателей // Автомобильный транспорт / Сб. научн. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2005. – Вып. 17. – С.28–34.

УДК. 621.43: 62-66: 62-62

Е.В. Белоусов, канд. техн. наук

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТИ ПРОДУВКИ СЛОЯ ТОПЛИВА НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ТВЕРДОТОПЛИВНОГО ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

1. Актуальность проблемы

Слоевое сжигание твердых топлив в рабочем пространстве поршневого двигателя является принципиально новым направлением в области теории и практики ДВС. В этой связи многие аспекты, связанные с характером протекания рабочего процесса, влиянием отдельных факторов на эффективность и

рабочие характеристики двигателя данного класса на сегодня практически не исследованы. В то же время, учитывая тот интерес, который сегодня существует к проблеме использования альтернативных топлив, можно предположить, что в недалеком будущем такие двигатели могут быть вполне востребованы.

2. Анализ литературных источников

Значительный прогресс, достигнутый за последние десятилетия в области прямого сжигания твердых топлив в поршневых ДВС, позволяет предположить, что данное направление поиска альтернативных путей расширения топливной базы этих двигателей будет и далее развиваться [1, 3]. Основным аргументом в пользу этого является то, что запасы различного рода твердых топлив более, чем в 14 раз превышают запасы нефти [2].

В то же время известные методы использования твердых топлив являются всего лишь попыткой приспособить существующие ныне двигатели для работы на различного рода угольных суспензиях [1-3]. Очевидно, что такой путь не является наиболее рациональным, так как жидкие и твердые топлива имеют огромные различия и, в первую очередь, совершенно отличные механизмы горения [4]. Для твердых топлив необходима разработка принципиально новых методов сжигания в рабочем пространстве поршневого двигателя, учитывающих особенности их агрегатного состояния и горения. Одним из таких методов является слоевое сжигание твердого топлива с принудительной продувкой слоя в специальном выносном реакторе, имеющем с рабочим цилиндром общий тепломассообмен [5].

Особенности конструкции и рабочего процесса твердотопливного поршневого двигателя (ТТПД) позволяют воздействовать на характер протекания термодинамического цикла путем управления продувкой слоя твердого топлива [3, 5], однако влияние отдельных параметров продувки, в том числе ее продолжительности на рабочий процесс, не изучены и требуют специального исследования. Изучение влияния продолжительности продувки на рабочий процесс ТТПД является целью данной работы.

3. Решение проблемы

Особенности организации рабочего процесса и конструкции ТТПД описаны в работах [3, 5].

Для анализа влияния различных факторов на характер протекания термодинамического цикла ТТПД была разработана математическая модель рабочего процесса с использованием классических уравнений термодинамики и теории ДВС.

В качестве объекта моделирования был выбран ТТПД на базе малоразмерного высокооборотного четырехтактного дизеля 4Ч 10,5/11 (Д-144), у которого геометрическая степень сжатия в расчетах была увеличена до 18, а частота вращения принята равной 1500 мин^{-1} .

Выполненный ранее анализ влияния начала продувки на эффективность рабочего процесса показал, что для рассматриваемого случая оптимальный момент начала продувки лежит в диапазоне $0-14^\circ$ до ВМТ. При данном исследовании начало продувки принималось за 5° до ВМТ. Закон перемещения вытеснителя принимался линейным. Было смоделировано шесть случаев для продолжительности продувки 15, 30, 45, 60, 75, 90 градусов по углу поворота коленчатого вала (п.к.в), а влияние продолжительности продувки на рабочие и эффективные показатели двигателя исследовалось в диапазоне $15...115$ градусов п.к.в. Расчетные графические зависимости изменения давления и температуры в рабочем цилиндре для различной продолжительности продувки представлены на рис. 1. Характеристики тепловыделения (коэффициент и скорость выделения теплоты) показаны на рис. 2. Изменение основных показателей рабочего процесса как функция продолжительности продувки слоя топлива приведены на рис. 3.

Из представленных данных видно, что продолжительность продувки существенно влияет на рабочий процесс ТТПД, при этом на различные показатели по-разному. Имеет смысл рассмотреть эти закономерности подробнее.

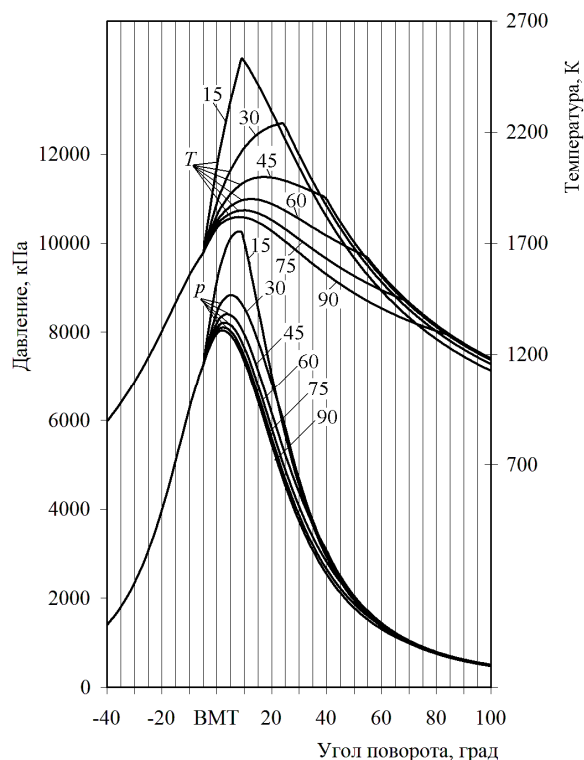


Рис. 1. Расчетные зависимости изменения давления и температуры для различной продолжительности продувки слоя топлива

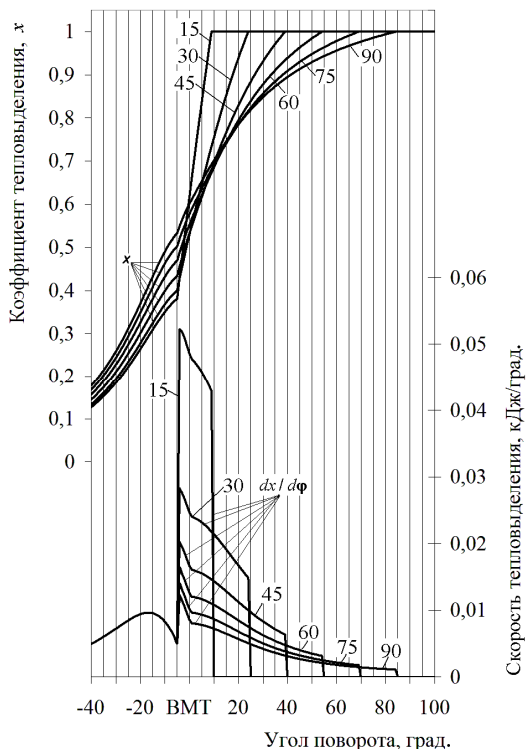


Рис. 2. Расчетные зависимости изменения коэффициента и скорости тепловыделения для различной продолжительности продувки слоя топлива

Индикаторный КПД (η_i) по мере увеличения продолжительности продувки сначала возрастает, а достигая значения, близкого к максимуму, практически не изменяется в диапазоне продолжительности продувки от 70 до 92° п.к.в. и лишь потом начинает медленно снижаться. Индикаторный удельный расход топлива (g_i), являясь функцией эффективности рабочего процесса, достигает своего минимума в указанном диапазоне. Таким образом, для получения максимальной эффективности рабочего процесса ТТВД нет необходимости подводить всю теплоту сразу после ВМТ, как это принято у классических двигателей. Отчасти это можно объяснить тем, что увеличение продолжительности продувки приводит к значительному снижению максимальной температуры цикла (T_2) (рис. 1, 3). Это, в свою очередь, понижает тепловые потери в стенки цилиндра и теплонапряженность рабочего процесса (рис. 2).

Снижение температуры сопровождается уменьшением максимального давления цикла (p_2). При этом давление, как и температура, сначала снижается довольно интенсивно, а затем практически стабилизируется на некотором уровне.

Увеличение продолжительности продувки на первом этапе ведет к повышению давления и температуры отработавших газов (T_b и p_b соответственно). К этому приводит интенсивный подвод теплоты на участке рабочего хода поршня. Далее, по мере снижения плотности заряда, поступающего в слой, и уменьшения скорости подвода теплоты, температура и давление отработавших газов начинают снижаться. Следует отметить, что начало снижения давления и температуры практически совпадает с максимумом эффективности рабочего процесса. Таким образом, эти параметры, как наиболее удобные для контроля, могут быть использованы для оптимизации рабочего процесса двигателя.

Не столь сильное влияние продолжительности продувки на эффективность, как это можно было

ожидать, объясняется еще и тем, что, несмотря на значительное увеличение продолжительности продувки, момент достижения максимальной температуры ($\varphi_{T_{max}}$) в начале удаляется, а далее снова плавно приближается к ВМТ. Таким образом, независимо от продолжительности продувки максимумы температуры и теплонапряженности достигаются в непосредственной близости от ВМТ. С увеличением продолжительности продувки приближается к ВМТ и максимум давления ($\varphi_{P_{max}}$).

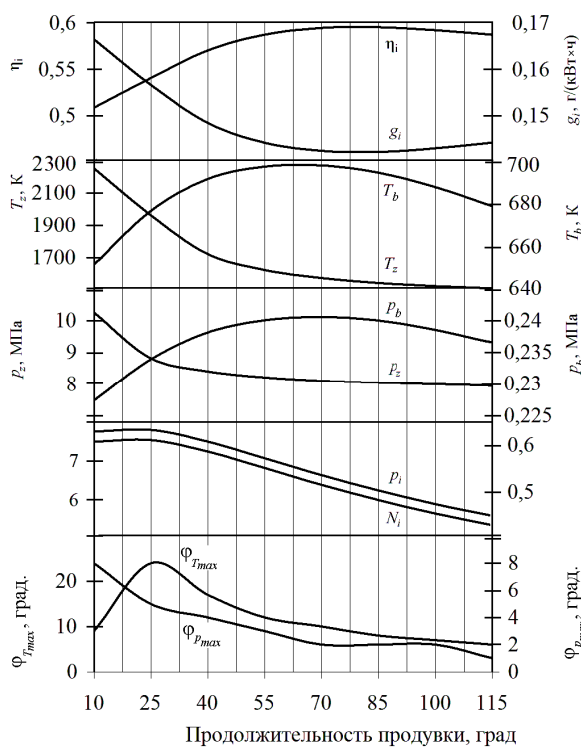


Рис. 3. Расчетные зависимости изменения основных показателей рабочего процесса как функции продолжительности продувки слоя топлива

Это можно объяснить более сильной зависимостью скорости тепловыделения от плотности заряда, чем от скорости движения вытеснителя. В районе ВМТ плотность заряда максимальна, поэтому даже при незначительном перемещении вытеснителя в слой поступает значительная масса свежего заряда. С уменьшением плотности при том же перемещении вытеснителя масса заряда, поступающего в слой,

сокращается и скорость тепловыделения снижается (рис. 3).

Особенно следует отметить влияние продолжительности продувки на среднее индикаторное давление (p_i) и индикаторную мощность (N_i). При увеличении продувки до 20° п.к.в. мощность и давление незначительно возрастают (на 0,55%), а далее снижаются практически прямопропорционально увеличению угла продувки. В рассматриваемом диапазоне это снижение достигает 29%. Если за критерий оптимизации принять максимальную эффективность рабочего процесса, то снижение индикаторной мощности для данного режима продувки составит 15%.

Таким образом, результаты исследования показали, что нельзя выделить единого критерия оптимизации рабочего процесса по продолжительности продувки. Таких критериев существует, как минимум, два – по максимальной мощности и по максимальной эффективности.

Выводы

Исходя из результатов исследования, можно сделать следующие выводы:

- в отличие от классических ДВС, в ТПД для получения максимальной эффективности рабочего процесса теплота должна подводиться в течение достаточного продолжительного участка цикла (70...92° п.к.в.);
- максимумы давления и температуры отработавших газов практически совпадают с максимумом эффективности цикла. Поэтому эти параметры, как наиболее удобные для контроля, могут быть использованы для оптимизации рабочего процесса двигателя;
- независимо от продолжительности продувки максимумы давления, температуры и теплонапряженности достигаются в непосредственной близости от ВМТ;

– скорость тепловыделения зависит в большей степени от плотности заряда, чем от скорости движения вытеснителя, поэтому при одинаковом перемещении вытеснителя скорость тепловыделения в районе ВМТ остается более значительной;

– нельзя выделить единого критерия оптимизации рабочего процесса по продолжительности продувки. Таких критериев существует, как минимум, два – по наибольшей мощности и по максимальной эффективности. При максимальной эффективности отмечается снижение мощности приблизительно на 15% по сравнению с максимальной.

Список литературы:

1. Caton J.A., Rosegay K.H. *A Review and Comparison of Reciprocating Engine Operation Using Solid Fuels* //

«Transactions of the Society of Automotive Engineers», Vol. 82, №831362. – 1984. – P. 1108-1124. 2. Caton J.A. *The Development of Coal-Fueled Diesel Engines: A Brief Review* // «Energy Information Annual», Vol. 17. – 1992. – P. A89-A97. 3. Белоусов Е.В. *Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания.* – Херсон: ОАО ХГТ, 2006.– 451с. 4. Хзмалян Д.М. *Теория топочных процессов. Учебное пособие для вузов.* – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 352 с. 5. Белоусов Е.В., Тимошевский Б.Г., Белоусова Т.П. *Усовершенствование слоевого метода сжигания твердых топлив в двигателях внутреннего сгорания.* // *Зб. наук. праць УДМТУ.* – Миколаїв: УДМТУ, 2001.– № 6 (378).– С. 68–77.

УДК 621.43.068.7+662.756.3

А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, И.П. Васильев, канд. техн. наук

КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОПЛИВ РАСТИТЕЛЬНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

Введение

Истощение природных запасов углеводородных топлив порождает интерес к использованию топлив растительного происхождения (ТРП), апробируемыми разновидностями, которых в настоящее время являются спирты и маслосодержащие продукты переработки сельскохозяйственного сырья [1-3].

В Германии находит применение биодизельное топливо, полученное путем переработки растительных масел с показателями, нормируемыми общеевропейским стандартом. В Украине биодизельное топливо применяется в ограниченных объемах, что в

значительной степени связано с отсутствием стандартов на его производство [4].

Помимо биодизельного топлива на автозаправках Германии в качестве топлива для дизельных двигателей реализуется сырое (чистое) рапсовое масло [5]. Растительное масло, как продукт менее высокой технологической переработки, имеет более низкую относительно биодизельного топлива себестоимость, выделяемой при сгорании тепловой энергии. Однако его непосредственное использование в качестве топлива на дизеле предполагает переоснащение или дополнение (для двухтопливных установок) систем

питания специальными элементами топливной аппаратуры.

Привлекательность прямого использования растительного масла, например, в отдаленных сельскохозяйственных районах, прежде всего, обусловлено наличием воспроизводимого сырья, доступностью и невысокой стоимостью его переработки на месте [6-8]. Вместе с тем, при работе двигателя на растительном масле необходимо учитывать ряд эксплуатационных издержек, связанных с изменением моторесурса и снижением мощности установки на номинальной нагрузке, дополнительными затратами на обеспечение норм токсичности, удорожанием технологического обслуживания топливной аппаратуры, поршневой группы и нейтрализатора отработавших газов [9].

1. Формулирование проблемы

При решении вопроса о целесообразности использования той или иной разновидности ТРП в конкретных условиях необходима комплексная оценка, отражающая прямые и косвенные затраты на производство вырабатываемой двигателем единиц энергии с учетом эксплуатационных издержек. Такая оценка должна включать экономический показатель эффективности топлива и показатель эксплуатационных издержек его применения. Рассмотрим каждый из них.

2. Экономический показатель эффективности топлива

В сравнительных оценках эффективности топлив часто используются традиционные показатели работы ДВС, как удельный эффективный расход топлива (g_e) и эффективный коэффициент полезного действия (η_e) двигателя. Вместе с тем, неидентичность низшей теплоты сгорания различных топлив, а также различные затраты сырья, энергетических и

технологических ресурсов на производство единицы количества продукта затрудняет возможность использования g_e и η_e в качестве прямых экономических показателей целесообразности использования ТРП.

Непосредственным экономическим показателем эффективности топлива может служить стоимость топлива затрачиваемого на производство двигателем на эксплуатационных режимах единицы энергии (кВт ч) с учетом, сложившихся на сегодняшний день, различных цен на ТРП:

$$P_1 = g_e \cdot C_{\text{ТРП}}, \quad (1)$$

где $C_{\text{ТРП}}$ - стоимость ТРП (грн/кг).

Следует заметить, что сложившаяся на рынке оптовая цена ТРП, не всегда отражает реальную себестоимость нового топлива в силу конъюнктурных, региональных и географических факторов, однако учитывает расход сырья и технологические затраты на производство нового топлива, а также эффективность его сгорания в двигателе.

Для расчета экономического показателя эффективности различных топлив в лаборатории кафедры ДВС ВНУ им. В. Даля проводились исследования с целью определения эффективности показателей двигателя при работе на дизельном топливе (ДТ), биодизельном топливе и смесях растительного масла с ДТ.

Испытания проводились на четырехтактном вихрекамерном дизеле 5Д2 (Ч8,5/11) при эффективной мощности 1,94 кВт и частоте вращения коленчатого вала 1000 мин⁻¹. Степени сжатия - 17, объем вихревой камеры сгорания с соединительным каналом 27 см³. Форсунка штифтовая РШ 6×2×25 (диаметр иглы 6 мм, диаметр распыливающего отверстия 2 мм, угол распыливающего конуса 25°), давление затяжки иглы форсунки 14,5 МПа, геометрический угол опережения начала подачи топлива соответствует 18° п. к. в. до ВМТ.

Расход воздуха на контрольном режиме ($Ne=1,94$ кВт) составлял 20,1...20,4 кг/ч. Расход топлива изменялся в диапазоне 0,723...0,986 кг/ч, соответственно коэффициент избытка воздуха-1,8...1,94.

При исследованиях использовались следующие топлива: БИО ЭСТ – биодизельное топливо из соевого масла, изготовленное по отлаженной промышленной технологии (удаление остаточного метанола, вакуумная дистилляция и т. д.); БП–биодизельное топливо из подсолнечного масла (ПМ), изготовленное по упрощенной технологии; ПМ:ДТ - 25:75-

смесь подсолнечного масла с дизельным топливом в соотношении 25 об. % к 75 об. %. Низшая теплота сгорания составляет для биодизельных топлив, ПМ и ДТ, соответственно, 37200, 37000, 42700 кДж/кг. При расчете показателя P_1 применялись розничные цены на топливо, сложившиеся в Украине на декабрь 2006 г.: ДТ- 3,65 грн/л (4,32 грн/кг); ПМ- 3,5 грн/кг; БП- 3,5 грн/л (3,97 грн/кг); БИО ЭСТ-3,3 грн/л (3,73 грн/кг). Результаты исследований приведены в таблице 1.

Таблица 1. Показатели работы вихрекамерного дизеля 1Ч8,5/11 на различных топливах

Топливо	Расход топлива, кг/ч	КПД двигателя	Цена топлива, грн/кг	P_1 , грн./кВт·ч	Изменение показателя P_1 , %
ДТ «Л»	0,723	0,226	4,32	1,561	-
БИО ЭСТ	0,824	0,228	3,73	1,537	-1,5
БП	0,866	0,217	3,92	1,697	+8,7
ПМ:ДТ - 25:75	0,786	0,215	4,11	1,615	+3,4
ПМ:ДТ - 50:50	0,816	0,215	3,91	1,595	+2,1
ПМ:ДТ - 75:25	0,83	0,219	3,715	1,53	-2

Из таблицы следует, что БИО ЭСТ имеет несколько лучший (более низкий) экономический показатель эффективности относительного ДТ «Л». Худший показатель P_1 из рассматриваемых ТРП имеет биодизельное топливо БП. Показатель P_1 смеси ПМ:ДТ зависит от процентного содержания подсолнечного масла в топливе: при увеличении содержания масла показатель P_1 улучшается. Последнее объясняется превалирующим влиянием более низкой стоимости масла относительно фактора меньшей теплотворной способности. По мере ожидаемого повышения цен на ДТ и совершенствования технологий производства ТРП уже в ближайшие годы вероятно повышение показателя эффективности последних.

3. Показатель эксплуатационных издержек

Наиболее сложной, в силу недостаточного опыта эксплуатации различных по назначению и конструкции двигателей в тех или иных условиях при работе на ТРП, является стоимостная оценка эксплуатационных издержек. К числу основных составляющих эксплуатационных издержек относятся:

- изменение мощностных и экономических показателей двигателя;
- удорожание базового двигателя вследствие переоснащения системы питания и модернизации топливной аппаратуры;
- увеличение выбросов оксидов азота с отработавшими газами;
- изменение дымности отработавших газов;

- снижение моторесурса поршневой части двигателя, элементов топливной аппаратуры и нейтрализатора ОГ;

- сокращение срока службы смазочного масла;
- увеличение периодичности и удорожание стоимости технического обслуживания.

Обоснование оценки отмеченных составляющих эксплуатационных издержек предполагает необходимость дополнительных исследований по выявлению особенностей работы двигателя на новых топливах, накопления статистических данных отказов и ресурса основных узлов.

Показатель эксплуатационных издержек (P_2) может быть представлен в виде совокупности всех эксплуатационных издержек в денежном эквиваленте за период межремонтной наработки двигателя, отнесенной к общему количеству произведенной двигателем энергии в кВт ч за этот же период.

Таким образом, комплексный показатель эффективности применения ТРП может быть представлен в виде следующей суммы:

$$P_K = P_1 + P_2. \quad (2)$$

Согласно приближенным оценкам, биодизельное топливо имеет лучший комплексный показатель P_K относительно растительных масел, что связано с большими эксплуатационными издержками работы двигателя на маслах.

Заключение

1. В качестве комплексного показателя эффективности применения новых видов топлива целесообразно использовать стоимостную оценку производства двигателем единицы механической энергии с учетом сырьевых, производственно-технологических и эксплуатационных факторов.

2. Уже на сегодняшний день комплексный показатель применения ТРП приближается к показателю дизельного топлива. По мере удорожания нефти

и совершенствования технологии получения ТРП экономическая целесообразность применения новых топлив будет неуклонно возрастать.

Список литературы:

2. Werner Korbitz. Status and Development of Biodiesel Production and Projects in Europe // SAE Techn. Pap. Ser.- 1995. – № 952768.- pp. 249-254. Craig L. Chase, Charles L. Peterson, Gary Lowe, Paul Mann, Jeffrey A. Smith, Norman Y. Kado. A 322,000 kilometer (200,000 mile) Over the Road Test with HySEE Biodiesel in a Heavy Duty Truck // SAE Techn. Pap. Ser.- 2000. – № 2000-01-2647.- pp.. 1-22. 2. Kyle Althoff, Cole Ehmke, Allan W. Gray. Economic Analysis of Alternative Indiana State Legislation on Biodiesel // Center for Food and Agricultural Business Department of Agricultural Economics. –Submitted to the Indiana Soybean Board in completion of funded project number OFH63. Revised July 2003. Purdue University, pp. 1-119. 3. Марченко А. П., Минак А. Ф., Семенов В. Г., Линьков О. Ю., Шнаковский В. В., Обозный С. В. Расчетно-экспериментальные исследования по оценке влияния подогрева альтернативных топлив на показатели работы дизеля // Вестник Национального технического университета «ХПИ», Двигатели внутреннего сгорания, Харьков: 2005. - № 1. - С.8-17. 4. Schön H. Begleitforschung zur Standardisierung von Rapsöl als Kraftstoff für pflanzenöltaugliche Dieselmotoren in Fahrzeugen und BHKW // Technische Universität München Bayerische Landesanstalt für Landtechnik. 2000. – 219 S. 5. Крайнюк А. И., Васильев И. П., Петренко А. Е., Корчанова Ю. А. Применение растительного масла в дизелях в качестве добавки к топливу // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2001. - № 6. - С. 16-20. 6. Матиевский Д. Д., Кулманакоев С. П., Лебедев С. В., Шашев А. В. Применение топлива на основе рапсового масла в дизелях / Ползуновский вестник. Барнаул (Россия) - 2006. - № 4. - С. 118-127. 7. Bannikov M. G., Tyrlovoy S. I., Vasilev I. P. Chattha

A. J. Investigation of characteristics of a fuel injection pump of a diesel engine fuelled with viscous vegetable oil-diesel oil blends // Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D. Journal of Automobile Engineering, 2006. - vol. 270.- № 6. - pp. 787-792. 9. Звонов В. А., Симонова Е. А., Ше-

ховцов Ю. И. Физико-химические и токсикологические характеристики частиц, выбрасываемых дизельными двигателями в окружающую среду (обзор) // Экотехнологии и ресурсосбережение. - 2005. - №2. - С. 37-47.

УДК: 621.43.018

В.Г. Дьяченко, д-р техн. наук

ДВИГАТЕЛЬ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ И ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ

Введение

Первые попытки создания двигателя внутреннего сгорания с продолженным расширением предпринимались и Н. Отто и Р. Дизелем на базе трехцилиндровых двигателей [1]. В двух крайних рабочих цилиндрах осуществлялись четырехтактные циклы, а средний цилиндр большего диаметра использовался для дополнительного расширения продуктов сгорания, поступающих из крайних цилиндров. Повышение коэффициента полезного действия (КПД) двигателя вследствие увеличения механических потерь, гидравлических потерь при перетекании продуктов сгорания из рабочих цилиндров в средний расширительный, тепловых потерь было незначительным при значительном усложнении конструкции. Поэтому в течение нескольких последующих десятилетий разработки двигателей внутреннего сгорания к этой идеи не возвращались. Практически идея использования продолжительного расширения продуктов сгорания была реализована в системах газотурбинного наддува, а затем и в комбинированных двигателях с силовой газовой турбиной.

В двигателях с газотурбинным наддувом использование расширения продуктов сгорания до давления окружающей среды при прочих равных условиях (идентичных камерах сгорания, одинаковых значениях коэффициента избытка воздуха, идентичных характеристиках топливоподачи и т.д.) не влияет на термический и индикаторный КПД. Некоторое (до 5 %) повышение эффективного КПД двигателя с наддувом возможно за счет снижения насосных потерь, повышения механического КПД.

В комбинированных двигателях с силовой газовой турбиной и турбокомпрессором расширение продуктов сгорания до давления окружающей среды позволяет повысить эффективный КПД на режиме номинальной мощности на 5–7 % [2].

Применительно к двигателям с искровым зажиганием перспективным направлением повышения эксплуатационной экономичности является использование продолженного расширения продуктов сгорания непосредственно в надпоршневой полости. Предпочтительней при этом использовать двухтактный цикл (рис. 1), непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания, клапанный механизм газорас-

пределения [3,4]. Один ход поршня в этом двигателе используется на осуществление процессов сгорания и расширения продуктов сгорания, второй – на осуществление процессов газообмена и сжатия. Соотношение между степенью расширения продуктов сгорания ($\delta_p = V_e/V_z$) и действительной степенью сжатия воздуха ($\epsilon_d = V_v/V_c$) в зависимости от нагрузки целесообразно поддерживать в пределах 1,5–2,5.

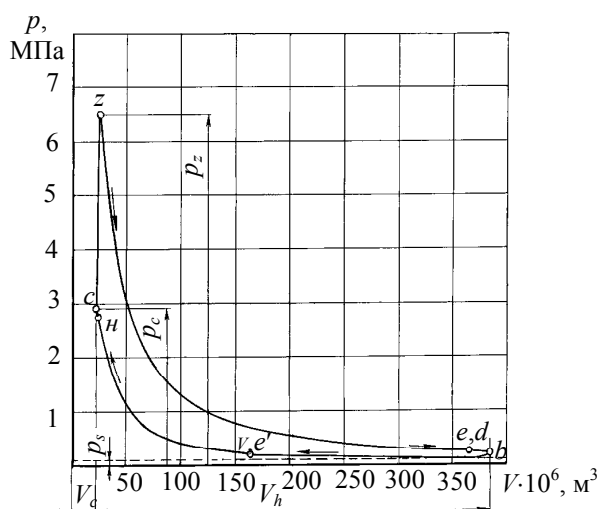


Рис.1. Индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием и продолженным расширением:
 $S/D = 80/76$; $n = 5000$ об/мин; $\epsilon_d = 7,36$; $\delta_p = 17$;
 $p_s = 0,15$ МПа; $T_s = 329$ К; $p_r = 0,104$ МПа

Проблемы создания двигателя с искровым зажиганием и продолженным расширением.

Возможные пути их решения

К основным проблемам создания подобного двигателя следует отнести:

- организацию эффективной продувки надпоршневой полости;
- регулирование параметров воздуха на впуске в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала;
- стабильность характеристик топливоподачи на режимах холостого хода и частичных нагрузок;
- расслоение топливоздушнoй смеси в надпоршневой полости, обеспечивающее возможность стабильного воспламенения топливоздушнoй сме-

си на частичных нагрузках и режимах холостого хода при среднем значении коэффициента избытка воздуха $\alpha > 2$.

Схема продувки в двухтактном двигателе с продолженным расширением – клапанная петлевая. Эффективность продувки в надпоршневой полости при данной схеме продувки обеспечивается формированием потока воздуха на выходе из впускных клапанов параллельно оси цилиндра в направлении днища поршня, подбором необходимых соотношений площадей проходных сечений клапанов $f_{кл}$ и площади поршня $F_{п}$ ($f_{кл}/F_{п} > 0,20$), фаз газораспределения, параметров воздуха на впуске и продуктов сгорания на выпуске.

В качестве примера, подтверждающего реальность организации эффективной клапанной петлевой продувки в надпоршневой полости и в автомобильных двигателях с высокой частотой вращения коленчатого вала, на рис. 2 представлены данные расчета процессов газообмена в надпоршневой полости при частоте вращения коленчатого вала $n = 5000$ об/мин. Расчет выполнен на базе математической модели процессов в надпоршневой полости, включающей систему дифференциальных уравнений массообмена и теплообмена, в предположении равновесного состояния рабочего тела и установившихся процессов на каждом расчетном участке [5]. На начальном участке расчета процессов газообмена (50–70 % продолжительности процессов газообмена) предполагается, что смешивание свежего заряда с продуктами сгорания не происходит и в надпоршневой полости образуется зона свежего заряда и зона продуктов сгорания (двухзонная модель процессов газообмена).

Давление газов в каждой из зон одинаково, состав и температура – различны. Изменение давления в надпоршневой полости определяется по зоне продуктов сгорания. Затем предполагается, что происходит смешивание свежего заряда, поступившего в надпоршневую полость, с продуктами сгорания, а на

каждом последующем расчетном шаге поступивший заряд смешивается со смесью газов в надпоршневой полости в конце расчетного участка (однозонная модель процессов газообмена).

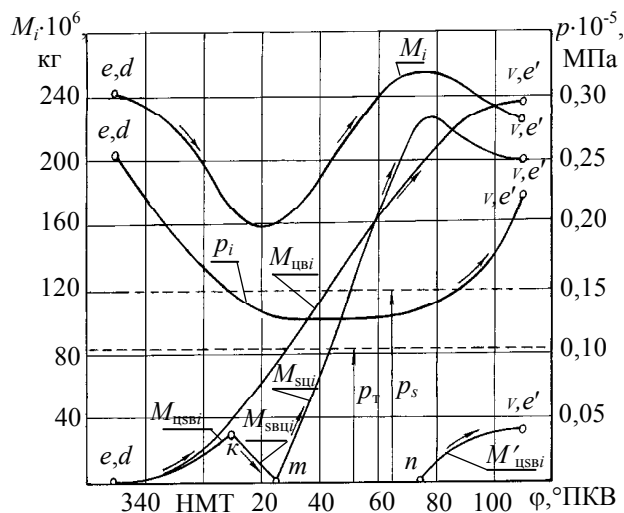


Рис. 2. Изменение давления и массы рабочего тела в надпоршневой полости двигателя на участке газообмена:

$$S/D = 80/76; n = 5000 \text{ об/мин}; \varepsilon_0 = 7,36;$$

$\delta_p = 17; p_s = 0,15 \text{ МПа}; T_s = 329 \text{ К}; p_t = 0,104 \text{ МПа};$
 p_v, M_i – давление и масса рабочего тела в надпоршневой полости; $M_{цвбi}$ – масса газов, уходящих через выпускные клапаны; $M_{цсвбi}$ – масса продуктов сгорания, поступающих во впускной канал; $M_{свбi}$ – масса продуктов сгорания, возвращающихся из впускного канала в цилиндр; $M_{сшi}$ – масса воздуха, поступающего в цилиндр; $M'_{цсвбi}$ – масса воздуха, уходящего из цилиндра через выпускные клапаны (утечка воздуха при продувке)

В момент открытия клапанов ($\varphi_{e,d} = 330^\circ \text{ПКВ}$) давление продуктов сгорания в надпоршневой полости ($p_e \approx 0,25 \text{ МПа}$) выше давления наддува ($p_s = 0,15 \text{ МПа}$). Продукты сгорания уходят из надпоршневой полости и в выпускной канал ($p_t = 0,104 \text{ МПа}$) и во впускной канал ($p_s = 0,15 \text{ МПа}$). Давление газов в надпоршневой полости снижается как вследствие выхода рабочего тела из надпоршневой полости, так и вследствие увеличения ее объема, и к углу поворота кривошипа $\varphi = 10^\circ \text{ПКВ}$ достигает значения, равного давлению наддува. К этому моменту (точка k) заканчивается и заброс продуктов сгорания во впу-

сской канал. Продукты сгорания из впускного канала полностью возвращаются в надпоршневую полость к углу поворота кривошипа $\varphi \approx 25^\circ \text{ПКВ}$ (точка m). Затем в надпоршневую полость начинает поступать воздух, оттесняя продукты сгорания к выпускным клапанам. В начале продувки (до 80°ПКВ), расчет продувки выполняется в предположении «чистого» вытеснения продуктов сгорания, а затем – в предположении полного смешивания в конце расчетного участка поступившего воздуха с газами в надпоршневой полости. Расчет продувки продолжается до момента закрытия впускных и выпускных клапанов – точки v и e' ($\varphi_{v,e'} = 110^\circ \text{ПКВ}$).

При принятых значениях давление наддува ($p_s = 0,15 \text{ МПа}$) и противодавления на выпуске ($p_t = 0,104 \text{ МПа}$): коэффициент наполнения, отнесенный к условия окружающей среды ($p_0 = 0,1013 \text{ МПа}, t_0 = 20^\circ \text{C}$), $\eta_v \approx 0,46$; коэффициент остаточных газов $\gamma \approx 0,15$; коэффициент утечки продувочного воздуха $\nu \approx 0,14$.

Подача топлива в камеру сгорания осуществляется в начале такта сжатия. После закрытия клапанов.

Поскольку давление сгорания в надпоршневой полости на частичных нагрузках и режимах холостого хода в данном двигателе снижается до атмосферного и ниже возможно использование только системы наддува с приводом нагнетателя от коленчатого вала через повышающий редуктор с изменяемым в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала передаточным числом. Возможно использование для привода нагнетателя и электромотора с питанием от аккумуляторной батареи и микропроцессорной системой регулирования давления воздуха перед впускными клапанами.

Приемлемая стабильность характеристик топливоподачи при минимальных цикловых подачах

3–5 мм³/цикл и давлениях начала подачи топлива 5–10 МПа может быть достигнута как при использовании механических систем топливоподачи с манжетным уплотнением плунжера и клапанными форсунками, так и аккумуляторных систем с микропроцессорной системой управления.

Надежность воспламенения топливовоздушной смеси от искры свечи зажигания на частичных режимах и холостого хода, когда среднее значение коэффициента избытка воздуха $\alpha > 2$, возможно только при расслоении топливовоздушной смеси. Наиболее реальный путь решения этой задачи – использование полуразделенных или разделенных камер сгорания, пленочного смесеобразования и организации потока воздуха над поверхностью пленки на стенках камеры сгорания в направлении электродов свечи зажигания.

Заключение

Таким образом, задачи, которые предстоит решить при создании двухтактного двигателя с искровым зажиганием, клапанным газораспределением и продолжительным расширением в надпоршневой полости достаточно сложны и трудоемки. Потребуются годы и значительные ресурсы для его создания и постановки на производство, сопоставимые с затратами времени и средств на разработку двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой и искровым зажиганием Р. Сарича [6] или двигателя, работающего по двухтактному и четырехтактному циклам [7], создаваемого автомобильными корпорациями и исследовательскими центрами Западной Европы. Однако и преимущества двухтактного дви-

гателя с искровым зажиганием, клапанным газораспределением и продолжительным расширением в надпоршневой полости более чем существенны. Реально ожидать повышения эксплуатационной экономичности до уровня дизеля с непосредственным впрыском при снижении уровня шума и выбросов вредных веществ с отработавшими газами, расширения ресурсов моторного топлива вследствие снижения требований к детонационной стойкости моторных топлив.

Список литературы:

1. Гюльднер Г. *Двигатели внутреннего сгорания, их работа, конструкция и проектирование* // Перевод с нем. Калиша Г.Г. и Алексеева С.И. – Т.2. – М.: МАКИЗ, 1928. – 864 с.
2. Дьяченко В.Г. *О возможности повышения быстроходности двигателя 16 ЧН 24/27 при сохранении номинальной мощности.* – Труды ХПИ, серия «Энергомашиностроение», Т. XLIII, вып. 3. – Харьков: ХГУ, 1963. – С. 170–177.
3. Дьяченко В.Г. *Дизель или двигатель с искровым зажиганием* // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2004. – № 1. – С.27–29.
4. Дьяченко В.Г. *Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением* // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2005. – № 1. – С.25–29.
5. Дьяченко В.Г. *Газообмен в двигателях внутреннего сгорания.* – К.: УМК ВО, 1989. – 204 с.
6. Scott D. *Pneumatic fuel injection spurs two-stroke revival.* – *Automotive Engineering*, vol. 94, № 8, P. 74–79.
7. *Игры с тактами.* – За рулем. – 2004. – № 7. – С. 130.

УДК 621.43

*А.П. Марченко, д-р техн. наук, А.Ф. Минак, канд. техн. наук,
А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, А.А. Осетров, канд. техн. наук*

ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ДЕТАЛЕЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА ЭТИЛОВОМ ЭФИРЕ РАПСОВОГО МАСЛА

Введение

Уменьшение мировых запасов нефти и ухудшение экологии окружающей среды являются причинами повышенного интереса к альтернативным топливам (АТ) для двигателей внутреннего сгорания (ДВС). В таких странах, как Украина, не обладающих сколько-нибудь значительными ресурсами нефти, но имеющих большие площади пахотных земель, рационально использовать топлива растительного происхождения.

Для дизельных двигателей все большее распространение получают топлива на основе растительных масел, в частности метиловые или этиловые эфиры рапсового масла (соответственно МЭРМ и ЭЭРМ). Вопросам исследования работы дизеля на МЭРМ и ЭЭРМ посвящен ряд публикаций [1-7]. В этих и других работах, как правило, рассматриваются вопросы влияния свойств топлив на экономичность и токсичность отработавших газов ДВС. Однако в литературе практически отсутствуют данные по температурному

состоянию деталей двигателя (в частности деталей камеры сгорания) при использовании растительных топлив. Изменение температуры деталей при использовании МЭРМ или ЭЭРМ является одной из причин, влияющих на рабочий процесс и надежность дизеля, что обуславливает необходимость проведения подобных исследований.

Методика исследования

Топливо

Испытаниям дизеля предшествовали работы по получению ЭЭРМ. Для этого был разработан технологический процесс производства этилового эфира, на Ивашковском спиртзаводе собрана опытная установка и получена партия ЭЭРМ в количестве 200 л. Основные физико-химические свойства дизельного топлива (ДТ), рапсового масла (РМ) и ЭЭРМ, определенные экспериментальным путем, представлены в табл. 1.

Таблица 1. Физико-химические свойства растительных топлив [5]

Топливо	Элементарный состав, % масс.				L ₀ , кг/кг	Q _H , МДж/кг	ρ, кг/м ³ (20°С)	ν ₃ , мм ² /с (20°С)	σ, σ·10 ⁻² , Н/м (20°С)
	С	Н	О	S					
ДТ	87	12,6	0,4	0,04	14,4	42,21	825	3,8	28,9
РМ	77,9	11,9	10,2	0	12,66	36,76	915	87	33,3
ЭЭРМ	77,5	12	10,4	0	12,68	36,87	895	32,48	36

Следует отметить, что в экспериментальной партии ЭЭРМ содержится в небольшом количестве вода, спирт и РМ. Из табл. 1 видно, что свойства топлив существенно различаются: РМ и ЭЭРМ по сравнению с ДТ имеют соответственно на 14 и 13,5

% отн. меньше низшую теплоту сгорания, на 10 и 8,1 % больше плотность, на 14,1 и 21,9 % больше поверхностное натяжение и в 22,8 и 8,5 раз больше вязкость. Эти различия приводят к разному характеру протекания рабочего процесса двигателя, что, в

свою очередь, сказывается на температурах деталей.

Двигатель и оборудование

Исследования проводились в лаборатории перспективных двигателей кафедры ДВС НТУ «ХПИ» на моторном стенде с тракторным дизелем

СМД 17-Н (4ЧН12/14). Краткая техническая характеристика испытуемого двигателя представлена в табл. 2.

Таблица 2. Краткая техническая характеристика дизеля СМД 17-Н

№ п/п	Наименование параметра двигателя	Значение параметра
1	Расположение и количество цилиндров	Р4
2	Диаметр цилиндра, мм	120
3	Ход поршня, мм	140
4	Рабочий объем, л	6,3
5	Степень сжатия	15,5
6	Номинальная мощность, кВт при частоте вращения, мин ⁻¹	73,6/1800
7	Максимальный крутящий момент, Н·м, при частоте вращения, мин ⁻¹	450/1350
8	Среднее эффективное давление, МПа	0,895
9	Средняя скорость поршня, м/с	8,9
10	Литровая мощность, кВт/л	11,68
11	Запас крутящего момента, %	15
12	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	220 ⁺⁵
13	Масса двигателя, кг	680

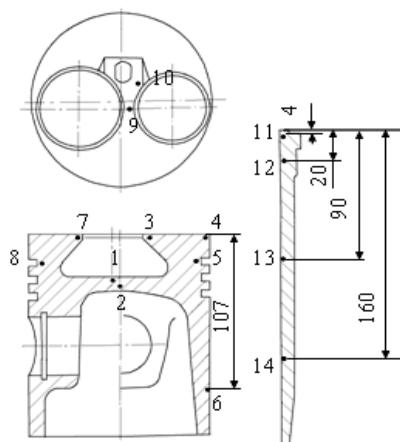


Рис.1. Схема установки термодпар в деталях КС

Для определения теплового состояния деталей камеры сгорания использовались хромель-алюмелевые термодпары, расположенные в характерных точках деталей (рис.1). Измерение температур производилось с помощью контактного термоизмерительного устройства прерывистого типа в автоматическом режиме.

Режимы работы дизеля

Испытания проводились на установившихся режимах работы двигателя, представленных в табл. 3.

Таблица 3. Режимы работы дизеля

№№ режимов	1	2	3	4	5	6	7
Ne, кВт	25,2	37	58,7	69,9	63,2	21,2	1,4
n, мин ⁻¹	1600	1800	1800	1800	1400	1900	1930

Анализ результатов исследования
Сравнительные результаты измерения темпера-

тур деталей КС двигателя при его работе на ДТ и ЭЭРМ приведены на рис. 2.

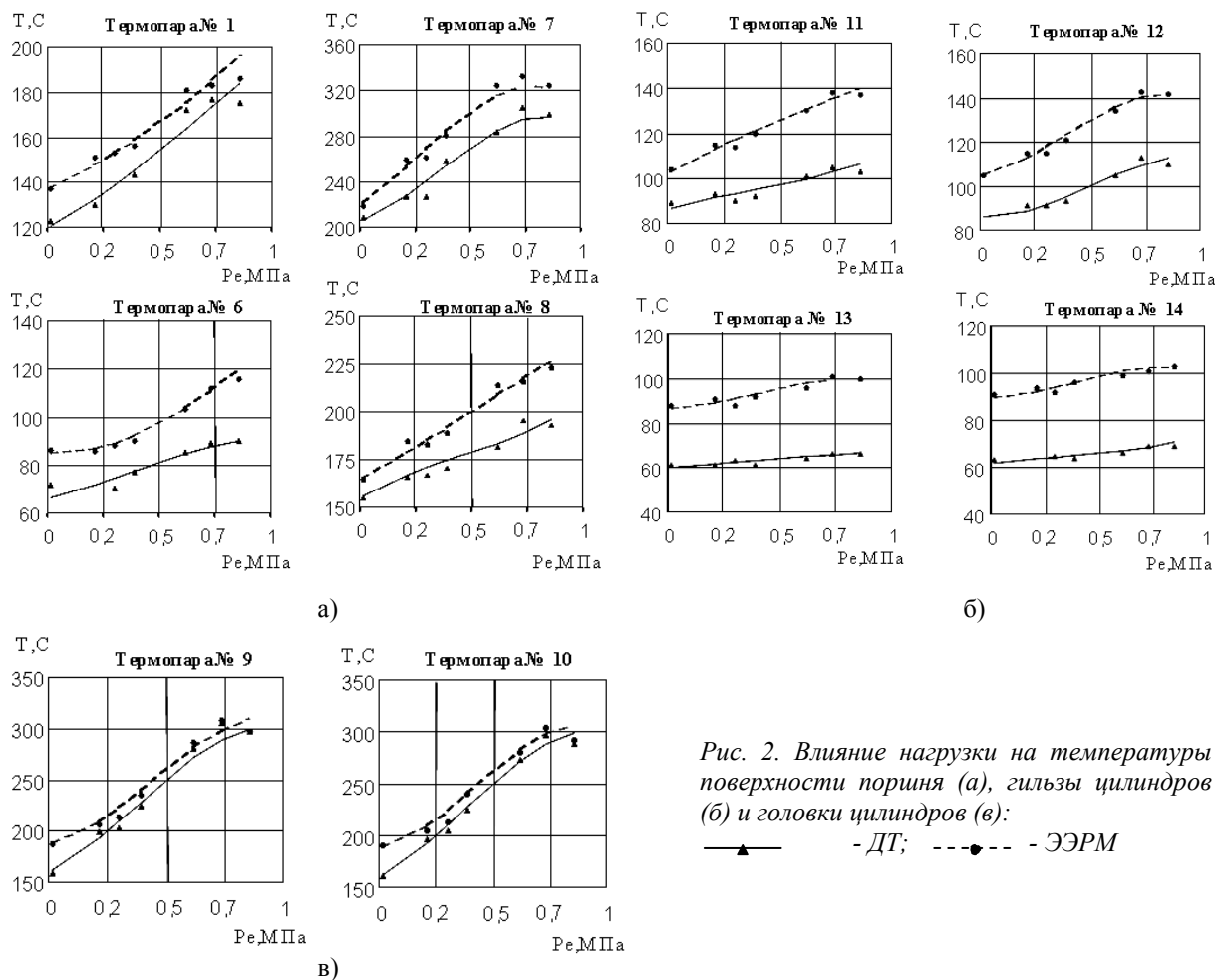


Рис. 2. Влияние нагрузки на температуры поверхности поршня (а), гильзы цилиндров (б) и головки цилиндров (в):

—▲— ДТ; - -●- - ЭЭРМ

Из рис. 2 видно, что на поверхности КС в поршне (термопары 1, 7) при использовании ЭЭРМ температуры выше на величину до 50°C, чем при использовании ДТ. Причем, эта разница увеличивается с ростом нагрузки.

Эта же тенденция наблюдается и для точек, расположенных на поверхности головки цилиндра со стороны КС (термопары 9,10), однако, увеличение температуры здесь незначительно – до 10°C

На боковой поверхности гильзы цилиндров (термопары 11,12,13, 14) и боковой поверхности поршня (термопары 6,8) при использовании ЭЭРМ температуры выше на величину до 40 °C по сравнению с ДТ.

Увеличение температур поверхностей деталей камеры сгорания при использовании ЭЭРМ можно объяснить следующим. В работах [3, 6] была выдвинута гипотеза о взаимосвязи скорости диффузионного сгорания с содержанием кислорода в топливе. При горении капли топлива растительного происхождения, кислород, входящий в молекулу топлива, является более реакционноспособным по сравнению с молекулярным кислородом воздуха. В связи с этим скорость окисления растительных топлив «своим» кислородом выше, чем скорость окисления дизельного топлива. Это, приводит к увеличению скорости диффузионного сгорания и, следовательно, величин температур деталей КС.

Вывод

В результате экспериментального исследования теплового состояния деталей КС дизеля показано, что при работе двигателя на ЭЭРМ температуры поверхностей поршня и головки цилиндров повышаются на величину до 30-50°C.

Список литературы:

1. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: МАДИ(ТУ), 2000. 2. Крал Й., Муньяк А., Франке Г. Эмиссии и их воздействие на окружающую среду при использовании рапсового масла в дизельных моторах // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков.: Харьк. политехн. ун-т, 1999. - № 58. - С. 151-159. 3. Монтримайте К., Лапинскене А., Бернатонис К. Возможности замены топлива в судах на ресурсосберегающий и экологически чистый рапсовый метиловый эфир // Хим. технология. – 2002. - №3. - С. 18-26. 4. Редзюк А.М., Рубцов В.О., Гутаревич Ю.Ф. Проблемы та перспективи викор-

стання рослинної олії як моторного палива // Автошляховик. - 1999. - №1. - С 4-6. 5. Результаты исследований рабочего процесса и токсичности дизеля, работающего на топливах растительного происхождения / Марченко А.П., Минак А.Ф., Слабун И.А., Осетров А.А., Линьков О.Ю., Марков К.В., Аскрепов Д.Н. // Двигатели внутреннего сгорания. –Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. - Вып. 2. С. 33 – 40. 6. Makareviciene V., Yanulis P. Environmental effect of rapeseed oil ethil ester // Renewable Energy 28 (2003). P. 2395 – 2403. 7. He Y., Bao Y. D. Study on rapeseed oil as athernative fuel for a single-cylinder diesel engine // Renewable Energy 28 (2003). P. 1447 – 1453.

УДК 621.436

И.В. Грицук, канд. техн. наук, Д.С. Адров, инж.

УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ КОНВЕРТАЦИИ ЕГО В ГАЗОДИЗЕЛЬ

Введение

Одним из наиболее перспективных путей сокращения расхода дизельного топлива при одновременном выполнении поставленной задачи увеличения моторесурса двигателей и широкого применения газа является перевод дизельных двигателей на газовое топливо. Наиболее распространенным способом перевода дизельного двигателя грузовых автомобилей, автобусов и тракторов является организация газодизельного процесса, то есть замещение части жидкого топлива газом, в большинстве случаев сжатым природным газом.

Для газодизельных двигателей требуется изменение запальной дозы как функции многих переменных. В некоторых реализованных конструкциях, использующих традиционные технические решения, удалось добиться приемлемой сбалансированности противоречивых требований на отдельных установленных режимах.

Однако, предстоящее введение правил ЕЭК ООН № 49-03 с контролем концентраций при непрерывно изменяющихся параметрах работы двигателя, ставит под сомнение возможность выполнения жестких экологических норм даже при значительном усложнении конструкции традиционных систем ГТА.

В условиях непрерывного совершенствования автомобильной техники и ужесточения экологических норм, применение электронных микропроцессорных систем управления не имеет иной альтернативы.

1. Формулирование задачи

Цель - определение и оптимизация основных параметров и характеристик газодизельных двигателей, снижение расхода жидкого топлива и улучшение экологических показателей. Одной из задач проведенных исследований является разработка метода оптимизации конструктивных параметров газодизельных двигателей, обеспечивающего нахождение

оптимальных значений исходя из требования достижения высоких эффективных показателей и минимального расхода топлива. Это дает возможность вычислять параметры узлов и механизмов двигателей и, соответственно, получить максимальные значения. Полученные результаты исследований являются основой для проектирования.

2. Порядок и методы решения задачи

Так с целью изменения величины запальной дозы необходимо задавать определенный закон перемещения рейки ТНВД. Закон перемещения, который и будет определять величину запальной дозы, должен обеспечивать как высокую экономичность и экологичность, так и мощность двигателя. В первую очередь перемещение рейки должно ограничиваться устанавливаемой величиной запальной дозы на минимальных или номинальных оборотах двигателя так и корректироваться на промежуточных режимах работы двигателя с разными степенями нагрузки. Добиться соответствия перемещения рейки необходимым величинам запальной дозы жидкого топлива во всем диапазоне режимов работы двигателя можно только применением микропроцессорного управления ее перемещениями. Минимально необходимые для осуществления такого управления являются данные, получаемые с датчиков числа оборотов коленчатого вала двигателя, разрежения во впускном коллекторе, угла поворота дроссельной заслонки подачи газа и давления газа. На основании показаний этих датчиков микропроцессорный блок по заранее заданному алгоритму рассчитывает оптимальную величину запальной дозы для конкретных условий работы двигателя и передает управляющий сигнал на исполнительный механизм, которым может являться как линейный электродвигатель, так и золотниковый гидроусилитель, приводимые актюатором. Применение микропроцессорного блока управления делает возможным задание нескольких алгоритмов расчета величины запальной дозы жидкого топлива, в зависимости от поставленной задачи в конкретных эксплуатационных условиях – достижение максималь-

ной экономичности или мощности, с возможностью переключения между этими алгоритмами с панели управления автомобилем.

Таким образом, использование предлагаемого устройства позволяет путем задания алгоритмов расчета величины запальной дозы добиться высоких показателей экономичности, экологичности и приемистости двигателя.

В условиях современных требований к экологическим показателям работы двигателя невозможно добиться выполнения их путем внесения изменений только в систему питания. Для обеспечения соответствия нормам по выбросам вредных веществ с отработавшими газами и обеспечения максимальных мощностных показателей необходимо частичное изменение конструкции самого двигателя с учетом особенностей протекания газодизельного процесса и оптимальных параметров смесеобразования и прочих условий для осуществления этого процесса.

С целью выполнения теоретических исследований в области поиска оптимальных конструктивных параметров газодизельного двигателя была разработана специальная программа теплового расчета двигателя в табличном процессоре EXCEL. Разработанная программа позволяет производить комплексный подбор различных конструктивных параметров двигателя и получать результаты мощностных и экономических показателей работы двигателя, а по ним судить о степени совершенства конструкции двигателя в целом. Программа включает оптимизацию по следующим параметрам: степень сжатия двигателя, коэффициент избытка воздуха и величина запальной дозы.

3. Результаты возможных решений задачи

Как показывает теоретический расчет в программе добиться прежнего уровня эффективных показателей работы двигателя возможно при повышении степени сжатия. Увеличение степени сжатия при аналогичных параметрах топливно-воздушной смеси позволяет повысить температуру сгорания, и следовательно добиться желаемых значений мощности и

крутящего момента, соответствующих базовому двигателю. Однако чрезмерное значение степени сжатия при замене части жидкого топлива на газ может привести к детонации последнего, в силу величины октанового числа природного газа. Поэтому подбор степени сжатия в программе может быть произведен только теоретически, а при практическом переоборудовании необходимо проводить испытания с целью подбора этой величины на конкретном двигателе, с учетом параметров камеры сгорания, обеспечения устойчивой воспламеняемости на всех режимах работы двигателя как на жидком топливе так и на смеси газа и жидкого топлива.

Одним из параметров определяющих показателя топливно-воздушной смеси является соотношением количества воздуха в ней и топлива, находящегося в испаренном или распыленном виде. Данное соотношение характеризуется коэффициентом избытка воздуха α . Значение данного коэффициента лежит в пределах от 1,4 до 2,0, и зависит от конструкции камеры сгорания. Анализ данных расчетов произведенных в программе показывает, что с уменьшением значения коэффициента избытка воздуха растет мощность, однако снижение коэффициента избытка воздуха приводит к тому, что возрастает токсичность отработавших газов, а именно увеличивается содержание несгоревших углеводородов. На основании этого анализа значение коэффициента избытка воздуха принято 1,6.

Источником зажигания рабочей смеси у газодизелей является запальная доза дизельного топлива. Величина запальной дозы выбирается из условия устойчивости работы двигателя в режиме холостого хода. Перевод дизеля на газодизельный процесс позволяет сэкономить до 80% дизельного топлива с сохранением мощностных качеств двигателя. Величина запальной дозы должна обеспечивать выполнение нескольких требований: быть максимально маленькой – для обеспечения экономии дизельного топлива, быть достаточной для обеспечения надежного воспламенения газовой составляющей, а также

что немаловажно при использовании штатной топливной аппаратуры дизеля обеспечивать надежный отвод теплоты от распылителя форсунки. Подбор оптимального значения запальной дозы должен производиться в процессе работы двигателя как на холостых оборотах (установка базовой величины запальной дозы) так и на различных режимах работы (корректировка значения). Корректировка величины запальной дозы осуществляется по различным параметрам работы двигателя: нагрузка, частота вращения коленчатого вала, температура охлаждающей жидкости, воздуха. В ходе теоретического исследования анализов расчета программы была выбрана величина запальной дозы 10% на номинальном режиме.

Таким образом, при оптимизации выше перечисленных конструктивных параметров достигаются желаемые значения эксплуатационных показателей.

Конструктивно достичь данной оптимизации возможно изменением формы камеры сгорания и системы питания. Изменения системы питания подразумевает установку выше указанного дозирующего устройства запальной дозы жидкого топлива и системы подачи газа во впускной трубопровод по средствам установки смесителя газа и воздуха.

Практическое применение данной системы организации газодизельного процесса позволит активнее внедрять использование газовых видов топлива на автомобильном транспорте.

Список литературы:

1. Хачиян А.С., Морозов К.А., Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. – М.: Высш. шк., 1985. – 311 с.
2. Долгунов К.С., Говорун А.Г., П'ятичко О.І. Автомобілі з бензогазовими двигунами і газодизелями і особливості конструкції і технічного обслуговування. – К.: Техніка, 1991. – 123 с.
3. Костин А.К., Пугачев Б.П., Коничев Ю.Ю. Работа дизелей в условиях эксплуатации. – Л.: Машиностроение, 1989. – 284 с.

УДК 621.436

*А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, В.А. Пылев, д-р техн. наук,
С.А. Кравченко, канд. техн. наук, В.В. Шпаковский, канд. техн. наук*

ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ГАЗОВОМ ДВИГАТЕЛЕ НА ПРОЦЕСС ВОЗНИКНОВЕНИЯ ДЕТОНАЦИИ

Детонация в цилиндре газового двигателя достаточно сложный, мало изученный процесс. Однако известно, что существует два основных фактора, оказывающих влияние на возникновение детонации – это метановое число (МЧ) топлива и уровень давления в цилиндре во время сгорания.

Увеличение МЧ снижает склонность к возникновению детонации в двигателе, однако его величина непосредственно связана с химическим составом горючего газа, либо смеси газов, используемых в качестве моторного топлива. Влияние изменения МЧ смеси газов, а также связанные с этим резервы снижения склонности к детонации двигателей, работающих на шахтном газе рассмотрены в [1].

Уровень давления в цилиндре во время сгорания топлива можно охарактеризовать величиной максимального давления цикла p_z . То есть, для уменьшения склонности двигателя к детонации необходимо стремиться к снижению p_z . Этого можно достичь в результате:

1. Влияния на характер протекания процесса сгорания, а именно изменением качества смеси, наполнения цилиндра и др.

2. Снижения давления конца сжатия p_c .

Первое направление, например, описано в [2]. Показано, что существует зона бездетонационной работы газового двигателя для определенных значений коэффициента избытка воздуха газовой смеси. Важно отметить, что данное направление требует дальнейших достаточно глубоких исследований влияния на процесс детонации особенностей реальной эксплуатации двигателей, в том числе изменения качественного и количественного состава газового топлива.

Целью представленной работы является исследование резервов повышения детонационной стойкости газового двигателя в соответствии со вторым направлением – путем снижения давления сжатия.

На величину p_c прямопропорционально влияют степень сжатия ϵ и давление наддува p_s .

Уменьшение степени сжатия для снижения вероятности возникновения детонации однозначно приводит к ухудшению индикаторных показателей двигателя, исходя из известной зависимости для теоретического термодинамического цикла с подводом теплоты при постоянном объеме:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}.$$

Следовательно, это мероприятие вызовет не только необходимость увеличения расхода топлива для сохранения мощности двигателя, но и организации увеличенного теплоотвода от элементов камеры сгорания с целью сохранения их ресурса.

Величину требуемого давления наддува в общем случае можно представить функцией [3]:

$$p_s = f(p_e, \eta_e, \eta_v, T_s),$$

где p_e – среднее эффективное давление цикла, η_e – эффективный КПД, η_v – коэффициент наполнения, T_s – температура рабочей смеси на впуске.

При этом, параметры p_e , η_v , T_s имеют прямую связь с величиной давления наддува, а η_e – обратную.

Рассмотрим их влияние.

Среднее эффективное давление цикла является фактором, однозначно определяющим мощность двигателя при неизменной частоте вращения коленчатого вала, поэтому при выполнении исследования принято p_e -const.

В газовом двигателе осуществляется количественное регулирование мощности, следовательно, коэффициент наполнения η_v также не может оказывать независимого влияния на p_s без снижения мощности двигателя.

Температура рабочей смеси на впуске T_s ограничена величиной 40°C исходя из возможности конденсации воды и тяжелых углеводородов, находящихся в газовом топливе.

Следовательно, для возможного снижения величины давления наддува p_s , а значит, и давления в цилиндре в процессе сгорания, необходимо увеличивать эффективный КПД двигателя η_e , и таким образом оказывать влияние на процесс возникновения детонации.

Поскольку

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m,$$

где η_i – индикаторный КПД двигателя,

η_m – механический КПД,

то при сохранении уровня индикаторного КПД величина η_e двигателя однозначно определяется значением η_m .

В свою очередь

$$\eta_m = 1 - \frac{P_{мд} - P_{н.х.}}{P_e},$$

где $P_{мд}$ – среднее давление потерь в механизмах двигателя, $P_{н.х.}$ – среднее давление насосных потерь.

Из приведенной зависимости видно, что при уменьшении $P_{мд}$ механический КПД двигателя увеличивается. При этом следует отметить, что вследствие принятого в исследовании условия p_e -const, изменение величины потерь в механизмах двигателя окажет влияние на значения среднего давления насосных потерь и среднего индикаторного давления.

Таким образом, имеется прямая связь между механическими потерями в двигателе и уровнем давления в цилиндре во время сгорания топлива, влияющим на возникновение детонации.

Значимость этого утверждения проиллюстри-

рована на рис.1. и рис. 2. На указанных рисунках приведены зависимости максимального давления цикла и эффективного КПД двигателя от величины механических потерь, полученные расчетным путем для различных значений степени сжатия. Для расчетного анализа выбран газовый двигатель 20ЧН19/22 фирмы GE Jenbacher, который имеет следующие параметры: $\eta_e = 0,406$, $p_e = 2$ МПа. $\varepsilon = 11$, $P_{мд} = 0,21$ МПа, $p_z = 18$ МПа,

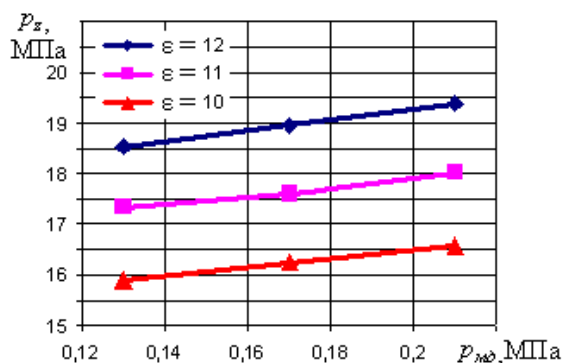


Рис.1. Зависимость максимального давления цикла от величины механических потерь в двигателе при p_e -const

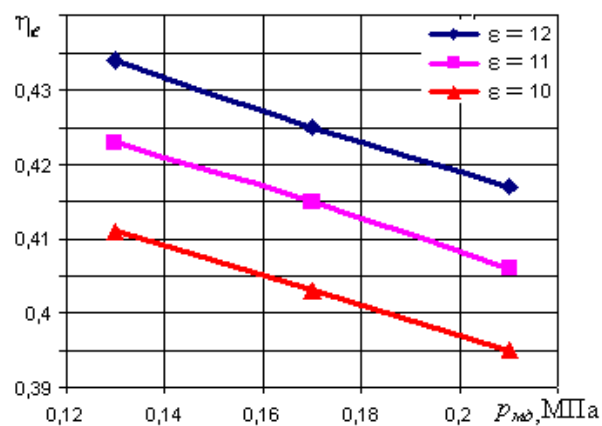


Рис.2. Зависимость эффективного КПД двигателя от величины механических потерь при p_e -const

Как видно из рисунков, уменьшение механических потерь газового двигателя путем снижения среднего давления в механизмах двигателя с $P_{мд} = 0,21$ МПа до $P_{мд} = 0,13$ МПа ведёт к снижению максимального давления цикла p_z до 17,3 МПа. Важно, что при этом улучшается экономичность работы

двигателя – η_e возрастает до 0,423 (на 4,1 %). Также, из рисунков видно, что при уменьшении степени сжатия эффект снижения p_z достигается в большей степени (например, при $\varepsilon = 10$ величина p_z составит 16,6 МПа), однако, при этом значительно ухудшается экономичность работы двигателя – η_e падает до 0,395 (на 2,7 %).

Известно, что около 70% механических потерь в двигателе приходится на пару поршень – гильза цилиндра, поэтому уменьшение потерь на трение в паре методом нанесения на боковой поверхности поршня корундового слоя [4] является одним из путей их снижения.

Таким образом, в результате проведенного исследования установлено, что существует возможность путем уменьшения механических потерь в газовом двигателе снизить склонность к возникновению в нем детонации без изменения свойств топлива, и, что важно, улучшить при этом экономичность работы двигателя и снизить тепловые нагрузки на

детали камеры сгорания.

Список литературы:

1. Пылев В.А., Кравченко С.А., Заславский Е.Г., Прохоренко А.А., Шпаковский В.В. Шахтный газ – моторное топливо для двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С.10-15..
2. Karim G., Li H. Knock in Gas Fueled S.I. Engines. ICAT 2004 - International Conferences on Automotive Technologies Future Automotive Technologies on Powertrain and Vehicle Istanbul/Turkey.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 375 с.
4. Шпаковский В.В., Марченко А.П., Парсаданов И.В., Феоктистов С.А., Масли С.М., Осейчук В.В. Повышение ресурса тепловозных дизелей применением гальвано-плазменной обработки рабочих поверхностей поршней // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С. -98-101

УДК 66.045.1:621.438

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

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯХ СТАЦИОНАРНЫХ ГТУ

Введение

Одним из путей повышения эффективности циклов газотурбинных установок (ГТУ) является применение промежуточного охлаждения воздуха в специальных теплообменных аппаратах – воздухоохладителях. При этом снижаются затраты мощности на привод компрессора, которую можно полезно использовать, (например, на привод ротора электрогенератора). Охлаждающей средой может быть атмосферный воздух, циркуляционная или сетевая вода и пр. При охлаждении атмосферным воздухом и циркуляционной водой теплота, отведенная от сжи-

маемой среды, в основном бесполезно тратится (сбрасывается) непосредственно в атмосферу или через системы оборотного охлаждения. Наиболее рационально отводить теплоту от охлаждаемого воздуха посредством нагрева сетевой воды, и далее использовать ее на технологические или бытовые нужды, например на горячее водоснабжение, что еще больше повышает эффективность использования теплоты в цикле и утилизации сбросной теплоты. Применение регенерации теплоты дополнительно повышает степень ее использования в цикле и утили-

зации. Пример схемы ГТУ с промежуточным воздухоохладителем и регенератором показан на рис. 1.

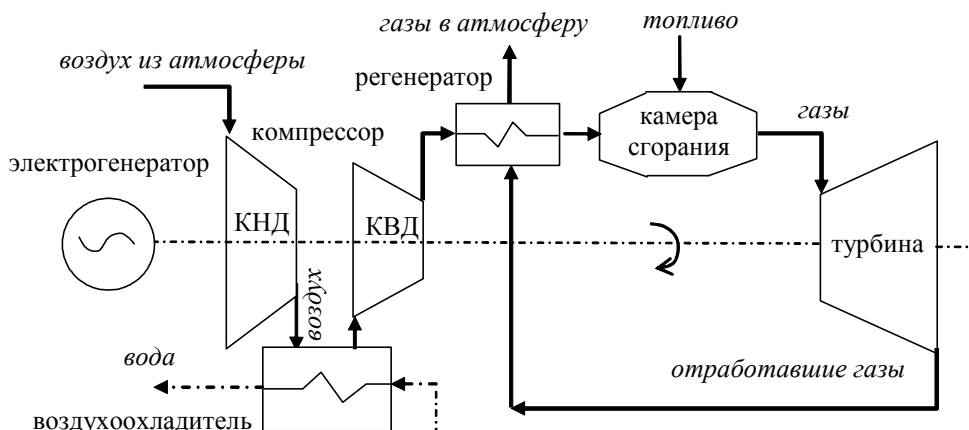


Рис. 1. Схема ГТУ с регенератором-воздухоподогревателем и воздухоохладителем

Постановка задачи

В аппаратах с воздушным охлаждением (АВО) загрязнение поверхностей происходит в основном с наружной стороны и зависит от качества охлаждающего воздуха. В этом случае часть энергии, вырабатываемой компрессором, или потребляемой извне, идет на привод вентилятора. При охлаждении циркуляционной или сетевой водой загрязнение поверхностей происходит в основном с внутренней стороны (со стороны воды) и напрямую зависит от качества охлаждающей воды. В стационарных ГТУ широко используются кожухотрубчатые воздухоохладители с перекрестным током теплоносителей, которые komponуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие теплообменники имеют низкую компактность, большие массогабаритные показатели, но более простые и дешевые по сравнению с другими аппаратами. Как правило, качество циркуляционной или сетевой воды неудовлетворительное, что приводит к загрязнению или полному загрождению отдельных трубок. В процессе эксплуатации количество загрожденных трубок растет, что снижает эффективность воздухоохладителей, и, в итоге приводит к его полному загрождению и вынужденному отключению по воде.

Частичное или полное загрождение поверхностей теплообмена воздухоохладителей (см. пример на рис.2) приводит к увеличению мощности, которую потребляет компрессор, уменьшению эффективной мощности установки и ее КПД, ухудшению качества и параметров нагреваемой воды (например, снижение температуры горячей воды, подаваемой к потребителям). Поэтому разработка методов и средств, позволяющих исследовать и прогнозировать эффективность разрабатываемых, устанавливаемых или действующих воздухоохладителей стационарных ГТУ, является одной из актуальных и важных задач энергосбережения.

Решение

Принято, что интенсивность обмена теплотой между теплоносителями в таких аппаратах определяется коэффициентом теплопередачи k , Вт/(м²·°С).



Рис. 2. Трубная решетка воздухоохладителя

Однако плотность потока теплоты в каждой точке поверхности теплообмена зависит не только от коэффициента k , но и от локальной разности температур теплоносителей (циркуляционной или сетевой воды и воздуха). При этом средняя разность температур теплоносителей в теплообменнике будет отличаться от общепринятой среднелогарифмической или среднеарифметической. Коэффициент передачи теплоты и свойства теплоносителей будут различны в каждой точке поверхности. На этот фактор будут оказывать влияние локальные загрязнения поверхно-

сти и технологические факторы изготовления аппарата. Более корректно отражает интенсивность обмена теплотой в теплообменнике или элементе его поверхности безразмерный параметр – число единиц переноса теплоты NTU_2 [1–6]:

$$NTU_2 = \frac{K \cdot F}{c_{p_n} \cdot G_n}, \quad (1)$$

где "н" и "г" – индексы: "н" – нагреваемый теплоноситель, "г" – греющий теплоноситель;

F – площадь теплопередачи в теплообменнике или элементе поверхности;

c_p и G – удельная массовая изобарная теплоемкость и массовый расход теплоносителя.

Разработаны математическая модель, методики и алгоритмы для исследования процессов в перекрестноточных воздухоохладителях ГТУ, где охлаждающая среда – циркуляционная или сетевая вода. Для аппаратов воздушного охлаждения (АВО) и воздухоподогревателей ГТУ расчетная схема, математическая модель и методика расчета приведены в работах [3, 6]. Обобщенная схема движения теплоносителей и компоновки аппарата – многоходовая с противоточным включением секций (см. рис. 3).

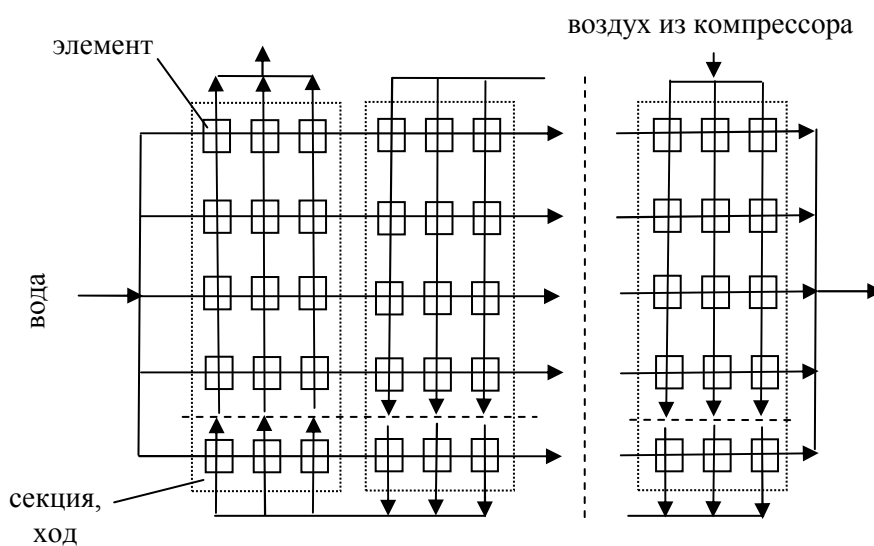


Рис. 3. Расчетная схема воздухоохладителя

В трубчатых и трубчато-ребристых аппаратах среда, которая движется внутри труб (вода), перемешивается в пределах одного ряда труб, между секциями перемешивание отсутствует. Наружная среда (воздух) перемешивается при движении между ребрами, если трубы оребренные, или в пределах ступени турбулентного перемешивания при обтекании неоребренных труб, а также между секциями или ходами. Таким образом, как воздух, так и вода движутся отдельными струями, число которых конечное. Элементами, из которых скомпонован теплообменник, являются простейшие схемы однократного перекрестного тока с полным перемешиванием обоих теплоносителей по ходу. Эффективность каждого элемента из рис. 3 и температуры теплоносителей на выходе из элементов будут выражаться следующим образом [1–3, 6]:

$$P_3 = \frac{1}{\frac{1}{1 - e^{-NTU_{23}}} + \frac{R_3}{1 - e^{-R_3 \cdot NTU_{23}}} - \frac{1}{NTU_{23}}}, \quad (2)$$

$$t_{n_{23}} = t_{n_{13}} + P_3(t_{r_{13}} - t_{n_{13}}); \quad (3)$$

$$t_{r_{23}} = t_{r_{13}} - P_3 R_3(t_{r_{13}} - t_{n_{13}}), \quad (4)$$

где "э" – индекс, обозначающий, что параметры определяются в элементе;

"1", "2" – индексы, "1" – вход, "2" – выход;

R – отношение водяных эквивалентов теплоносителей, $R = \frac{c_{p_n} \cdot G_n}{c_{p_r} \cdot G_r}$.

При составлении алгоритма решения системы уравнений (2)–(4), которые записываются для каждого элемента из рис. 3, учитывается схема взаимного соединения элементов и перемешивание теплоносителя между ходами и на выходе из аппарата. По ходу движения теплоносителей вычисляются потери давлений от трения и местные потери. Эффективность каждого элемента P_3 определяется с учетом различия свойств теплоносителей и материалов стенок труб. При этом учитываются начальные участки каналов и локальное распределение коэффициентов теплоотдачи. Так как схема движения противоточ-

ная, то для уточнения эффективностей элементов используется интервально-итерационный метод [4, 6].

Проведен анализ эффективности промежуточного воздухоохладителя двухступенчатого компрессора ГТУ (см. рис. 1): расход воздуха – 500 м³/мин (10,04 кг/с); расход циркуляционной воды – 70 кг/с; давление воздуха после КНД – 0,25 МПа; давление циркуляционной воды – 0,8 МПа; температура воздуха после КНД – 130°C; температура циркуляционной воды после оборотной системы охлаждения – 30 °С.

Один ход воздухоохладителя состоит из неоребренных труб длиной 1 м с наружным диаметром 28 мм, внутренним диаметром 24 мм, шероховатостью 0,6 мм. Число ходов по воздуху – 4. Шаг разбивки труб в пучке – 40 мм. Количество труб в ряду и число рядов труб по ходу воздуха – 18 шт. Площадь наружной поверхности – 107,7 м². Число элементов (струй) на трубе принято равным 100. Таким образом, общее число элементов в ходу – 1800.

На рис. 4 приведены результаты исследования вышеописанного воздухоохладителя. Для сравнения полученных результатов проведен подобный анализ по традиционной интегральной методике [5], где используются эмпирические зависимости. В этом случае свойства теплоносителей определяются по среднеарифметическим температурам и давлениям во всем аппарате, параметры теплообменника равномерно распределены по теплообменнику и ходам, вода между ходами перемешивается. В результатах расчета по предлагаемой методике существует неравномерность распределения числа единиц переноса теплоты NTU_2 в каждой точке аппарата. Проведенное сравнение итоговых данных по предложенной и традиционной интегральной методике [5] показало, что расхождение результатов составляет менее 1,5 %.

Как видно из данных расчета (рис. 4), при заглушении труб в результате загрязнения температура охлаждаемого воздуха на выходе из аппарата (расчетная 40°C) существенно увеличивается (до 59°C

при заглушении 50 % и до 86÷88°C при заглушении 80 %). Неравномерность распределения заглушенных труб по аппарату начинает проявляться при заглушении более 50 % труб. Если заглушенные трубы расположены преимущественно снизу (см. рис. 2), то эффективность охлаждения будет меньше, чем при равномерном их заглушении по рядам (см. рис. 4). Температура воздуха после КВД при давлении 6 атм.

будет составлять: ≈150°C при чистом воздухоохладителе; 175°C при заглушении 50 % труб; 215°C при заглушении 80 % труб; 272°C при полном заглушении. Мощность, потребляемая компрессором, будет увеличиваться на: 3 % при заглушении 50 % труб; 7,5 % при заглушении 80 % труб; 14 % при полном заглушении.

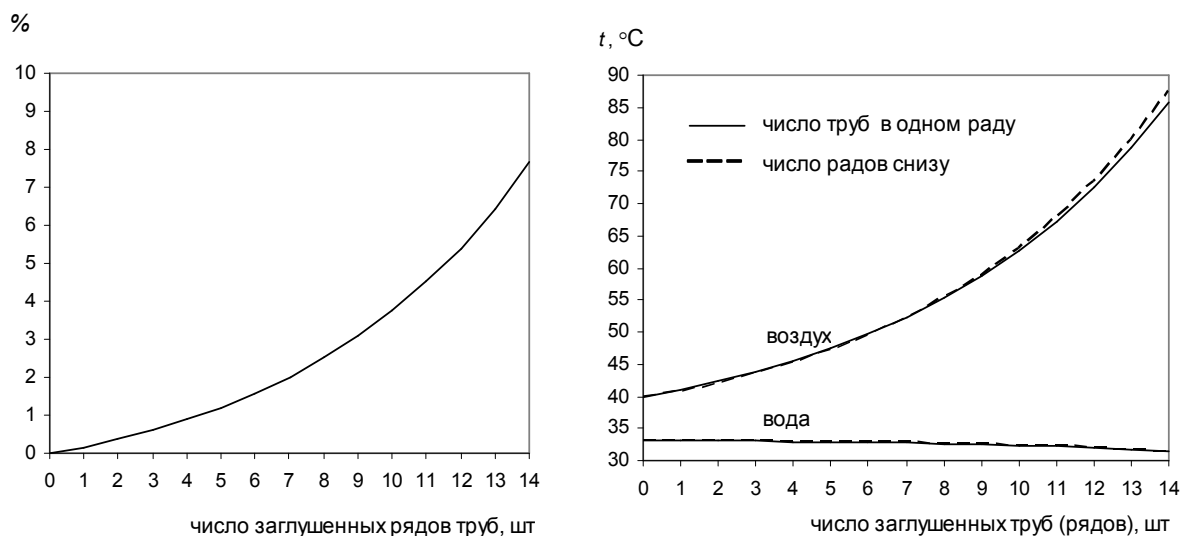


Рис. 4. Процент увеличения мощности, потребляемой компрессором, и температуры сред на выходе из воздухоохладителя в зависимости от числа заглушенных труб

Выводы

Разработанные математические модели, методики и алгоритмы позволяют получить распределение локальных параметров в воздухоохладителе с учетом особенностей процессов, происходящих в каждой точке теплообменника. Исследовано влияние на эффективность аппарата числа заглушенных труб в связи с их загрязнением из-за неудовлетворительного качества циркуляционной воды. С помощью разработанной методики можно исследовать и прогнозировать эффективность и ресурс вновь разрабатываемых, устанавливаемых, действующих или модернизируемых аппаратов с учетом различных загрязнений, отложений, мест их скопления, толщины и их состава в процессе эксплуатации установок.

Список литературы:

1. Справочник по теплообменникам: Пер. с англ.: В 2 т./Под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова.– М.: Энергоатомиздат, 1987.– Т.1. – 560 с.
2. Кейс В.М., Лондон В.М. Компактные теплообменники: Пер. с англ. В.Я. Сидорова/Под ред. Ю.В. Петровского.– М.: Энергия, 1967. – 223 с.
3. Ганжа. А.Н., Марченко Н.А. Анализ эффективности аппаратов воздушного охлаждения//Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – № 1. – С. 81 – 85.
4. Каневец Г.Е., Зайцев И.Д., Головач И.И. Введение в автоматизированное проектирование теплообменного оборудования. – К.: Наук. думка, 1985.– 232 с.
5. Стационарные газотурбинные установки/Под ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тырышкина.– Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 543 с.
6. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоподогревателе газотурбинной установки//Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. – №1, С. 94-97.

КОМПЕНСАЦИЯ МИКРОДЕФОРМАЦИЙ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Введение

Качество и надежность работы ДВС находятся в прямой зависимости от точности реализации геометрических размеров деталей, входящих в конструкцию. Особенно это актуально для элементов, составляющих кинематические пары. Многолетний опыт разработки и изготовления поршневых машин позволяет наглядно проследить тенденции их совершенствования, связанные с повышением точности деталей, составляющих кинематические пары. Так, например, российский изобретатель И. И. Ползунов, делая первую паровую машину, проверял зазоры в ней екатерининским пятакон, толщина которого достигала 6 мм. Джеймс Уатт с гордостью сообщал, что в его машине между поршнем и цилиндром «нельзя просунуть даже маленький палец» [1]. За два с лишним века совершенствования поршневых машин существенный рост технических характеристик происходил с одновременным повышением точности изготовления деталей и уменьшением зазоров в кинематических парах. В современных ДВС зазоры между поршнем и цилиндром измеряются десятками микрон, а в некоторых агрегатах ДВС, например, плунжерных насосах высокого давления, зазор между втулкой и плунжером измеряется единицами микрон.

Совершенствование конструкции ДВС, связанное с повышением уровня весового совершенства двигателей, привело к тому, что на работоспособность механических узлов существенное влияние начали оказывать не только рабочие нагрузки, но технологические особенности сборки. Сборочные погрешности носят наследственный характер, так

например, сборочные деформации могут приводить к отклонениям формы деталей, близких по величине к значениям предельных допусков. Вопросам исследования технологической наследственности посвящены работы А.М. Дальского [2], П.И. Ящерицина и др. В то же время управление процессом технологического наследования не может обеспечить полного исключения свойств деталей, отрицательно влияющих на работоспособность кинематических пар ДВС.

1. Формулирование проблемы

Деформирование деталей в процессе сборки приводит к существенному изменению их формы. Так например, в работе [3] показано, что сборка головки с блоком цилиндров ДВС приводит к значительному формоизменению поверхности зеркала цилиндра, что сказывается на ресурсе, надежности двигателя и его кинематическом КПД. На рис.1 показан один из графиков изменения макрогеометрии отверстия гильзы цилиндра дизеля 12ЧН18/20 при запрессовке гильзы и после затяжки силовых шпилек в процессе сборки. Наблюдается существенное изменение овальности отверстия гильзы, которая в 10 % всех измерений превзошла границы поля допусков. По результатам исследований для компенсации влияния сборочных деформаций было предложено изменить конструкцию сопрягаемых деталей и технологию сборки соединения.

Проведенные в работе [3] исследования базировались на измерении перемещений отдельных точек зеркала цилиндра, что приводит к потере части информации о реальном характере формоизменения зеркала цилиндра при выполнении сборочных операций. Такой подход допустим для крупногабарит-

ных ДВС, где рабочие зазоры в кинематических парах измеряются сотнями микрон, а проблема весового совершенства не является актуальной.

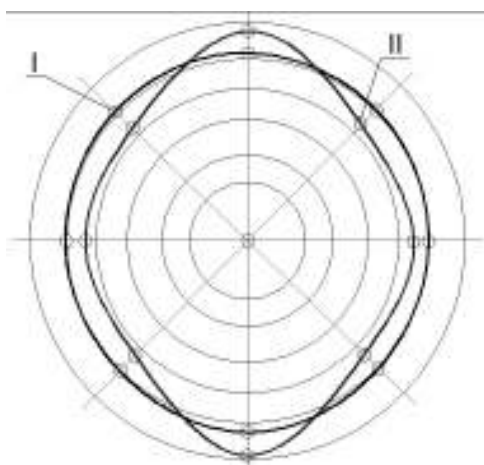


Рис.1. Изменение макрогеометрии отверстий гильз (по [3]): I – после запрессовки; II – после затягивания шпилек

Для широкораспространенных ДВС, реализованных на основе блок-картерных конструкций, в которых поверхность блока цилиндров используется в качестве рабочей, такой подход не может быть признан оптимальным. В таких конструкциях, особенно малогабаритных, воздействие рабочих и сборочных нагрузок вызывает более сложное формоизменение контактирующих поверхностей кинематических пар, а необходимость обеспечения высокого весового совершенства конструкции приводит к усложнению геометрической формы деталей. Это значительно усложняет расчетный анализ состояний и процессов в кинематических парах ДВС, а экспериментальное исследование деформирования поверхностей кинематических пар затруднено в силу наличия зон высокоградиентных деформаций. Кроме того, прецизионные элементы кинематических пар в ДВС зачастую являются частью геометрически сложных деталей (блок-картер, головка), изменение геометрического облика которых сопряжено со значительными финансовыми затратами. В этом случае особую роль приобретает возможность оценки при-

менимости новых технологических решений, не требующих существенного изменения геометрического облика конструкции.

Таким образом, для оптимизации конструкции и технологии изготовления кинематических пар ДВС необходимо повышение информационной насыщенности процесса разработки и доводки конструкции, что требует применения расчетно-экспериментальных методов, оперирующих не дискретной информацией, а интегральными полями перемещений и деформаций.

2. Решение проблемы

В наибольшей степени указанным требованиям отвечают лазерно-интерференционные методы, которые позволяют проводить измерения полей перемещений и деформаций на натуральных объектах. Исследованиям могут быть подвергнуты как отдельные детали, так и конструкции в сборе. Чувствительность методов обеспечивает проведение измерений в диапазоне перемещений 0.1 - 100 мкм. Бесконтактность и безынерционность позволяет проводить эксперименты в широком диапазоне статических и динамических нагрузок. Регистрируемое поле перемещений содержит информацию одновременно для множества точек объекта, а результат может быть представлен в виде пространственных векторов перемещений.

Практическое применение лазерно-интерференционных методов исследования деформаций и перемещений деталей и узлов ДВС показывает их высокую информативность. Так, в работе [4] приведены описание устройства и метода получения поля радиальных деформаций зеркала цилиндра двигателя внутреннего сгорания ЗМЗ 406.10. На рис.2, для примера, представлена интерферограмма деформации зеркала цилиндра протяженностью 50мм от плоскости стыка блок-головка. Измерительная схема позволила получить поле радиальных перемещений и представить его в виде панорамной развертки.

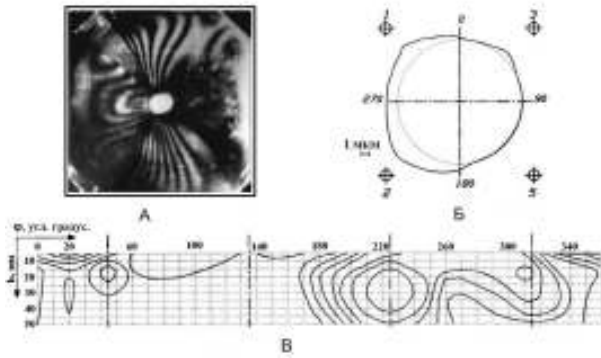


Рис.2. А-интерферограмма; Б - формоизменение сечения цилиндра. В – панорамная развертка поля перемещений

Анализ формоизменения поперечного сечения зеркала цилиндра позволяет установить, что для данной конструкции затяжка болтов крепления головки с блоком цилиндров приводит к существенно неравномерному изменению сечения цилиндра, весьма далекому от простой, овальной формы. Максимальные величины локальных перемещений достигают 35-40 микрон, что сопоставимо с нормативными зазорами между поршнем и цилиндром. Реализованные сборочные деформации приводят к снижению технических характеристик ДВС.

Различия в жесткости зон установки крепежных элементов также оказывает существенное влияние на величину деформации зеркала цилиндра. Вполне очевидно, что при одинаковых усилиях затяжки болтов, реализуемые деформации значительно отличаются.

Для компенсации влияния сборочных деформаций на формоизменение рабочих поверхностей цилиндров представляется весьма эффективным использование экспериментальных данных с целью верификации конечноэлементных математических моделей сопрягаемых деталей с целью их конструктивного изменения и уменьшения нежелательных деформаций. Этот же подход с применением CAD\CAE технологий может быть использован и при отработке логически обоснованной технологии

неравномерной затяжки крепежных единиц в групповом резьбовом соединении головка-блок цилиндров.

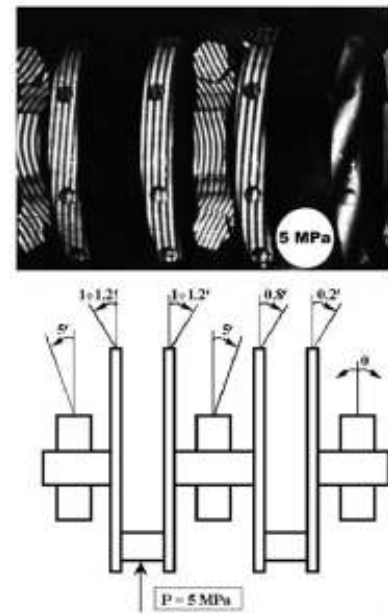


Рис.3. Микродеформации опор коленчатого вала

Однако большое число факторов, влияющих на совместную работу деталей кинематического соединения, не всегда позволяют изменением конструкции или технологии сборки в достаточной степени уменьшить влияние нежелательных деформаций. Так, например, кинематические пары коленчатого вала ДВС в процессе работы подвергаются переменным деформациям. На рис.3 представлены поля деформации опор коленчатого вала при нагружении усилием, соответствующим максимальному давлению в камере сгорания. Изменение нагрузки приводит к постоянному изменению геометрических характеристик контактирующих поверхностей. Анализ полей перемещений позволяет установить, что в данном случае целесообразно применение материалов, обеспечивающих компенсацию локальных микродеформаций за счет постоянного «перетекания» части поверхностного слоя контактирующих деталей. Такую возможность обеспечивает, например, применение политетрафторэтилена (ПТФЭ, фторо-

пласт-4, “Teflon”) – термостойкого термопласта. При использовании субмикронных частиц ПТФЭ (от 0,1 до 0,6 мкм.) в узлах трения удается не только получить необычно высокую адгезию политетрафторэтилена, но использовать свойство «псевдотекучести» фторопласта, когда частицы запрессовываются в микропоры, микронеровности, зоны выкрашивания и образуют долговечное покрытие, компенсирующее локальное поле микродеформации. Помимо значительного уменьшения импульсных нагрузок, трения и износа, покрытия из ультрадисперсного ПТФЭ обеспечивают дополнительную антикоррозионную защиту деталей кинематических пар. Последнее свойство представляется весьма важным при использовании перспективных биотоплив с кислородосодержащими добавками.

Термостойкость ПТФЭ позволяет использовать такое покрытие и для компенсации обнаруженных микродеформаций цилиндра ДВС, что положительно сказывается на экологических характеристиках двигателя, его ресурсе и надежности.

Заключение

Исследование микродеформаций прецизионных кинематических пар показывает, что применение лазерно-интерференционных методов для контроля

полей перемещений деталей и узлов обеспечивает возможность целенаправленной конструктивной и технологической доработки кинематических пар для повышения технических характеристик ДВС.

Список литературы:

1. В. А. Четвергов, С. М. Овчаренко. *Научно-технический прогресс и проблема надежности техники: Конспект лекций по дисциплине «Надежность и диагностика локомотивов»/ Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2002. 33 с.*
2. Дальский А.М., Кулешова З.Г. *Сборка высокоточных соединений в машиностроении.* - М.: Машиностроение, 1998. - 302с.
3. Бочкарев В.Н., Яхьяев Н.Я. *Расчетно-экспериментальные модели напряженно-деформированных деталей сложной конструкции в судовом машиностроении: Монография / Дагестанский филиал АН СССР, 4988, 173 с.*
4. Кесарийский А.Г. *Влияние затяжки групповых резьбовых соединений на деформацию блока цилиндров двигателя внутреннего сгорания //В сборнике научных статей " Прогресс-Технология-Качество: Труды Второго конгресса двигателестроителей Украины с иностранным участием, Киев-Харьков-Рыбачье, 22-25 сентября 1997г.* .- Харьков, ИМиС, 1997, С.235-237.

УДК 621.43.016.4

В.В.Шпаковский, канд. техн. наук, В.В. Осейчук, инж.

ВЛИЯНИЕ КОРУНДОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЕЙ ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА ЧМЭ-3 НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ

Введение

Возрастающие требования к надёжности и долговечности тепловозных дизелей вызывают необхо-

димость применения для деталей камеры сгорания (КС), материалов с высокими теплостойкими, антифрикционно- и износостойкими свойствами. Термо-

напряженное состояние деталей КС приводит к разупрочнению материала поршней, усиленному износу канавок под верхнее компрессионное кольцо и цилиндрической части поршней, вызывает износ в верхней части гильз цилиндров. Для тепловой защиты деталей КС применяют теплоизолирующие накладки на головки поршней, на днища крышки цилиндров, нирезистовые вставки под верхнее поршневое кольцо и теплоизолирующие покрытия на поршни и гильзы цилиндров. Однако эти мероприятия не всегда решают проблему повышения ресурса двигателей.

Анализ последних исследований и публикаций

Теплоизолирующие покрытия должны обладать низкой теплопроводностью, высокой теплостойкостью и адгезией к основному металлу, выдерживать механические и тепловые удары. Этими свойствами обладают двуокись циркония и оксид алюминия. Однако теплоизолирующие покрытия не нашли сколько-нибудь широкого применения. Из-за большой разницы теплового расширения оксидной керамики и металла деталей КС происходит отслаивание покрытия. Разработана технология оксидокерамических покрытий на поршнях из алюминиевых сплавов [1]. В этом случае формирование покрытий происходит за счёт микродугового оксидирования алюминиевой поверхности самой детали и покрытие обладает более высокой адгезией с алюминиевой основой. Но некоторые исследователи [2] считают, что применение однофазных оксидных плёнок для теплоизоляции деталей КС нецелесообразно, так как стыки поверхностей будут разрушаться из-за большого разброса в коэффициентах термического расширения покрытия и подложки. Проблему могут решить многокомпонентные и многофазные керамические слои, имеющие коэффициенты линейного расширения, близкие к аналогичному коэффициенту

детали КС, образованные методом анодного микродугового оксидирования. Такой керамический слой получают с помощью установки МДО-2, представляющей собой трёхфазный источник питания, формирующий импульсы выпрямленного напряжения частотой 150 Гц и амплитудой до 450 В, в сложном компонентном щелочном электролите состава $\text{KOH} + \text{Na SiO} + \text{SiOnHO}$ с добавками фосфорсодержащих ингредиентов в гальваностатическом и потенциостатическом режимах. Обработка в гальваностатическом режиме ведётся при напряжении до 250 В и плотности тока около 20А/дм. При этом выход на режим устойчивого процесса АМДО составляет 25-30 мин, а затем идёт формирование оксидной керамики до толщины 60 мкм. В этом случае «сформировать покрытие требуемой толщины за экономически целесообразный промежуток времени едва ли удастся». Для сокращения времени обработки можно увеличить плотность тока до 25 А/дм, но при этом растёт напряжение и микродуги срываются в дуги, прожигающие поверхностный слой.

При потенциостатическом режиме работоспособный керамический слой на литейных сплавах получают при рабочих напряжениях 270 – 300В. Однако в процессе обработки растёт плотность тока и при напряжении более 300В происходит срыв разряда в дугу и появляются прожоги. В результате экспериментов были получены теплозащитные покрытия на днище поршня и головке цилиндра двухтактного двигателя с воздушным охлаждением. Стендовые сравнительные испытания двигателя показали уменьшение вероятности заклинивания поршня во время работы на повышенных частотах, увеличение максимальной мощности в среднем на 6% и снижение расхода топлива на 3,2%.

Цель и задачи исследования

Целью данной работы было создание работоспособного корундового теплоизолирующего по-

верхностного слоя на поршнях (диаметром 310 мм) дизеля маневрового тепловоза ЧМЭ-3 и проведение сравнительных ресурсных эксплуатационных испытаний. Была поставлена задача: оценить эффективность применения поршней с корундовым поверхностным слоем для повышения надёжности и долговечности работы деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) дизеля тепловоза.

Изложение основного материала

Образование на поршнях поверхностного корундового слоя толщиной до 0,3 мм осуществлялось на полупромышленной установке Корунд-3 методом гальвано-плазменной обработки [3] в щелочном электролите при рабочем напряжении 1000-1200 В при плотности тока до 100 А/дм. Технология гальвано-плазменной обработки имеет более высокую скорость формирования корундового керамического слоя за счёт высокой плотности тока, позволяет обрабатывать достаточно большие поверхности. Из поверхностного слоя детали удаляются неметаллические примеси и легкоплавкие соединения, имеющие малую адгезию к основному металлу и более низкую теплоустойчивость. При этом корундовый слой приобретает высокую микротвёрдость до 20 ГПа и теплоустойчивость до 1200С. Корундовый слой был нанесен на головки всех 6 поршней. На втором и пятом поршнях дополнительно был образован корундовый слой на кольцевых перемычках, а на первом и шестом поршнях корундовый слой был образован на всей рабочей поверхности, то есть на головке, кольцевом поясе и цилиндрической части.

Проведение ресурсных эксплуатационных испытаний дизеля тепловоза с поршнями с корундовым поверхностным слоем началось с марта 1993 г. и продолжается по настоящее время. При проведении текущих ремонтов производится осмотр и обмер гильз цилиндров и поршней. До 29 сентября 2005 г. дизель отработал более 93660 моточасов. Значение

величины среднего износа цилиндрической части поршней первой ЦПГ (в первом и шестом цилиндрах) с корундовым слоем на всей поверхности, было наименьшим и составило около 30 мкм. Значение величины среднего износа цилиндрической части поршней с корундовым слоем на головке и кольцевом поясе второй ЦПГ (во втором и пятом цилиндрах) составило 85 мкм. Наибольшее значение величины среднего износа цилиндрической части поршней с корундовым слоем только на донышке было у третьей ЦПГ (в третьем и четвёртом цилиндрах). Оно составило 110 мкм (рис.1).

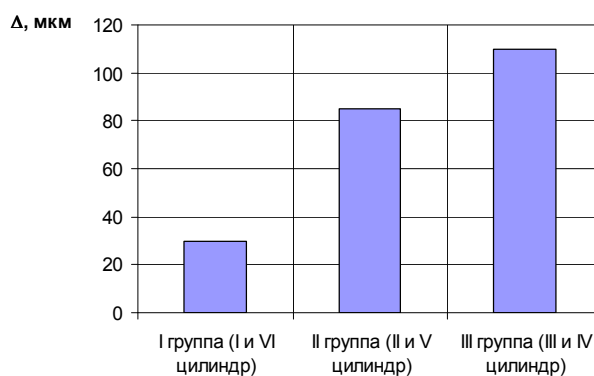


Рис. 1. Величина среднего износа цилиндрической части поршней серийного дизеля после наработки 93660 моточасов по группам

Аналогичное распределение по ЦПГ и величин износа верхних канавок поршневых колец после наработки 93660 моточасов. Средний износ верхних канавок поршневых колец поршней первой ЦПГ составил 250 мкм, второй ЦПГ – 340 мкм и третьей ЦПГ- 390 мкм (рис.2).

Износ гильз цилиндров в процессе ресурсных эксплуатационных испытаний опытного дизеля приведен на рис.3.

Величина среднего износа гильз в первой ЦПГ (в первом и шестом цилиндрах), в которой были установлены поршни с корундовым слоем на головке, кольцевом поясе и цилиндрической части, составила 85 мкм, среднего износа гильз второй ЦПГ (во вто-

ром и пятом цилиндрах), в которой были установлены поршни с корундовым слоем на головке и кольцевом поясе – 90 мкм и в третьей ЦПГ (в третьем и четвертом цилиндрах) – 105 мкм (рис.4).

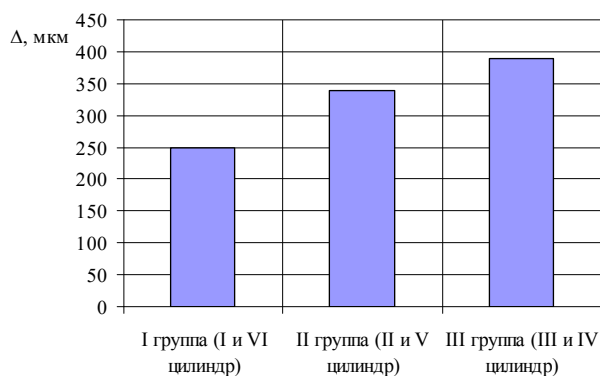


Рис. 2. Величина среднего износа верхних канавок поршневых колец опытного дизеля после наработки 93660 моточасов

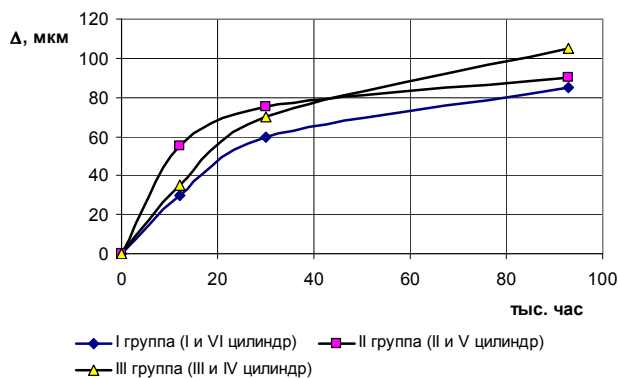


Рис. 3. Износ гильз цилиндров опытного дизеля в период ресурсных испытаний

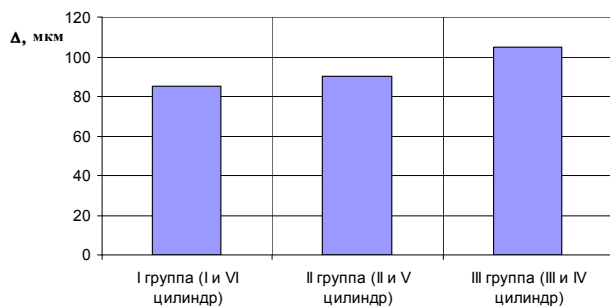


Рис. 4. Величина среднего износа гильз цилиндров опытного дизеля после наработки 93660 моточасов по группам

Износ гильз цилиндров дизеля тепловоза с серийными поршнями в период эксплуатационных испытаний приведен на рис.5.

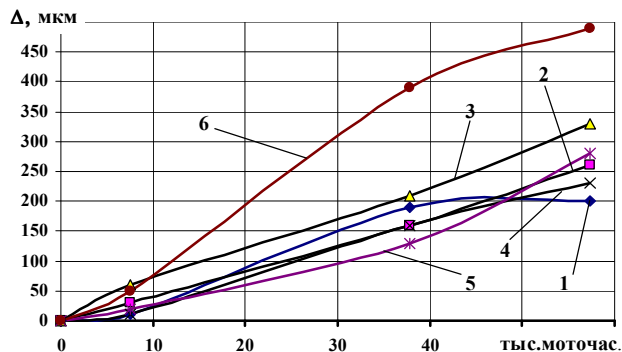


Рис. 5. Износ гильз цилиндров серийного двигателя в период эксплуатационных испытаний
1 – 6 – номера гильз цилиндров

Величина среднего износа всех шести гильз дизеля опытного тепловоза после наработки 93660 моточасов составила 93,3 мкм, а величина среднего износа гильз дизеля тепловоза с серийными поршнями, работавшего в условиях того же депо, после наработки 57330 моточасов составила 310 мкм (рис.6).

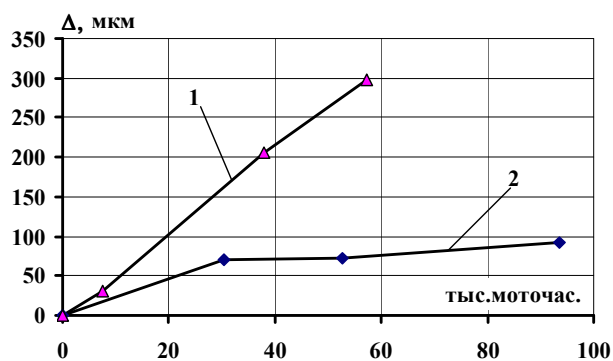


Рис. 6. Усредненный износ гильз цилиндров:
1 – серийный дизель; 2 – опытный дизель

Выводы

1. После наработки 93660 моточасов поршни с корундовым слоем по всей наружной поверхности имеют наименьший износ цилиндрической части и

верхних канавок поршневых колец, а наибольший износ имеют поршни с корундовым слоем только на головке поршня.

2. Износ гильз цилиндров дизеля серийного тепловоза более чем в 3 раза превышает износ гильз дизеля опытного тепловоза при одинаковой нагрузке.

3. Наименьший износ имеют гильзы цилиндров первой ЦПГ, оснащенной поршнями с корундовым слоем на всей рабочей поверхности. Несколько больший износ имеют гильзы цилиндров второй ЦПГ, оснащенной поршнями с корундовым слоем на головке и кольцевом поясе. Самый большой износ имеют гильзы цилиндров третьей ЦПГ, оснащенной поршнями с корундовым слоем только на головке поршня, но и он в 3 раза меньше износа гильз дизеля с серийными поршнями.

4. Низкий коэффициент трения корундовой поверхности способствует снижению величины износа цилиндрической части поршней, кольцевых канавок

и гильз цилиндров, однако решающее влияние на снижение износа деталей ЦПГ оказывает теплоизолирующее воздействие корундового слоя на доньшке поршня на процесс горения в камере сгорания дизеля.

Список литературы:

1. Клапків М.Д. Визначення фізико-хімічних параметрів процесу синтезу в електролітній плазмі оксидо-керамічних покриттів на алюмінієвих сплавах. Автореферат д-ції кандидата тех. наук. – Львів, 1996 р. – 19 с.
2. Чигирінова Н.М., Чигирінов В.В., Чигирінов В.Е. Оксидные керамические покрытия-эффективная тепловая защита рабочих поверхностей деталей ЦПГ // Автомобильная промышленность, 2004, №6, с 30-34.
3. Шпаковский В.В. Поршни с корундовой поверхностью. Материалы международной конференции «Технологии ремонта машин и механизмов» РЕМОНТ-98, Киев, 1998.-С.21.

УДК 621.577

**Б.Д. Билека, инж., Н.И. Радченко, инж., А.А. Сирота, канд. техн. наук,
Д.В. Коновалов, инж.**

ТРИГЕНЕРАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ОХЛАЖДЕНИЯ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА СУДОВЫХ ГТД

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Судовые ГТД эксплуатируются в широком диапазоне температур наружного воздуха, что обусловлено как изменением района плавания, так и сезонными их колебаниями. Повышение температуры наружного воздуха приводит к существенному снижению мощности и КПД двигателей, поэтому проблема повышения их эффективности при повы-

шенных температурах воздуха на входе стоит в судовой энергетике остро. Весьма целесообразным представляется охлаждение воздуха с помощью холодильных машин, использующих теплоту уходящих газов.

Значительные резервы повышения эффективности ГТД связаны с промежуточным охлаждением сжатого воздуха. Благодаря высокой температуре (120...140 °С и выше) сжатый воздух можно рас-

смаатривать не только в качестве объекта охлаждения, но и как источник теплоты, которую целесообразно использовать для производства холода в ТХМ с температурой 5...10 °С. В этом случае имеет место двойной эффект: за счет промежуточного охлаждения сжатого воздуха, являющегося источником тепловой энергии для теплоиспользующей холодильной машины (ТХМ), и в результате понижения температуры наружного воздуха на входе за счет произведенного в ТХМ холода. Производство холода в дополнение к механической или (и) электрической и тепловой энергии (когенерации) известно как тригенерация [1–3].

Известны результаты исследований по охлаждению воздуха ГТД с помощью воздушных турбокомпрессорных холодильных машин [4, 5]. Но КПД воздушных холодильных машин довольно низкий, а сами установки сложны и громоздки. Что касается теплоиспользующих холодильных машин абсорбционного типа, то им также свойственны повышенные габариты (соответственно и аэродинамическое сопротивление), и целесообразность их включения в газовый и воздушный тракты ГТД весьма проблематична. Конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации отличаются ТХМ эжекторного типа, в которых эжектор выполняет функцию компрессора [6, 7]. Включение тригенерационных контуров на базе таких ТХМ в ГТД не приведет к заметному усложнению последних. В ТХМ используются низкокипящие рабочие тела (НРТ), что позволяет утилизировать теплоту сравнительно низкого температурного уровня, например уходящих газов после утилизационного пароводяного котла.

Целью исследования является оценка эффективности применения систем тригенерации для охлаждения циклового воздуха ГТД.

2. Анализ эффективности применения тригенерации для охлаждения циклового воздуха ГТД

Эффективность тригенерации анализировалась для случаев предварительного и промежуточного охлаждения циклового воздуха ГТД путем использования теплоты уходящих газов и сжатого воздуха между компрессорными ступенями. Система тригенерации на базе эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов после утилизационного котла для охлаждения наружного воздуха на входе ГТД (рис. 1), состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросилового контур включает в себя генератор парообразного НРТ, установленный в газоразводном тракте ГТД после утилизационного котла, паровой эжектор, выполняющий одновременно функции детандера силового контура и компрессора холодильного контура, конденсатор и насос подачи жидкости в генератор. В холодильный контур помимо указанных выше эжектора и конденсатора входят дроссельный клапан и испаритель.

Температура уходящих газов на входе в испарительную секцию генератора паров НРТ высокого давления (после пароводяного утилизационного котла) принималась $t_{г1} \approx 180$ °С, а после испарительной секции генератора $t_{г.н2} = t_g + 20$ °С, где t_g – температура кипения НРТ, принималась равной 120 °С. В качестве НРТ применен озонобезопасный хладагент R142b [7]. При этом в соответствии с термодинамическим циклом эжекторной холодильной машины и тепловыми балансами по газу и НРТ температура уходящих газов после экономайзерной секции генератора тригенерационного контура устанавливается на уровне $t_{г2} \approx 100$ °С, вполне допустимом с точки зрения сернистой коррозии. Вынесение экономайзера из газотока на линию сжатого воздуха между компрессорными ступенями в этом случае нецелесообразно, поскольку теплота сжатого воздуха сравнительно высокой температуры может быть сначала отведена испарительной секцией генератора ТХМ, а уже после снижения температуры воздуха – экономайзерной.

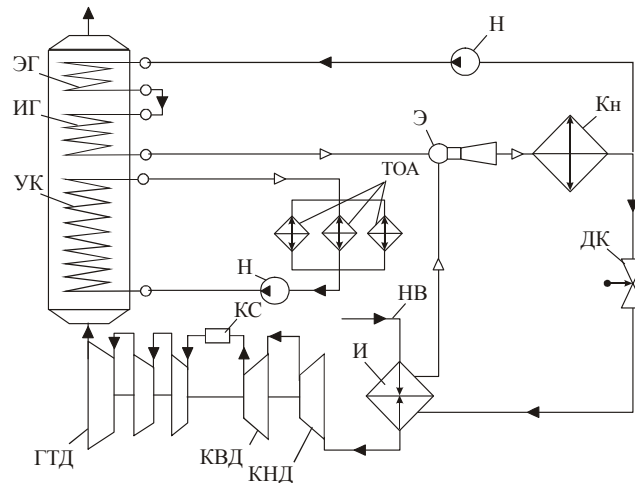


Рис. 1. Схема системы тригенерации ГТД на базе эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов после утилизационного котла для охлаждения наружного воздуха на входе:

ЭГ и ИГ – экономайзерная и испарительная секции генератора паров НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; И – испаритель (воздухоохладитель); КНД и КВД – компрессоры низкого и высокого давления; ГТД – газотурбинный двигатель; КС – камера сгорания; УК – утилизационный котел; ТООА – теплообменные аппараты (потребители теплоты)

Результаты расчетов показали, что в случае применения тригенерации совместно с традиционной утилизацией теплоты уходящих газов в пароводяном утилькотле (когда $t_{r1} \approx 180 \text{ }^\circ\text{C}$) относительное приращение мощности \bar{N} и абсолютное приращение КПД $\bar{\eta}$ ГТД за счет охлаждения воздуха на входе ГТД составляют: $\bar{N} = 10 \dots 20 \text{ } \%$ и $\bar{\eta} = 1 \dots 2 \text{ } \%$ (по сравнению с базовым вариантом без тригенерации). При этом весь охлаждающий эффект может быть реализован путем снижения температуры наружного воздуха на входе в двигатель.

В случае более высокой температуры уходящих газов ($t_{r1} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$ и выше) и температурах кипения НРТ, находящихся в рациональном для R142b диапазоне значений $t_r = 100 \dots 120 \text{ }^\circ\text{C}$ [7], во избежание чрезмерного снижения температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора, чреватого опасностью возникновения сернистой коррозии, экономайзерную секцию генератора паров НРТ целесообразно выносить из газовыпускного тракта на

линию сжатого воздуха между компрессорными ступенями. В результате комплексного использования теплоты уходящих газов и сжатого воздуха образуется избыток холодопроизводительности (по отношению к требуемой для предварительного охлаждения наружного воздуха на входе), который может быть задействован для промежуточного охлаждения между компрессорными ступенями ГТД. Соответствующая схема системы тригенерации приведена на рис. 2.

Эффективность комплексной утилизации теплоты с вынесением экономайзера генератора НРТ из газохода на линию сжатого воздуха зависит от его температуры $t_{в1}$ на входе в экономайзер. Как показали расчеты, приращение КПД ГТД составляет: $\bar{\eta} = 1,5 \dots 3,5 \text{ } \%$ (при $t_{в1} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$) и $\bar{\eta} = 2,5 \dots 5,0 \text{ } \%$ (при $t_{в1} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$). Такая температура воздуха будет при значениях оптимальной (соответствующей максимальной приращению КПД в результате промежуточного охлаждения воздуха) промежуточной степени повышения давления $\pi_{к1}/\pi_{к2} = 0,1 \dots 0,3$ и суммар-

ной степени $\pi_k = 15...25$ [8, 9], чему соответствует степень повышения давления в компрессоре первой ступени $\pi_{k1} = 1,5...2,5$. С повышением π_k оптималь-

ные степени π_{k1}/π_{k2} смещаются в сторону меньших величин.

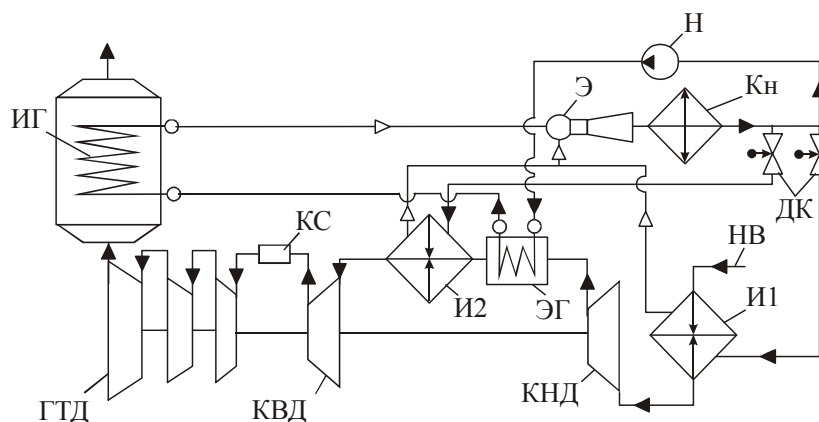


Рис. 2. Схема системы тригенерации ГТД на базе эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов и сжатого воздуха для предварительного и промежуточного охлаждения воздуха:

ЭГ и ИГ – экономайзерная и испарительная секции генератора паров НПТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; И1 и И2 – испарители (воздухоохладители); КНД и КВД – компрессоры низкого и высокого давления; ГТД – газотурбинный двигатель; КС – камера сгорания

Таким образом, при комплексной утилизации с использованием произведенного в ТХМ холода для глубокого промежуточного охлаждения целесообразно применение бустерного компрессора с незначительной степенью повышения давления. С увеличением π_k от 15 до 25 приращение КПД за счет промежуточного охлаждения возрастает от 4 до 8 %, т.е. эффективность промощаждения заметно повышается, что подтверждается известными данными [10, 11]. При расчетах за базовый вариант был принят двигатель без промощаждения с температурой наружного воздуха на входе 20 °С.

Эффективность применения тригенерации была проанализирована для ряда ГТД производства ГП НПК ГТ "Заря"–"Машпроект" (г. Николаев), охватывающего широкий диапазон мощностей от 2,85 до 114,5 МВт. Результаты расчетов повышения мощности N и КПД для случаев использования тригенерации с целью только предварительного охлаждения воздуха на входе ГТД и дополнительного промощаждения воздуха между компрессорными ступенями представлены на рис. 3 и 4. В качестве НПТ приме-

нен R142b; температура кипения НПТ в испарителе низкого давления (охладителе воздуха) $t_0 = 0$ °С и испарителе высокого давления (генераторе пара НПТ) $t_f = 120$ °С; конденсации $t_k = 35$ °С.

Как видно, приращение мощности \bar{N} составляет 20...30 % и КПД – 2...5 % (меньшая величина – за счет только предварительного охлаждения воздуха, большая – еще и промощаждения). Приращение показателей ГТД за счет глубокого промежуточного охлаждения воздуха во второй ступени испарителя тригенерационной системы (первая ступень установлена на входе наружного воздуха в ГТД для его предварительного охлаждения) рассчитывалось при оптимальной степени повышения давления $\pi_k = 1,5...2,5$, т.е. с применением бустерного, поджигающего, компрессора. При этом сравнение производилось с показателями ГТД при промежуточном водяном охлаждении (до 50 °С). Если же принимать в качестве базового варианта ГТД без промощаждения, то будет иметь место дополнительное приращение КПД еще почти на 1 %.

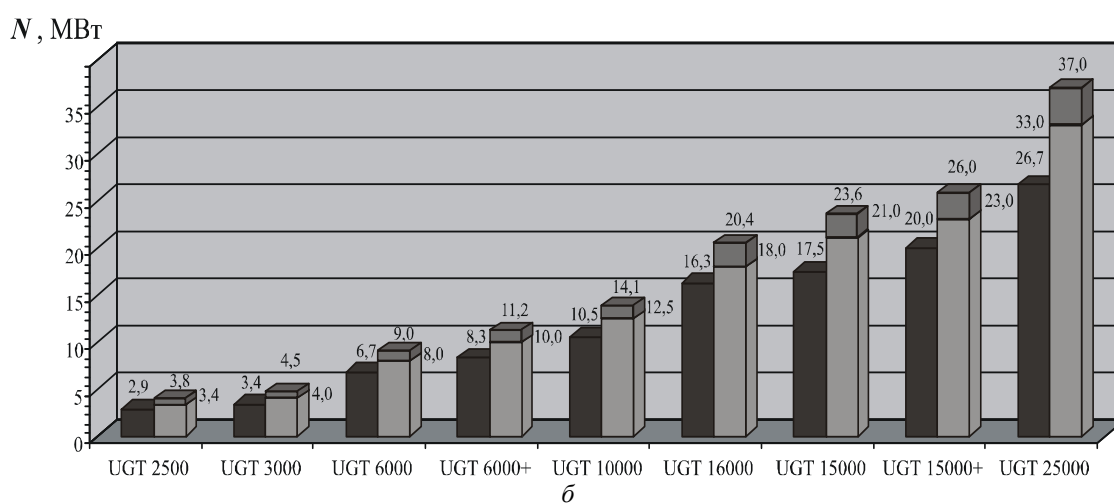
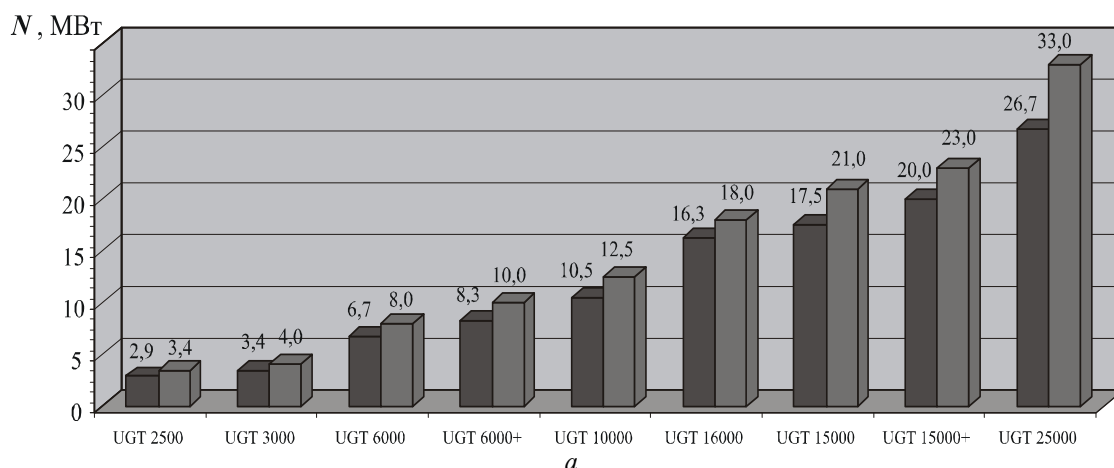


Рис. 3. Мощность ГТД: темным цветом – без тригенерации; светлым – с тригенерацией; а – предварительное охлаждение воздуха; б – предварительное и промощаждение

Таким образом, охлаждение циклового воздуха – наружного воздуха на входе в компрессор ГТД и сжатого воздуха между компрессорными ступенями – является перспективным направлением повышения энергетической эффективности ГТД.

3. Выводы и перспективы дальнейшего использования результатов

1. Обоснована эффективность применения комплексной тригенерации в ГТД – с утилизацией теплоты уходящих газов и сжатого воздуха между компрессорными ступенями и использованием произведенного холода для предварительного и глубокого

промежуточного охлаждения воздуха. Предложены соответствующие схемные решения систем тригенерации.

2. Показано, что комплексная тригенерация обеспечивает повышение мощности ГТД на 20...30 % и КПД на 2...5 %.

Список литературы:

Долинский А.А., Басок Б.И., Коломейко Д.А. Эффективность когенерационных тепловых схем // Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім. П.Могилі. – Миколаїв: МДГУ. – 2007. – Т. 61, Вип. 48. – С. 30-38.

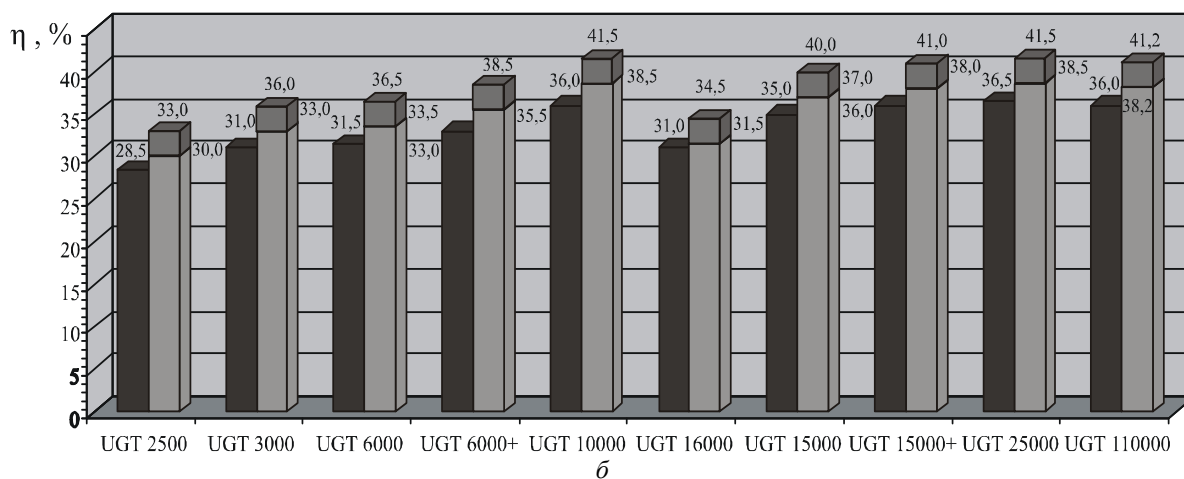
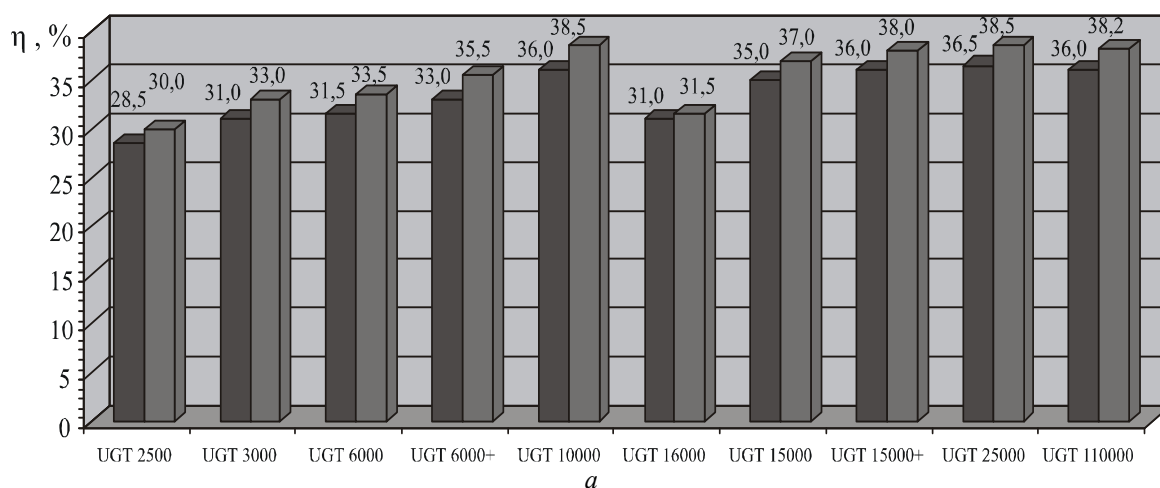


Рис. 4. КПД ГТД η : темным цветом – без регенерации; светлым – с регенерацией;
 а – предварительное охлаждение воздуха; б – предварительное и промежуточное

Сирота А.А., Радченко Н.И., Коновалов Д.В. Основные направления регенерационных технологий в судовой энергетике // Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім. П.Могили. – Миколаїв: МДГУ. – 2007. – Т. 73, Вип. 60. – С. 100–105. 3. Когенерация и утилизация энергии на выхлопе ГТУ / Г.Н. Любчик, Р.М. Говдяк, Г.Б. Варламов, Б.И. Шелковский // Когенерация в промышленности и коммунальной энергетике: Тез. 1-ой Междунар. конф. – Киев. – 2004. – С. 219-220. 4. Матвеев В.Т. Судовые когенерационные газотурбинные установки для технических средств освоения морского шельфа // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Збірн. наук. праць. – Харків: ХАІ. – 2002. – Вип. 31. Двигуни та енерго-

установки. – С. 11-13. 5. Матвеев В.Т., Боровков С.Н. Работа судового газотурбогенератора с турбокомпрессорным утилизатором на переменном режиме // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Збірн. наук. праць. – Харків: ХАІ. – 2003. – Вип. 42/7. Двигуни та енергоустановки. – С. 36-38. 6. Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 2 (71). – С. 12-18. 7. Петренко В.А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 1 (70). – С. 16-21. 8. Радченко Н.И., Сирота А.А., Тарасенко М.А. Про-

межуточное охлаждение в судовых ГТД при изменении температуры воздуха на входе // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн.* – 2005. – № 8 (24). – С. 62-65. 9. Радченко Н.И., Сирота А.А., Тарасенко М.А. Оптимальное промежуточное охлаждение судовых газотурбинных двигателей // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн.* – 2005. – № 9

(25). – С. 43-47. 10. Сорока Я.Х. Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей: Уч. пособие. – Л.: Судостроение, 1982. – 112 с. 11. Романовський Г.Ф., Василенко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

УДК 621.7.044

**В.К. Борисевич, д-р техн. наук, В.В. Третьяк, канд. техн. наук,
А.В. Шкалова, канд. техн. наук**

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ ВЗРЫВНОЙ ШТАМПОВКИ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ НА МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ УКРАИНЫ

Введение

Внедрение в производство новейших научных достижений, связанных с разработкой современных экономически выгодных ресурсосберегающих технологий непременно приведет к улучшению качества выпускаемых изделий, значительному повышению производительности труда в различных отраслях промышленности, а также к облегчению условия труда. Внедрение новейших технологий делает продукцию предприятий конкурентно-способной на мировом рынке.

К сожалению, у нас в стране для обеспечения выпуска продукции объема 1990 г. имеется огромный дефицит кузнечно-прессового оборудования, которое в большинстве своем морально устарело или требует капитального ремонта. Ликвидировать этот дефицит в течение короткого промежутка времени практически невозможно. Необходим поиск и внедрение в производство новых технологических процессов и оборудования, которые могли бы в

кратчайший срок восполнить этот недостаток. Таким процессом, в первую очередь, может быть взрывное формообразование. В эти процессы входят листовая и объемная штамповка и все ее разновидности, прессование сыпучих материалов (металлические порошки, стружка, керамика и т.д.), получение материалов с новыми свойствами (например, с плотноупакованными структурами) и т.д.

Кроме того, на существующем оборудовании традиционными методами во многих случаях невозможно получать изделия из современных трудноштампуемых высококачественных сплавов.

Одновременно следует отметить, что современное машиностроение требует резкого ужесточения допусков на размеры конструкции (это требование и качества). При холодной штамповке высокопрочных материалов на существующих самых мощных прессах обычными технологиями это практически неосуществимо.

1. Традиционные и перспективные схемы взрывной штамповки

Интерес, проявленный промышленностью к обработке металлов взрывом, диктуется еще и тем, что взрывчатые вещества (ВВ) обладают большим запасом энергии в небольшом объеме и эта энергия выделяется при взрыве в течение очень короткого времени, что дает возможность получить огромные мощности. При этом упрощается основное оборудование и штамповая оснастка, габариты деталей, при определенных технологических схемах взрывания, ничем не ограничиваются, расход ВВ мал, а стоимость их низка.

Вместе с тем применение этого эффективного метода производства деталей часто задерживается из-за недостаточного количества теоретических и экспериментальных исследований в области дисперсных сред, касающихся распространения в них ударных волн и переноса энергии гидротоком, представляющим собой многофазную среду (жидкость, воздушные и газовые пузырьки и т.д.). Это мешает правильно проектировать рабочую оснастку и оборудование, а также рекомендовать надежные методы расчета параметров процесса. Основные существующие и перспективные схемы взрывного нагружения заготовок представлены ниже на рис 1 и 2.

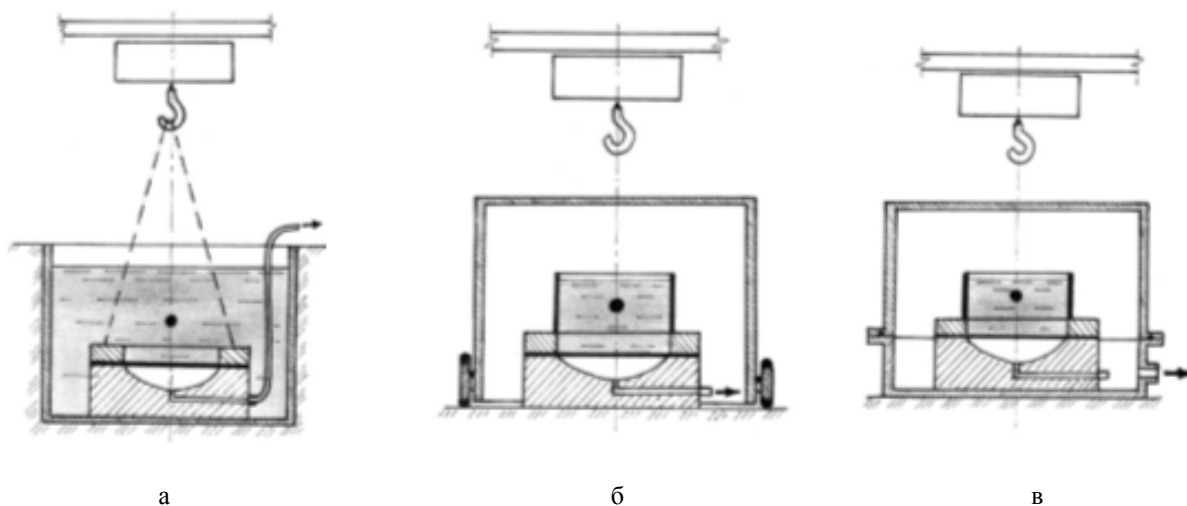


Рис. 1. Традиционные установки для листовой штамповки взрывом:

а) гидровзрывной бассейн для листовой штамповки б) броннекамера для листовой штамповки

Как видно из приведенных схем установок нагружение заготовки, расположенной в различных областях действия заряда бризантного или другого ВВ, является сложным процессом, сопровождаемым к тому же возникновением и схлопыванием зон кавитации, как в верхней части у свободной поверхности, так и в зоне перемещающейся заготовки или дна бассейна. Т.о при различных схемах штамповки условия передачи энергии объекту деформирования – разные.

2. Типовые схемы и анализ силового воздействия

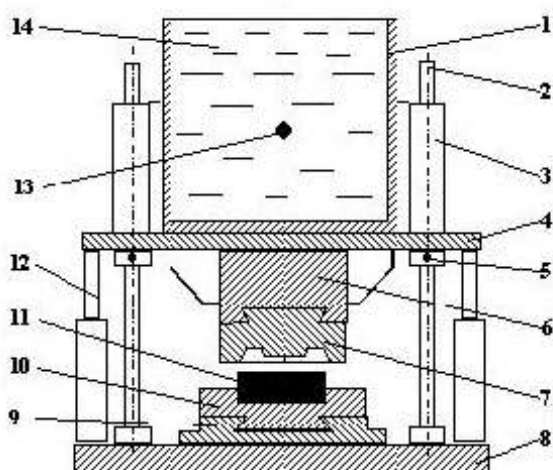
Уравнения идеальной жидкости в этих зонах не выполняются. Для описания движения жидкости в кавитационных зонах мы используем различные уравнения [1,]. При этом в основном используются модели кавитирующей жидкости основанные на постоянстве давления или скорости звука в среде. Но в ряде случаев (например, если кавитационные процессы относительно длительные) расчеты по таким моделям приводят к большим погрешностям.

Поэтому, при исследовании процессов взрывной штамповки более удобны уравнения двухфазной газожидкостной среды, справедливые как в зонах

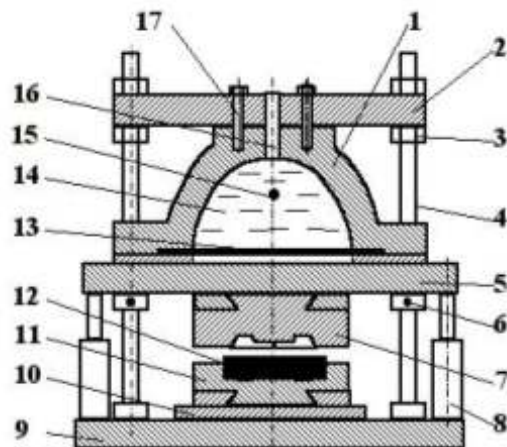
кавитации, так и вне их.

Хорошо было бы найти обобщающие уравнения, а не применять различные (для каждого участка прохождения силовых параметров) для каждой установки. В крайнем случае, следовало бы найти (может быть на основании проведенных экспериментов) аппроксимирующие графики, на базе которых соста-

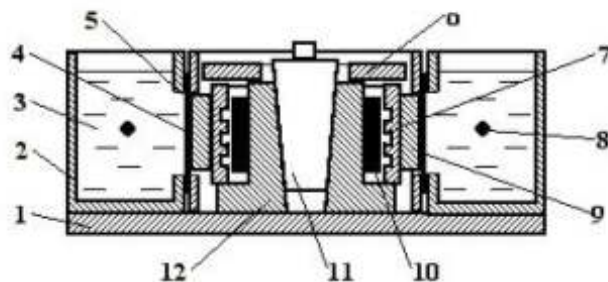
вить соответствующие уравнения. В свое время аналогичные задачи в разных постановках (но не для случаев взрывной штамповки в ограниченном пространстве) решались Л.В. Овсянниковым в Сибирской академии наук СССР.



а). Схема ВСУ на базе бассейна для взрывной штамповки энергией БВВ:
1-бассейн, 2-колонны, 3-штулки, 4-траверса, 5-фиксатор (чека), 6-пуансонодержатель, 7-пуансон, 8-основание, 9-стол подвижный, 10-матрица, 11-заготовка, 12-цилиндры возврата, 13-заряд БВВ, 14-вода



б). Схема ВСУ на базе взрывного пресса ВП-02: 1-камера взрывная, 2-траверса неподвижная, 3-гайка, 4-колонны, 5-траверса подвижная, 6-фиксатор (чека), 7-пуансон, 8-цилиндры возврата, 9-основание, 10-стол подвижный, 11-матрица, 12-заготовка, 13-диафрагма эластичная, 14-вода, 15-заряд БВВ, 16-отверстие, 17-винты крепления



в). Установка для штамповки рельефов на наружных поверхностях труб: 1-основание, 2-бассейн кольцевой, 3-вода, 4-трубчатая диафрагма, 5-корпус диафрагмы, 6-кольцо, 7-пуансоны, 8-заряд ВВ, 9-разрезной пуансонодержатель, 10-заготовка, 11-конус поддерживающий, 12-корпус опорный

Рис. 2. Перспективные установки для объемной штамповки взрывом

Одна из рассматриваемых им моделей волновых движений двухслойной жидкости в асимптотическом приближении "мелкой воды" описывает движение со свободной верхней границей (в нашем слу-

чае движение у свободной поверхности) и представляет собой автономную квазистатическую систему из четырех дифференциальных уравнений первого порядка. Принципиальная особенность этой

системы состоит в том, что в определенной области значений глубин слоев и скоростей течений она имеет составной тип, в то время как вне этой области является строго гиперболической. Этот факт тоже нуждается в детальном анализе.

Во второй его модели одна из границ представляет собой горизонтальную непроницаемую стенку (похоже у нас на схему явлений, происходящих у дна бассейна с появляющейся там кавитацией). Но у Л.В. Овсянникова [2] двухслойная жидкость движется в горизонтальной трубе или, как сказано в тексте, "под крышкой". В этой модели, состоящей всего из двух дифференциальных уравнений, получается система эллиптико-гиперболического типа – более простая и однородная для всей рассматриваемой области. Таким образом, попытки решить подобные задачи аналитически уже были. А сейчас, обладая хорошей вычислительной техникой, можно самые сложные аналитические задачи довести до конкретного решения – это совместное дело и расчетчиков и практиков-проектировщиков.

У нас же она, приближенно, решена в теоретическом плане без учета дисперсности сред, но с учетом эмпирических зависимостей [3], которые корректируют результаты расчетов экспериментальных данных, полученных в ХАИ с помощью схем, изображенной на рис. 3 а и б.

Ход получения результатов следующий. На донную часть бассейна (рис. 3 а) и его боковые стенки действует ударная волна, влияние которой ослабляется волнами разгрузки, возникающими при отражении ударных волн от свободной поверхности воды с некоторым запозданием.

При расширении продуктов детонации ВВ на дно установки действует сила, значение которой зависит от заглубления заряда. Эта сила в начале положительна, а при перерасширении газового пузыря становится отрицательной в связи постепенным снижением давления в пузыре до его минимального

значения. Далее происходит схлопывание пузыря. В результате этого возникает интенсивная волна давления, а потом происходит повторное расширение пузыря. Этот процесс может повторяться многократно. Под действием ударных волн, в том числе, и отраженных от стенок бассейна, и положительной фазы давления в пузыре, бассейн перемещается вниз. Это давление тормозится волной разгрузки и отрицательным давлением в пузыре.

Поскольку последнее долговременно, его действие приводит к обратному движению бассейна. При схлопывании пузыря результирующий вектор сил направлен в сторону дна, что вызывает перемещение бассейна вниз, и, поскольку он имеет значительную массу, его кинетическая энергия может достигать значительной величины.

При этом мы рассматриваем влияние гидропотока и ударной волны, как составной единой волны давления, что справедливо в акустическом приближении.

Сила, которая действует на дно, определяется из зависимости

$$F = \frac{I}{\tau},$$

где I - импульс силы, действующий на отрезке времени τ .

Время τ действия давления для экспоненциального импульса давления принимается на практике от 5 до 10 θ , где θ - постоянная времени.

Формула для вычисления импульса имеет вид

$$I = 4\pi \int_{R_3}^{R_4} i \cdot R dr,$$

где R_4 - координата в плоскости дна фронта волны давления; R_3 - положение «хвоста» волны, соответствующего $\tau = 10 \theta$; i - удельный импульс давления.

При полной реализации давления при $\tau = 10 \theta$, $i = 1,48 P_m \theta$, где P_m – максимальное давление;

Полный импульс, действующий на дно определяется, полученной нами зависимостью

$$I = 18,6 \cdot 0,62^{1-\beta} \cdot A \cdot B \cdot G^{\frac{1+\alpha-\beta}{3}} \cdot \rho_z^{\frac{\beta-1}{3}} \cdot C_0^{-1} \cdot \frac{1}{\beta-\alpha+2} \left[(R^2 + h^2)^{\frac{\beta-\alpha+2}{2}} - h^{\beta-\alpha+2} \right],$$

где G – масса заряда; A, B, α, β , – константы заряда; C_0 – скорость звука в воде; h – высота подвески заряда; ρ_z – плотность заряда; $R = R_\delta \cdot \varphi$.

Результаты расчета временной зависимости импульса силы и силы по приведенным в разделе зависимостям для прямой волны представлены на рис.4 (а, б) при $G=0,001\text{кг}$, $R_{\max} = R_\delta = 0,35\text{ м}$.

Это приближенный расчет, т.к. он предусматривает мгновенную реализацию давления в рассматриваемой точке на дне.

Далее исследуется воздействие волны давления на дно установки с учетом ее отражения от стенок.

Особенности распространения ударной волны, возникающей при взрыве сферического заряда, находящегося на оси цилиндрической емкости, является то, что вначале волна давления имеет сферическую симметрию, а после отражения от стенки на нее накладывается цилиндрическая симметрия.

Расчетная схема для отраженных волн представлена на рис. 3 б.

Здесь сферический заряд G , с целью облегчения анализа влияния отраженной волны, заменен мнимым линейным кольцевым зарядом G' , расположенным симметрично относительно стенки бассейна, что дало возможность применить законы распространения цилиндрической волны и эффект фокусирования волны давления после отражения.

Отраженная волна начинает действовать с момента прихода прямой волны в угол бассейна. Она концентрично проходит через центр и снова дости-

гает стенки. Это первая волна отражения. В дальнейшем этот процесс повторяется многократно.

При перемещении волны от стенки к центру выражение для максимального давления в точке R_B принимает вид:

$$P_{Bn,m} = \sum_{i=1}^n P_{B_i,m}$$

$$P_{Bn_i,m} = 2 \sum_{i=1}^n K (2iR_\delta - R_B)^{-\alpha_1} \times$$

$$\times \cos^\alpha \cdot \gamma_{i_1} \cdot f_{i_1}(t) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} K (2iR_\delta + R_B)^{-\alpha_1} \times$$

$$\times R_B^{-1} \cdot \cos^\alpha \cdot \gamma_{i_2} \cdot f_{i_2}(t) + P_{B_{0m}} \cdot f_{i_0}(t)$$

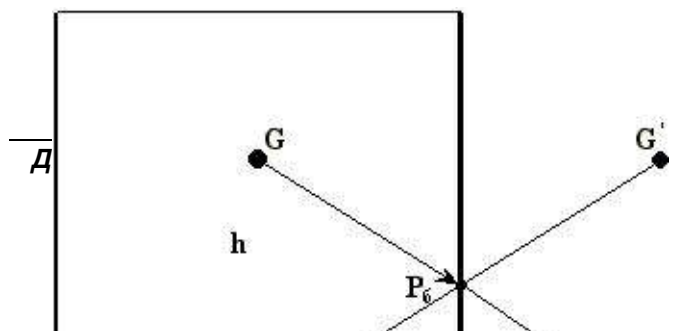
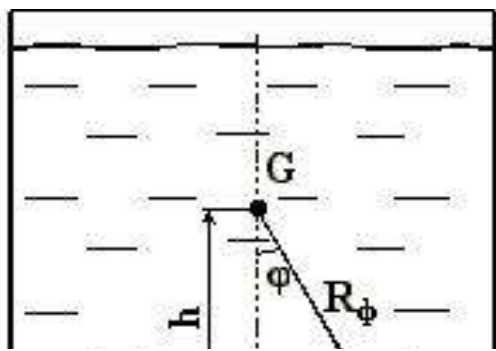
Здесь первая составляющая выражения обозначает сумму давления от прохождения отраженных волн на участке от стенки до центра, вторая составляющая определяется прохождением предыдущих волн на участке от центра до стенки, а третья составляющая отражает действие прямой волны на дно установки.

Поле давления в момент, когда фронт ударной волны находится в точке R_{Bn} может быть определено вычислением давления путем умножения моментального давления в данной точке на временную функцию, которая учитывает разность времени между временем прихода волны в точку R_B и в точку, которая рассматривается

$$P_{Bn_i} = P_{Bn_i m} F_{n_i}(t)$$

Для расчета параметров, которые обозначают силу и полный импульс выведение формулы является сложным и неудобным.

С целью упрощения расчетов процесс нагружения отраженными волнами мы рассматриваем в площадке, отображенной за границами бассейна (рис. 3 б).



а

б

Рис. 3. Расчетная схема нагружения для а) прямой и б) отраженной волны

Стенка цилиндрической емкости рассматривается, как источник повторного излучения. Критерием правомочности этой модели есть закон сохранения количества движения (импульса силы). Т.е. импульсы отраженной волны, которые рассмотрены в середине бассейна, за бассейном и при отсутствии стенок бассейна должны быть равными.

При распространении ударной волны в середине бассейна, после многих отражений часть волн встречается с поверхностью газового пузыря и не достигнет дна.

Наряду с этим давление в волнах, которые достигли дна, падает до нуля при времени $t_{3\max} = t_{2\max} + t^+$, которое определяется временем падения давления в газовом пузыре до нуля t^+ .

Окончательная зависимость, с учетом всех принятых ограничений и допущений, для расчета силы, которая действует на дно бассейна, имеет вид

$$F_4(t) = \begin{cases} F_1(t), & \text{когда } t < t_0 \\ F_2(t), & \text{когда } t > t_0, t < t_{2\max} \\ F_3(t), & \text{когда } t > t_{2\max} \end{cases}$$

$$I(R) = \begin{cases} I_1(R), & \text{если } (R < R_0), (R < R_{2\max}) \\ I_2(R), & \text{если } (R > R_0), (R < R_{2\max}) \end{cases}$$

где $F_1(t)$, $F_2(t)$, $F_3(t)$, $I_1(R)$ и $I_2(R)$ определены также в

работе [3].

Заключение

Результаты расчетов для заряда $G=0,001$ кг, $h=0,1$ м и $R_0 < 0,35$ м представлены на рис.4 .

В зависимости от времени развития пузыря и энергии, которая содержится в них (до $0,5E$, содержится в ВВ) при пренебрежении вертикальным движением пузыря и величиной его заглубления, производятся расчеты сил, действующие на дно при его схлопывании (при первом схлопывании она составляет $(0,4 \div 0,45)E_{г.п.}$).

Суммирование этих сил, с учетом времени воздействия на дно, и введение некоторых поправочных коэффициентов, дает приемлемые для практики результаты.

К сожалению, для сложных систем расхождений с истинными значениями усилий, действующих на заготовку, достигает 30-40% и, главное, они могут быть положительными (до указанного уровня) и отрицательными до 15 -20%.

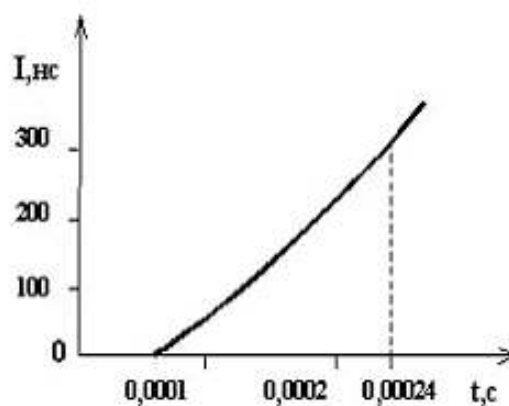
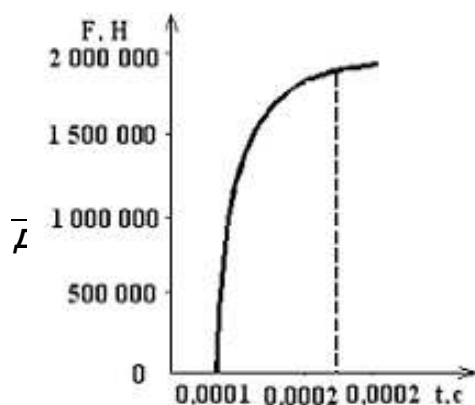


Рис. 4. Зависимость а) силы от прямой и с учетом отраженной волн и б) импульса силы от времени и эффективного радиуса, действующих на дно установки

Список литературы:

1. Андреев В.К., Пухначев В.В. О движении конечной массы // Журнал прикладн. мех-ки и тех-кой физики АН СССР. – 1979. – № 3. – С. 25-43. 2. Овсянников Л.В. Модели двухслойной мелкой воды // Журнал. прикладн. мех-ки и тех-кой физики АН СССР. – 1979. – № 2. – С. 3-14. 3. Коул Р. Подводные взрывы. – М.: Изд-во иностр. литер., 1950. – 495 с.

УДК 621.4-2

В.Г. Некрасов, канд. техн. наук, М.К. Куанышев, инж.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ДВС

Введение

Механизм преобразования возвратно-поступательного движения является одним из основных элементов поршневых двигателей внутреннего сгорания. Ввиду больших и резко импульсных нагрузок на кинематические узлы механизма преобразования движения в качестве подшипников в таком механизме используются подшипники скольжения, способные воспринимать достаточно большие удельные нагрузки. Надежность и ресурс кинематического механизма преобразования движения во многом определяет межремонтный ресурс двигателя и затраты на его ремонт.

1. Формулирование проблемы

В подшипнике скольжения поверхность втулки вала и опорной поверхности подшипника образует фрикционный контакт, в котором возникает в зависимости от условий работы какой-либо вид трения – жидкостное, полусухое либо граничное. Подшипники кинематического механизма ДВС конструируются для работы в условиях жидкостного трения [1]. Однако большие и импульсные нагрузки, передаваемые от поршня, не всегда позволяют обеспечить жидкостное трение, и в некоторые моменты в кинематическом узле может возникать граничное или

даже полусухое трение. Работа подшипников кинематического механизма многоцилиндровых ДВС усугубляется еще и тем, что при применении типовых систем смазки не все подшипники находятся в равных условиях смазки. В особо тяжелых условиях работают кривошипные подшипники – нижние подшипники шатунов, на которые воздействуют резко импульсные силы от поршня, а смазка к ним поступает по сложному маршруту через коренные подшипники коленчатого вала и каналы в валу.

В настоящее время большинство двигателестроительных заводов стран СНГ применяет подшипники с быстро заменяемыми вкладышами производства ЗМЗ с опорной поверхностью вкладыша, выполненной из алюминивно-оловянного сплава. На практике получено, что ресурс подшипников скольжения такого типа составляет 1500-4000 мотор-часов в зависимости от типа двигателя и условий его эксплуатации.

На работу подшипника скольжения влияет ряд факторов, которые можно подразделить на внешние и внутренние (рис. 1). Выходными факторами являются сила трения и интенсивность изнашивания. Эти два выходных фактора определяют качество подшипника.

Входные факторы	Внутренние факторы		Выходные факторы (характеризуют качество подшипника скольжения)
Природа трущихся тел	Шероховатость	Структура	Сила трения
Промежуточная среда			
Нагрузка радиальная	Свойства пленок	Механические свойства	Интенсивность изнашивания
Скорость скольжения			
Температура	Тепловыделение при трении	Накопление вакансий	

Рис. 1. Схема действия факторов, влияющих на фрикционное взаимодействие твердых тел

2. Решение проблемы

Рассмотрение факторов, влияющих на фрикционное взаимодействие трущихся тел, показывает, что имеются возможности влиять на параметры фрикционного контакта, в основном за счет изменения свойств опорной поверхности подшипника или его вкладышей.

Из теории подшипников [2, 3] следует, что одним из основных процессов, нарушающих работу подшипника, является схватывание материалов, которое активизируется при повышении температуры. Поэтому интенсивный отвод тепла от локальных зон, в которых происходит граничное или полусухое трение с выделением тепла, является одним из основных требований для работы подшипников скольжения.

Принимая температуру плавления материала как предельную, при которой схватывание может развиваться лавинообразно, был сформулирован параметр термической стойкости подшипника и определены его численные значения (табл. 1). Параметр термической стойкости представляет собой произведение коэффициента теплопроводности на температуру плавления. Для удобства сравнения материалов между собой была принята относительная величина параметра термической устойчивости. При этом относительная величина рассматривалась в двух вариантах: при принятии за базу баббита как классического варианта подшипника скольжения, а также при принятии за базу алюминиево-оловянного сплава, используемого в стандартных подшипниках скольжения.

Таблица 1. Параметры термической стойкости для различных материалов подшипников скольжения

Материал опорной поверхности подшипника	Коэффициент теплопроводности (в диапазоне температур до 200°C) $\lambda, \text{Вт/(м.К)}$	Температура плавления, $t^\circ\text{C}$	Параметр термической стойкости		
			$(\lambda \times t)$ Вт/м	Относительный параметр, %	
				База-баббит	База-алюминиево-оловянный сплав
Олово (Sn)	65	232	15 080	100,5	10,5
Свинец (Pb)	35	323	11 305	75	7,8
Баббит	50	300	15 000	100	10,5
Бронза (90% Cu, 10% Sn)	43,74	900	39 366	262,4	27,4
Латунь (90%Cu, 10% Zn)	106,92	900	96 228	641,5	66,9
Кремний (Si)	55	936	51 480	343,2	35,8
Магний (Mg)	167	651	102 207	681,4	71,1
Алюминий (Al, чистый)	209	657	137 313	915,4	95,6
Алюминиево-оловянный сплав (Sn-20 %)	239,36	600	143 616	957,5	100
Медь (Cu)	390	1083	422 370	2815,8	294,1
Серебро (Ag)	415	1063	441 145	2941,0	307,2

Рассматривая результаты такого сравнения (табл. 1), можно видеть, что у алюминиево-оловянного сплава параметр термической устойчи-

вости в девять раз превышает таковой для баббита. Учитывая это и невысокую цену металлов для изготовления таких вкладышей, можно понять, почему

такие вкладыши нашли широкое применение в двигателестроении

Из таблицы также следует, что алюминиево-оловянный сплав обладает далеко не предельными свойствами термической устойчивости. Медь в чистом виде обладает показателем термической устойчивости в три раза более высокой, чем алюминиево-оловянный сплав, и в 28 раз более высокой по сравнению с баббитом. Другие свойства меди, такие как твердость, пластичность, наличие пленки окисла, по твердости мало отличающейся от твердости основного металла, технологичность обработки (возможность прокатки, штамповки) также показывают целесообразность использования меди для выполнения опорных поверхностей подшипников скольжения. Этот результат позволяет сделать вывод, что медные вкладыши дают возможность существенно повысить качество подшипников скольжения. Только серебро, обладающее наивысшей теплопроводностью, имеет параметр всего на 4% больший.

3. Экспериментальные исследования

С целью подтверждения этого вывода для подшипников скольжения кинематических механизмов ДВС было проведено экспериментальное определение интенсивности изнашивания подшипников на машине трения. Методика эксперимента подбиралась таким образом, чтобы испытание проводилось в условиях, близких к реальным условиям эксплуатации подшипника в механизме ДВС, но при этом в ускоренном режиме [4]. Для этого использовался корпус стандартного подшипника шатуна при диаметре шейки вала 50 мм и шириной 25 мм. Радиальная нагрузка на подшипник задавалась равной 250 Н, что создавало на подшипнике удельную нагрузку 250 кг/см^2 , близкую по величине, возникающей в реальных условиях в ДВС. Но нагрузка действовала во время опыта постоянно, а также только на одну сторону подшипника. По расчету в

таком режиме работы подшипника под нагрузкой в машине трения в течении 214 ч на подшипнике с алюминиевым вкладышем произойдет одностороннее изнашивание, соответствующее работе подшипника в реальном двигателе при импульсной нагрузке за 1500 мотор-часов.

Первая серия опытов на машине трения проводилась со стандартными алюминиево-оловянными вкладышами. В этой серии опытов было подтверждено, что процесс изнашивания подшипника происходит по классической зависимости. За время 8-10 ч происходит приработка фрикционного контакта, после чего наступает стабильный режим изнашивания с интенсивностью $0,0002 \text{ г/ч}$ или в объемных единицах – $0,000074 \text{ см}^3/\text{ч}$. После работы под нагрузкой 230 ч интенсивность изнашивания резко возрастает, процесс переходит в режим ускоренного износа. Переход с режима стабильной работы на режим ускоренного изнашивания произошел при потере массы вкладыша $0,08 \text{ г}$, при которой радиальный зазор в подшипнике достиг предельной допустимой величины $0,15 \text{ мм}$. Отметим, что именно величина зазора в подшипнике определяет его ресурс, так при увеличении зазора сверх допустимой величины нарушается режим образования масляного клина, обеспечивающего жидкостное трение.

Другая серия опытов проводилась в тех же условиях, но с медными вкладышами. Обработка результатов опытов показала, что изнашивание происходит с интенсивностью $0,000135 \text{ г/ч}$, или в объемных единицах $0,000015 \text{ см}^3/\text{ч}$, т.е. по объемным величинам в 4,9 раза менее интенсивно, чем для алюминиевого вкладыша. При этом режим интенсивного изнашивания достигнут не был.

4. Результаты исследований

Сравнительные данные работы подшипника с медными вкладышами и стандартного подшипника с алюминиево-оловянной поверхностью скольжения

проводилось по относительной величине зазора, принимая за 100% условия, которые создаются после приработки подшипника. На рис. 2 показано сравнение изменения относительной максимальной величины зазора в стандартном подшипнике и в подшипнике с медными вкладышами.

Графики на рис. 2 наглядно показывают, что у подшипника с медными вкладышами увеличение максимального зазора происходит с существенно меньшей скоростью. Расчет по данным эксперимента показывает, что предельный максимальный зазор в подшипнике на машине трения может быть достигнут только после примерно 2 тыс. ч, или в условиях работы в реальном ДВС через 14 000 ч.

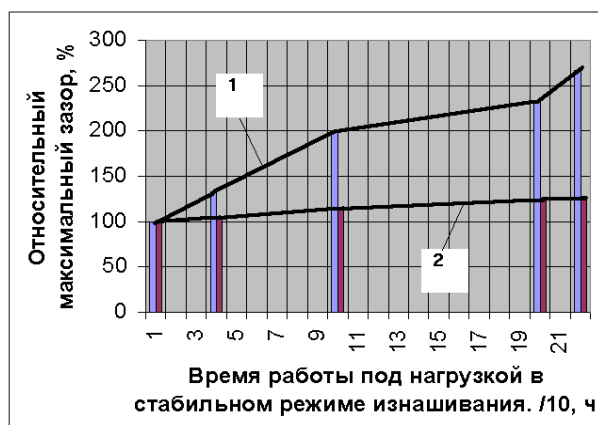


Рис. 2. Сравнение изменения относительной максимальной величины зазора в подшипнике от времени работы подшипника в режиме стабилизированного процесса изнашивания:

1 – стандартный подшипник с вкладышем с алюминиевой-оловянной скользящей поверхностью; 2 – медный вкладыш

Были оценены экономические показатели замены алюминиевых вкладышей на медные. Стоимость рядного четырехцилиндрового двигателя за счет применения комплекта медных вкладышей увеличивается только на 2-3 %. Но увеличение межремонтного периода почти в десять раз за счет уменьшения затрат на ремонт снижает эксплуатационные расходы на ремонт в расчете на 1 час эксплуатации с

0,22 долл./ч до 0,025 долл./ч, или более чем в восемь раз.

Кроме рассмотренного основного мероприятия по повышению качества подшипников скольжения, заключающегося в выполнении вкладышей из меди, рассматривались также другие методы повышения качества, в частности, внедрение графита в поверхность скольжения. Графит, имея чешуйчатую структуру кристаллов, создает на поверхности твердого материала микрослой кристаллов графита. При возникновении радиальных нагрузок, превышающих способность слоя смазки разделять скользящие поверхности, либо при нарушении подачи смазки или потере маслом смазывающих свойств, графит играет роль твердой смазки, исключая схватывание металлических поверхностей. Вполне естественно, лучшим вариантом для этого является применение порошковой технологии [3]. Поскольку применение порошковой технологии оправдано при серийном ее использовании, в опытах внедрение графита выполнено путем засверливания на поверхности вкладыша лунок и заполнения их твердеющей пастой на основе жидкого стекла. Внедрение графита не отразилось на процессе нормальной работы подшипника скольжения. Графит проявляется только при экстремальных режимах, когда под нагрузкой происходит разрушение масляной пленки и вступает в работу микрослой графита. Другой метод повышения качества подшипников заключается в предварительном меднении шейки вала. При этом возникает пара трения медь/медь и при перегрузках подшипника возможно возбуждение избирательного переноса, снижающего силу трения и уменьшающего изнашивание [5]. Результаты процесса изнашивания в этом варианте отличались от результатов серии опытов с медными вкладышами снижением интенсивности изнашивания на 40%. Эти методы можно рассматривать только как дополнительные степени защиты подшипника

в нерасчетных режимах, когда они проявляются положительно.

На основании полученных результатов разработан регламент линии по мелкосерийному производству медных вкладышей для ремонтных предприятий, специализирующихся на ремонте двигателей внутреннего сгорания.

Казахстан является одним из крупнейших производителей меди. Поэтому организация производства медных вкладышей из отечественной меди, существенно повышающих качественные показатели подшипников скольжения ДВС и их экономические показатели, позволит республике не только обеспечить свой транспортный сектор качественной продукцией, но и выйти на международный рынок с

конкурентноспособной продукцией двигателестроения.

Список литературы:

1. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения, М. Машиностроение, 1959.
2. Крагельский И.В. Трение и износ. М. Машиностроение, 1968.
3. Гаркунов Д.Н. Триботехника. М. Машиностроение, 1989.
4. Кугель Р.В. Испытание на надежность машин и их элементов. М. Машиностроение, 1982.
5. Повышение износостойкости на основе избирательного переноса. Под редакцией Гаркунова Д.Н. М. Машиностроение, 1977.

УДК 621.431

О.К. Безюков, д-р техн. наук, В.А. Жуков, канд. техн. наук, О.В. Жукова, канд. техн. наук

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВЫХ ДВС ПУТЕМ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ХИМИКО-ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЖИДКОСТИ

Введение

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) в настоящее время являются основным элементом подавляющего большинства энергетических установок речных и морских судов. Наметившееся в последнее время возрождение российского флота требует решения комплекса задач по дальнейшему совершенствованию как конструкции двигателей, так и их технической эксплуатации. Наряду с совершенствованием традиционно важнейших систем питания и смазки необходимо уделять внимание и системе охлаждения, т.к. интенсивность охлаждения существенно влияет на большинство эксплуатационных

показателей двигателя: топливную экономичность, ресурс, токсичность и дымность отработавших газов. Рациональное охлаждение должно обеспечить минимизацию тепловых потерь и затрат мощности на прокачивание теплоносителя, а физико-химические свойства теплоносителя должны исключить появление в полостях охлаждения таких негативных процессов, как кавитационно-коррозионные разрушения и накипеобразование.

1. Формулирование проблемы

Кавитационно-коррозионные разрушения и процессы накипеобразования являются по данным мно-

гочисленных литературных источников основными факторами лимитирующими надежность и эффективность систем охлаждения судовых ДВС.

Актуальность защиты элементов машин от коррозии подтверждается статистическими данными, приводимыми в работе [1].

В настоящее время общий металлофонд Российской Федерации составляет 1,6 млрд.т. Его распределение по отраслям промышленности представлено в табл. 1.

Таблица 1. Распределение металлофонда РФ по отраслям млн.т)

Общий	1600
Промышленность	750
Транспорт	400
Сельское хозяйство	150
Прочие конструкции	300

Таким образом, транспорт занимает второе место по концентрации металлоресурсов России. При этом 40-50 % машин и их элементов работают в агрессивных средах, 30 % - в слабо агрессивных, и только 10 % не требуют активной антикоррозионной защиты.

Наиболее часто в системах охлаждения судовых ДВС встречаются щелочноземельные накипи, состоящие из карбонатных, сульфатных, силикатных, фосфорных солей и гидроокисей Ca и Mg : CaCO_3 , CaSO_4 , $\text{Mg}(\text{OH})_2$, CaSiO_3 , $\text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2$ и другие. Находящаяся в системе охлаждения накипь причиняет двигателю значительный вред, ухудшая его эксплуатационные показатели и техническое состояние. Низкие коэффициенты теплопроводности накипи приводят к тому, что, даже при незначительном слое отложений, резко меняется тепловой режим работы деталей дизеля. При слое накипи толщиной в 1 мм температура стенок цилиндра превышает температуру при отсутствии отложений на 100-200° С. Сниже-

ние теплоотвода в систему охлаждения на 30 % в процессе эксплуатации соответствует толщине накипи в центральной зоне днища головки и в верхнем поясе гильзы около 1,5 мм.

Повышение температурного режима работы двигателя из-за ухудшения отвода тепла при наличии накипи приводит к повышенному расходу топлива и снижению мощности двигателя. По имеющимся данным [2] при слое накипи от 0,5 мм до 1,2 мм имеет место снижение мощности на 7-13 %, а перерасход топлива достигает при этом 4-10 % .

Снижение теплового сопротивления слоя отложений и поддержание его на постоянном уровне позволит значительно, на 20 % и более форсировать многие двигатели без внесения конструктивных изменений в систему охлаждения, снижения надежности и долговечности дизелей.

1.1. Общие положения

Предотвращение или ингибирование данных негативных процессов осуществляется путем различных методов водоподготовки, наибольшее распространение среди которых получило введение в охлаждающую жидкость присадок, изменяющих физико-химические свойства теплоносителей.

По своему составу и характеру действия существующие присадки делятся на химические и водоэмульсионные.

Химические присадки пассивируют металлы, создавая на их поверхности защитные окисные пленки, способствуют переводу в шлам накипеобразователей и нейтрализации кислотности воды (повышению показателя pH).

Присадки водоэмульсионного типа - это антикоррозионные масла, которые при растворении в воде образуют с ней устойчивую эмульсию белого цвета. При омывании эмульсией охлаждаемых поверхностей на них образуется пленка масла, предотвращающая коррозионные разрушения и образова-

ние отложений. Недостатком присадок этого типа является опасность местных перегревов из-за ухудшения теплообмена при увеличении толщины масляной пленки, что возможно при увеличении концентрации эмульсии в охлаждающей жидкости.

Присадки на масляной основе способны образовывать пленку, толщина которой в течение 500-1000 часов работы дизеля может достигать 0,3-0,5 мм. В ней под действием высокой температуры (выше 170 С) и в результате каталитического действия металлической поверхности развиваются деструктивные процессы с образованием продуктов уплотнения [3], способствующих возникновению перегревов дизелей. Именно поэтому дизеле-строительные фирмы "Бурмейстер и Вайн" и "Зульцер" не рекомендуют применять водоземulsionные присадки в форсированных дизелях.

2. Результаты исследований

Целью проведенных исследований была разработка многофункциональных присадок химического типа для основных видов теплоносителей систем охлаждения судовых ДВС, а также совершенствование технической эксплуатации ДВС.

2.1. Разработка состава присадок

При выборе компонентов присадок учитывалось прежде всего учитывались их совместимость с теплоносителями: отсутствие таких явлений как расслоение, вспениваемость, выпадение осадка. Компоненты должны обеспечивать высокую эффективность при малых концентрациях (суммарная масса присадки должна составлять не более 0,5 %), а также должны быть негорючими, взрывобезопасными, нетоксичными.

Для воды разработаны композиции, в состав которых вошли силикат натрия, поверхностно-активное вещество Синтанол ДС-10, полиакриламид, молибдат аммония. При использовании в качестве

охлаждающей жидкости растворов этиленгликоля (Тосолов) в состав присадки входят полиакриламид, поливиниловый спирт и Синтанол ДС-10. В обоих случаях для обеспечения нормальной работы систем охлаждения в состав присадок вводится в небольшом количестве пеногаситель.

Предложенные присадки прошли комплекс лабораторных и эксплуатационных испытаний

2.2. Испытания присадок

Исследования процессов кавитационно-коррозионных разрушений проводились с использованием гравиметрических и потенциостатических методов. Коэффициенты защиты разработанных присадок к воде составляют для черных металлов – 90-95 % , для цветных металлов - 50-75 %. Введение присадок в серийно выпускаемые тосолы обеспечивает снижение их коррозионной агрессивности по отношению к черным металлам на 40-60 %, к цветным металлам – на 10-20 %.

Антинакипинные свойства присадок обеспечиваются присутствием в их составе поверхностно-активных веществ и растворимых полимеров. Поверхностно-активные вещества адсорбируются в виде мономолекулярной пленки на поверхности зародышевых кристаллов, препятствуя их росту и адгезии на поверхности [4]. Полимеры, входящие в состав присадок, находятся в растворах в виде мицеллярных образований и предотвращают коагуляцию твердых частиц в широком диапазоне содержания твердой фазы. Эффективная защита от накипи теплоотдающих поверхностей была установлена в процессе частичной разборки систем охлаждения и осмотра ее элементов.

Таким образом, разработанные присадки позволяют решить две основных проблемы, возникающие при эксплуатации жидкостных систем охлаждения: предотвратить или существенно снизить кавитационно-коррозионные разрушения и накипеобразо-

вание. Необходимо отметить, что в состав присадок входят компоненты, способные повлиять на процессы теплообмена. Эта особенность потребовала дополнительных исследований.

Термометрирование гильзы цилиндров позволило установить, что введение в охлаждающие жидкости полиакриламида за счет ламиненризации пристеночного слоя жидкости приводит к повышению температуры гильзы на различных режимах работы при теплообмене без кипения на 5-10 °С. Введение поверхностно-активного вещества приводит к уменьшению поверхностного натяжения, что облегчает образование паровых пузырей при теплообмене в присутствии фазовых переходов, интенсифицируя процесс отвода теплоты. Следствием указанных изменений теплофизических свойств охлаждающей жидкости явилось понижение температуры гильзы цилиндров на 3-7 °С [5].

Моторные испытания позволили оценить работоспособность присадок в условиях реальных систем охлаждения, а также показали, что «утепление» цилиндровой втулки за счет изменения теплофизических свойств охлаждающих жидкостей не приводит к перегреву двигателя, но при этом сокращает тепловые потери через систему охлаждения. Следствием сокращения тепловых потерь явилось снижение удельного эффективного расхода топлива испытываемых двигателей на 2-4 % на режимах близких к номинальному и 5-8 % на режимах частичных нагрузок и холстом ходу.

2.3. Совершенствование эксплуатации систем охлаждения

На сегодняшний день отсутствуют государственные стандарты, регламентирующие требования к охлаждающей жидкости, в отличие от топлив и смазочных материалов. Их заменяют отраслевые стандарты и технические условия. В связи с этим, в ре-

шении поставленной задачи следует выделить следующие этапы:

- определение основных параметров, характеризующих эксплуатационные свойства охлаждающих жидкостей, так называемые браковочные показатели;
- выявление закономерностей, описывающих динамику старения охлаждающих жидкостей в процессе эксплуатации;
- определение пороговых значений выбранных параметров, лимитирующих возможность использования охлаждающих жидкостей;
- выбор методов и приборов для оперативного контроля качества охлаждающей жидкости;
- разработка рекомендаций по поддержанию оптимального химического состава охлаждающих жидкостей.

В случае выхода какого либо из браковочных показателей за допустимые значения возникает необходимость замены охлаждающей жидкости или восстановления ее эксплуатационных свойств. Восстановление свойств может быть осуществлено путем дополнительного введения присадок. В настоящее время отсутствуют обоснованные рекомендации по продолжительности эксплуатации охлаждающих жидкостей, периодичности дополнительного введения в них восстанавливающих присадок и определения их необходимого количества. Такие рекомендации позволили бы, во-первых, повысить надежность систем охлаждения и двигателей в целом и, во-вторых, сократили бы эксплуатационные расходы, связанные с необоснованно ранней заменой охлаждающих жидкостей.

Заключение

Введение разработанных присадок химического типа в охлаждающие жидкости двигателей внутреннего сгорания обеспечивает не только повышение их надежности за счет предотвращения кавитационно-

коррозионных разрушений и накипеобразования, но и способствует снижению расхода топлива.

Для повышения эффективности применения присадок необходимо определить параметры, наиболее существенно зависящие от эксплуатационных воздействий, вывести зависимости этих параметров от времени и других факторов, разработать рекомендации по совершенствованию эксплуатации жидкостных систем охлаждения путем мониторинга свойств рабочих сред, оперативному контролю и восстановлению свойств охлаждающих жидкостей.

Список литературы:

1. Семенова И.В., Флорианович Г.М., Хорошилов А.В.

Коррозия и защита от коррозии / Под ред. И.В. Семеновой – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. – 336 с. 2. Моисеев А.Ф. Предупреждение образования накипи в автомобильных двигателях. – М.: Транспорт, 1971.- 128 с. 3. Овсянников М.К., Петухов В.А. Судовые дизельные установки. Справочник.- Л.: Судостроение, 1986.- 424 с. 4. Громогласов А.А., Копылов С.А., Пильщиков А.П. Водоподготовка: Процессы и аппараты. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 272 с. 5. Тузов Л.В., Безюков О.К., Жуков В.А., Ларин В.А. Исследование влияния присадок к охлаждающей жидкости дизелей на процессы теплоотдачи // Двигательное строительство.- 1996. - №1. - С. 46-51.

УДК 621.431: 621.436

А.Н. Пойда, д-р техн. наук, И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, Д.Г. Сивых, асп.

**МОДЕЛЬ МОНИТОРИНГА ЗАГРУЗКИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ
В ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами

Обобщенные модели эксплуатации двигателей [1], построенные на основе экспериментальных данных о характере и времени их загрузки, применяются для получения важных оценок: эксплуатационных показателей расходов топлива и масла, выбросов с ОГ вредных веществ, идентифицируют для оценок и прогнозирования усталостной и длительной прочности деталей цилиндропоршневой группы тракторных и комбайновых двигателей. Их можно использовать также для маршрутного нормирования расхода топлива автомобилей. Однако серьёзным препятствием к широкому применению таких моделей являются материальные затраты на получение

информации о режимах эксплуатации двигателей определенного назначения, так как её получают в результате сложных исследований с применением специальных датчиков и дорогостоящей аппаратуры.

В то же время современные энергетические установки автомобилей или тракторов оснащаются микропроцессорными системами управления (МПСУ), в которых для дозирования топлива и управления используют информацию о частоте вращения коленчатого вала и расходе воздуха.

Проблема получения экспериментальных данных для формирования обобщенных моделей эксплуатации о характере и времени загрузки автотракторных дизелей может быть решена путем монито-

ринга МПСУ и накоплении информации в бортовых средствах транспортных и рабочих машин в процессе рядовой эксплуатации.

Для этого требуется комплекс математических моделей идентификации режимов работы, учета характера и времени загрузки дизелей, технических средств сбора и обработки информации.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем

Анализ публикаций показывает, что для решения рассматриваемой проблемы значительная часть задач в научном плане уже решена.

Современные технические средства, построенные на микроконтроллерах, например, маршрутные компьютеры, устанавливаемые на автомобилях [2], позволяют накапливать информацию о среднем расходе топлива, пройденном пути и времени в пути при движении от пункта до пункта. Однако они не обеспечивают возможность определять режим работы двигателя и экспортировать информацию в наружные технические средства.

Более широкими техническими возможностями располагают современные электронные тахографы, устанавливаемые на грузовых автомобилях, занятых международными перевозками. Хотя электронные тахографы унаследовали основную функцию от электромеханических предшественников и предназначены в основном для контроля режимов движения и действий водителей, реализуют они эту функцию успешно: позволяют регистрировать режим движения во всех подробностях, хранить информацию длительное время и экспортировать во внешние устройства, в том числе на Flash-карту. Пока в них реализована основная функция, но конструктивно эти устройства рассчитаны для накопления более разнообразной информации в больших объемах, в том числе и информации о режимах работы двигателя.

Для накопления информации о режимах работы двигателя необходимо иметь модель идентификации режимов работы, модель и алгоритм учета его загрузки и на их основе формировать модель эксплуатации дизеля.

Теоретические основы моделей эксплуатации дизелей различного назначения разработаны на кафедре ДВС НТУ «ХПИ».

Наиболее полно они изложены в работе [1], в том числе приведены обобщенные модели эксплуатации автомобильных, тракторных и комбайновых дизелей, в которых совокупность эксплуатационных режимов двигателя в эксплуатации заменяют представительными полигонами, являющимися рядом дискретных сочетаний частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента, для каждого из которых определено время наработки.

В работе [3] приведена математическая модель идентификации режимов работы дизеля по расходу топлива и частоте вращения коленчатого вала, которая является основой для построения других моделей.

Анализ опубликованных работ показал, что для накопления информации о режимах работы двигателя необходимо иметь модель и алгоритм учета его загрузки, в основу которой можно положить две модели:

- вероятностную модель эксплуатации дизеля [1];
- модель идентификации режимов работы дизеля по расходу топлива и частоте вращения коленчатого вала [3].

Первая модель, в которой совокупность эксплуатационных режимов двигателя в эксплуатации заменяют представительными полигонами, являющимися рядом дискретных сочетаний частоты вращения коленчатого вала n_i и крутящего момента $M_{кр*i*}$, для каждого из которых определено время наработки. Эта модель эксплуатации двигателя представля-

ется в виде вероятности, характеризуемой долевой годовой занятостью дизеля

$$P_i = f(M_{крi}, n_i), \quad (1)$$

где P_i , $M_{крi}$, n_i — долевая наработка, крутящий момент и частота вращения коленчатого вала двигателя при i -ом полигоне эксплуатационных режимов.

В этой модели каждый из исследуемых показателей работы двигателя в границах отдельно взятого i -го полигона приводится к центру полигона, имеющего конкретную величину $M_{крi}$ и n_i . Возникающая при этом погрешность определения характеристик эксплуатационных режимов в выбранных пределах зависит от числа полигонов.

Модель рассматривается как квазистационарная, т.е. внутри конкретного полигона представительные значения $M_{крi}$ и n_i не меняются в течение долевой наработки P_i .

Для обобщения моделей эксплуатации двигателей определенного назначения используют относительные показатели:

$$\bar{M}_{кр} = \frac{M_{кр}}{M_{крн}} - \text{крутящего момента}, \quad (2)$$

$$\bar{n} = \frac{n}{n_n} - \text{частоты вращения коленчатого вала}, \quad (3)$$

где индекс « n » относятся к режиму номинальной мощности.

Согласно второй модели режим работы дизеля определяется по расходу топлива, частоте вращения коленчатого вала и эффективному КПД, записанному в ПЗУ как функцию цикловой подачи топлива и частоты вращения, которые также представляются в относительных долях

$$\bar{G}_m = \frac{G_m}{G_{mn}} - \text{часового расхода топлива}, \quad (4)$$

$$\bar{G}_{mц} = \frac{G_{mц}}{G_{mцн}} - \text{цикловой подачи топлива}, \quad (5)$$

$$\bar{\eta}_e = \frac{\eta_e}{\eta_{en}} - \text{эффективного КПД}. \quad (6)$$

С учётом принятых обозначений

$$\bar{M}_{кр} = \bar{G}_{mц} \cdot \bar{\eta}_e, \quad (7)$$

а коэффициент использования мощности двигателя

$$K_u = \bar{N}_e = \bar{G}_m \cdot \bar{\eta}_e = \bar{G}_{mц} \cdot \bar{\eta}_e \cdot \bar{n}. \quad (8)$$

Модель мониторинга загрузки двигателей в эксплуатации

При разработке данной модели в качестве основополагающих приняты подходы вероятностной модели эксплуатации дизеля [1] и модели идентификации режимов работы дизеля по расходу топлива и частоте вращения коленчатого вала [3].

Согласно второй модели для определения режима работы дизеля необходимо измерить две величины: расход топлива и частоту вращения коленчатого вала, по ним определить эффективный КПД и крутящий момент.

Как сказано выше, модель эксплуатации квазистационарная, т.е. предполагается, что показатели не меняются в течение долевой наработки. В реальных условиях эксплуатации всегда существует «флуктуация» нагрузки (частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента), кроме того, значительную часть времени двигатель работает на переходных режимах, которые необходимо отличать от установившихся. Для идентификации режимов пуска двигателя и холостого хода необходимо ввести ещё один измеряемый параметр – скорость движения машины. Кроме того, например, для автомобиля, скорость необходимо измерять для вычисления средней технической скорости, пройденного пути, удельного путевого расхода топлива.

Для однозначности распределения измерительной информации в данной модели приняты следующие допущения.

1. Контролируемыми параметрами считают те, по которым идентифицируется режим работы

двигателя: расход топлива, частота вращения коленчатого вала и скорость движения машины.

2. Для каждого полигона устанавливаются границы в виде верхнего и нижнего предела значе- ний контролируемого параметра. Режим работы считается установившимся, если в интервале време- ни между двумя измерениями контролируемый па- раметр не вышел за границы, установленные для данного полигона.

3. Режим работы считается неустановившимся (переходным), если в интервале времени между двумя измерениями хотя бы один контролируемый параметр вышел за границы, установленные для данного полигона.

4. Режим работы принадлежит данному поли- гону, если контролируемые параметры изменяются в пределах, установленных для данного полигона и ни один из них не вышел за установленные грани- цы. В противном случае осуществляется автомати- ческий переход к другому полигону.

5. Не тяговые режимы работы (пуск двигате- ля, холостой ход, переходный режим при переключе- нии передач) фиксируются отдельно.

6. Количество полигонов выбирается из усло- вий удобства размещения информации в памяти регистрирующего устройства и с учётом допусти- мой погрешности дискретизации (замены совокуп- ности эксплуатационных режимов двигателя в экс- плуатации дискретными представительными поли- гонами).

Продолжительность работы двигателя в пре- делах данного полигона τ_n измеряется до тех пор, пока контролируемые параметры находятся в диа- пазоне данного полигона.

Непрерывные величины частоты вращения ко- ленчатого вала и крутящего момента заменяются дискретными значениями. Если измерять контролируемые параметры через фиксированные промежут- ки времени, то есть с постоянным периодом дискре-

тизации τ_δ , то за время работы двигателя в пределах данного полигона τ_n число измерений составит m дискретных значений, следовательно

$$\tau_n = m \cdot \tau_\delta. \quad (9)$$

Тогда любой контролируемый параметр Π_i (расход топлива, частота вращения коленчатого вала, скорость движения), не выходящий за уста- новленные границы данного полигона и относя- щийся к нему, за время τ_n будет измерен m раз, т. е. представляет выборку случайных величин из m зна- чений. Следовательно, каждый параметр, в пределах данного полигона, может быть представлен как среднее выборочное значение, которое по условиям построения модели относится к центру полигона:

$$\Pi_{cp} = \frac{1}{m} \cdot \sum_1^m \Pi_i. \quad (10)$$

По такому принципу можно обрабатывать все параметры и показатели, подлежащие измерению и вычислению в каждой конкретной задаче.

Выбор количества полигонов

При равномерном шаге распределения полиго- нов их количество можно определить из простого соотношения

$$Z_n = \frac{\Pi_{\max} - \Pi_{\min}}{2\varepsilon_0}, \quad (11)$$

где Π_{\max} , Π_{\min} - максимальное и минимальное зна- чение параметра, достигаемое при работе двигателя во всем диапазоне характеристик;

ε_0 - погрешность отклонения параметра от значения, принятого в центре полигона.

Иными словами, шаг распределения полигонов

$$t = 2\varepsilon_0. \quad (12)$$

Если значение параметра в центре полигона принять равным $\Pi_{ин}$, то верхняя его граница для

данного полигона

$$P_e = P_{цн} + \varepsilon_0, \quad (13)$$

а нижняя граница

$$P_n = P_{цн} - \varepsilon_0. \quad (14)$$

Например, если относительная частота вращения коленчатого вала для дизеля изменяется в пределах от $n_n = 0,3$ до $n_e = 1,1$, то при погрешности $\varepsilon_0 = 0,05$, шаг распределения $t = 0,1$, количество полигонов $Z_n = 8$. Аналогично можно показать, что если, например, относительная цикловая подача топлива на различных режимах изменяется в пределах от 0,1 до 1,1, то при количестве полигонов $Z_n = 8$, шаг распределения $t = 0,125$, а погрешность не превысит 6,25 %.

При таком распределении все поле характеристик работы двигателя представлено 64 полигонами. Получается удобная с точки зрения микропроцессорной техники матрица памяти с организацией 8×8 , позволяющая записывать информацию по каждому полигону отдельно.

Возможен и неравномерный шаг распределения, например, в областях малых и больших изменений цикловой подачи шаг может быть разным.

Реализация циклов измерения

В связи с тем, что количество полигонов фиксировано, каждому полигону присвоен порядковый номер $j = 1, 2 \dots Z$ и определены граничные значения контролируемых параметров, то вся процедура измерения сводится к проверке неравенства $P_n \leq P_i \leq P_e$. Пока неравенство выполняется, в соответствии с формулой (9) подсчитывается время работы двигателя в пределах данного j -го полигона. Так как период дискретизации τ_δ постоянный, то измерение интервалов времени сводится лишь к подсчету количества m_j периодов, а интервал времени в пределах каждого полигона

$$\tau_{nj} = \tau_\delta \cdot m_j. \quad (15)$$

В результате изменения режимов работы дизеля вхождение в один и тот же полигон может многократно повторяться. Поэтому полное время работы в одноименных полигонах представляет собой сумму интервалов, определенных по формуле (15).

Наработка двигателя (суммарное время работы) представляет сумму периодов дискретизации τ_δ за все работы двигателя и вычисляется по формуле

$$T = \tau_\delta \cdot m, \quad (16)$$

где m – общее количество измерений.

Осреднённый часовой расход топлива в пределах каждого полигона в соответствии с формулой (10)

$$G_{mj} = \frac{1}{m_j} \cdot \sum_1^m G_{mi} \quad (17)$$

Количество топлива, израсходованное двигателем в пределах каждого полигона, вычисляется из формул (15) и (17)

$$Q_{mj} = G_{mj} \cdot \tau_{nj} \quad (18)$$

и при очередном вхождении в данный полигон суммируется. По такому же принципу определяются суммарное количество топлива, израсходованное двигателем за время наработки, пройденный машиной путь и другие интегральные характеристики, которые хранятся в памяти отдельно.

Алгоритм определения параметров и учета времени загрузки

Алгоритм определения и учета характера и времени загрузки двигателей в эксплуатации, реализуемый по данной модели, предполагает, что в ПЗУ устройства для конкретного двигателя записаны граничные значения измеряемых параметров - цикловой подачи топлива и частоты вращения коленчатого вала. На тяговых режимах работы двигателя в устройстве измеряется расход топлива и частоты вращения коленчатого вала, вычисляется цикловая по-

дача топлива, из ПЗУ извлекается значение эффективного КПД, вычисляется крутящий момент, определяется режим работы двигателя и соответствующий полигон. Измеряется суммарное время работы двигателя, время работы в пределах данного полигона, количество измерений, вычисляются все предусмотренные алгоритмом параметры, которые временно хранятся в ОЗУ. При выходе контролируемых параметров за пределы полигона все вычисленные значения параметров заносятся в ячейки памяти ПЗУ, соответствующие данному полигону.

Выводы: Предложенная математическая модель мониторинга загрузки двигателей позволяет накапливать информацию в структурированном виде в процессе рядовой эксплуатации.

Можно определить долевую загрузку двигателя, относительный крутящий момент, частоту вращения, часовой расход топлива, среднюю техниче-

ская скорость автомобиля, суммарную наработку, среднеэксплуатационный коэффициент загрузки и другие показатели, необходимые для оценки технического уровня двигателя и его функционирования.

Список литературы:

1. Парсаданов И. В. *Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. Монография.* - Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
2. *Автомобили ВАЗ-2108, ВАЗ-2109. Руководство по ремонту/ А.П. Игнатов, С.Н. Косарев, К.В. Новокшинов и др.* Москва, «Третий Рим», 1998.- 170 с.
3. Парсаданов И.В., Пойда А.Н., Сивых Д.Г. *Модель идентификации режимов работы автотракторных дизелей в условиях эксплуатации/ Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал.* – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2007, №1. – С.110-114.

УДК 621.431

А.Н. Пойда, д-р техн. наук, А.М. Проскурин, инж.

МОДЕЛЬ ИДЕНТИФИКАЦИИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВПРЫСКИВАНИЕМ БЕНЗИНА В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Общая постановка проблемы и её связь с научно-практическими задачами

В настоящее время все большее распространение получают обобщенные модели эксплуатации двигателей определенного назначения [1]. Их используют при оценке по результатам стендовых испытаний наиболее важных показателей технического уровня и конкурентоспособности современных двигателей: надежности, топливной экономичности и

токсичности выбросов ОГ. Однако степень загрузки двигателя и время его работы на определенных режимах, которые характеризуются крутящим моментом и частотой вращения коленчатого вала, зависят от назначения и условий эксплуатации автомобиля. Поэтому практическая ценность полученных результатов будет максимальной в том случае, если режимы и циклы стендовых испытаний выбираются с учетом особенностей эксплуатации автомобиля, на

котором установлен двигатель. Для обобщения моделей эксплуатации двигателей определенного назначения используют относительные показатели долевой наработки, крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала.

Эти модели могут быть идентифицированы для оценок и прогнозирования усталостной и длительной прочности деталей цилиндропоршневой группы, а также эксплуатационных показателей расходов топлива и масла, выбросов вредных веществ, нормирования расхода топлива.

Экспериментальные данные о загрузке двигателей в эксплуатации, которые могут служить основанием для построения обобщенных моделей эксплуатации двигателей, получают в результате сложных исследований с применением специальных датчиков и дорогостоящей аппаратуры. Серьезную проблему составляет измерение крутящего момента двигателя в процессе эксплуатации. Поэтому весьма важно получать информацию о режимах работы и загрузке автомобильного двигателя по косвенным показателям в процессе рядовой эксплуатации автомобиля, выполняя постоянный мониторинг определенных параметров двигателя.

Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем

Анализ публикаций показывает, что по рассматриваемой проблеме часть задач уже решена.

Современные автомобильные двигатели оснащены микропроцессорными системами управления (МПСУ) [2], имеющими в своём составе средства измерения, обработки и хранения информации о параметрах, характеризующих состояние двигателя и используемых для управления процессами в двигателе. Эта информация доступна для считывания во внешние устройства через интерфейс последовательного обмена. Кроме того, целенаправленно выводится информация о частоте вращения коленча-

того вала, расходе воздуха и о вырабатываемом в системе управления сигнале продолжительности впрыскивания топлива.

Её используют в маршрутных компьютерах (МК) [3], которые устанавливаются на современных автомобилях зарубежного производства и на некоторых автомобилях ВАЗ как средство выдачи оперативных данных водителю о мгновенном расходе топлива. МК позволяет накапливать информацию о среднем расходе топлива, пройденном пути и времени в пути при движении от пункта до пункта. Однако он не обеспечивает возможность определять режим работы двигателя и экспортировать информацию в наружные технические средства.

В НТУ «ХПИ» разработаны теоретические основы обобщенных моделей эксплуатации автомобильных, тракторных и комбайновых дизелей, наиболее полно изложенные работе [1], в которых совокупность эксплуатационных режимов двигателя в эксплуатации заменяют представительными полигонами, являющимися рядом дискретных сочетаний частоты вращения коленчатого вала n_i и крутящего момента M_{kpi} , для каждого из которых определено время наработки.

Каждый из исследуемых показателей работы двигателя в границах отдельно взятого i -го полигона приводится к центру полигона, имеющего конкретную величину M_{kpi} , и n_i . Возникающая при этом погрешность определения характеристик эксплуатационных режимов в выбранных пределах зависит от числа полигонов. Считают приемлемой погрешность 5...8 %.

Если для каждого из полигонов определена его вероятность, характеризующая долевой годовой занятостью, то модель эксплуатации двигателя представляется в виде

$$P_i = f(M_{kpi}, n_i), \quad (1)$$

где P_i , M_{kpi} , n_i — долевая наработка, крутящий

момент и частота вращения коленчатого вала двигателя при i -ом полигоне эксплуатационных режимов.

Данную модель рассматривают как квазистационарную, т.е. полагают, что внутри конкретного полигона представительные значения $M_{кр*i*}$ и n_i не меняются в течение долевой наработки P_i . Область модели ограничивается регуляторной и внешней характеристиками двигателя, а также реальными минимальными значениями крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала, которые могут встретиться в эксплуатации.

В работе [4] приведена математическая модель идентификации режимов работы дизеля по расходу топлива и частоте вращения коленчатого вала в условиях рядовой эксплуатации. Согласно этой модели режим работы дизеля определяется по расходу топлива, частоте вращения коленчатого вала и эффективному КПД, записанному в ПЗУ как функцию цикловой подачи топлива и частоты вращения. Для обобщения моделей эксплуатации двигателей определенного назначения в рассматриваемых моделях используют относительные показатели, которые представляются в относительных долях:

$$\bar{M}_{кр} = \frac{M_{кр}}{M_{крн}} - \text{крутящего момента}, \quad (2)$$

$$\bar{n} = \frac{n}{n_n} - \text{частоты вращения коленчатого вала}, \quad (3)$$

$$\bar{G}_m = \frac{G_m}{G_{mn}} - \text{часового расхода топлива}, \quad (4)$$

$$\bar{G}_{mц} = \frac{G_{mц}}{G_{mцн}} - \text{цикловой подачи топлива}, \quad (5)$$

$$\bar{\eta}_e = \frac{\eta_e}{\eta_{ен}} - \text{эффективного КПД}, \quad (6)$$

где G_{mn} , $G_{mцн}$, $\eta_{ен}$, n_n – перечисленные выше показатели с дополнительным индексом «н» относятся к режиму номинальной мощности.

С учётом принятых обозначений крутящий момент

$$\bar{M}_{кр} = \bar{G}_{mц} \cdot \bar{\eta}_e, \quad (7)$$

а коэффициент использования мощности двигателя представляют как

$$K_u = \bar{N}_e = \bar{G}_m \cdot \bar{\eta}_e = \bar{G}_{mц} \cdot \bar{\eta}_e \cdot \bar{n}. \quad (8)$$

Цель работы

Целью данного исследования является обоснование и разработка математической модели идентификации режимов работы двигателя по продолжительности впрыскивания топлива и частоте вращения коленчатого вала.

Модель идентификации режимов работы двигателя

Исходим из того, что цикловая подача топлива для двигателя с впрыскиванием бензина одной форсункой за один рабочий цикл,

$$G_{mц} = \mu f_\phi \cdot \sqrt{2\rho_m \cdot P_m} \cdot \tau_{ен}, \quad (9)$$

где μf_ϕ – эффективное проходное сечение распыливающих отверстий форсунки, м²;

ρ_m – плотность топлива, кг/м³;

P_m – перепад давления топлива на распылителе форсунки, Н/м²;

$\tau_{ен}$ – продолжительность впрыскивания, с.

Система впрыскивания бензина проектируется так, что все параметры, кроме продолжительности впрыскивания $\tau_{ен}$, в уравнении (9) остаются неизменными на всех режимах работы двигателя. Плотность топлива ρ_m можно считать неизменной, перепад давления топлива на распылителе форсунки P_m обеспечивается постоянным с помощью стабилизатора давления, а эффективное проходное сечение распыливающих отверстий форсунки μf_ϕ изменяет-

ся только во время подъёма и посадки иглы распылителя. Если использовать такие же подходы и обозначения, как в работах [1, 4], то в соответствии с формулой (5)

$$\bar{G}_{mц} = \frac{\tau_{en}}{\tau_{enи}}, \quad (10)$$

где $\tau_{enи}$ - продолжительность впрыскивания топлива на номинальном режиме.

Обозначив относительную продолжительность впрыскивания бензина

$$\bar{\tau}_{en} = \frac{\tau_{en}}{\tau_{enи}}, \quad (11)$$

с учётом принятых обозначений получим

$$\bar{M}_{кр} = \bar{G}_{mц} \cdot \bar{\eta}_e = \bar{\tau}_{en} \cdot \bar{\eta}_e, \quad (12)$$

$$K_u = \bar{N}_e = \bar{G}_m \cdot \bar{\eta}_e = \bar{\tau}_{en} \cdot \bar{\eta}_e \cdot \bar{n}. \quad (13)$$

Чтобы учесть влияние на эффективный КПД ($\bar{\eta}_e$) скоростного и нагрузочного режимов, обозначим зависимость относительного значения эффективного КПД от частоты вращения по внешней скоростной характеристике $\bar{\eta}_{en} = f(\bar{n})$. Влияние нагрузки на эффективный КПД – представим как зависимость эффективного КПД от продолжительности впрыскивания топлива при работе двигателя по нагрузочной характеристике $\bar{\eta}_{ет} = f(\bar{\tau}_{en})$.

Тогда уместно предположить, что во всей области возможных нагрузок двигателя, ограниченной внешней скоростной характеристикой и ветвью холостого хода, любая частичная нагрузка принадлежит некоторой нагрузочной характеристике, которая имеет общую точку, расположенную на внешней скоростной характеристике. В этой общей точке $\bar{\eta}_{ет} = \bar{\eta}_{en}$. Следовательно, все поле возможных нагрузок можно представить как множество нагрузочных характеристик, каждая из которых имеет общую точку, расположенную на внешней скоростной характеристике, где $\bar{\eta}_{ет} = \bar{\eta}_{en}$.

Предположим, что существует некоторое ос-

редненное относительное значение эффективного КПД $\bar{\eta}_{ето}$, достоверно отражающее характер изменения эффективного КПД от нагрузки, тогда можно выразить

$$\bar{\eta}_e = \bar{\eta}_{ето} \cdot \bar{\eta}_{en}. \quad (14)$$

Пользуясь формулой (14) и имея зависимость относительного значения эффективного КПД от частоты вращения по внешней скоростной характеристике $\bar{\eta}_{en} = f(\bar{n})$ и зависимость эффективного КПД от продолжительности впрыскивания топлива при работе двигателя по нагрузочной характеристике $\bar{\eta}_{ет} = f(\bar{\tau}_{en})$, можно получить множество значений относительного эффективного КПД в пределах рабочей зоны двигателя. Каждая из них представляет нагрузочную характеристику с общей точкой на внешней скоростной характеристике.

Проверка адекватности модели

Адекватность модели проверяли по результатам стендовых испытаний бензинового двигателя МеМЗ – 307 хозяйственного предприятия "АвтоЗаЗ – Мотор" (Мелитопольский моторный завод). МеМЗ – 307 – четырехтактный четырехцилиндровый рядный двигатель жидкостного охлаждения с принудительным зажиганием, внешним смесеобразованием путем попеременно параллельного распределенного впрыскивания бензина во впускной коллектор. Система управления – микропроцессорная Микас 7.6. Двигатель устанавливается на автомобили «Сенс» предприятия «АвтоЗаЗ».

При стендовых испытаниях двигателя МеМЗ 307 были сняты:

- внешняя скоростная характеристика при частоте вращения коленчатого вала 1500, 2000, 3000, 4000, 5000, 5750 мин⁻¹;
- несколько нагрузочных характеристик при частоте вращения коленчатого вала 1500, 2000, 3000, 4000, 5000, 5750 мин⁻¹.

В процессе испытаний измеряли: частоту вращения коленчатого вала, крутящий момент, часовой расход топлива и воздуха, продолжительность впрыскивания топлива. По результатам испытаний по известным зависимостям вычислили эффективный КПД, цикловую подачу топлива. По этим данным как среднее арифметическое трех нагрузочных характеристик при $n=1500, 3000, 5750 \text{ мин}^{-1}$ получили одну обобщенную зависимость $\bar{\eta}_{\text{ет}} = f(\bar{\tau}_{\text{ен}})$. Затем, пользуясь этой зависимостью и зная изменение КПД по внешней скоростной характеристике (из графической зависимости были определены промежуточные 4 точки), по формуле (14) вычислили относительный эффективный КПД. Далее по формуле (12) опреде-

лили относительный крутящий момент и по формуле (13) – коэффициент загрузки дизеля для 10 режимов работы по нагрузочным характеристикам.

На рис. 1 приведены зависимости относительного крутящего момента от коэффициента загрузки двигателя МеМЗ 307 для 10 фиксированных значений частоты вращения коленчатого вала: 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000, 5500, 5750 мин^{-1} . Сопоставление результатов вычисления относительного значения эффективного КПД по формуле (14) с соответствующими значениями нагрузочных характеристик при $n=2000$ и 4000 мин^{-1} (их при осреднении не учитывали) показали, что они отличаются не более, чем на 2%.

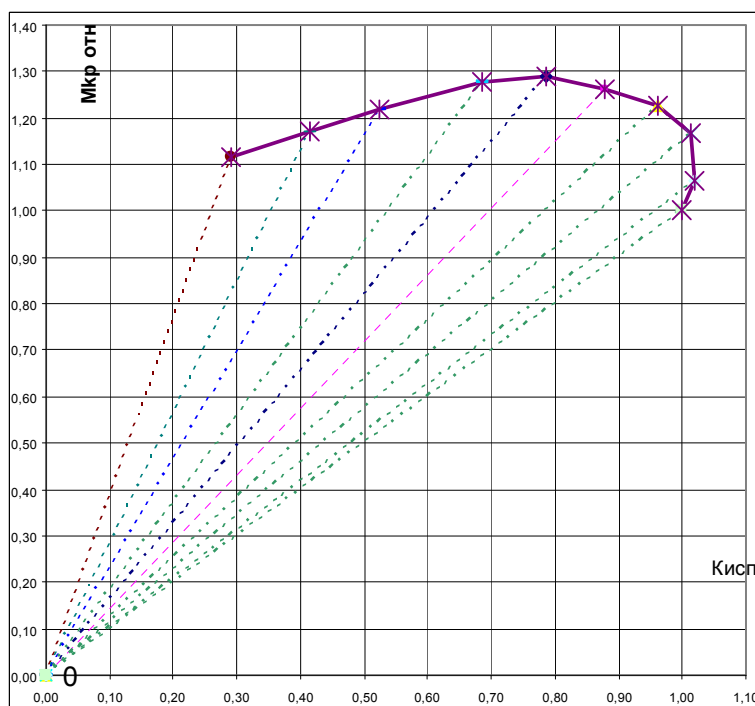


Рис. 1 – Зависимости относительных значений крутящего момента от коэффициента загрузки двигателя МеМЗ 307

Выводы:

Математическая модель определения режимов работы двигателя по частоте вращения коленчатого вала и продолжительности впрыскивания бензина адекватно описывает его характеристики и позволяет накапливать информацию о нагрузке двигателя в

процессе рядовой эксплуатации без установки на двигателе дополнительных датчиков. Она ориентирована на применение информационных технологий и может быть реализована лишь за счет модернизации маршрутных компьютеров.

Список литературы:

1. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. Монография. - Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 2. Системы управления бензиновыми двигателями. Пер. с нем. Первое рус. изд. – М.: ООО «Книжное изд. «За рулем», 2005, - 480 с. 3. Автомобили ВАЗ-2108, ВАЗ-2109.

Руководство по ремонту/ А.П. Игнатов, С.Н. Косарев, К.В. Новокионов и др. Москва, «Третий Рим», 1998.- 170 с. 4. Парсаданов И.В., Пойда А.Н., Сивых Д.Г. Модель идентификации режимов работы автотракторных дизелей в условиях эксплуатации/ Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2007, №1. – С.110-114..

УДК 621.577

Н.И. Радченко, инж., А.А. Сирота, канд. техн. наук, Д.В. Коновалов, инж.

РАЦИОНАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТРИГЕНЕРАЦИОННЫХ КОНТУРОВ СУДОВЫХ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Одним из основных и перспективных направлений повышения эффективности судовых среднеоборотных дизелей (СОД) является утилизация теплоты их вторичных энергоресурсов (ВЭР): теплоты, отводимой с продуктами сгорания, охлаждающей водой и от наддувочного воздуха. Так как показатели СОД существенно зависят от температуры наружного воздуха на их входе, ухудшаясь с ее повышением [1, 2], то весьма целесообразным было бы использовать теплоту ВЭР для производства холода, который в свою очередь – для охлаждения воздуха на входе двигателей. Поскольку в большинстве судовых дизельных установок наряду с механической или (и) электрической энергией вырабатывается еще и тепловая (чаще всего в виде нагретой воды или пара для судовых нужд), т.е. они являются когенерационными установками, то дополнительное производство еще и холода превращает их в так называемые тригенерационные установки. Основу таких тригенерацион-

ных контуров, в которых происходит трансформация теплоты ВЭР в холод, составляют теплоиспользующие холодильные машины (ТХМ).

Известны результаты исследований по охлаждению наддувочного воздуха ДВС с помощью воздушных турбокомпрессорных холодильных машин [3, 4]. Но КПД воздушных холодильных машин довольно низкий, а сами установки сложны и громоздки. Что касается теплоиспользующих холодильных машин абсорбционного типа, то им также свойственны повышенные габариты (соответственно и аэродинамическое сопротивление), и целесообразность их включения в газовый и воздушный тракты СОД весьма проблематична. Конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации отличаются ТХМ струйного – эжекторного типа, в которых эжектор выполняет функцию компрессора [5–7]. Включение тригенерационных контуров на базе таких ТХМ в дизельные установки не приведет к заметному усложнению последних. В ТХМ используются низкокипящие рабочие тела (НРТ), что позволяет утилизи-

ровать теплоту сравнительно низкого температурного уровня, неприемлемого для традиционных пароводяных утилизационных котлов.

Эффективность тригенерационных контуров характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_r$, который представляет собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от воздуха, например на входе двигателя) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к кипящему НРТ от уходящих газов. Она тем больше, чем выше температура подвода теплоты к НРТ в генераторе пара (температура t_r кипения НРТ и соответственно уходящих газов после генератора НРТ). В то же время с повышением температуры уходящих газов после генератора и, следовательно, уменьшением глубины утилизации снижается количество теплоты, отведенной от них в ТХМ, что, наоборот, сокращает эффект от утилизации ВЭР СЭУ. Таким образом, решение задачи сводится к ответу на вопрос, что обеспечивает достижение максимального эффекта в тригенерационной дизельной установке (приращения мощности и КПД двигателя) – глубокая утилизация ВЭР при недостаточно высокой эффективности ТХМ или же максимально эффективная работа собственно холодильной машины в ущерб глубине утилизации ВЭР. Очевидно, что задача эта является оптимизационной, и ее решением будет такое значение температуры t_r кипения НРТ в генераторе, которое обеспечивает максимальные отвод теплоты от воздуха в тригенерационном контуре и, как следствие, приращения мощности и КПД главного двигателя СЭУ.

Целью выполненного исследования является определение рациональных параметров тригенерационных контуров судовых СОД, обеспечивающих максимальное приращение КПД и мощности двигателей за счет охлаждения их циклового воздуха (наружного воздуха на входе и наддувочного воздуха).

2. Анализ результатов расчета рациональных параметров тригенерационных контуров судовых СОД

С целью определения максимальных значений количества теплоты, отводимой в ТХМ от воздуха, например на входе СОД, а соответственно и приращения мощности и КПД СОД, т.е. максимального эффекта от применения тригенерации, а также условий его достижения, и прежде всего значения температуры t_r кипения НРТ в генераторе ТХМ, которое и будем считать оптимальным, обоснования выбора параметров тригенерационных контуров был выполнен комплекс расчетов с использованием методологии рационального проектирования [8, 9], обеспечивающей достижение максимальных плотностей тепловых потоков в аппаратах, в которых происходит трансформация теплоты ВЭР (генераторах пара НРТ высокого давления, испарителях НРТ низкого давления, конденсаторах НРТ).

Результаты такого анализа приведены на рис. 1 в виде зависимости удельных тепловых нагрузок на генератор \bar{q}_r и испаритель-воздухоохладитель \bar{q}_0 , тепловых коэффициентов ТХМ ζ , снижения температуры $\Delta t_{\text{в}}$ воздуха на входе СОД от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ °С; конденсации $t_k = 35$ °С; уходящих газов перед генератором $t_{r1} = 350$ °С и ограничении температуры уходящих газов после генератора в целом (включая экономайзерную секцию) значением $t_{r2} = 160$ °С, исключаящим опасность возникновения сернистой коррозии. Здесь же нанесены значения температуры $t_{\text{в}2}$ наддувочного воздуха после экономайзерной секции генератора в случае ее вынесения из газохода СОД, например, на линию наддувочного воздуха при его температуре перед экономайзером $t_{\text{в}1} = 220$ °С. При размещении экономайзера вне газохода температура уходящих газов после испарительной секции генератора ограничивалась значением $t_{r, \text{н}2} = 160$ °С (в соответствии с ограничением $t_{r2} = 160$ °С).

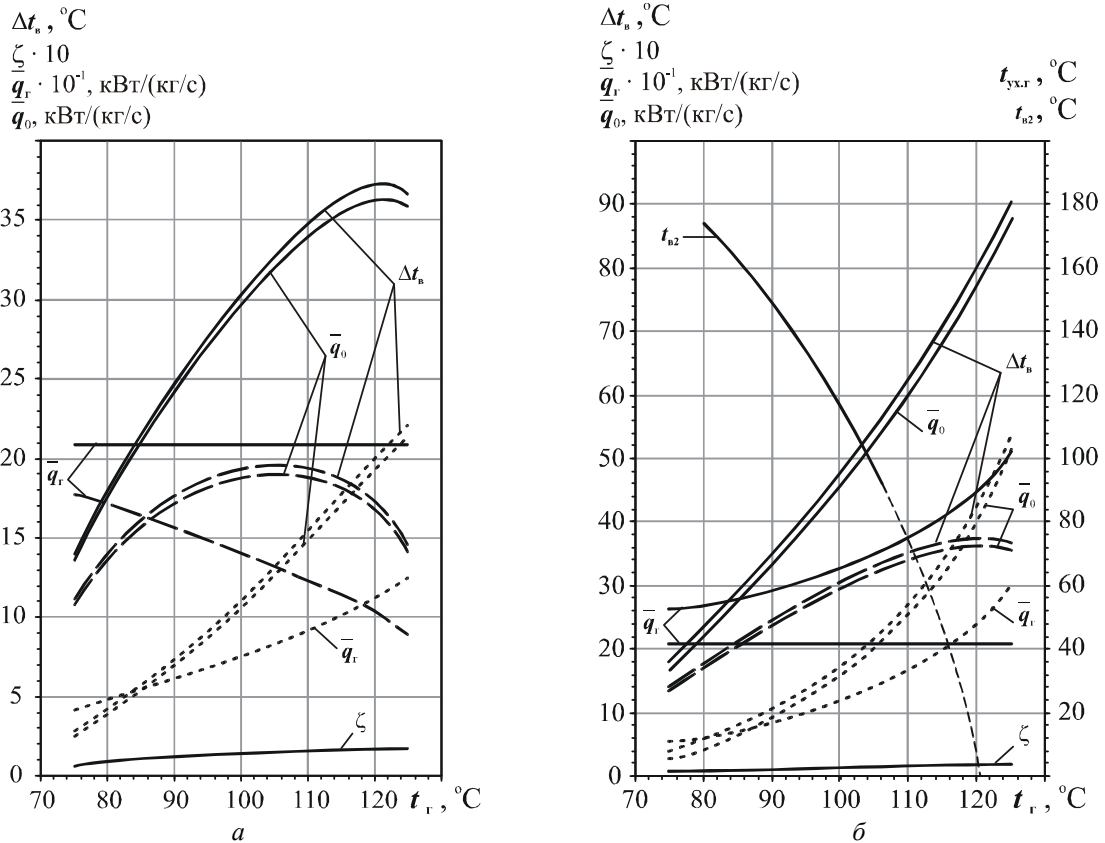


Рис. 1. Удельные тепловые нагрузки на генератор \bar{q}_r и испаритель \bar{q}_0 , тепловые коэффициенты ТХМ ζ , снижение температуры Δt_n воздуха на входе ДВС, температура t_{n2} наддувочного воздуха после экономайзерной секции генератора (вне газохода), температура $t_{yx,2}$ уходящих газов после испарительной секции генератора ТХМ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах уходящих газов перед генератором $t_{21} = 350$ °С и после генератора $t_{22} = 160$ °С; кипения в испарителе $t_0 = 0$ °С и конденсации $t_k = 35$ °С: — за счет отвода теплоты генератором в целом \bar{q}_0 , \bar{q}_r ; - - - - испарительной секцией \bar{q}_0'' , \bar{q}_r'' ; — экономайзерной секцией \bar{q}_0' , \bar{q}_r' ; а — экономайзер в газоходе; б — экономайзер вынесен из газохода

Величина $t_{yx,r}$ на рис. 1,а соответствует температуре уходящих газов после испарительной секции генератора при размещении его экономайзерной секции в газоходе. Как видно, с повышением t_r от 80 до 120 °С значение температуры газов после испарительной секции $t_{yx,r} = t_{r,n2}$ изменяется от 200 до 260 °С, что свидетельствует о том, что из-за ограничения $t_{r2} = 160$ °С в испарительной секции генератора не срабатывает тот теплоперепад, который возможен исходя из минимальной (обусловленной интенсивностью теплопередачи) разности температур между $t_{yx,r}$ и t_r ($\Delta t_{r/a} = t_{yx,r} - t_r = 20$ °С) на ее выходе. А то обстоятельство, что с повышением t_r разность тем-

ператур $\Delta t_{r/a}$ увеличивается ($\Delta t_{r/a} = 120 \dots 140$ °С), обусловлено сокращением удельной теплоты фазового перехода НРТ в испарительной секции большими темпами (с приближением к тройной точке) по сравнению с монотонным возрастанием затрат теплоты на нагрев конденсата НРТ от t_k до t_r , т.е. изменением соотношения удельных нагрузок на испарительную и экономайзерную секции в пользу последней в соответствии с термодинамическим циклом эжекторной ТХМ.

В случае вынесения экономайзера на линию наддувочного воздуха (при ограничении по температуре уходящих газов, но уже после испарительной

секции: $t_{г.и2} = 160$ °С) разность температур $\Delta t_{г/а}$ сокращается с 80 до 40 °С, т.е. на величину приращения t_g от 80 до 120 °С.

Наличие ограничения по температуре уходящих газов после генератора $t_{г2} = 160$ °С, а при вынесении экономайзера из газохода – по температуре газов после испарительной секции $t_{г.и2} = 160$ °С тождественно постоянству удельных тепловых нагрузок на генератор \bar{q}_g и его испарительную секцию \bar{q}_g'' соответственно: графики зависимостей $\bar{q}_g = f(t_g)$ на рис. 1,а и $\bar{q}_g'' = f(t_g)$ на рис. 1,б представляют собой горизонтальные прямые. Возрастание же суммарной удельной холодопроизводительности \bar{q}_0 в первом случае и ее части \bar{q}_0'' , приходящейся на испарительную секцию, происходит исключительно благодаря увеличению теплового коэффициента ζ с повышением t_g .

Таким образом, именно ограничение температуры уходящих газов после генератора $t_{г2} = 160$ °С приводит к значительному сокращению теплоперепада по уходящим газам $\Delta t_{г.и} = t_{г1} - t_{г.и2}$, срабатываемого в испарительной секции генератора, с повышением t_g : от 150 °С при $t_g = 80$ °С до 90 °С при $t_g = 120$ °С, что в конечном счете ограничивает общую удельную холодопроизводительность ТХМ \bar{q}_0 и соответственно уменьшение температуры воздуха испарителе-воздухоохладителе Δt_v их максимальными значениями при $t_g = 120$ °С (рис. 1,а). При вынесении экономайзера из газохода ограничение по температуре уходящих газов $t_{г.и2} = 160$ °С, обусловленное опасностью возникновения сернистой коррозии, хотя количественно и остается прежним, но его влияние на эффективность тригенерации качественно меняется: оно вызывает стагнацию тепловой нагрузки на испарительную секцию $\bar{q}_g'' = \text{const}$, не влияя на теп-

ловой нагрузку экономайзерной секции \bar{q}_g' , увеличение которой с повышением t_g приводит к непрерывному возрастанию суммарной тепловой нагрузки генератора \bar{q}_g и, следовательно, удельной холодопроизводительности \bar{q}_0 и степени охлаждения воздуха в испарителе ТХМ Δt_v (см. рис. 1,б).

В обоих случаях максимальные \bar{q}_0 и соответственно Δt_v достигаются после того, как их составляющая \bar{q}_0' , приходящаяся на экономайзерную секцию, становится больше величины \bar{q}_0'' , соответствующей испарительной секции: $\bar{q}_0' > \bar{q}_0''$.

При вынесении экономайзера генератора ТХМ на линию наддувочного воздуха температура кипения t_g в испарительной секции должна быть около 110 °С, чтобы температура наддувочного воздуха была не ниже $t_{в2} = 60$ °С (в соответствии с рис. 1,б). Отметим, что ее нижний предел определяется соотношением $t_{в2} = t_k + 15...20$ °С и зависит от интенсивности теплопередачи в конденсаторе ТХМ. При этом степень охлаждения воздуха в испарителе Δt_v оказывается более чем на 10 °С меньше от таковой при $t_g = 120$ °С, что приводит к снижению относительного приращения мощности и КПД почти на 10 % и 1 % соответственно (рис. 2).

При расчете приращения мощности \bar{N} и КПД η двигателя за счет охлаждения его циклового воздуха исходили из условия, что каждые 10 °С понижения температуры воздуха дают приращение мощности на 5 % и КПД на 0,5 % [7].

Чтобы получить максимальный эффект (при $t_g = 120$ °С) температура наддувочного воздуха на входе экономайзера $t_{в1}$ должна быть тоже выше примерно на 10 °С (по сравнению с принятой в расчетах $t_{в1} = 220$ °С).

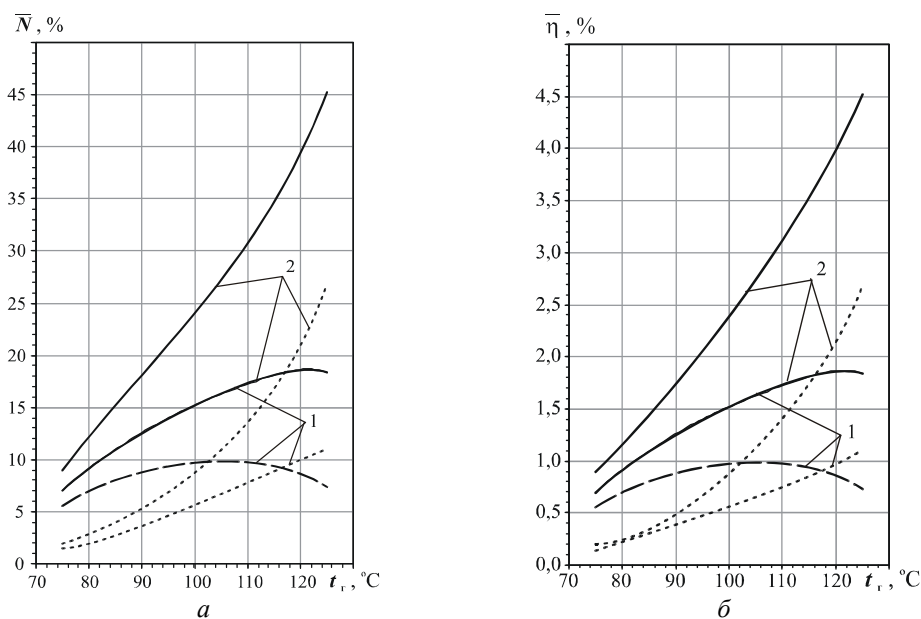


Рис. 2. Относительные приращения мощности \bar{N} (а) и КПД $\bar{\eta}$ (б) за счет уменьшения температуры воздуха на входе в зависимости от температуры t_r кипения НРТ в генераторе при температурах кипения в испарителе $t_0 = 0$ °С, конденсации $t_k = 35$ °С и уходящих газов после генератора $t_{22} = 160$ °С: — за счет отвода теплоты генератором в целом \bar{N} , $\bar{\eta}$; ---- испарительной секцией \bar{N} , $\bar{\eta}$; — экономайзерной секцией \bar{N} , $\bar{\eta}$; 1 – экономайзер в газоходе; 2 – экономайзер вынесен из газохода

Как видно из рис. 1,а и 2,а, даже при столь жестком, обусловленном опасностью возникновения сернистой коррозии, ограничении по температуре уходящих газов $t_{r2} = 160$ °С применение ТХМ для охлаждения циклового воздуха СОД обеспечивает весьма существенные относительное приращение мощности $\bar{N} \approx 18$ % и приращение КПД двигателя $\bar{\eta} = 1,8$ %. При вынесении экономайзерной секции генератора ТХМ из газохода на линию наддувочного воздуха эффект оказывается гораздо выше: $\bar{N} = 30...40$ % и $\bar{\eta} = 3...4$ % (рис. 1,б и 2,б).

Следует отметить, что при размещении экономайзера генератора парообразного НРТ в газоходе уменьшение температуры воздуха в испарителе $\Delta t_b \approx 35$ °С (рис. 1,а), что вполне соответствует охлаждению воздуха на входе СОД от $t_{b1} \approx 45$ °С (температура воздуха в машинном отделении) до температуры $t_{b2} = 10...15$ °С (на $10...15$ °С выше температуры ки-

пения в НРТ в испарителе-воздухоохладителе). При вынесении же экономайзера из газохода на линию наддувочного воздуха уменьшение температуры воздуха в испарителе $\Delta t_b \approx 90$ °С (рис. 1,б), т.е. намного больше, чем требуется для охлаждения воздуха на входе двигателя. В этом случае избыточная холодопроизводительность ТХМ может быть реализована путем глубокого промежуточного охлаждения наддувочного воздуха, для чего испаритель-воздухоохладитель необходимо выполнять, как и генератор, двухступенчатым с размещением одной ступени на входе двигателя, а второй – на линии наддувочного воздуха между компрессорными ступенями.

3. Выводы

1. Установлено существование оптимальных значений температуры кипения в генераторе теплоиспользующей холодильной машины тригенерационного контура охлаждения циклового воздуха СОД,

обеспечивающих максимальное приращение мощности и КПД двигателей.

2. Определены условия, соответствующие рациональным параметрам тригенерационных контуров, и разработаны рекомендации по схемным решениям таких контуров.

Список литературы:

Аболешкин С.Е., Балыхин Ю.В. Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2004. – Вып. 11. – С. 132-139. 2. Колпакчи Э.М., Кохановский А.И. Особенности технической эксплуатации судовой энергетической установки пассажирского судна, работающего в условиях стесненного фарватера // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА, 2004. – Вып. 11. – С. 23-33. 3. Тимошевский Г.Ф., Мошенцев Ю.Л., Ву Дык Бао. Повышение эффективности судового двигателя внутреннего сгорания путем совершенствования системы воздушного снабжения // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв:

УДМТУ, 2003. – № 2 (388). – С. 67-75. 4. Мошенцев Ю.Л., Жуков Д.О. Экспериментальное исследование процесса испарительного охлаждения в центробежном наддувочном компрессоре // Зб. наук. праць НУК. – Миколаїв: НУК, 2005. – № 5 (398). – С. 99-108. 5. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с. 6. Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 2 (71). – С. 12-18. 7. Петренко В.А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 1 (70). – С. 16-21. 8. Радченко М.И., Билека Б.Д., Сирота А.А. Особенности проектирования теплообменников на НРТ для теплоутилизирующих контуров ГТУ // Промышленная теплотехника. – 2004. – Т. 26, № 5. – С. 27-31. 9. Радченко Р.Н. Кондиционирование воздуха на входе двигателей // Техногенна безпека: Наук. праці МДГУ ім. П. Могилі. – Миколаїв: МДГУ, 2007. – Т. 73, Вип. 60. – С. 109-115.

УДК 621.43

А.И. Крайнюк, д-р техн. наук, К.А. Лупиков, инж., А.А. Крайнюк, канд. техн. наук

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМПЛЕКСА БЕЗДРЕНАЖНОГО ХРАНЕНИЯ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДВС

Введение

Одним из перспективных направлений развития железнодорожного транспорта является применение на тепловозах в качестве топлива сжиженного природного газа (СЖПГ). Ожижение природного газа (температура кипения -163°C) позволяет устранить

ряд недостатков традиционно используемого компримированного до 20 МПа газа, а именно: уменьшить примерно в 3 раза массо-габаритные размеры заправочных емкостей и существенно увеличить запас хода тепловоза до показателей, не уступающих дизельному топливу. Подтверждением привлека-

тельности СжПГ служит ежегодное увеличение на 10% его доли в международных перевозках.

Постановка задачи

Практика показывает, что, несмотря на высокий уровень применяемых в криогенной технике современных технологий, невозможно полностью исключить теплоприток к низкотемпературно хранимой жидкости. Поэтому криогенные резервуары оснащаются предохранительными устройствами, обеспечивающими периодический сброс излишних паров СжПГ в атмосферу. По данным литературных источников [1,2,3], среднесуточные потери паров ценного топлива могут составлять 0,5-3% от объема заправленной жидкости, в зависимости от типа применяемой теплоизоляции, окружающих условий и длительности простоя локомотива. Поскольку наблюдается тенденция к постоянному росту цен на газовое топливо и ужесточению экологических норм эксплуатации ДВС, то такие потери становятся недопустимыми в ближайшем будущем.

Решение задачи

На кафедре ДВС ВНУ им. В.Даля ведутся работы по созданию двухконтурной системы питания тепловозного дизеля сжиженным природным газом с комплексом бездренажного хранения. Исключение выбросов паров топлива из теплоизолированного резервуара в окружающую среду в такой системе достигается благодаря аккумулярованию их в специальном накопительном баллоне под высоким давлением с последующим использованием этих паров по прямому назначению в ДВС. Подробное описание системы и некоторые показатели ее рабочего цикла приведены в работах [4,5].

Основным устройством комплекса бездренажного хранения является газоперекачивающий блок (ГПБ), принцип действия которого основан на эффекте периодического расширения легкокипящей

жидкости (ЛКЖ) в полости оребренного гидроцилиндра при циклическом подводе к ней теплоты нагревательным элементом. Испытания опытного устройства подтвердили возможность заполнения накопительного баллона с запорным давлением до 10 МПа. При этом показатель эффективности (ПЭ), равный отношению теплоты сгорания перекачиваемого газа к теплоте затраченной на его нагнетание в накопительный баллон составил 8,4 (при низшей теплоте сгорания ПГ 45 МДж/кг).

Цикличность работы ГПБ обеспечивается периодической конденсацией ЛКЖ в результате теплообмена с окружающей средой через наружную поверхность оребренного гидроцилиндра. Необратимые потери отводимой от ЛКЖ теплоты не только в процессе конденсации, но и в процессе расширения ЛКЖ при нагревании, повышают энергозатраты рабочего цикла ГПБ и снижают величину ПЭ.

В настоящее время исследуется возможность повышения ПЭ путем рекуперации потенциальной и тепловой энергии части горячих паров ЛКЖ, отводимых в начале процесса их конденсации в специальный теплоизолированный аккумулятор 5 (ТА) (см. рис. 1) с последующим возвратом в гидроцилиндр 9 в начале процесса нагревания-расширения ЛКЖ.

С этой целью модернизированная установка ГПБ дополнительно оснащена теплоизолированным аккумулятором, сообщенным с полостью оребренного гидроцилиндра газоперекачивающего блока посредством парового канала с размещенным в нем запорным клапаном.

По окончании заполнения компрессорной полости 7 парами СжПГ в крайнем нижнем положении мембраны 8 по сигналу блока автоматического управления 6 открывается запорный клапан 13 и горячие пары ЛКЖ поступают из теплоизолированного аккумулятора 5 в полость оребренного гидроцилиндра 9. Давление в полости оребренного гидроцилин-

дра повышается, вызывая перемещение поршня 10 и мембраны 8 вверх, что соответствует началу такта сжатия - нагнетания паров СжПГ в компрессорной полости 7. В этот период работы газоперекачивающего блока 2 нагревательный элемент 11 выключен и активный ход мембраны 8 осуществляется лишь за счет энергии горячих паров ЛКЖ накопленных аккумулятором 5 на предыдущем цикле в начале процесса заполнения компрессорной полости 7 парами СжПГ.

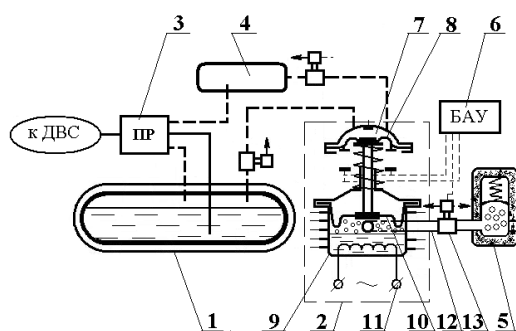


Рис. 1 – Принципиальная схема модернизированной системы

1 – теплоизолированный резервуар; 2 – ГПБ; 3 – парожидкостный распределитель; 4 – накопительный баллон; 5 – теплоизолированный аккумулятор (ТА); 6 – блок автоматического управления; 7 – компрессорная полость; 8 - мембрана; 9 – оребренный гидроцилиндр; 10 - гидпоршень; 11- нагревательный элемент; 12 – паровой канал; 13 – запорный клапан

При достижении в компрессорной полости 7 давления, несколько превышающего давления газов в накопительном баллоне 4 обратный клапан открывается, и сжатые пары СжПГ поступают в баллон 4.

С момента выравнивания давлений в полостях оребренного гидроцилиндра 9 и теплоизолированного аккумулятора 5 запорный клапан 13 закрывается, и одновременно по сигналу блока автоматического управления 6 подается напряжение на нагревательный элемент 11. Дальнейшее нагнетание паров СжПГ осуществляется за счет испарения и расширения ЛКЖ в оребренном гидроцилиндре 9 вследствие

подвода к ней теплоты нагревательным элементом 11.

По окончании процесса нагнетания СжПГ при положении мембраны 8 в крайнем верхнем положении по сигналу блока автоматического управления 6 открывается запорный орган 13 и часть ЛКЖ из оребренного гидроцилиндра 9 перепускается в теплоизолированный аккумулятор 5, что сопровождается снижением давления в оребренном гидроцилиндре и перемещению поршня 10 и мембраны 8 вниз. В этот период времени в теплоизолированном аккумуляторе накапливаются горячие пары ЛКЖ, а компрессорная полость заполняется парами СжПГ.

При достижении равенства давлений в гидроцилиндре 9 и аккумуляторе 5 по сигналу блока автоматического управления запорный клапан 13 закрывается – перепуск паров ЛКЖ в аккумулятор прекращается. Дальнейшее перемещение поршня 10 и мембраны 8 вниз осуществляется в результате конденсации паров ЛКЖ в гидроцилиндре 9 в процессе отвода тепла в окружающую среду через оребренную поверхность гидроцилиндра. По окончании заполнения компрессорной полости 7 парами СжПГ цикл возобновляется.

Таким образом, осуществляется рекуперация тепловой и потенциальной энергии горячих паров ЛКЖ.

Резерв повышения эффективности ГПБ может быть оценен сопоставлением параметров рабочих процессов базовой [5] и модернизированной (см. рис. 1) систем со следующими основными конструктивными параметрами: объем резервуара 7 м^3 ; среднесуточный коэффициент объемного испарения в пределах 0,3%; диаметр мембраны компрессорной полости – 0,26 м; ход мембраны – 0,25 м; диаметр поршня гидроцилиндра – 0,78 м; массовое содержание легкокипящей жидкости в системе гидроцилиндр-аккумулятор – 68 кг; коэффициент оребрения - 5; суммарная мощность электрических тенов – 7 кВт;

легкокипящая жидкость - диэтиловый эфир ($C_4H_{10}O$); максимальный объем теплоизолированного аккумулятора $V_{ак} - 0,175 \text{ м}^3$; ёмкость накопительного баллона – 50 л; максимальное давление заполнения накопительного баллона – 10 МПа.

Как видно из рис. 2 рабочий цикл рекуперативного ГПБ характеризуется более высокими скоростями изменения давления ЛКЖ в рабочем объеме гидроцилиндра и перемещения мембраны компрессорной полости. Интенсификация процессов (тактов) нагнетания и вытеснения СжПГ, обуславливающая более высокую цикличность, непосредственно связана с организацией энергообмена между рабочей полостью гидроцилиндра и аккумулятором, при которой вначале такта сжатия СжПГ горячие пары ЛКЖ из рабочего объема перепускаются в аккумулятор (участки 1–2, 5-6) с последующим возвратом в рабочую полость гидроцилиндра в начале такта сжатия СжПГ (участок 3 – 4).

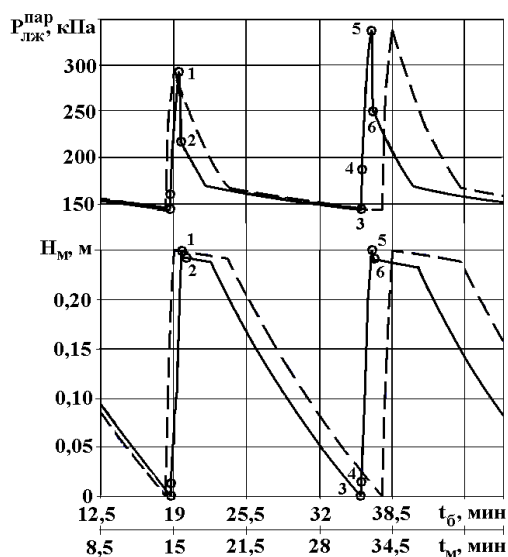


Рис. 2 Изменение давления ЛКЖ в полости гидроцилиндра $P_{ЛЖ}^{пар}$ и перемещение мембраны H_m во 2^м и 3^м рабочих циклах ГПБ:

t_b, t_m – соответственно время с начала работы базовой и модернизированной установок;
 ---- базовый ГПБ;
 — модернизированный ГПБ.

Участок 2 – 3 соответствует конденсации паров ЛКЖ за счет отвода теплоты через наружную поверхность оребренного гидроцилиндра; 4 – 5 – подводу теплоты к ЛКЖ в гидроцилиндре нагревательным элементом. Благодаря уменьшению периодов конденсации и нагревания ЛКЖ достигается повышение производительности ГПБ (в рассматриваемом устройстве на 17%).

Не менее заметное влияние процесс рекуперации оказывает на к.п.д. цикла. Тепловая и потенциальная энергия поступающих из аккумулятора в гидроцилиндр горячих паров ЛКЖ расходуется на парообразование, повышение энтальпии рабочего тела, а также работу нагнетательного перемещения мембраны компрессорной полости. Отмеченное, в конечном счете, способствует снижению энергозатрат на осуществление цикла ГПБ, причем по мере роста рабочего давления в аккумуляторе, сопровождающем рост давления паров СжПГ в накопительном баллоне в процессе его заправки, доля рекуперированной энергии неуклонно возрастает. Так, если на 2-ом цикле ГПБ доля возвращенной в цикл тепловой энергии составляет 15%, то на 6-ом цикле эта доля возрастает до 22% (рис. 3).

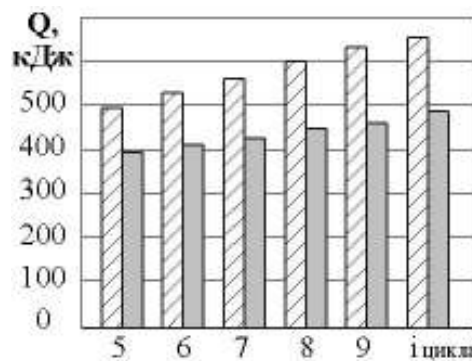


Рис. 3 – Затраты тепловой энергии нагревательного элемента на осуществление рабочих циклов ГПБ:

▨ - базовая установка; ■ - модернизированная

Общий расход энергии, подводимой нагревательным элементом при полной заправке накопи-

тельного баллона до 10 МПа в модернизированной установке снижается относительно базовой на 28,5%. Показатель эффективности при низшей теплоте сгорания природного газа 45 МДж/кг составляет 13,6.

Дальнейшее увеличение максимального давления заправки накопительного баллона в рассматриваемой конструкции ГПБ сопровождается заметным повышением энергозатрат и ограничено критической температурой ЛКЖ.

Заключение

Реализация рекуперативного принципа работы газоперекачивающего блока является действенным средством повышения эффективности комплекса бездренажного хранения сжиженного природного газа системы питания тепловозного ДВС.

Список литературы:

1. Васильев Ю.И., Гриценко А.И., Чириков К.Ю. Газозаправка транспорта.- М. : Недра, 1995. — 445с.
2. Газобаллонные автомобили/Е.Г. Григорьев, Б.Д. Колубаев, В.И. Ерохов и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 216с.:ил.
3. Гофман-Захаров П.М. Низкотемпературное хранение сжиженных технических газов. – К.: Техніка, 1966. – 224с.
4. Крайнюк А.И., Луников К.А. Комплекс бездренажного хранения сжиженного природного газа системы питания тепловозного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков, 2005. - №2.- С. 143 - 146.
5. Крайнюк А.И., Луников К.А., Крайнюк А.А. Особенности рабочего процесса комплекса бездренажного хранения сжиженного природного газа в системе питания тепловозного дизеля // Вісн. Східноукр. нац. універс. ім. В. Даля. -Луганськ, 2006. - № 8 [102], ч.1.- С. 153-157.

УДК 689.12-8.004.5.001.5

R.A. Varbanets, Dr. Sci. Tech., V.G. Ivanovsky, Cand. Tech. Sci., A. N. Varbanets, eng.

EFFECTIVE AND RELIABLE OPERATION OF MARINE DIESEL BY WORKING PROCESS MONITORING

Summary. One of the most important conditions of marine diesel engine effective and safe operation is monitoring main parameters of working process during operation [1,2]. Modern specialized microcontrollers have high efficiency, integrated analog inputs, nonvolatile memory to store programs and data, low power consumption. Thanks to these features it has become possible to design a portable monitoring system enabling to control not only parameters of fuel combustion but also those of fuel injection and gas distribution during engine

operation. The system realizes methods of data processing given below.

Introduction. Peak pressure indicators widely used on ships determine only peak values of pressure in cylinders (P_{max}) or pressure at the end of compression (P_{comp}) at cut off fuel feed. However, besides P_{max} and P_{comp} there are a great deal of parameters; their monitoring during operation gives the possibility to carry out the qualitative control of technical condition and to perform precise adjustment of fuel equipment and gas distribution mechanism.

Towards this end the authors have developed monitoring system DEPAS [3]. The main feature of the system is that it is divided into two separated modules. Real time module makes records and scoping calculations of real time data (it is based on specialized controller CYGNAL, now Silicon Electronics). Calculation module is Windows 98/2000/XP software. Communication between modules is on USB/RS-232 serial interface. The system allows of monitoring 2- and 4-stroke diesel engines in all rpm range with resolution not less than 0.5° crankshaft angle. Nonvolatile memory is to store about 100 indicated datum sets. Duration of continuous work with an internal power source is about 10 hours.

The following methods are realized in the system:

1. Program synchronization of data. The TDC of a piston is calculated by analyzing diagrams of gas pressure in the working cylinder [2,3,4]. Design algorithm of synchronization is based on the fact that in case of clean compression (without combustion) in the cylinder the speed degree of increasing gas pressure is equal to zero: $dP/dFi=0$ at TDC position of the piston (Fig.1).

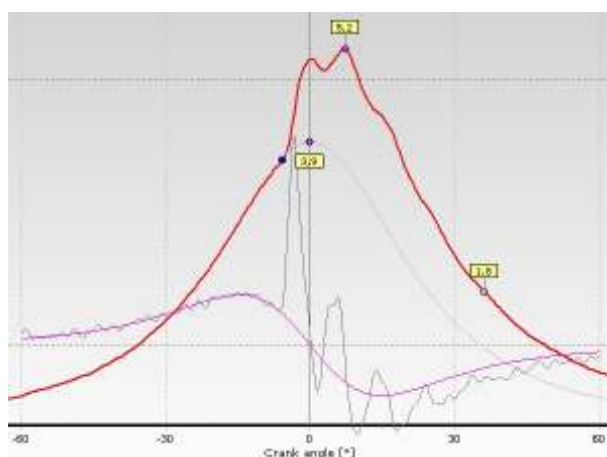


Fig.1. dP_dFi Model. TDC determination

On the loaded diagram of pressure the site of clean compression before the beginning of combustion is allocated. Factors of non-linear mathematical model of a curve dP/dFi are calculated by means of minimization

method Powell M.J.D [5]. The error of the program does not exceed $\pm 0.5^\circ$ crankshaft angle.

2. Fuel timing and gas timing as well as estimation of technical condition of separate units are determined by means of contact vibrosensor (Fig.2).



Fig.2. Engine diagnostic example

1 – vibrosensor VS-20 on the top of fuel valve (monitoring of injection vibrodiagram, determination of real fuel injection phases and valves timing);

2 - vibrosensor VS-20 on high pressure fuel pump cutoff point (monitoring of fuel feed vibrdiagram, determination of geometric fuel feed phases);

3 - pressure sensor PS-16 on indicator cock

The most important advantage and the unique feature of the system is that definition of these parameters occurs without fitting any valves into high pressure fuel

system and without hard connection to parts of gas distribution mechanism. Vibro sensor is included in standard version for the system. The vibrosensor has a magnetic basis. It is convenient during diesel engine operation as no tools for its fastening are necessary. DEPAS laboratory [3] was the first employed high-freq vibrosensor in the diesel engine working process monitoring.

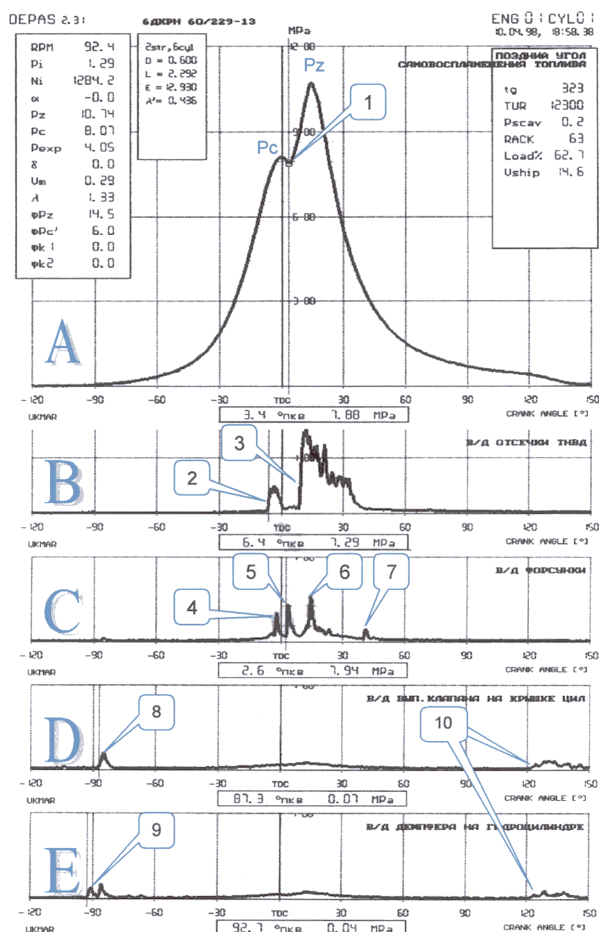


Fig.3. The indicator diagram A and vibrodiagrams B, C, D, E of S60MC MAN-B&W

Analyzing fuel injection equipment and valve timing mechanism vibrodiagrams together with working process indicator diagram significantly broadened the spectrum of monitored parameters. The engine cylinder technical condition diagnosis became possible not only by cylinder gas pressure (as it performed up to now in most diagnostic systems) but also by key data of fuel injection and valve timing.

The example of working process parameter determination is shown on Fig.3. Reference points on diagrams:

1. Point on the indicator diagram corresponds to a moment of the beginning of fuel self-ignition.
2. Geometrical advance angle of fuel feed by HPFP (a plunger is beginning to close the cut-off port).
3. Fuel feed cut off (the low edge of HPFP plunger is starting to open the cut-off port).
4. Rising of injector circulation valve and termination of fuel circulation ($P \approx 1.0 \text{ MPa}$).
5. Rising of injector needle ($P = 25.0 \pm 2 \text{ MPa}$) - real angle of the fuel injection beginning.
6. Injector needle fit - real angle of the fuel injection termination.
7. Injector circulation valve fit - the beginning of fuel circulation.
8. Angle of complete closing of the exhaust valve - valve plate fit in its seat.
9. Angle of the beginning of damper action at the end of exhaust valve stroke.
10. Increase of a high-frequency noise level while opening the exhaust valve.

Conclusions

1. Monitoring of diesel engine working process is carried out on the following key parameters: MIP, indicated power of a cylinder, Pmax, Pcomp, speed and degree of increase in pressure during fuel combustion, geometrical and real phases of fuel feed and valves timing.
2. Thanks to internal algorithm of TDC determination the hard connection [6] to the flywheel is unnecessary.
3. Fuel timing, valves timing and technical condition of separate units of the engine are determined by means of contact vibrosensor.

4. Use of the monitoring system enables to receive the following advantages during diesel engine operation:

- to save fuel due to precise adjustment of fuel injection equipment and valve timing mechanism;
- to prevent engines thermal and mechanical disbalance by uniform distribution of loading between cylinders;
- to increase reliability and efficiency of diesel engine operation.

Reference:

1. Motohiro Takai, Shigeji Tsukahara. *Performance and Combustion Analysis of High-speed Diesel Engine in Fast Ferry under Normal Service Condition (National*

Maritime Research Institute, Japan) // CIMAC Congress 2004, Kyoto. – Paper No. 43. – 8 p. 2. Hribernik A. *Statistical Determination of Correlation Between Pressure and Crankshaft Angle During Indication of Combustion Engines // SAE Paper N°982541.* 3. www.depas.odessa.ua. 4. Stas M.J. *Thermodynamic Determination of T.D.C. in Piston Combustion Engines // SAE Paper N°960610.* 5. *An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives. Powell M.J.D. // Computer J. – 1964. – № 7. –P. 155.* 6. www.kistler.com // *TDC Sensor System – for dynamic determination of the top dead centre position, Type 2629B.*

УДК 621.436

В.В. Попов, инж.

АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ ОБОРУДОВАНИЕМ СУДОВ ПОРТОВОГО ФЛОТА

Введение

В современных условиях особую актуальность приобретет вопрос повышения топливной эффективности транспортных энергетических установок, в частности ЭУ судов портового флота.

1. Формулирование проблемы

1. С целью решения поставленных задач исследования выполнен анализ состава и основных технологических характеристик ЭУ отечественных и зарубежных судов портового флота.

2. Решение проблемы.

В настоящее время отечественный суда порто-

вого флота насчитывает в своем составе несколько тысяч судов, состав и характеристики энергетического оборудования которых соответствует их целевому назначению. Преимущественно главная ЭУ судов портового флота выполнена на основе высокооборотных и среднеоборотных дизелей, широкий диапазон агрегатных мощностей которых (10 ÷ 900 кВт) объясняется спецификой использования судов (рис. 1.). На ряде судов используются дизель-электрические ЭУ (проекты №№ 16490, 10380, и др.).

Большинство проектов ЭУ судов портового флота предусматривает наличие в их составе ДГ, используемых как в ходовом, так и в стояночном

режимах. На ряде проектов предусмотрено использование валогенераторов с различной единичной мощностью и навешенных электрогенераторов.

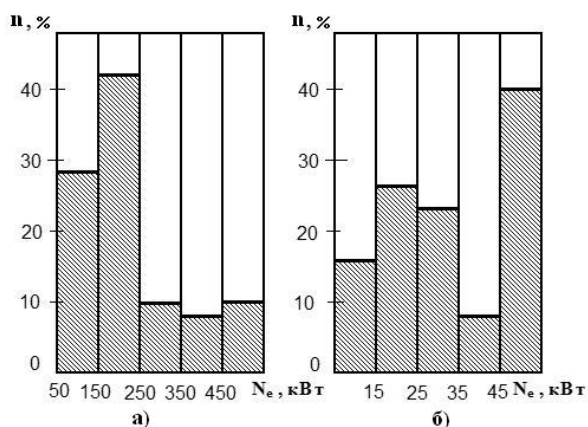


Рис. 1. Мощностной ряд ДВС, используемых в составе энергетических установок судов портового флота: а) главные двигатели; б) вспомогательные двигатели.

Потребности в паре и горячей воде на судах портового флота обеспечиваются включением в состав ЭУ вспомогательных и утилизационных котлоагрегатов, котлов на твердом топливе, электроподогревателей воды и т.д.

На определенных проектах судов предусмотрено подключение их основных систем к береговым системам теплоэлектроснабжения.

Работа судового энергетического оборудования сопровождается тепловыми потерями. Анализ состава и технических характеристик ЭУ судов портового флота показал, что основным источником тепловых потерь является работающая дизельная установка (главная, вспомогательная).

Распределение располагаемого тепла от сгорания топлива в дизельной ЭУ по отдельным составляющим, включая тепловые потери, характеризуется тепловым балансом дизеля.

К потерям тепловой энергии работающего дизеля следует отнести [1]:

Q_p – теплоту, рассеиваемую двигателем в окружающую среду;

Q_m – теплоту, воспринимаемую маслом в узлах трения двигателя;

Q_w – теплоту, отводимую от двигателя с охлаждающей водой;

Q_r – теплоту, отводимую выпускными газами двигателя.

Каждый из дизелей, используемых на судах портового флота, в зависимости от его мощности, конструктивного использования имеет свой тепловой баланс, который может быть определен опытным путем, вместе с тем, проведенные исследования позволяют с достаточной точностью определить интегральные значения составляющих теплового баланса дизеля (табл. 1), из которого видно, что наибольшие потери тепловой энергии составляет тепло, отводимое с выпускными газами – $\approx 35\%$ и в охлаждающую воду – $\approx 20\%$.

Параметры выхлопных газов (t, расход), в значительной степени определяется конструктивными особенностями двигателя, его мощностью, режимом работы, другими факторами.

Анализ выполненных исследований показал, что средняя температура выпускаемых газов, измеренная за выпускным коллектором при условии, если газы, поступающие из отдельных цилиндров, хорошо перемешаны, составляют для среднеоборотных и высокооборотных дизелей 720 – 870 К.

Параметры тепла, отводимого в охлаждающую воду, определяется прежде всего конструктивным исполнением системы охлаждения дизеля. В известных конструкциях дизелей, используемых на судах портового флота, применяются проточные и замкнутые системы охлаждения дизеля. Как правило, в замкнутых системах в первом контуре охлаждения используется пресная вода [1].

Таблица 1. Тепловые потери дизельного двигателя

Составляющие тепловых потерь	Тип дизельного двигателя	
	СОД	ВОД
Теплота, рассеиваемая двигателем в окружающую среду	1,5 ÷ 2,0	1,5 ÷ 2,0
Теплота, воспринимаемая маслом в узлах трения	4 ÷ 6	4 ÷ 7
Теплота, отводимая с охлаждающей водой	17 ÷ 22	18 ÷ 24
Теплота, отводимая с выпускными газами	30 ÷ 35	32 ÷ 40

Температурный диапазон охлаждающей воды лежит в пределах: $T_v = 320 - 330$ К – для проточной системы охлаждения; $T_v = 330 - 370$ К – для замкнутой системы, при этом диапазон использования t охлаждающей воды с целью аккумуляирования может составить $\Delta T \approx 5 \div 15$ К.

В современных конструкциях дизелей применяется форсированная система смазки основных элементов трения, при котором масло подается лубрикаторами, имеющими привод от самого двигателя или автономный привод для подачи масла перед пуском и после его остановки.

Для известных конструкций дизелей, используемых в составе судов портового флота, удельное количество масла, прокачиваемого через его системы, составляет $G_m = 16 - 65$ л/(кВт ч). температура масла, выходящего из дизеля, составляет 325 – 335 К, температура направляемого в дизель масла не должна быть ниже 308 К.

Заключение

Выполненный анализ параметров тепловых потоков энергетического оборудования позволил оценить удельные тепловые потоки и предельные значения их температурного уровня для ряда дизелей (рис. 2), который указывает на принципиальную возможность их утилизации и аккумуляирования.

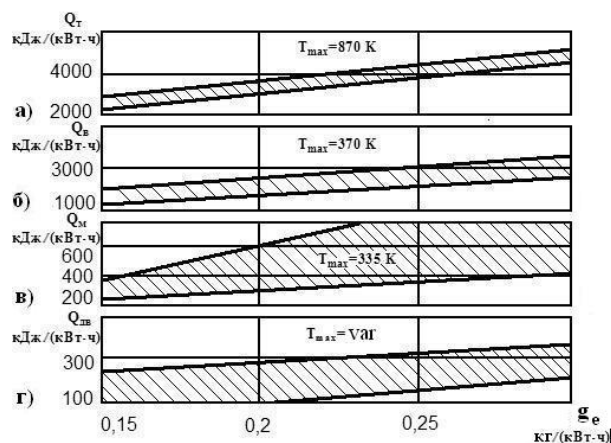


Рис. 2. К оценке ожидаемых величин удельных тепловых потоков: а) тепло отводимое выхлопными газами; б) тепло отводимое водой; в) тепло отводимое маслом; г) тепло рассеиваемое двигателем.

Список литературы:

1. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. – Л.: Судостроение, 1977. – 580с.

12 августа 2007 года скончался Генеральный конструктор, талантливый ученый и организатор, Герой Социалистического труда, Лауреат Государственной премии, доктор технических наук, профессор

Коваль Иван Андреевич

В 1949 году И.А. Коваль возглавил созданное Головным конструкторским бюро по двигателям средней мощности, которое за рекордно короткий срок освоило специфику создания двигателей для сельскохозяйственной техники.

За 40 лет возглавляемое И.А. Ковалем конструкторское бюро создало и внедрило в производство десятки модификаций высокооборотных дизелей СМД. Под его руководством выросла плеяда изв

Двигателестроение Украины понесло тяжёлую и невосполнимую утрату

17 мая 2007 года на 71 году жизни скончался выдающийся конструктор, конструктор, видный учёный, талантливый организатор и педагог, замечательный специалист

редактора журнала «Двигатели внутреннего сгорания» и лауреатом многих наград

доктор технических наук, профессор Редколлегия жу

Рязанцев Николай Карпович

Н.К. РЯЗАНЦЕВ ВЫПУСКНИК КАФЕДРЫ ДВС ХПИ. С 1959 ГОДА РАБОТАЛ В ОТДЕЛЕ ГЛАВНОГО КОНСТРУКТОРА ПО ДИЗЕЛЕСТРОЕНИЮ ЗАВОДА ИМЕНИ МАЛЫШЕВА, А С 1965 ГОДА В ХАРЬКОВСКОМ КОНСТРУКТОРСКОМ БЮРО ПО ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЮ (ХКБД), КОТОРОЕ ВОЗГЛАВЛЯЛ С 1973 ГОДА БОЛЕЕ 30 ЛЕТ. ПОД РУКОВОДСТВОМ Н.К. РЯЗАНЦЕВА СОЗДАНО И ВНЕДРЕНО В ПРОИЗВОДСТВО НОВОЕ СЕМЕЙСТВО ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ТАНКОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ НЕ ИМЕЮЩИХ АНАЛОГОВ В МИРОВОМ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ. ПО ИНИЦИАТИВЕ Н.К. РЯЗАНЦЕВА ХКБД ПРИСТУПИЛО К РАБОТАМ, СВЯЗАННЫХ С КОНВЕРСИЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ БОЕВЫХ МАШИН И РАЗРАБОТКОЙ ДИЗЕЛЕЙ ДЛЯ ГРАЖДАНСКИХ ОТРАСЛЕЙ ЭКОНОМИКИ.

В 1987 году Н.К. Рязанцев защитил докторскую диссертацию. Он имел более 70 авторских свидетельств на изобретение и патентов, более 150 научных работ, из них 15 – монографии и учебники.

ЗА ВЫСОКИЕ ДОСТИЖЕНИЯ В ОБЛАСТИ НАУКИ И ТЕХНИКИ, ЗАСЛУГИ В ОБЛАСТИ УКРЕПЛЕНИЯ ОБОРОНОСПОСОБНОСТИ СТРАНЫ Н.К. РЯЗАНЦЕВ НАГРАЖДЁН ОРДЕНАМИ ЛЕНИНА, "ЗНАК ПОЧЁТА", "ЗА ЗАСЛУГИ III СТЕПЕНИ", МЕДАЛЯМИ. ЕМУ ПРИСУЖДЕНЫ ЗВАНИЯ ЛАУРЕАТА ГОСУДАРСТВЕННОЙ ПРЕМИИ УКРАИНЫ, "ЗАСЛУЖЕННОГО ДЕЯТЕЛЯ НАУКИ И ТЕХНИКИ УКРАИНЫ".

РЕДКОЛЛЕГИЯ ВЫРАЖАЕТ ГЛУБОКОЕ СОБОЛЕЗНОВАНИЕ СЕМЬЕ И БЛИЗКИМ, ДРУЗЬЯМ И СОРАТНИКАМ НИКОЛАЯ КАРПОВИЧА РЯЗАНЦЕВА.



УДК 621.432

Грицюк А.В. Основы создания отечественного малолитражного дизельного двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.3-9.

Раскрыты основы создания тракторной и автомобильной модификаций дизелей единого семейства ДТА. Показано, что форсирование дизеля по мощности и частоте вращения коленчатого вала при создании автомобильной модификации требует изменения систем воздухообеспечения, топливоподачи, смазки, охлаждения, кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов. Представлен минимальный комплекс конструкторских мероприятий, реализация которых обеспечивает заданные показатели автомобильного дизеля при сохранении его унификации с тракторными модификациями того же типоразмера. Табл. 3. Ил. 6. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.444+621.577

Горожанкин С.А., Чугреев А.С. Газогенераторные установки с двигателями Стирлинга // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.10-14.

Рассмотрен метод расчета установок с двигателями Стирлинга, работающими с газогенераторами, в которых используются альтернативные виды топлив. Для оптимизации параметров действительных циклов двигателей применен метод замкнутой оптимизации. Определены значения КПД с учетом потерь в теплообменниках внешних и внутренних контуров установок, затрат энергии на привод вспомогательных механизмов и агрегатов. Проведено сравнение с параметрами ДВС, работающими на генераторном газе. Библиогр. 8 назв.

УДК 621.43.016

Тринев А.В., Минак А.Ф., Коваленко В.Т., Авраменко А.Н., Обозный С.В. Экспериментальный анализ теплового состояния втулки выпускного клапана тракторного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.15-20.

В работе приводится экспериментальный анализ теплового состояния направляющих втулок выпускного клапана, выполненных из серого чугуна и бронзового сплава. Термометрия втулок выполнена при помощи хромель-алюмелевых термопар при работе дизеля по нагрузочной характеристике. Для втулки из бронзового сплава оценивается динамика изменения давления отработавших газов в зазоре между стержнем клапана и направляющей втулкой, в зависимости от нагрузки. Ил. 7. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.436

Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В. Выбор рациональных конструктивных параметров опытной топливной форсунки типа Common Rail быстроходного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.20-29.

В статье рассмотрена опытная аккумуляторная топливная система быстроходного дизеля типа Common Rail. Приведена схема системы и описание ее элементов. Рассмотрена схема и принцип работы управляющего клапана с быстродействующим пьезоэлектрическим приводом в

качестве исполнительного механизма. Выполнен выбор рациональных конструктивных параметров управляющего клапана и топливной форсунки. Приведены результаты моделирования работы системы. Ил. 8. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.436

Турчин В.Т., Пылёв В.А., Кузьменко А. П. Усовершенствование методики определения ресурсной прочности поршней тракторных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.30-35.

Выполнено уточнение методики оценки величины накопленных повреждений в высокотемпературных деталях двигателей. Показано влияние модели эксплуатации двигателя на ресурсную прочность поршня. Разработан комплекс экономичных моделей оценки ресурсной прочности поршня тракторного дизеля для различных конструктивных вариантов. Ил. 3. Библиогр. 8 назв.

УДК 621.436.12

Драган Ю.Е. Методика учета сжимаемости топлива и деформации штанги при математическом моделировании электрогидравлических форсунок // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.35-39.

В результате расчетных и экспериментальных исследований установлены зависимости сжимаемости топлива и деформации штанги мультипликатора запитания от давления топлива, и определено их влияние на гидродинамические процессы в электрогидравлических форсунках. Табл. 1. Ил. 1. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43

Романов В.А., Попов Ю.Л. Повышение эффективности наддува за счет стабилизации температуры воздуха, поступающего в цилиндры дизеля, работающего на переменных режимах // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.39-43.

Представлена система стабилизации температуры наддувочного воздуха при работе дизеля на переменных режимах. Рассмотрена методика определения целесообразного уровня охлаждения наддувочного воздуха, с точки зрения «компромисса» между мощностными, экономическими показателями, механической, тепловой нагруженностью и дымностью отработавших газов. Определена оптимальная температура наддувочного воздуха для дизеля ЯМЗ-8424. Ил. 3. Библиогр: 5 назв.

УДК 621.436.038

Врублевский А.Н., Грицюк А.В., Щербаков Г.А., Денисов А.В., Сафонов С.Б. Результаты безмоторных испытаний форсунки для двухфазного впрыскивания топлива // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.43-47.

Приведены результаты безмоторных испытаний топливной аппаратуры дизеля серии 4ДТНА, укомплектованной форсункой с дифференциальным поршнем. Показано, что применение разработанной форсунки обеспечивает двухфазную топливоподачу на частичных режимах и режиме холостого хода, а также пологий передний фронт

нарастания давления на номинальном режиме. Ил. 5. Библиогр: 5 назв.

УДК 621.436.013.9

Алехин С.А., Краюшкин И.А., Опалев В.А. Модернизация преобразователя импульсов для выпускной системы двухтактных дизелей типа 6ТД // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.48-51.

Описаны конструкция и принцип работы опытного преобразователя импульсов, применённого взамен штатного в выпускной системе двухтактного дизеля типа 6ТД. Приведены результаты их испытаний на дизелях. Обосновано применение опытного преобразователя импульсов. Ил. 2. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.43.

Гордиенко Е.К., Стрибуль А.С., Белогуб А.В. Определение параметров закрепления поршня ДВС в станочном приспособлении для его последующей механической обработки // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.51-55.

Рассматривается вопрос нахождения таких параметров закрепления поршня ДВС в станочном приспособлении, которые обеспечивают его минимальную деформацию. Деформации при закреплении оцениваются с помощью метода конечных элементов (МКЭ). По деформациям в интересующих точках можно судить о погрешностях, которые перенесутся на готовое изделие. Табл. 2. Ил. 8. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.436

Григорьев А.Л., Король С.А., Дериенко А.И. Уточненная модель внешнего трения для пружин клапанов дизельной топливной аппаратуры // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.55-62.

Разработана новая модель внешнего трения для пружины, имеющей малый межвитковый зазор. Получены формулы для определения коэффициентов внешнего линейного и вязкого трения, действующего на пружину, установленную в тесном канале. Доказана актуальность использования уточнённой модели внешнего трения при динамическом анализе обратных клапанов дизельной топливной аппаратуры; показано, что колебания пружин служат причиной их нестабильной работы. Ил. 6. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.43

Мартынюк А.В. Кинематика и уравнивание ДВС с большими дезаксиалами кривошипно-шатунных механизмов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.63-66.

Рассмотрен расчетно-теоретический подход кинематики и уравнивания двигателей внутреннего сгорания с дезаксиальными кривошипно-шатунными механизмами. Исследованы зависимости ускорения поршня с различными величинами дезаксиалов, представлены аналитические выражения в явном виде. Рассмотрены возможности уравнивания механизмов с большими значениями дезаксиа-

лов. Предложена новая схема уравнивания. Ил. 2. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.436.038

Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н. Методика расчёта процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.67-73.

Предлагается методика расчёта процесса сгорания в газовом двигателе с высокоэнергетической системой зажигания с использованием переменного показателя m . Разработана методика получения переменного показателя m из экспериментальных индикаторных диаграмм. Табл. 3. Ил. 5. Библиогр. 10 назв.

УДК. 621.43: 62-66: 62-62

Белосов Е.В. Численное исследование влияния продолжительности продувки слоя топлива на рабочий процесс твердотопливного поршневого двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.73-77.

Рассматривается влияние продолжительности принудительной продувки на процесс подвода теплоты в твердотопливном поршневом двигателе со слоевым сжиганием топлива. Показано, что продолжительность продувки существенно влияет на характер протекания термодинамического цикла двигателя, его рабочие и эффективные показатели. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43.068.7+662.756.3

Крайнюк А.И., Васильев И.П. Комплексная оценка эффективности использования топлив растительного происхождения в дизелях // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.77-81.

Рассмотрены экономические показатели использования в дизелях топлив растительного происхождения: биодизельного топлива и смесей растительного масла с дизельным топливом. Предложен комплексный показатель эффективности использования топлив растительного происхождения, включающий экономический показатель эффективности топлива и показатель эксплуатационных издержек. Экономический показатель эффективности топлива имеет стоимостное выражение и косвенно учитывает расход сырья и технологические затраты на производство нового топлива, а также эффективность его сгорания в двигателе. Рассмотрены составляющие показателя эксплуатационных издержек, определение которых предполагает проведение дополнительных исследований, направленных на выявление особенностей работы двигателя в тех или иных условиях. Табл. 1. Библиогр: 9 назв.

УДК 621.43.018.

Дьяченко В.Г. Двигатель с искровым зажиганием и продолженным расширением // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.81-84.

Рассмотрены основные проблемы создания двигателя с искровым зажиганием топливовоздушной смеси и продолженным расширением продуктов сгорания. Ил. 2. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.43

Марченко А.П., Минак А.Ф., Прохоренко А.А., Осетров А.А. Тепловое состояние деталей камеры сгорания дизеля при работе на этиловом эфире рапсового масла // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.85-88.

В статье представлены результаты исследования теплового состояния деталей камеры сгорания дизеля 4ЧН12/14, работающего на этиловом эфире рапсового масла (ЭЭРМ). Двигатель работал в широком диапазоне частот вращения и нагрузок. Показано, что при работе двигателя на ЭЭРМ температуры огневых поверхностей поршня и головки цилиндров увеличиваются на величины до 30-50 °С по сравнению с работой на дизельном топливе. Табл. 2. Ил. 2. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.436

Грицук И.В., Адров Д.С. Улучшение топливной экономичности транспортного дизеля путем конвертации его в газодизель // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.88-90.

Рассмотрен метод улучшения топливной экономичности транспортного дизеля путем конвертации его в газодизель. Для оптимизации эффективных параметров работы двигателя применен метод замкнутой оптимизации. Определены значения конструктивных параметров при которых достигаются поставленные задачи. Предложена система автоматического регулирования подачи запальной дозы жидкого топлива. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436

Прохоренко А.А., Пылев В.А., Кравченко С.А., Шпаковский В.В. Влияние величины механических потерь в газовом двигателе на процесс возникновения детонации // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.91-93.

Рассмотрены факторы влияющие на процесс возникновения детонации в газовых двигателях. Приведены результаты исследований показывающие, что снижение механических потерь двигателя путем нанесения на боковой поверхности поршня корундового слоя является одним из методов влияющих на снижение детонационных процессов в двигателях. Ил. 2. Библиогр. 4 назв.

УДК 66.045.1:621.438

Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоохладителях стационарных ГТУ // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С.93-97.

Разработаны методы и средства анализа воздухоохладителей с учетом особенностей эксплуатации. Исследовано влияние количества заглушенных труб в связи с их загрязнением из-за неудовлетворительного качества циркуляционной воды. С помощью созданной методики можно исследовать эффективность и прогнозировать ресурс вновь разрабатываемых, устанавливаемых, модернизируемых или действующих воздухоохладителей стационарных ГТУ. Ил. 4. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.43.001, 620.178.162

Кесарийский А.Г., Клишин А.Н. Компенсация микродеформаций рабочих поверхностей кинематических пар двигателя внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.98-101.

Использование лазерно-интерференционных измерений полей деформации поверхностей кинематических пар ДВС является эффективным методом повышения их качества путем конструктивной доработки деталей, оптимизации технологии сборки и применения ультрадисперсного фторопласта для компенсации локальных зон микродеформации. Ил. 03. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43.016.4

Шпаковский В.В., Осейчук В.В. Влияние корундовой поверхности поршней дизеля тепловоза ЧМЭ-3 на эксплуатационные характеристики цилиндра-поршневой группы. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.101-105.

На основании проведенных ресурсных испытаний дизеля тепловоза ЧМЭ-3 по влиянию корундового слоя, образованного на поршнях дизеля установлено, что износ цилиндрической части поршней и кольцевых канавок у поршней с корундовым слоем у опытного тепловоза значительно меньше, чем у поршней серийного тепловоза.

Исследования проведены в соответствии с договором №ДЗ/334-2007 между МОН Украины и НТУ «ХПИ» «Разработка гальваноплазменной технологии обработки поршней для улучшения экологических показателей автотракторных дизелей». Ил. 6. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.577

Билека Б.Д., Радченко Н.И., Сирота А.А., Коновалов Д.В. Тригенерационные технологии охлаждения циклового воздуха ГТД // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.105-111.

Показана эффективность применения комплексной тригенерации в ГТД на базе эжекторной холодильной машины с утилизацией теплоты уходящих газов и сжатого воздуха между компрессорными ступенями и использованием произведенного холода для предварительного и глубокого промежуточного охлаждения воздуха. Предложены соответствующие схемные решения систем тригенерации. Ил. 4. Библиогр. 11 назв.

УДК 621.7.044

Борисевич В.К., Третьяк В.В., Шкалова А.В. Использование технологий взрывной штамповки для изготовления деталей на машиностроительных предприятиях Украины // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.111-117.

Рассмотрены вопросы перспективности внедрения в производство новых технологий взрывной штамповки. В статье предложена расчетная модель новых технологических процессов, связанных с использованием взрывной штамповки. Наряду с традиционными схемами представлены перспективные схемы штамповки. Предложены зависимости для расчета параметров нагружения для взрывной штамповки. Ил. 4. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.4-2

Некрасов В. Г., Куанышев М. К. Повышение качества подшипников скольжения ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.118-122.

Рассматриваются подшипники скольжения в кинематическом механизме двигателей внутреннего сгорания. Приведены физические параметры, оказывающие влияние на качественные показатели подшипников. Показано, что применяемые в настоящее время в массовом порядке стандартные вкладыши подшипников с поверхностью скольжения из алюминий-оловянного сплава не обеспечивают большого ресурса. Рекомендовано применение вкладышей из меди. Приведены сравнительные результаты процесса изнашивания в подшипнике с алюминиевыми и медными вкладышами на машине трения. Показано, что медные вкладыши обеспечивают увеличение ресурса подшипника почти в десять раз, что снижает затраты на ремонт двигателя более чем в восемь раз. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.431

Безюков О.К., Жуков В.А., Жукова О.В. Повышение надежности и эффективности систем охлаждения судовых ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.122-126.

Изложены результаты работ направленных на улучшение эксплуатационных показателей судовых ДВС за счет совершенствования физико-химических и теплофизических свойств теплоносителей системы охлаждения. Приведены данные, свидетельствующие о целесообразности и эффективности совершенствования свойств охлаждающих жидкостей судовых ДВС. Табл. 1. Библиогр: 5 назв.

УДК 621.431: 621.436.

Пойда А.Н., Парсаданов И.В., Сивых Д.Г. Модель мониторинга загрузки автотракторных дизелей в эксплуатации // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.126-131.

Рассматривается математическая модель, позволяющая в структурированном виде по представительным полигонам накапливать информацию о долевой нагрузке дизеля в процессе рядовой эксплуатации. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.431

Пойда А. Н., Проскурин А. М. Модель идентификации режимов работы автомобильных двигателей с впрыскиванием бензина в условиях эксплуатации // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.131-135.

Рассматривается математическая модель определения режимов работы автомобильного двигателя по частоте вращения коленчатого вала и продолжительности

впрыскивания бензина, адекватно описывающая его характеристики и позволяющая накапливать информацию о нагрузке двигателя в процессе рядовой эксплуатации без установки на двигателе дополнительных датчиков. Ил. 1. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.577

Радченко Н.И., Сирота А.А., Коновалов Д.В. Рациональные параметры тригенерационных контуров судовых среднеоборотных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.136-141.

Проанализированы результаты расчетов рациональных параметров тригенерационных контуров на базе эжекторных холодильных машин, использующих теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха для охлаждения наружного и наддувочного воздуха судовых среднеоборотных дизелей, обоснованы соответствующие схемные решения контуров. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.43

Крайнюк А.И., Лупиков К.А., Крайнюк А.А. Повышение эффективности комплекса бездренажного хранения сжиженного природного газа системы питания теплового ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.141-145.

Описаны конструкция, принцип действия, основные особенности принципиально нового комплекса бездренажного хранения сжиженного природного газа, проведен анализ рабочего цикла газоперекачивающего блока, показаны некоторые пути совершенствования рабочего процесса газоперекачивающего блока и рассматриваемого комплекса в целом. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

УДК 689.12-8.004.5.001.5

Варбанец Р.А., Ивановский В.Г., Варбанец А.Н. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей за счет мониторинга рабочего процесса // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.145-148.

В статье рассмотрены основные характеристики системы мониторинга рабочего процесса судовых дизелей. Приведен пример диагностики топливной аппаратуры и механизма газораспределения одного цилиндра главного малооборотного дизеля. Ил. 3. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.436

В.В. Попов Анализ параметров тепловых потерь энергетическим оборудованием судов портового флота// Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С.148-150.

Выполнен анализ состава и основных технологических характеристик ЭУ отечественных и зарубежных судов портового флота. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр.1 назв.

Розкрито основи створення тракторної й автомобільної модифікацій дизелів єдиного сімейства ДТА. Показано, що форсування дизеля по потужності і частоті обертання колінчатого вала при створенні автомобільної модифікації вимагає зміни систем повітропостачання, паливоподачі,

УДК 621.432

Грицюк О.В. Основи створення вітчизняного малолітражного дизельного двигуна // Двигуни внутрішнього згорання. – 2007. – № 2. – С.3-9.

змащення, охолодження, кривошипно-шатунного і газорозподільного механізмів. Представлено мінімальний комплекс конструкторських заходів, реалізація яких забезпечує задані показники автомобільного дизеля при збереженні його уніфікації з тракторними модифікаціями того ж типорозміру. Табл. 3. Іл. 6. Бібліогр: 6 назв.

УДК 621.444+621.577

Горожанкін С.А., Чугрєєв А.С. Газогенераторні установки з двигунами Стірлінга // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С. 10-14.

Розглянуто метод розрахунку установок з двигунами Стірлінга, працюючими з газогенераторами, в яких використовуються альтернативні види палив. Для оптимізації параметрів дійсних циклів двигунів застосовано метод замкнутої оптимізації. Визначені значення ККД з урахуванням втрат в теплообмінниках зовнішніх і внутрішніх контурів установок, витрат енергії на привод допоміжних механізмів та агрегатів. Проведено порівняння з параметрами ДВЗ, які працюють на генераторному газі. Бібліогр. 8 назв.

УДК 621.43.016

Тришов О.В., Мінак А.Ф., Коваленко В.Т., Авраменко А.М., Обозний С.В. Експериментальний аналіз теплового стану втулки випускного клапана тракторного дизеля Стірлінга // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.15-20.

В роботі приводиться експериментальний аналіз теплового стану направляючих втулок випускного клапану, виконаних з сірого чавуна та бронзового сплаву. Термометрію втулок виконано за допомогою хромель-алюмелевих термопар при роботі двигуна по навантажувальній характеристиці. Для втулки з бронзового сплаву оцінюється динаміка зміни тиску відпрацьованих газів в зазорі між стрижнем клапану та направляючою втулкою, в залежності від навантаження. Іл. 7. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.43

Марченко А.П., Прохоренко А.О., Мешков Д.В. Вибір раціональних конструктивних параметрів дослідної паливної форсунки типу Common Rail швидкохідного дизеля // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.20-29.

У статті розглянута дослідна акумуляторна паливна система швидкохідного дизеля типу Common Rail. Наведено схему системи й опис її елементів. Розглянуто схему й принцип роботи керуючого клапана зі швидкохідним п'єзоелектричним приводом як виконавчий механізм. Виконано вибір раціональних конструктивних параметрів керуючого клапана й паливної форсунки. Наведено результати моделювання роботи системи. Іл. 8. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.436

Турчин В.Т., Пильов В.О., Кузьменко А. П. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності порш-

нів тракторних дизелів // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №2. – С.30-35.

Виконано уточнення методики оцінки величини накопичених пошкоджень в високотеплонапружених деталях двигунів. Показано вплив моделі експлуатації двигуна на ресурсну міцність поршня. Розроблено комплекс економічних моделей оцінки ресурсної міцності поршня тракторного дизеля для різних конструктивних варіантів. Іл. 3. Бібліогр: 8 назв.

Драган Ю. Е. Методика урахування стискальності палива й деформації штанги при математичному моделюванні електрогідравлічних форсунок // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №2. – С.35-39

У результаті розрахункових і експериментальних досліджень установлені залежності стискальності палива й деформації штанги мультиплікатора запирання від тиску палива, і визначено їхній вплив на гідродинамічні процеси в електрогідравлічних форсунках. Табл. 1. Іл. 1. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43

Романов В.А., Попов Ю.Л. Підвищення ефективності наддуву за рахунок стабілізації температури повітря, що надходить в циліндри дизеля працюючого на змінних режимах // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.39-43.

Представлено систему стабілізації температури наддувного повітря при роботі дизеля на змінних режимах. Розглянуто методику визначення доцільного рівня охолодження наддувного повітря, з погляду «компромісу» між потужнісними, економічними показниками, механічною, тепловою навантаженістю й димністю відпрацьованих газів. Визначено оптимальну температуру наддувного повітря для дизеля ЯМЗ-8424. Іл. 3. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.436.038

Врублевський А.Н., Грицюк О.В., Щербаков Г.О., Денисов А.В., Сафонов С.Б. Результати безмоторних випробувань форсунок для двофазного упорскування палива // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.43-47.

Приведено результати безмоторних випробувань паливної апаратури дизеля серії 4ДТНА, укомплектованою форсункою з диференціальним поршнем. Показано, що застосування розробленої форсунки забезпечує двофазну паливподачу на часткових режимах і режимі холостого ходу, а також положистий передній фронт наростання тиску на номінальному режимі. Іл. 5. Бібліогр: 5 назв.

УДК 621.436.013.9

Альохін С.О., Краюшкін І.О., Опалєв В.А. Модернізація перетворювача імпульсів для випускної системи двотактних дизелів типу 6ТД // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.48-51.

Описано конструкцію і принцип роботи дослідного

перетворювача імпульсів, застосованого замість штатного у випускній системі двотактного дизеля типу 6ТД. Приведено результати їхніх випробувань на дизелях. Обґрунтовано застосування дослідного перетворювача імпульсів. Лл. 2. Бібліогр: 2 назв.

УДК 621.43.001.4

Гордієнко Є.К., Стрибуль О.С., Білогуб О.В. Визначення параметрів закріплення поршня ДВС у приладі верстата для його наступної механічної обробки // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.51-55.

РОЗГЛЯДАЄТЬСЯ ПИТАННЯ ЗНАХОДЖЕННЯ ТАКИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАКРІПЛЕННЯ ПОРШНЮ ДВС У ПРИЛАДІ ВЕРСТАТА, ЯКІ ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ ЙОГО МІНІМАЛЬНУ ДЕФОРМАЦІЮ. ДЕФОРМАЦІЇ ПРИ ЗАКРІПЛЕННІ ОЦІНЮЮТЬСЯ ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДА КІНЦЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ (МКЕ). ПО ДЕФОРМАЦІЯМ У ЦІКАВИХ НАМ ТОЧКАХ МОЖЛИВО СУДИТИ О ПОХИБКАХ, ЯКІ БУДУТЬ ПЕРЕНЕСЕНІ НА ГОТОВИЙ ВИРІБ. ТАБЛ. 2. ЛЛ. 8. БІБЛЮГР. 9 НАЗВ.

УДК 621.436

Григор'єв О.Л., Король С.О., Дерієнко А.І. Уточнена модель зовнішнього тертя для пружин клапанів дизельної паливної апаратури // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №2. – С.55-62.

Розроблено нову модель зовнішнього тертя для пружини, що має малий проміжок між витками. Отримані формули для коефіцієнтів зовнішнього лінійного і в'язкого тертя, яке діє на пружину, що встановлена в тісному каналі. Доведена актуальність використання уточненої моделі зовнішнього тертя при динамічному аналізі зворотних клапанів дизельної паливної апаратури; показано, що коливання пружин служать причиною їх нестабільної роботи. Лл. 6. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.43

Мартинюк А.В. Кінематика і урівноваження двигунів внутрішнього згоряє з великими дезаксіалами кривошипно-шатунних механізмів // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.63-66.

Розглянутий розрахунково-теоретичний підхід кінематики і урівноваження двигунів внутрішнього згоряє з дезаксіальними кривошипно-шатунними механізмами. Досліджена залежність прискорення поршня з різними величинами дезаксіалів, представлені аналітичні вирази в явному вигляді. Розглянуті можливості урівноваження механізмів з великими значеннями дезаксіалів. Запропонована нова схема урівноваження. Лл. 2. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.436.038

Абрамчук Ф.І., Кабанов О.М. Методика розрахунку процесу згоряння газового двигуна з високоенергетичною системою запалювання // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №2. – С.67-73.

Пропонується методика розрахунку процесу зго-

ряння в газовому двигуні з високоенергетичною системою запалювання з використанням змінного показника m . Розроблена методика отримання змінного показника m із експериментальних індикаторних діаграм. Табл. 3. Лл. 5. Бібліогр. 10 назв.

УДК. 621.43: 62-66: 62-62

Білоусов Є.В. Числове дослідження впливу тривалості продувки шару палива на робочій процес твердопаливного поршневого двигуна // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №2. – С.73-77.

Розглядається вплив тривалості примусової продувки на процес підведення теплоти в твердопаливному поршневому двигуні з шаровим спалюванням палива. Показано, що тривалість продувки суттєво впливає на характер протікання термодинамічного циклу двигуна, його робочі та ефективні показники. Лл. 3. Бібліогр: 5 назв.

УДК 621.43.068.7+662.756.3

Крайнюк О. І., Васильєв І. П. Комплексна оцінка ефективності використання палив рослинного походження в // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №2. – С. 77-81.

Розглянуто економічні показники використання в дизелях палив рослинного походження: біодизельного палива й сумішей олії з дизельним паливом. Запропоновано комплексний показник ефективності використання палив рослинного походження, що включає економічний показник ефективності палива і показник експлуатаційних витрат. Економічний показник ефективності палива має вартісне вираження й побічно враховує витрату сировини й технологічні витрати на виробництво нового палива, а також ефективність його згоряння у двигуні. Розглянуто складові показники експлуатаційних витрат, визначення яких припускає проведення додаткових досліджень, спрямованих на виявлення особливостей роботи двигуна в тих або інших умовах. Табл. 1. Бібліогр: 9 назв.

УДК 621.43.018.

Дяченко В.Г. Двигун з іскровим запалюваннями та продовженим розширенням // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.81-84.

Розглянуто визначальні проблеми створення двигуна з іскровим запалюванням паливоповітряної суміші та продовженим розширенням продуктів згоряння. Лл. 2. Бібліогр. – 7 назв.

УДК 621.43

Марченко А.П., Мінак А.Ф., Прохоренко А.О., Осетров О.О. Тепловий стан деталей камери згоряння дизеля при роботі на етиловому ефірі ріпакової олії // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.85-88.

У статті представлені результати дослідження теплового стану деталей камери згоряння дизеля, що працює на етиловому ефірі ріпакової олії (ЕЕРО). Двигун працював у широкому діапазоні частот обертання і навантажень. Показано, що при роботі на ЕЕРО температури вогневих повер-

хонь поршня і головки циліндрів підвищуються на величини до 30 – 50 °С у порівнянні з роботою на дизельному паливі. Табл. 2. Ил. 2. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.436

Грицук І.В., Адров Д.С. Поліпшення паливної економічності транспортного дизеля шляхом конвертації його в газодизель // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.88-90.

Розглянуто метод поліпшення паливної економічності транспортного дизеля шляхом конвертації його в газодизель. Для оптимізації ефективних параметрів роботи двигуна застосований метод замкнутої оптимізації. Визначено значення конструктивних параметрів при яких досягаються поставлені задачі. Запропоновано систему автоматичного регулювання подачею запальної дози рідкого палива. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436

Прохоренко А.О., Пильов В.О., Кравченко С.А., Шпаковський В.В. Вплив величини механічних втрат у газовому двигуні на процес виникнення детонації згоряння // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.91-93.

Розглянуто фактори, що впливають на процес виникнення детонації у газових двигунах. Наведено результати досліджень що показують, що зниження механічних втрат двигуна шляхом нанесення на бічній поверхні поршня корундового шару є одним з методів, що впливають на зниження детонаційних процесів у двигунах. Ил. 2. Библиогр. 4 назв.

УДК 66.045.1:621.438

Ганжа А.М., Марченко Н.А. Моделювання процесів у повітроохолоджувачах стаціонарних ГТУ // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №. – С.93-97.

Розроблено методи та засоби аналізу повітроохолоджувачів з врахуванням особливостей експлуатації. Досліджено вплив кількості заглушених труб у зв'язку з їх забрудненням через незадовільну якість циркуляційної води. З допомогою створеної методики можна досліджувати ефективність та прогнозувати ресурс повітроохолоджувачів, що розроблюються, встановлюються, модернізуються чи експлуатуються стаціонарних ГТУ. Ил. 4. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.43.001, 620.178.162

Кесарійський О.Г., Клішин О.М. Компенсація мікродеформацій робочих поверхонь кінематичних пар двигуна внутрішнього згоряння // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.98-101.

Використання лазерно-інтерференційних вимірювань полів деформації поверхонь кінематичних пар ДВЗ є ефективним методом підвищення їх якості шляхом конструктивної доробки деталей, оптимізації технології збирання та використання ультрадисперсного фторопласту для компенсації локальних зон мікродеформації. Ил. 3. Библиогр. 4

назв.

УДК 621.43.016.4

Шпаковський В.В., Осейчук В.В. Вплив корундового шару поршнів дизеля тепловоза ЧМС-3 на експлуатаційні характеристики циліндро-поршневої групи. газодизель // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.101-105.

На підставі проведених ресурсних випробувань дизеля тепловоза ЧМЭ-3 по впливу корундового шару, утвореного на поршнях дизеля встановлено, що зношування циліндричної частини поршнів і кільцевих канавок у поршнів з корундовим шаром у дослідного тепловоза значно менше, ніж у поршнів серійного тепловоза.

Дослідження виконані згідно з договором № ДЗ/334-2007 між МОН України і НТУ «ХПІ» «Розроблення гальваноплазмової технології обробки поршнів для поліпшення екологічних показників автотракторних дизелів».Ил. 6. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.577

Б.Д. Білека, М.І. Радченко, О.А. Сирота, Д.В. Коновалов Тригенераційні технології охолодження циклового повітря судових ГТД // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.105-111.

Показана ефективність застосування комплексної тригенерації в ГТД на базі ежекторної холодильної машини з утилізацією теплоти відхідних газів і стисненого повітря між компресорними ступенями та використанням виробленого холоду для попереднього і глибокого проміжного охолодження повітря. Запропоновані відповідні схемні рішення систем тригенерації. Ил. 4. Библиогр.: 11 назв.

УДК 621.7.044

Борисевич В.К., Третяк В.В, Шкалова А.В. Використовування технологій вибухового штампування для виготовлення деталей на машинобудівних підприємствах України // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.111-117.

Розглянуті питання перспективності впровадження у виробництво нових технологій вибухового штампування. В статті запропонована розрахункова модель нових технологічних процесів, зв'язаних з використанням вибухового штампування. Разом з традиційними схемами представлені перспективні схеми штампування. Запропоновані залежності для розрахунку параметрів навантаження для вибухового штампування. Ил. 4. Библиогр: 3 назв.

УДК 621.4-2

Некрасов В. Г., Куанишев М. К. Підвищення якості підшипників ковзання ДВЗ // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.118-122.

Розглядаються підшипники ковзання в кінематичному механізмі двигунів внутрішнього згоряння. Наведе-

но фізичні параметри, що роблять вплив на якісні показники підшипників. Показано, що застосовувані в цей час у масовому порядку стандартні вкладиші підшипників з поверхнею ковзання з алюмінієво-оловяного сплаву не забезпечують великого ресурсу. Рекомендовано застосування вкладишів з міді. Наведено порівняльні результати процесу зношування в підшипнику з алюмінієвими й мідними вкладишами на машині тертя. Показано, що мідні вкладиші забезпечують збільшення ресурсу підшипника майже в десять разів, що знижує витрати на ремонт двигуна більш ніж у вісім разів. Табл. 1. Іл. 2. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.431

Безюков О. К., Жуков В. А., Жукова О. В. Підвищення надійності і ефективності систем охолодження суднових ДВЗ // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.122-126.

Викладено результати робіт спрямованих на поліпшення експлуатаційних показників суднових ДВЗ за рахунок удосконалення фізико-хімічних і теплофізичних властивостей теплоносіїв системи охолодження. Наведено дані, що свідчать про доцільність і ефективність удосконалення властивостей охолодних рідин суднових ДВЗ. Табл. 1. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.431: 621.436.

Пойда А.М., Парсаданов І.В., Сівих Д.Г. Модель моніторингу завантаження автотракторних дизелів в експлуатації ДВЗ // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.126-131.

Розглядається математична модель, яка у структурованому вигляді в представницьких полігонах дозволяє накопичувати інформацію про часткове завантаження дизеля в процесі рядової експлуатації. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.431

Пойда А.М., Проскурін А. М. Модель ідентифікації режимів роботи автомобільних двигунів з впорскуванням бензину в умовах експлуатації // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.131-135.

Розглядається математична модель визначення режимів роботи автомобільного двигуна по тривалості впорскування пального та частоті обертів колінчатого валу, що адекватно описує його характеристики та дозволяє накопичувати інформацію про загрузку двигуна у процесі рядової експлуатації без установки на ньому додаткових датчиків. Іл. 1. Бібліогр. 4 назв.

UDC 621.432

Grytsyuk A.V. Fundamentals of the development of the domestic small-displacement diesel engine // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.3-9.

Fundamentals of the development of tractor and automobile modifications of diesel engines of the unified

УДК 621.577

Радченко М.І., Сирота О.А., Коновалов Д.В. Рациональні параметри тригенераційних контурів суднових середньооборотних дизелів // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.136-141.

Проаналізовано результати розрахунків раціональних параметрів тригенераційних контурів на базі ежкторних холодильних машин, що використовують теплоту відхідних газів і наддувного повітря для охолодження зовнішнього повітря та наддувного повітря суднових середньооборотних дизелів, обґрунтовано відповідні схемні рішення контурів. Іл. 2. Бібліогр.: 9 назв.

УДК 621.43

Крайнюк А.И., Лупиков К.А., Крайнюк А.А. Підвищення ефективності комплексу бездренажного зберігання зрідженого природного газу системи живлення тепловозного ДВЗ // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.141-145.

Описано конструкцію, принцип дії, основні особливості принципово нового комплексу бездренажного зберігання зрідженого природного газу, проведений аналіз робочого циклу газоперекачувального блоку, показані деякі шляхи вдосконалення робочого процесу газоперекачувального блоку й розглянутого комплексу в цілому. Іл. 3. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 689.12-8.004.5.001.5

Варбанец Р.А., Івановський В.Г., Варбанец А.М. Підвищення ефективності експлуатації суднових дизелів за рахунок моніторингу робочого процесу // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.145-148.

У статті розглянуті основні характеристики системи моніторингу робочого процесу суднових дизелів. Наведено приклад діагностики паливної апаратури і механізму газорозподілу одного циліндра головного дизеля. Іл. 3. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.436

Попов В.В. Аналіз параметрів теплових втрат енергетичним устаткуванням судів портового флоту // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 2. – С.148-150.

Виконаний аналіз складу і основних технологічних характеристик ЕУ вітчизняних і зарубіжних судів портового флоту. Табл. 1. Іл. 2. Бібліогр. 1 назв.

DTA family are disclosed. It is shown, that the forcing of the diesel engine by power and rotational speed of the crankshaft at the development of the automobile modification of the diesel engine requires the change of air supply, fuel feed, lubrication and cooling systems, and also the change of the valve timing gear and crank mechanism. The minimum complex of design measures is

introduced, the realization of which provides the given indexes of the automobile diesel engine at conservation of its unification with tractor modifications of the diesel engines of the same dimension-type. Table 3. Il. 6. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.444+621.577

Gorozhankyn S.A., Chugreev A.S. Gazogene options with the Styrling // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.10-14.

The method of calculation of options with the Styrling engines working with gazogenes is considered, the alternative types of fuels are used in which. For optimization of parameters of actual cycles of engines the method of the reserved optimization is applied. The values of coefficient of positive activity taking into account the losses in worm exchanges of external and internal contours of options, expenses of energy on the drive of servo-mechanisms and aggregates are certain. Comparison with the engines parameters working on generator gas is conducted. Bibliogr. 8 names.

UDC 621.43.016

Trineyv A.W., Minak A.F., Kovalenko W.T., Avramenko A.N. Oboznyj S.V. The experimental analysis of a thermal condition sleeve of the exhaust valve of a tractor diesel engine // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.15-20.

In operation the experimental analysis of a thermal condition of directing sleeves of the exhaust valve executed from grey pig-iron and a bronze alloy is resulted. The thermometry of sleeves will be carried spent with the help chromel-alumel thermocouple at operation of a diesel engine on a load characteristic. For a sleeve from a bronze alloy the dynamic of change of pressure of completing gases in a clearance between a rod of the valve and directing sleeve is evaluated, on loading. Il. 7. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.436

Marchenko A.P., Prochorenko A.A., Meshkov D.V. The choice of rational design data of the skilled fuel injection nozzle such as Common Rail the high-speed injection engine // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.20-29.

The article deals with skilled storage fuel system of the high-speed injection engine such as Common Rail surveyed. The circuit design of system and the description of elements are instanced. The circuit design and a principle of work of the managing valve with the rapid-transfer piezoelectric drive gear in the capacity of the actuating mechanism surveyed. Sampling rational design data of the managing valve and a fuel injection nozzle is

executed. Results of modeling of work of system are instanced. Il. 8. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.43

Turchin V.T., Pylyov V.O., Kuzmenko A.P. Improvement a technique of definition the resource durability of tractor diesel engines pistons // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.30-35

Specification a technique of estimation the size of the saved up damages in a highly heat-stressed engine details is executed. Influence the model of operation of the engine on resource durability of the piston is shown. The complex of economic models the estimation of resource durability of tractor diesel engine piston for various constructive variants is developed. . Il. 3. Bibliogr. 8 names.

UDC 621.436.12

Dragan U.E. Technique of the compressibility fuel account and deformation of a bar at mathematical modelling electrohydraulic nozzles // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.35-39.

AS A RESULT OF RESEARCHES INFLUENCING A COMPRESSION COEFFICIENT OF FUEL ON HYDRODYNAMIC PROCESSES IN ELECTROHYDRAULIC INJECTORS IS DETERMINED. TABLE 1. IL. 1. BIBLIOGR. 5 NAMES.

UDC 621.43

Romanov V.A., Popov U.L. Increase of pressurization efficiency due to stabilization of temperature of air acting in cylinders of the diesel engine working on variable modes // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.39-43.

The system of temperature stabilization of compressed air is submitted at work of a diesel engine on variable modes. The technique of definition of an expedient level of cooling compressed air, from the point of view of "compromise" between power, economic parameters, mechanical, thermal power and opacity the fulfilled gases is considered. The optimum temperature compressed air for diesel engine ЯМЗ-8424 is determined. . Il. 3. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.436.038

Vrublevskiy A.N., Gritsyuk A.V., Scherbakov G.A., Denisov A.V., Safonov S.B. Results of motorless test of a nozzle for a two-phase fuel injection // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.43-47.

Results of motorless test of the fuel metering equipment of the diesel engine of 4DTNA series, completed with a nozzle with a differential piston are adduced. It is shown, that the application of the designed nozzle provides a two-phase fuel supply on partial condi-

tions and idling, and flat leading edge of pressure rise on nominal conditions. Il. 5. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.436.013.9

Alyokhin S.A., Krayushkin I.A., Opalev V.A. Modernization of the pulse converter for the exhaust system of two-stroke diesel engines of 6TD type // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.48-51.

The design and principle of operation of the experimental pulse converter having been applied instead of the standard one in the exhaust system of the two-stroke diesel engine of 6TD type are described. Results of their tests on diesel engines are adduced. Application of the experimental pulse converter is substantiated. Il. 2. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.43.001.4

Gordienko E.K., Stribul A.S., Belogub A.V. Determining of the internal combustion engine piston fixation parameters in the workholder for the machining // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.51-55.

The question of discovering such parameters of an internal combustion engine piston fixation, which satisfy condition of minimum deformation is considering. Deformations at fixation are determining using of finite element analysis method. Displacements in the control points are indicate the form deviations to be transferred to the end item. Table 2. Il. 8. Bibliogr. 9 names.

UDK 621.436

Grigoryev A.L., Korol S.A., Deriyenko A.I. Specified model of the external friction valve springs for diesel fuel systems // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.55-62.

A new model of the external friction for the spring having low spiral gap has been developed. There are formulas got in the work to determine the coefficients of external linear and viscous friction acting on the spring established in close channel. Demonstrated the relevance of a more specified model of external friction with the dynamic analysis of backward valve diesel fuel systems; shown that fluctuations of the springs cause their unstable work. Il. 6. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.43

Martynuk A.V. Kinematics and the balancing is combustion engines with large not central of mechanisms // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.63-66.

Look theoretical approach of kinematics and balancing combustion engines with not central of machineries. Explored dependences of acceleration of moving a piston are studied with the different sizes, analytical expressions in the obvious kind are presented. Possibilities of balancing machineries with the large values of non-axis

are considered. The new chart of balancing is offered. Il. 2. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.436.038

Abramchuk F.I., Kabanov A.N. The methodic of calculation of combustion process of gas engine with high-energy ignition system // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.67-73.

Methodic of calculation of combustion process in gas engine with high-energy ignition system using variable m exponent is suggested. Methodic of obtaining of variable m exponent from experimental indicated diagrams is developed. Табл. 3. Ил. 5. Библиогр. 10 назв.

UDC 621.43: 62-66: 62-62

Belousov E.V. Numerical research of influence of duration of air flushing a stratum of fuel on working process of the solid-fuel piston engine // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.73-77.

Effect of duration of a forced blowdown on process of input of heat in твердотопливном the reciprocating engine with incineration of fuel in a stratum is presented. It is shown, that the blowing time essentially influences a leakage of thermodynamic cycle of the engine, its working and effective parameters. Il. 3. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43.068.7+662.756.3

Krajniuk O.I., Vasilev I P. Complex estimation of efficiency of use fuel a psychogenesis in diesel engines // Internal combustion engines. – 2007. – № 2. – P.77-81.

Economic parameters of use in diesel engines fuel a psychogenesis are considered: biodiesel fuel and mixes of vegetable oil with diesel fuel. The complex parameter of efficiency of use fuel a psychogenesis, an including economic parameter of efficiency of fuel and a parameter of operational costs is offered. The economic parameter of efficiency of fuel has cost expression and indirectly considers the charge of raw material and technological expenses for manufacture of new fuel, and also efficiency of its combustion in the engine. Components of a parameter of operational costs which definition assumes carrying out of the additional researches directed on revealing of features of work of the engine in those or other conditions are considered. Table 1. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.43.018.

Dyatchenko V.G. Spark ignition long-expansion Engine // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.81-84.

Problems of creating engine with spark ignition fuel-air mixture and long-expansion combustion gases are considered. Il. 2. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.43

Marchenko A.P., Minak A.F., Prohorenko A.A., Osetrov A.A. Combustion chamber details' heat condition of the diesel that run on rape oil ethyl ester // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.85-88.

In the article the results of combustion chamber details' heat condition of the diesel that run on rape oil ethyl ester are considered. The engine ran in the wide range of crankshaft speed and torques. It is shown that while diesel running on ethyl ester, the temperatures of the piston and head of cylinders rises to 30 - 50 °C in comparison with running on diesel fuel. Table 3. Il. 2. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.436

Grytsuk I.G., Adrov D.S. Improvement of fuel economy of transporting diesel by converting him in a gas-diesel engine // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.88-90.

The method of improvement of fuel economy of transporting diesel by converting him in a gas-diesel engine is considered. For optimization of effective parameters of work of engine the method of the reserved optimization is applied. The values of structural parameters are certain at which is achieved the put tasks. The system of automatic control by the serve of primer dose of oil-fuel is offered. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.436

Prochorenko A.A., Pylyov V.O., Kravchenko S.A., Shpakovsky V.V. Influence of mechanical losses size in the gas engine on process of detonation occurrence // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.91-93.

Factors occurrence of a detonation influencing process in gas engines are considered. Results of researches showing are resulted, that decrease of mechanical losses of the engine by drawing on a lateral surface of the piston corundum layer is one of methods of detonation processes influencing decrease in engines. Il. 2. Bibliogr. 4 names.

UDC 66.045.1:621.438

Ganzha A.N., Marchenko N.A. The process simulation on air cooler of stationary GTU // Internal combustion engines. – 2007. – №2. – P.93-97.

The methods and means of analysis of air cooler taking into account peculiarity operation are making. The influence of number dead-end tubing because of its pollutions over unsatisfactory quality of circulating water is researching. By means of developed methods may be effectiveness research and resource forecast of recently workable, established, modernized or operating air cooler of stationary GTU. Il. 4. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.43.001, 620.178.162

Kesariysky A.G., Klishin A.N. Compensation of microstrains of working surfaces of kinematic pairs of

an internal-combustion engine // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.98-101.

Usage of laser-interference measurements of fields of deformation of surfaces of kinematic pairs of internal combustion engine is an effective method of increase of their quality by design adaptation of details, optimization of technique of assembly and application of ultra dispersible fluoroplastic for compensation of local zones of a microstrain. Il. 3. Bibliogr. 4 names.

UDK 621.43.016.4

Shpakovsky V.V., Osejchuk V.V. The influence of corundum surface of diesel engines pistons of diesel locomotive ChME – 3 on cylinder and piston groups characteristics // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.101-105.

The article is concerned with influence of the corundum surface of diesel engines pistons of diesel locomotive ChME – 3 on cylinder and piston groups characteristics. From this study it can be concluded that wars cylinder part of pistons and annular ditch in piston with corundum surface of testing diesel locomotive has shown go a considerable extent below than in pistons of serial diesel locomotive. . Il. 6. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.577

Bileka B.D., Radchenko N.I., Sirota A.A., Kononov D.V. Trigeration technologies of ship GTD cyclic air cooling // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.105-111.

The effectiveness of application of complex trigeration in GTD on the base of ejector refrigeration machine with utilization of heat of waste gases and compressed air between compressor stages and the use of produced cold for preliminary and deep intermediate air cooling has been shown. Corresponding trigeration system scheme decisions were proposed. Il. 4. Bibliogr. 11 names.

UDC 621.7.044

Borisevich V.K., Tretyak V.V., Shkalova A.V. The use of technologies of the explosive stamping for making of details on the machine-building enterprises of Ukraine // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.111-117.

Questions are considered of perspective of introduction in production of new technologies of the explosive stamping. In the article the computation model of new technological processes linked with the use of the explosive stamping is offered. Along with traditional charts the perspective charts of stamping are presented. Dependences for computation of parameters of loading for the explosive stamping are offered. . Il. 4. Bibliogr. 3 names.

UDK 621.4-2

Nekrasov V.G., Kuanyshev M.K. Increasing quality slide bearing of internal combustion engine // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.118-122.

It is considering the slide bearings in kinematics mechanism of internal combustion engines. They are brought physical parameters, influencing on qualitative factors bearing. It is shown that applicable at present in mass order standard bushes bearing with surface of the slide from aluminum-tinny alloy do not provide the big resource. Recommended using bushes from copper. They are brought comparative results of the process destruction of bearing with aluminum and copper bushes on machine of friction. It is shown that copper bushes provide increase the resource of the bearing nearly tenfold that reduces the expenses on repair of the engine in eight once more then. Table 1. Il. 2. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.431

Bezjukov O.K., Zhukov V.A., Zhukova O.V. Increase of reliability and efficiency of cooling system of ship's diesel engine // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.122-126.

The article discusses the results of analysis and tests of influence cooling water's composition and properties on reliability and efficiency of ship's diesel engine. The article demonstrates possibility and useful of perfection cooling liquids' properties and necessity for monitoring liquids' properties. Table 1. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.431: 621.436.

Pojda A.N., Parsadanov I.V., Sivikh D.G. Monitoring model of autotractor's diesel engines loading in operation // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.126-131.

The mathematical model allowing in the structured kind on representative proving grounds to accumulate the information on share loading of a diesel engine during ordinary operation is considered. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.431

Pojda A. N., Proskurin A. M. Model of identification of modes of behavior of automobile engines with injection of gasoline is under operating conditions // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.131-135.

Considered mathematical model of definition of modes of behavior of the automobile engine on a rotary speed of a bent shaft and duration of injection of the gasoline, adequately describing its characteristics and allowing to accumulate the information on loading the engine during ordinary operation without installation on the engine of additional gauges. Il. 1. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.577

Radchenko N.I., Sirota A.A., Kononov D.V. Rational parameters of trygenerative contours for ship

middle speed diesel engines // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.136-141.

The calculation results of rational parameters of trygenerative contours on the base of ejector refrigeration machines using heat of waste gases and compressed air to cool intake air and compressed air in ship middle speed diesel engines have been considered, corresponding scheme decisions of contours are proposed. Il. 2. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.43

Krajniuk A.I., Lupikov K.A., Krajniuk A.A. Raise of efficiency of a complex without drainage storage liquid rock gas of a fuel system diesel ICE // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.141-145.

The design, principle of act, the basic habits of basic new complex without drainage storage liquid rock gas are presented, the analysis of a duty cycle the gas-transferring block is lead, some ways of perfection of working process the gas-transferring block and an observed{a watched} complex as a whole are shown. Il. 3. Bibliogr. 5 names.

UDC 689.12-8.004.5.001.5

Varbanets R.A., Ivanovsky V.G., Varbanets A.N. Effective and reliable operation of marine diesel by working process monitoring // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.145-148.

The basic characteristics of diesel engine working process monitoring system are considered. The low speed main engine one cylinder diagnostics example of fuel equipment and gas distribution mechanism is resulted. Il. 3. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.436

Popov V.V. Analysis of parameters of thermal losses by the power equipment of courts of port fleet // Internal combustion engines – 2007. – № 2. – P.148-150.

The analysis of composition and basic technological descriptions of the EU domestic and foreign courts of port fleet is executed. Table 1. Il. 2. Bibliogr. 1 names.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згорання
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальний за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку Формат 60x84 1/8. Папір офсетний.
Гарнітура Times.Різо-друк. Ум. друк. арк. 8 Обл.-вид.
арк. Наклад. 300 прим. Зам. № 18/08 Ціна договірна

Надруковано