

ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2004

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

А.Ф. Шеховцов, *д. т. н., проф.*

Н.К. Рязанцев, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

А.А. Прохоренко, *к. т. н., доц.*

У.А. Абдулгасис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *к. т. н., доц.*

Ю.С. Бородин, *к. т. н., доц.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

К.Е. Долганов, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

Я.С. Егоров, *д. т. н., проф.*

С.В. Епифанов, *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.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., доц.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

Е.Л. Пиротти, *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.*

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

*А.П. Марченко, В.А. Петросяни, Д.Е. Самойленко, А.Ф. Минак,
С.В. Обозный, А.Г. Косулин*

Улучшение технико-экономических показателей транспортного дизеля путем регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом 3
У.А. Абдулгасис, Г.П. Подзноев, А.У. Абдулгасис

Блочные модули коррекции состава воды в охлаждающих системах ДВС 6
В.А. Иванков

Комплексная оптимизация ходкости малых судов и их двигатель-двигательных комплексов по экономическим и экологическим критериям 10
В.И. Быков, К.Е. Долганов, А.А. Лисовал

Дизели СМД для автобусов 13

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВС

*С.А. Алёхин, В.И. Пелепейченко, П.Е. Куницын, П.Я. Перерва,
Д.Ю. Бородин*

Анализ влияния интенсивности закрутки воздушного заряда на рабочий процесс тепловозного двухтактного дизеля 6ДН с охладителем наддувочного воздуха 18
З.Х. Керимов

Некоторые результаты математического моделирования волновых процессов в двухфазной среде в дизельной топливовпрыскивающей системе 20
Н.К. Рязанцев, А.Б. Богаевский, П.Я. Перерва

Выбор закона подачи топлива для дизеля 588ДА дизель-поезда ДЭЛ – 01. 24
В.Г. Дьяченко

Дизель или двигатель с искровым зажиганием? 27
И.В. Парсаданов, С.И. Третьяков

Оценка влияния угла начала подачи топлива на показатели динамической напряженности и топливной экономичности быстроходного дизеля 30
Н.В. Лобов

Оценка эффективности процесса газообмена в двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой 33
Ф.И. Абрамчук, А.В. Байдала

Результаты исследования способов увеличения глубины охлаждения наддувочного воздуха автобусного дизеля. 37
М.В. Маливанов, Р.Н. Хмельёв

Разработка комплекса математических моделей для описания газодинамических процессов в ДВС. 43
*А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, А.А. Осетров, В. Смайлис,
В. Сенчила*

Сравнительная оценка эффективности применения растительных топлив в дизельном двигателе 46

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

Кафедра ДВС

Тел. (0572)400-848, 400-314

E-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

<i>Н.К. Рязанцев, В.З. Бычков, П.Я. Перерва, Г.В. Щербаненко</i>	
Экологические показатели 2-х и 4-х тактных форсированных двигателей военно-гусеничных машин	52
<i>Н.И. Мищенко, А.В. Химченко, С.Н. Крамарь, В.Л. Супрун</i>	
Влияние силового механизма на работу двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой при регулировании степени сжатия	54
<u>КОНСТРУКЦИЯ ДВС</u>	
<i>А.В. Тринёв, А.Н. Авраменко, А. Амброзик</i>	
Анализ теплонапряженного состояния выпускного клапана форсированного тепловозного дизеля	58
<i>В.О. Пильов, А.Ф. Шеховцов, В.С. Вікторів, В.Т. Турчін</i>	
Загальні тенденції розвитку та шляхи удосконалення комп'ютерних технологій підтримки життєвого циклу ДВС .	61
<i>Е.П. Мельникова</i>	
Повышение износостойкости гильз цилиндров двигателей	70
<i>А.В. Тринёв, П.Д. Гончар</i>	
Использование локального воздушного охлаждения для улучшения теплонапряженного состояния головки цилиндров форсированного автотракторного дизеля	73
<i>Ю.С. Воробьев, В. Барнат</i>	
Численный анализ НДС в многодисковых сцеплениях и тормозах при неполном контакте дисков	76
<i>А.В. Белозуб, А.С. Стрибуль</i>	
Влияние зазоров, технологических допусков сопряженных деталей и работы трения на внешний профиль поршня .	79
<u>ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС</u>	
<i>А.В. Мотлохов, И.В. Рыкова, В.Г. Степанко, А. Амброзик</i>	
Влияние типа двигателя на эксплуатационную экономичность автомобиля	82
<i>Ю.С. Бородин, В.З. Бычков, Н.В. Клименко, Г.В. Щербаненко</i>	
Снижение нагароотложений в двухтактных форсированных двигателях военно-гусеничных машин	85
<i>Н.А. Марченко</i>	
Имитационное моделирование движения транспортного средства по пересеченной местности	87
<i>А.А. Горячий, С.В. Епифанов</i>	
Методико-алгоритмическое обеспечение автоматизированной системы параметрической диагностики ДВС	90
<i>А.М. Божок, К.Е. Долганов</i>	
Двухимпульсный регулятор частоты вращения для тракторных дизелей при использовании их для привода электрических генераторов	97
<i>Е.Е. Александров, В.М. Шатохин, Э.В. Гуценко</i>	
Динамический синтез нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС	100
<u>ИСПЫТАНИЯ ДВС</u>	
<i>І.І. Іващенко, О.Г. Приймаков</i>	
Врахування крутильних коливань при оцінці нерівномірності обертання валу двигуна	105
<i>Н.К. Рязанцев, Е.Н. Овчаров</i>	
Определение мощностей лопаточных машин в составе двухтактного турбопоршневого дизеля путем установки дифференциального привода нагнетателя	110
<i>С.В. Пилипенко, А.Н. Дороженко, В.К. Савич, Д.Ю. Бородин</i>	
Экспериментальная оценка работоспособности подшипникового узла	112
<i>А.А. Лукьянов</i>	
Методологический подход к диагностированию дизель-генераторов	114
<i>А.Г. Кесарийский</i>	
Применение лазерно-интерференционных методов для исследования цилиндров поршневых двигателей	117
<u>ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС</u>	
<i>А.С. Кулик, В.В. Нарожный, А.В. Сальников, С.Н. Фирсов</i>	
Модифицированная позиционная система управления перемещением при решении задачи обеспечения активной отказоустойчивости	120
<i>С.Н. Нижник, В.И. Куципак, В.А. Матюхин, О.В. Покатов, В.Н. Фандеев</i>	
Силы резания при магнитно-абразивном полировании плоскостей деталей и влияние на них технологических факторов	123
<i>М.Н. Багмет, И.А. Жданов, С.К. Колтун, В.Н. Фандеев</i>	
Изотермическое и сверхпластичное деформирование при горячей объемной штамповке жаропрочных сплавов ..	126
РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ	129

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2004, №1(4). – с. 144.

Сборник научных и научно-практических статей по вопросам усовершенствования конструкций, эксплуатации, технологии производства и расчетов двигателей внутреннего сгорания. Материалы статей были доложены на IX Международном конгрессе двигателестроителей и рекомендованы его Программным комитетом к открытой публикации.

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 7 от 2.07.2004 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2004.

УДК 621.43.052

А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.А. Петросяни, канд. техн. наук, Д.Е. Самойленко, А.Ф. Минак, канд. техн. наук, С.В. Обозный, инж., А.Г. Косулин, канд. техн. наук

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА С БЕЗЛОПАТОЧНЫМ НАПРАВЛЯЮЩИМ АППАРАТОМ

Введение

Современные тенденции в развитии двигателестроения характеризуются форсированием рабочего процесса дизелей, стремлением улучшить экономические и экологические показатели двигателей, повысить их надежность. В данной работе исследуются возможности повышения технико-экономических показателей за счет применения конструкции регулируемого турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом турбины.

Постановка проблемы исследования

В Украине существует острая необходимость создания транспортного дизеля, имеющего высокие технико-экономические показатели, а также обладающего конкурентоспособностью не только на внутреннем рынке, но и на Европейских рынках и рынках стран СНГ. Учитывая это, учеными и практиками ведется постоянный поиск путей улучшения показателей экономичности и токсичности выбросов как основных характеристик двигателей (ДВС) автотранспортного назначения, работающих в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Одним из способов указанного является регулирование рабочего процесса двигателя путем согласования работы силовой установки и системы воздухообеспечения, что позволяет улучшить экологические показатели ДВС, а также снизить эксплуатационный расход топлива. Отсутствие достаточного количества экспериментальных исследований в данной области препятствует внедрению систем регулируемого наддува на двигателях украинского производства.

Обзор публикаций. Анализ нерешенных задач

Анализ патентов на изобретения, а также литературных источников, относящихся к системам регулирования наддува [1–3 и др.], показал, что за последние 5 лет наибольшее развитие получили системы регулирования, основанные на возможности изменения пропускной способности турбины. Постепенно они вытесняют конструкции турбокомпрессоров (ТКР) с перепуском газа в обход турбины. Выделяются два конкурирующих способа управления потоком газа через турбину: сопловое регулирование (Garett, Mitsubishi, IHI) и регулирование за счет изменения эффективного проходного сечения турбины в конструкциях ТКР с безлопаточными направляющими аппаратами (ККК, Holset, Garett). Эффективность соплового регулирования рассмотрена в работах [4–7].

Однако, такие турбокомпрессоры имеют сложную конструкцию из-за наличия механизма поворота лопаток соплового аппарата, что отражается на их высокой стоимости.

Регулирование же в турбокомпрессорах с безлопаточным направляющим аппаратом (БНА) является конструктивно более простым и его концепция рекомендуется фирмой Holset Engineering для турбокомпрессоров напряженных дизелей [8]. Данная концепция может быть перспективной и для украинского двигателестроения ввиду простоты конструкции регулируемого ТКР, а значит, и простоты ее изготовления, а также более низкой стоимости в сравнении с ТКР, имеющим сопловым регулированием наддува.

Задачи исследования

Задачей экспериментального исследования является определение резервов по улучшению показателей экономичности, приемистости, мощности и надежности при использовании регулируемого турбокомпрессора с БНА для импульсного наддува автотранспортного дизеля.

Результаты исследования

Испытания проводились на V-образном 6-ти цилиндровом двигателе типа СМД-62 в базовой комплектации, на котором устанавливались серийный (ТКР-8,5 ТВ-02) и регулируемый турбокомпрессоры. Определялись основные показатели дизеля с указанными типами ТКР по нагрузочной характеристике при следующих частотах вращения вала: 1300, 1550, 1800 и 2100 мин⁻¹. В качестве основного ограничительного параметра при исследовании регулируемого турбокомпрессора принималась максимально допустимая температура отработавших газов дизеля $t_{o,z} \leq 660$ °С.

Как показывают результаты испытаний, наибольшая эффективность от применения регулирования ТКР достигается при работе двигателя с высокими нагрузками и малыми частотами вращения вала. Так, для нагрузочных режимов с $n = 1300$ мин⁻¹ (рис.1), снижение удельного эффективного расхода топлива наблюдается уже при мощностях, превышающих 60 кВт (что составляет 70% от максимальной мощности на данном режиме работы), а наибольшая разница по g_e достигается при 82 кВт и составляет 9,7 г/кВт·ч. Такой уровень g_e может объясняться повышением коэффициента избытка воздуха α в указанном диапазоне мощностей (рис.2), которое достигается за счет

возможности увеличения давления наддува при регулировании ТКР.

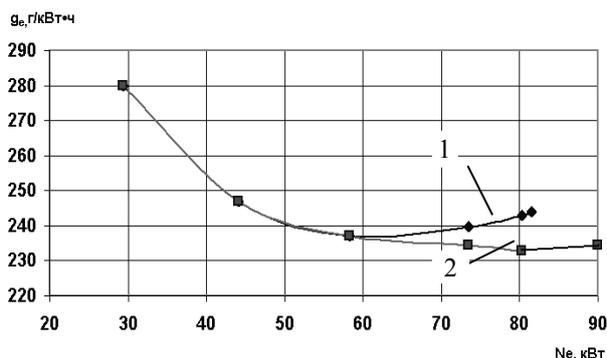


Рис.1. Изменение удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике при $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$: 1 – серийный ТКР; 2 – регулируемый ТКР.

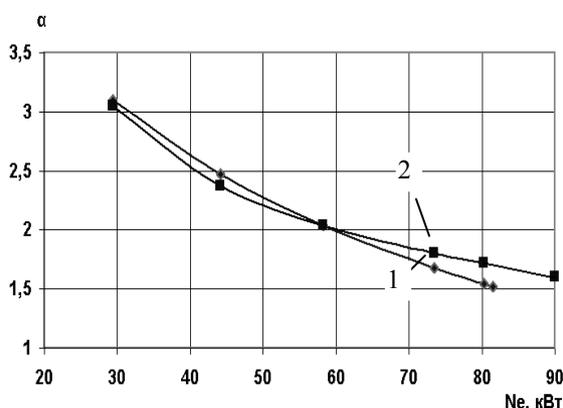


Рис.2. Изменение коэффициента избытка воздуха по нагрузочной характеристике при $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$: 1 – серийный ТКР; 2 – регулируемый ТКР.

Аналогичной выглядит закономерность изменения g_e и α по нагрузочной характеристике при $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 3, 4), где максимальное улучшение удельного эффективного расхода топлива составляет 7,5 г/кВт·ч.

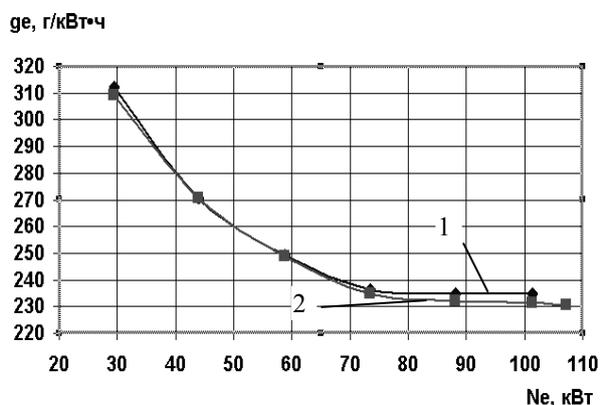


Рис.3. Изменение удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике при $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$: 1 – серийный ТКР; 2 – регулируемый ТКР

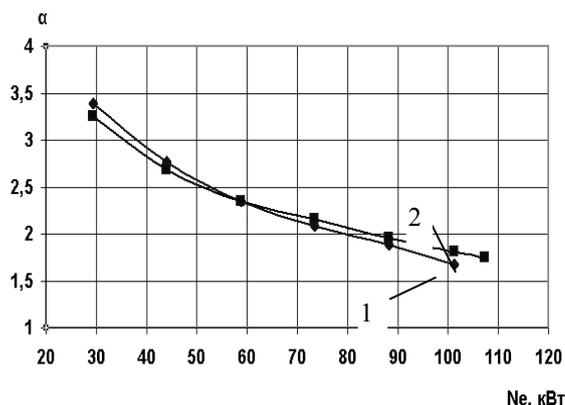


Рис.4. Изменение коэффициента избытка воздуха по нагрузочной характеристике при $n = 1550 \text{ мин}^{-1}$: 1 – серийный ТКР; 2 – регулируемый ТКР.

На режимах, близких к номинальному ($n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$), эффективность от регулирования снижается, поскольку значения α и остальных показателей рабочего процесса двигателя являются оптимальными как у дизеля с серийным, так и регулируемым ТКР. Так, улучшение по g_e не превышает 2 г/кВт·ч для режимов с $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и практически неизменно при $n = 2100 \text{ мин}^{-1}$.

Относительное изменение удельного эффективного расхода топлива (Δg_{ep}) при работе двигателя с различными типами турбокомпрессоров как по скоростной, так и нагрузочным характеристикам может быть описано выражением:

$$\Delta g_{ep} = g_{ep} - g_{e_c}, \quad (1)$$

где g_{ep} – удельный эффективный расход топлива у двигателя с регулируемым ТКР на заданном режиме работы дизеля;

g_{e_c} – удельный эффективный расход топлива у двигателя с серийным ТКР на заданном режиме работы дизеля.

На рис.5 представлен график изменения величины Δg_{ep} как функции от частоты вращения n при работе дизеля по внешней скоростной характеристике. Нулевому значению по оси абсцисс соответствует Δg_{ep} для двигателя с серийным турбокомпрессором. Полученная зависимость позволяет наилучшим образом отразить эффективность регулирования турбонаддува в диапазоне с $n = 1300 - 1550 \text{ мин}^{-1}$. В дальнейшем, для более детального изучения влияния регулирования ТКР на экономичность двигателя предлагается проводить анализ по величине относительного изменения удельного эффективного расхода топлива исходя из эксплуатационной характеристики конкретного двигателя. Это связано прежде всего с тем, что регулирование турбокомпрессора позволяет в значительной степени улучшить экономичность двигателя при его работе на режимах малых мощностей, что достигается за счет снижения высоких значений α (могут достигать 6), которые характерны для V-

образных 6-ти цилиндровых двигателей (рис.3). Так, при $N_e = 30$ кВт, $n = 1550$ мин⁻¹, расход топлива снизился на 3 г/кВт·ч, а при той же мощности, но с частотой вращения 1800 мин⁻¹, улучшение g_e составляет 8 г/кВт·ч. При этом, необходимо отметить, что несмотря на незначительную разницу в экономичности на режимах малой мощности в сравнении с рабочими режимами, находящимися на внешней ветви скоростной характеристики, суммарная доля таких режимов в эксплуатации автомобильного дизеля может составлять до 60% [9].

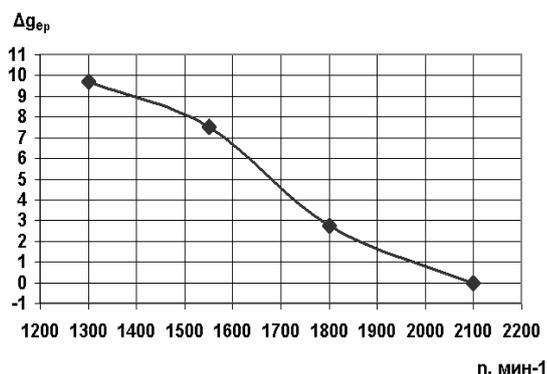


Рис.5. Относительное изменение удельного эффективного расхода топлива при работе двигателя по внешней скоростной характеристике

По результатам экспериментального исследования была установлена линия (граница) нечувствительности к регулированию (рис.6), которая характеризуется постоянными значениями g_e вне зависимости от положения регулирующего органа ТКР. Зона, находящаяся над линией граничной мощности обозначает область, при работе в которой эффективность от регулирования турбины турбокомпрессора будет максимальной. Как видно из графика, граница нечувствительности имеет практически линейную зависимость от числа оборотов двигателя.

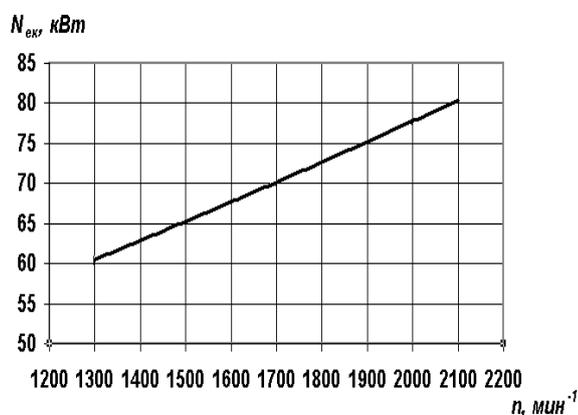


Рис.6. Изменение граничной мощности при регулировании ТКР

Одним из основных критериев, определяющих степень совершенства автотранспортных двигателей, является запас по крутящему моменту, который определяется величиной коэффициента приспособляемости k_n :

$$k_n = \frac{M_{кр\max}}{M_{крном}}, \quad (2)$$

где $M_{кр\max}$ – максимальное значение крутящего момента двигателя по внешней скоростной характеристике,

$M_{крном}$ – величина крутящего момента на режиме номинальной мощности.

При уменьшении пропускной способности турбины, располагаемая работа газов перед турбиной возрастает, что позволяет увеличивать давление наддува [10]. Увеличение давления наддува p_k особенно эффективно на режимах внешней скоростной характеристики, при частотах вращения вала двигателя в диапазоне от 1000 до 1550 мин⁻¹, где значения α даже для импульсных систем редко превышают 1,5. Введение регулирования турбины, с целью увеличения p_k на указанных режимах, с одной стороны способствует значительному улучшению g_e , а с другой – позволяет снизить температуру отработавших газов дизеля (до 50 °С). Таким образом, предоставляется возможность путем увеличения цикловой подачи топлива на двигателе с регулируемым ТКР поднять коэффициент приспособляемости k_n , достигнув больших значений $M_{кр\max}$. При этом, степень увеличения цикловой подачи может контролироваться по уровню температур отработавших газов дизеля. Максимальное значение $t_{o.g.}$ в условиях данного эксперимента принималось равным 660 °С и соответствовало максимально допустимой температуре о.г. для двигателя с серийным ТКР.

Таким образом, на исследуемом двигателе применение регулирования турбины при работе на внешней скоростной характеристике позволило увеличить максимальный крутящий момент на 9 % при $n = 1300$ мин⁻¹ и 5,7 % при $n = 1550$ мин⁻¹. В результате, образовалась линия (полка) постоянного крутящего момента в диапазоне частот вращения вала от 1300 до 1550 мин⁻¹. А величина коэффициента приспособляемости возросла на 8%.

Увеличение давления p_k при регулировании ТКР на режиме номинальной мощности привело к снижению температуры отработавших газов дизеля на 40 °С. Экономичность двигателя, при этом, осталась на уровне, соответствующему дизелю с серийным ТКР. Это, во-первых, свидетельствует о снижении теплонапряженности деталей ДВС и турбокомпрессора, что может означать увеличение их надежности. Во-вторых, появляется запас форсирования двигателя по мощности с сохранением прежнего уровня надежности.

Заключение

Проведенные экспериментальные исследования показали, что регулирование в турбокомпрессорах с БНА является перспективным направлением по улучшению эксплуатационных, технико-экономических показателей современных автотранспортных двигателей. Это отражается в значительном улучшении экономичности дизеля типа СМД-62 на ненормальных режимах работы, повышении коэффициента приспособляемости на 8%, снижении максимальной температуры отработавших газов на режимах предельной мощности. Улучшение теплового состояния ДВС позволит в будущем произвести форсирование двигателя по мощности.

Список литературы:

1. Жуков В.А., Курин М.С. Влияние параметров наддува на рабочий процесс дизеля ЯМЗ – 840 // *Авіаційно – космічна техніка і технологія*. – 2003. – №41/6. – С. 23 – 26. 2. US Pat. №0110768 A1/2003. Exhaust gas recirculation system with variable geometry turbine and bypass venture assembly / Gerald N. Coleman, David A.

Pierpont. 3. US Pat. № 0079474 A1/2003. Exhaust gas turbocharger for an internal combustion engine / Helmut Finger. 4. US Pat. № 4679398/1987. Variable capacity turbocharger control device / Fumio Nishiguchi, Masato Noguchi. 5. Moody Joseph F. Variable geometry turbocharging with electronic control // *SAE Techn. Pap. Ser.* – 1986. – № 860107. – 11 p. 6. Garrett. Turbocharger advancements for high speed diesels // *Diesel Progr. N. Amer.* – 1986. – Vol. 52, № 9. – P. 13 – 14. 7. Manz P. W., Emmenthal K. D. Passenger car diesel engines charged by different systems for improved fuel economy // *Int. Conf. Fuel Eff. Power Trains and Veh.: VECON'84, (London, 22–24 Oct.), 1984.* – P. 211 – 218 (англ.). 8. Franklin P.C. Performance development of the Holset variable geometry turbocharger // *SAE Techn. Pap. Ser.* – 1989. – № 890646. – P. 137 – 149. 9. Парсаданов І.В. Підвищення якості і конкурентноспроможності дизелів на основі комплексного паливно – економічного критерію: Монографія. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2003. – 244 с. 10. Байков Б.П., Бордуков В.Г., Иванов П.В. Турбокомпрессорі для наддува дизелів: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.

УДК 621.43 : 629.113

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

БЛОЧНЫЕ МОДУЛИ КОРРЕКЦИИ СОСТАВА ВОДЫ В ОХЛАЖДАЮЩИХ СИСТЕМАХ ДВС

Введение

Охлаждающая система автотракторных ДВС, как и других теплоэнергетических установок (тепловозов, дизель-поездов, водогрейных котлов и т. п.) предъявляют весьма жесткие нормативные требования к качеству используемой воды по ряду таких основных показателей, как общая жесткость, солесодержание, pH, Eh и др. В настоящее время разработаны и освоены в производстве многочисленные системы централизованной коррекции воды для теплоэнергетических установок как стационарного (котельные и паротурбинные установки, так и передвижного (тепловозы, дизель-поезда, суда и т.п.) типа.

Формулирование проблемы

Для реальных условий эксплуатации автотранспорта весьма затруднительно выдерживать нормативные требования к качеству заливочной воды и соблюдать постоянство ее состава во времени. В подобных условиях необходима универсальная по широкому диапазону состава используемой исходной заливочной воды и в тоже время малогабаритная индивидуализированная блочно-модульная система коррекции качества охлаждающей воды, специализированная применительно к условиям работы автотранспортных средств и которая может быть встроена в транспортное средство или же установлена стационарно в любом автотранспортном предприятии.

Решение проблемы

Для решения проблемы и выбора наиболее эффективного варианта водоподготовки охлаждающей системы ДВС необходим тщательный качественно-количественный и причинно-следственный анализ факторов и критериев коррозионных процессов, которыми являются: минерально-солевой состав воды, температурный

режим в системе охлаждения, пространственная стереометрия путей циркуляции охлаждающей жидкости и конструкционные материалы охлаждающей системы. Последние три фактора изначально заложены в конструкцию того или иного типа автотранспортного средства и практически неизменны в течение всего периода эксплуатации ДВС. В отличие от этого минерально-солевой состав заливочной воды в условиях реальной эксплуатации автотранспортных средств весьма изменчив в довольно широких пределах своих качественно-количественных характеристик. Ее коррозионная агрессивность определяется совокупностью следующих составляющих: дисперсно-коллоидные взвеси, ионно-солевой состав, растворенные газы, уровень кислотности-щелочности (рН), окислительно-восстановительный потенциал (Еh).

1. Дисперсно-коллоидные взвеси имеют размерность в пределах 10^{-6} - 10^{-4} мм и в системе охлаждения накапливаются в участках с пониженными скоростями циркуляции воды, вызывая гидравлическое сопротивление потоку, уменьшение пропускной способности системы и закупорку ее локальных участков.

Наиболее простым и приемлемым методом удаления механических взвесей может служить однопоточная периодическая фильтрация через слой кварцевого песка (0,5-1,2 мм) в смеси с дробленным антрацитом (0,6-1,4 мм [2,3]). При условно оптимизированном общем расходе доливочной воды в пределах $75 \text{ дм}^3/\text{мес}$ с единичными разовыми порциями залива исходной воды по $2,5 \text{ дм}^3$ и задаваемым временем ее очистки - 5 мин производительность фильтра составит $30 \text{ дм}^3/\text{час}$. Принимая площадь фильтрации, равной $1,0 \text{ дм}^2$ как наиболее рациональную, высота фильтрующего слоя составит около 0,25 м при скорости фильтрации 1,5 м/час и диаметре фильтра 112 мм.

2. Ионно-солевой состав охлаждающей воды включает в себя сумму растворенных примесей в виде ионов, отдельных молекул, комплексных соединений или молекулярных ассоциатов с размером частиц менее 10^{-6} мм, а также истинно растворенные газы (O_2 , CO_2 , и др.). Основными ионно-солевыми компонентами и характеристиками охлаждающей воды являются:

- катионы Ca^{2+} , Mg^{2+} , Na^+ , K^+ , NH_4^+ , Fe^{2+} , Cu^{2+} ;
- анионы OH^- , HCO_3^- , CO_3^{2-} , Cl^- , SO_4^{2-} , PO_4^{3-} , HS^- ;
- общее солесодержание ($\text{г}/\text{дм}^3$),
- общая жесткость ($\text{мг-экв}/\text{дм}^3$).

При эксплуатации ДВС обессоливание исходной воды возможно методами ионного обмена [4,5]. С точки зрения экономичности и эффективности наиболее применимы в практике водоподготовки относительно дешевые отечественные катиониты марок СК-1 (сульфоуголь ГОСТ 5696), КУ-1 и КУ-2-8 (ГОСТ 20298-74) и аниониты АН-31, АН-221 и АВ-17-8 (ГОСТ 20301-74) с полной обменной емкостью соответственно 500, 1700, 2800, 1500 и 800 г-экв/м³.

Реакции при катионном обмене обратимы и могут протекать в прямом или обратном направлении в зависимости от изменения условий катионирования. Исходя из принятых выше параметров фильтрующей системы и оптимальной производительности ионнообменного блока для снижения экстремальной исходной жесткости заливочной воды с 30 до $0,2 \text{ мг-экв}/\text{дм}^3$ (норматив для тепловозов и дизель-поездов [1]) в объеме $75 \text{ дм}^3/\text{мес}$, скорости фильтрации 1,5 м/час и минимизированном количестве катионита – $2,5 \text{ дм}^3$, потребуется около 30 суток для полного насыщения данного объема катионита КУ-2-8 при его рабочей емкости $950 \text{ г-экв}/\text{м}^3$. Время фильтрования заливочной порции исходной воды объемом $2,5 \text{ дм}^3$ через слой катионита высотой 0,25 м также составит около 5,0 минут. Суммарная высота слоя катионита до проскока должна быть не менее 1,0 м (каскад из 3 фильтров высотой по 0,35 м и диаметром 112 мм) с общей загрузкой катионитом около $10,5 \text{ дм}^3$.

Насыщенный при Na-катионировании катионит регенерируется с помощью раствора хлорида натрия, а в случае H-катионирования - раствором соляной или серной кислоты. При нормативном расходе хлорида натрия около 300 г/г-экв на регенерацию катионита потребность в нем составит 0,7 кг (100% NaCl) или 10-12,5 дм³ его 6-7 %-ого раствора. Общий расход воды с учетом отмывки катионита от продуктов регенерации составит – 22-25 дм³, а для сульфогля – в пределах 18-21 дм³. Регенерация катионита при H-катионировании проводится преимущественно более дешевой серной кислотой, расход которой при вышеприведенных параметрах составит около 540 г (100% H_2SO_4) или 10-10,5 дм³ ее 5%-ого раствора.

Помимо этого в схемах катионирования необходима периодическая операция взрыхляющей промывки катионита продолжительностью 20-30 мин, на что требуется дополнительное количество предварительно очищенной воды и аппаратурная система осуществления такой промывки

При анионировании кислотные остатки после H-катионирования обмениваются на ионы (OH^-) с помощью анионитов, отрегенированных щелочью. Реакции OH^- -анионирования в отличие от катионного обмена являются необратимыми. Поскольку широко используемый в практике водоподготовки отечественный низкоосновной анионит АН-31 имеет полную обменную емкость по сульфат-иону значительно более высокую, чем для хлорид-иона (соответственно 1500 и 850 г-экв/м³), совпадающую с общей тенденцией преобладания сульфат-ионов в природных водах примерно в такой же пропорции (среднеэкстремальное по SO_4^- в пределах 15-16 мг-экв/дм³, а по Cl^- около 11-12 мг-экв/дм³), он наиболее приемлем при очистке воды для охлаждающей системы ДВС. Для анионита АВ-17-8 этот показатель одинаков для обоих ионов ($430 \text{ г-экв}/\text{м}^3$).

Принимая среднюю рабочую обменную емкость АН-31 по сумме анионов на уровне 800 г-экв/дм³ для очистки воды в пределах вышепринятых параметров предыдущих стадий фильтрации и катионирования потребуются 2,8 дм³ анионита или около 5,5-6,0 дм³ при двухступенчатой схеме анионирования. При условной площади фильтрования 1 дм² высота одной ионнообменной колонки составит 280-300 мм.

Насыщенный анионит регенерируется с помощью раствора едкого натра (NaOH) для чего потребуется 135-140 г щелочи (100%-ой) или 3,4 дм³ ее 4,0%-го раствора. После регенерации анионит отмывается очищенной водой в объеме 30 дм³ на его расчетное количество.

Из проведенных расчетов следует, что эффективность применения ионного обмена при очистке воды для охлаждающей системы ДВС натолкнется на существенные организационно-структурные проблемы, связанные в первую очередь с необходимостью создания сопровождающей системы регенерации ионнообменных фильтров с ее достаточно сложным реагентным блоком и необходимостью утилизации рассольных продуктов регенерации. Подобная система может быть реализована в крупных автохозяйствах и трудноосуществима с практической точки зрения для индивидуализированного транспорта.

Более интересным и перспективным с этой точки зрения представляется хорошо изученный и широко освоенный в производственной практике метод электродиализа с использованием эффекта направленного движения ионов в солевом растворе. При пропускании электрического тока через солевой раствор катионы диффундируют к отрицательно заряженному катоду, а анионы – к положительному аноду. Поместив на их пути ионно-селективные мембраны можно в межмембранном отделении получать обессоленную воду, в анодной секции – кислотный раствор, а в катодной – щелочной. На основании закона Фарадея для выделения или переноса 1 г-экв вещества требуется затратить 26,8 ампер в час (А·ч). При принятом расчетном среднеэкстремальном общем солесодержании исходной воды в пределах 60 мг-экв/дм³ для обессоливания потребуется затратить около 1,6 А·ч/дм³ или 4,0 А·ч на одноразовый объем (2,5 дм³) доливочной воды. При расчетной оптимизированной плотности тока около 350 А/м² общая рабочая площадь электродных пластин составит 11,5 дм² или 5 электродиализных ячеек с оптимальными рабочими размерами электродных пластин 150×150 мм. Приведенные параметры электродиализной установки (ЭДУ) достаточно компактны для установки ее в автомобиле и вполне обеспечиваются характеристиками электропитания автомобиля, составляя 5-8% от мощности его генератора.

В рассмотренной выше системе электродиализа помимо рабочей камеры обессоливания исходной воды необходима емкость для сбора рассола из анодной и катодной камер, периодически опорожняемая по мере наполнения.

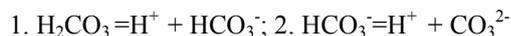
В отличие от ионного обмена электродиализное обессоливание исходной воды не требует сложного цикла периодической регенерации (восстановления) системы с существенным расходом реагентов и воды, более компактно в аппаратном оформлении и обеспечении контроля за технологическим процессом. В принципе эффективность электродиализа возрастает при увеличении солесодержания в исходной воде, что позволяет получать кондиционную опресненную воду даже из морской воды и солевых рассолов.

3. Растворенные в воде газы (кислород и углекислый газ) являются весьма активными участниками коррозионных процессов в охлаждающей системе ДВС, но отличаются друг от друга характером своего воздействия.

Кислород обладает сильными окислительными свойствами и легко взаимодействует с железом блока цилиндров, образуя здесь плотные корки гидроокисей и окисей – Fe(OH)₂, Fe(OH)₃, Fe₂O₃, и Fe₃O₄ с низким коэффициентом теплопроводности. Концентрация кислорода воздуха в исходной воде как и для всех газов находится в обратной зависимости от температуры:

Температура, °С	0	20	40	60	80	100
O ₂ , мг/л	14,6	9,1	6,5	4,8	2,9	0

Углекислый газ, присутствующий в воздухе в количестве 0,3-0,4 %, также растворяется в воде по аналогичной температурной зависимости. При этом образуется угольная кислота (H₂CO₃), диссоциирующая по двухступенчатой схеме:



с образованием растворимых бикарбонатных комплексов Ca(HCO₃)₂ и Mg(HCO₃)₂. Последние при повышенной температуре разрушаются до труднорастворимых карбонатов (произведение растворимости соответственно 4,8·10⁻⁹ и 2,1·10⁻⁵) и выпадают в осадок в виде накипных корок на нагретых металлических поверхностях [6].

Предварительный нагрев воды до 80-90⁰С снижает концентрацию растворенных газов в 4-5 раз, адекватно снижая и их агрессивное действие.

4. Окислительно-восстановительный потенциал (Eh) определяется присутствием в воде таких окислителей, как растворенный кислород и углекислый газ, избыточные минеральные и органические кислотные радикалы и ионы. В присутствии этих компонентов железо поверхности блока цилиндров и медь радиатора при повышенных температурах подвергаются химической и электрохимической коррозии. В последнем случае коррозия связана с образованием микрогальванических пар между металлами с разным электродным потенциалом, например меди и железа. Ионы меди, образующиеся при химической коррозии радиатора или присутствующие в ис-

ходной воде, циркуляционным потоком переносятся к блоку цилиндров, где восстанавливаются до металла. Вследствие значительной разницы электродных потенциалов меди (+0,345) и железа (-0,441) между зародышем меди и железом образуется разность потенциалов (электродвижущая сила) в 0,786 вольта с перетоком электронов (гальванический ток) от железа к меди. При этом железо приобретает избыточный положительный заряд, нейтрализуемый переходом железа в раствор. Процесс непрерывно возобновляется и на стыке зародыша меди, раствора и железа формируется точечная каверна (питтинг). В дальнейшем, возникшая за счет зародыша меди электрохимическая система внутри язвенной полости, обособляется от физико-химической системы охлаждающей воды и саморазвивается автокаталитически. Так как зона активной коррозии в глубине каверны (анодная зона) будет пересыщена анионами, а в устье ее – не насыщена, то железо на поверхности блока цилиндров, приобретая избыток электронов, становится катодом, интенсифицируя тем самым анодную коррозию в глубине каверны [7].

Снижение или предотвращение электрохимической коррозии возможно двумя способами:

1. Искусственно поднимая потенциал железа до такового для меди путем наложения катодного тока на поверхность двигателя на его контакте с омывающей охлаждающей водой [8,9]. В большинстве практических случаев защитный ток для системы железо - природная вода составляет около 100 мА/м², что вполне вписывается в возможности системы электропитания автомобиля. В тоже время для использования в охлаждающих системах ДВС он требует специфических предварительных исследований, тщательного расчета и конструирования защитной катодной системы.

2. Путем создания в зоне развития электрохимической коррозии на поверхности блока цилиндров покрытия из металла с более отрицательным потенциалом, чем у железа, например, алюминия с электродным потенциалом -1,67 В. При этом железо приобретает катодную поляризацию, превышающую по своему значению необходимый защитный потенциал, и становится катодом по отношению к алюминию. Помимо этого алюминий отличается значительно более высокой стойкостью к окислительным процессам и теплопроводностью (213 Вт/м·К) в сравнении с таковым чугуна, что улучшает теплопередачу в системе «двигатель – охлаждающая вода».

Заключение

1. Основными факторами накипеобразования, химической и электрохимической коррозии в охлаждающей системе ДВС является солевой состав используемой для охлаждения воды, присутствие в ней растворенных кислорода и углекислого газа в совокупности с наличием локальных участков с высоким температурным потенциалом.

2. Снижение негативных последствий коррозионных процессов может быть достигнуто глубокой коррекцией солевого состава исходной воды или использованием защитных покрытий из более электроотрицательного металла.

3. Коррекцию солевого состава исходной охлаждающей воды возможно осуществить путем ионного обмена и электродиализом. При этом инновационный способ требует довольно сложной и дорогостоящей системы регенерации ионитов, что затруднительно реализовать в условиях реальной системы эксплуатации в значительной степени индивидуализированных автотранспортных средств. В этих условиях наиболее приемлем метод электродиализа, позволяющий создать компактный блочный модуль обессоливания воды с долговременным циклом работы от системы энергопитания автомобиля.

4. Необходимо проведение комплекса опытно-конструкторских работ по созданию и практической апробации систем коррекции состава исходной воды электродиализом в виде блочных модулей, встраиваемых в двигательный отсек автомобиля. В конструктивном плане блок подготовки охлаждающей воды будет включать в себя фильтрационный модуль очистки от грубодисперсных примесей, электродиализный блок, рассольную емкость, систему энергопитания и систему автоматического контроля.

Список литературы:

1. Инструкция по приготовлению и применению воды для охлаждения двигателей тепловозов и дизель-поездов. – М.: МПС, 1984. – 47 с.
2. Фейзинов Г.К. Высокоэффективные методы умягчения, опреснения и обессоливания воды. – М.: Энергоатомиздат. – 1988. – 193 с.
3. Водоподготовка. Процессы и аппараты. – М.: Атомиздат, 1977. – 352 с.
4. Гребенюк В.Д. Обессоливание воды ионитами. – М.: Химия, 1980. – 80 с.
5. Пат. № 50630. Укр. Абдулгализ У.А., Эреджепов М.К., Менасанова С.Е. Система водяного охлаждения двигателя внутреннего сгорания. – 2002, Бюл. № 10.
6. Жукова Л.А. Теория статического и динамического осаждения и соосаждения ионов. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 80 с.
7. Маттиссон Э. Электрохимическая коррозия. – М.: Металлургия, 1991. – 157 с.
8. Техника борьбы с коррозией / Р. Юхневич, В. Боданович, Е. Валаиковский, А. Видуховский. – М.-Л.: Химия, 1980. – 224 с.
9. Бекман В. Катодная защита. Справочник. – М.: Металлургия, 1992. – 176 с.

УДК 629.122

В.А. Иванков, инж.

КОМПЛЕКСНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ХОДКОСТИ МАЛЫХ СУДОВ И ИХ ДВИГАТЕЛЬНО-ДВИЖИТЕЛЬНЫХ КОМПЛЕКСОВ ПО ЭКОНОМИЧЕСКИМ И ЭКОЛОГИЧЕСКИМ КРИТЕРИЯМ

Введение

При проектировании двигателей и двигательно-движительных установок для малых судов, в условиях невозможности получения технических требований на них от судостроителя, двигателю вынужден, разрабатывая техническое задание и формулируя идеологию двигательно-движительного комплекса, анализировать направления комплексной оптимизации судовой транспортной системы во всем ее объеме с учетом региона эксплуатации.

Выдающийся ученый-кораблестроитель академик А.Н. Крылов писал о том общем, что всегда требуется от всякого судна: „Это общее-суть мореходные качества корабля: плавучесть, остойчивость, ходкость, плавность и малость размахов качки, поворотливость”[1].

Ходкость определяется как способность судна двигаться с определенной скоростью при наименьшей затрате мощности энергетической установки [2].

Учение о ходкости разделяется на две части: сопротивление судна как задача придания судну данного водоизмещения формы обводов и главных размерений, при которых оно при заданной скорости имело бы наименьшее сопротивление; судовые движители, как задача выбора движителя, создающего наибольшее движущее усилие при наименьшей затрате мощности двигателя. [3] Двигателю, соответственно, должен обеспечить необходимую мощность судового агрегата при его экономичности во всем диапазоне режимов работы.

Постановка проблемы

Целью данной работы является выявление основных направлений комплексной оптимизации ходкости малых судов и их двигательно-движительных комплексов по экономическим и экологическим критериям при водоизмещающем и переходном режимах движения судна, с учетом существующих юридических, технических, и физических ограничительных условий.

Решение проблемы позволит разработать семейства современных экономичных и экологичных силовых агрегатов малых судов со сквозной идеологией и создаст предпосылки для создания судостроителями новых семейств судов с экономичными режимами движения, что позволит малому флоту Украины развиваться даже в условиях перманентного повышения цен на топливо.

Выделение нерешенных задач

В классической теории большого судостроения вопросы ходкости разработаны фундаментально и полно-объемно, поэтому применимы к оптимизации ходкости малых судов с учетом их специфики.

Потенциал современных исследований сосредоточен на отработке главных размерений, обводов, движителей для энерговооруженных, быстроходных глиссирующих судов, движущихся в режиме гидродинамического поддержания.

В этой области малого судостроения заметны наибольшие подвижки. К ним относятся работы ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова по отработке обводов однокорпусных катеров с максимальным числом Фруда по водоизмещению равному шести и катамаранов с относительной скоростью более восьми[4].

ЦМКБ “Алмаз” разработало и внедрило автоматически управляемые днищевые интерцепторы на 120-тонном катере со скоростью 50 узлов, винты с интерцепторами, вентилируемый водометный движитель[5].

Разработаны приводы с частично-погруженными суперкавитирующими винтами для скоростей 20-50 узлов [6], двухскоростные коробки передач с непрерывающимся потоком мощности для частично-погруженных винтов и винтов с подсосом воздуха, вентилируемые выхлопными газами через жиклеры в ступице винты PVS фирмы “Меркюри” [7].

Работ по исследованию малых судов с переходным режимом движения значительно меньше.

Совсем мало работ по судам водоизмещающего режима движения, однорежимным и двухрежимным корпусам[8]. Сложившаяся ситуация имеет свои корни, возникшие в 20 веке. Быстрый рост энерговооруженности судов на фоне относительно дешевого топлива вызвал эйфорию погони за скоростями и безосновательную уверенность, что при имеющемся в распоряжении избытке энергии можно несколько упрощенно относиться к

законам природы и недооценивать ее мощь. Особенно разрушительно этот подход сказался на малом флоте в силу его предрасположенности к режимам движения с гидродинамическим поддержанием. Были утеряны тысячелетние наработки по ходкости и остойчивости малых судов, их способности к активному и пассивному штормованию. Все случившееся стало причиной кризиса малого флота, преодолеть который придется современному судостроителю.

Постановка задачи

Определение основных параметров элементов малого судна и режимов его движения с целью минимизации потребной мощности при заданном водоизмещении с учетом специфики судоходных для малых судов водных ресурсов Украины.

Определение граничных условий для решения поставленной задачи.

Решение задачи. Специфика судоходных ресурсов Украины и требования к малым судам

Судоходные ресурсы Украины имеют следующую специфику:

– около 50% акваторий имеют соленые или солоноватые воды;

– в теплый период года вода имеет высокую температуру, при которой бурно развиваются водоросли;

– велика доля мелководных водоемов;

– на акваториях мелководных водохранилищ существует крайне неблагоприятный для малых судов режим волнообразования;

– водные экосистемы разбалансированы.

Из вышеизложенного вытекают требования к элементам малого судна:

– корпус судна и движитель должны быть коррозионноустойчивы в морской воде;

– система охлаждения двигателя должна быть воздушной или двухконтурной, устойчивой к засорениям, и морской воде повышенной температуры;

– для причаливания к необорудованному берегу и движения на малых глубинах осадка судна должна быть минимальна, а движитель предохранен от повреждений при плавании на мелководье;

– корпус судна должен обеспечивать безопасное плавание в водохранилищах и прибрежных районах морей, возможность активного и пассивного штормования в этих акваториях;

– двигатель должен наносить минимальный вред экосистеме за счет снижения не только удельных, но, главным образом, абсолютных объемов выбросов вредных веществ, обеспечиваемый минимизацией мощности.

Определение граничных условий

Регистр судоходства Украины накладывает на малые суда следующие ограничения:

– максимальная длина-20 м. Минимальная длина, ограничиваемая физически-2,5-3 м.;

– минимальная допустимая скорость на спокойной воде судна с механическим двигателем-6 узлов (11 км/ч). Из этого ограничения можно рассчитать зависимость минимального числа Фруда от длины судна по формуле:

$$Fr_L = \frac{3,1}{\sqrt{gL}}, \quad (1)$$

где Fr_L – минимально допускаемое число Фруда.

3,1 – минимальная скорость, м\с;

$g = 9,81$ м\с²;

L – длина судна по ватерлинии, м.

Максимальная мощность стационарного двигателя-136 л.с.

Выбор варианта задания исходных данных судна

Для определения основных параметров судна обычно задается его водоизмещение. Скорость движения и мощность двигателя могут задаваться или определяться. В данном случае, с целью полнообъемной минимизации потребной мощности, оптимальная скорость должна определяться.

Мощность двигателя судна

Необходимая для движения судна мощность двигателя определяется формулой:

$$N_e = \frac{\sum_{i=1}^n R_i v}{\eta \eta_{вк} \eta_{ен} \eta_p}, \quad (2)$$

где R_i – составляющие полного сопротивления движению судна;

v – скорость судна;

η – КПД винта;

$\eta_{вк}$ – коэффициент влияния корпуса;

$\eta_{ен}$ – КПД валопровода;

η_p – КПД редуктора.

Проанализируем влияние составляющих формулы (2) на минимизацию мощности двигателя.

Корпус судна

Наиболее весомым фактором снижения потребной мощности является скорость, поскольку она входит во все составляющие сопротивления движению судна в третьей степени. Однако, с одной стороны, ее минимум ограничен Регистром, с другой – существуют благоприятные и неблагоприятные диапазоны чисел Фруда, связанные с пиками и провалами волнового сопротивления движению [9]. В рамках этих ограничений определенный диапазон длин малых судов попадает на пик волнового сопротивления при числе Фруда 0,5 (рис.1).

Из рисунка следует, что суда длиной более 7 – 8 метров могут реализовывать экономичный режим водозмещающего движения с числами Фруда равными или менее 0,35 – 0,37, причем в этом диапазоне некоторое уменьшение относительного удлинения не ведет к резкому увеличению потребной мощности. Именно в длине 6 – 8 м. заключается секрет ходкости лодок народной постройки. Судам с длиной ватерлинии от 3 до 7 метров, попавшим на пик волнового сопротивления, необходимо уйти с него, увеличив скорость примерно до числа Фруда 0,62, перейдя в переходной режим движения. При этом, с целью снижения сопротивления, удлинение и относительное удлинение должно увеличиться, а корпус – приобрести транец и несущую днищевую поверхность. С целью уменьшения сопротивления и улучшения мореходных качеств в этом диапазоне становятся перспективными многокорпусные суда.

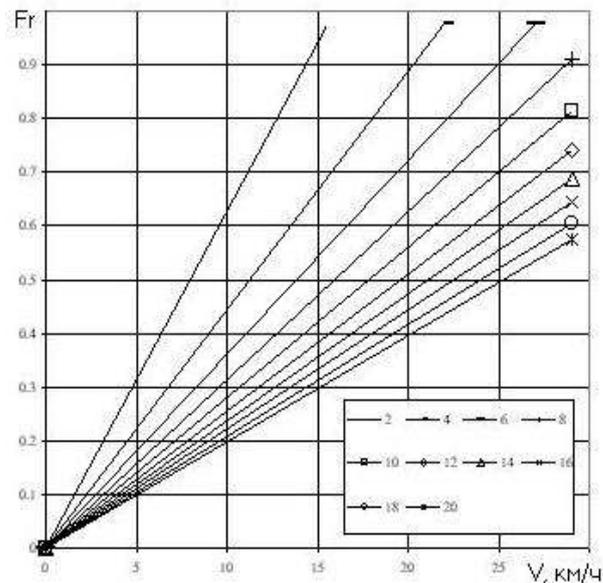


Рис. 1. Зависимость числа Фруда от длины и скорости судна

Двигатель

Из рис. 1 и принятых режимов движения следует, что скорость движения малых судов всех длин будет находиться в пределах 11 – 18 км/ч. Для получения максимального КПД необходим большой диаметр винта и низкая частота его вращения, что противоречит требованию малой осадки. Потребуется комплекс решений, примиряющий эти противоречия.

Валопровод и передача

В отличие от больших судов малые отличаются большим разнообразием схем движительных установок. В этом имеются преимущества и недостатки. С одной стороны, имеется возможность снизить обороты винта до оптимальных, с другой—приходится мириться с пониженным, по сравнению с прямым валопроводом, КПД передачи.

В этой ситуации неизбежно применение специальных поворотных-откидных колонок, подвесных лодочных моторов и мотор-весла с насадками на винтах. Повышение КПД винта превысит потери в передаче. Кроме этого повысится управляемость, уменьшится влияние корпуса на винт, улучшится стабильность движения судна на волнении.

Двигатель

Данная оптимизация направлена не только на снижение необходимой мощности, но, в конечном счете, на максимальное использование энергии сгорающего топлива. В результате комплексной работы удельная потребляемая мощность снизится примерно до 2-5 кВт/т. водоизмещения, а цилиндровые мощности двигателей будут составлять 3-6 кВт. Поэтому, не смотря на то, что дизель в этих обстоятельствах является предпочтительным, нижний диапазон мощности придется обеспечивать четырехтактным бензиновым двигателем. Верхний диапазон ряда заполнится дизельным семейством. Дизельные параметры будут улучшены за счет применения наддува и промежуточного охлаждения.

Выводы

Выявленное при комплексной оптимизации разделение малых судов по режимам движения, абсолютные и относительные скорости малых судов, связанные с их длиной по ватерлинии, определенные граничные условия позволяют перейти к уточнению диапазона потребных мощностей и определению типоразмерных рядов движителей и силовых агрегатов.

Список литературы:

1. Крылов А.Н. Мои воспоминания. – Л.: Судостроение, 1979. – 352 с. 2. Проектирование пропульсивной установки / В.П. Шостак, В.И. Гершаник, В.П. Кот, Н.С. Бондаренко / Под ред. проф. В.П. Шостака. – Николаев: Освіта, 2003. – 499 с. 3. Дорогостайский Д.В. Теория и устройство судна. – Л.: Судостроение, 1964. – 510 с. 4. Катера и яхты. – 2002. – № 4 (182). – С. 29 – 32. 5. Катера и яхты. – 1999. – № 4 (170). – С. 32 – 50. 6. Катера и яхты. – 2000. – № 1 (171). – С. 13 – 16. 7. Катера и яхты. – 1999. – № 2 (168). – С. 30. 8. Катера и яхты. – 2003. – № 3 (185). – С. 8 – 11. 9. Справочник по малотоннажному судостроению / Сост. Б.Г. Мордвинов. – Л.: Судостроение, 1988. – 576 с.

УДК 621.436

В.И. Быков, канд. техн. наук, К.Е. Долганов, д-р техн. наук, А.А. Лисовал, канд. техн. наук

ДИЗЕЛИ СМД ДЛЯ АВТОБУСОВ

В 2000 г. Киевская городская государственная администрация проявила заинтересованность в том, чтобы автобусный парк в г. Киеве обновлялся автобусами большого и особо большого классов производства ОАО «Львовский автобусный завод» (ОАО «ЛАЗ») с дизелями СМД-31, которые выпускает Харьковский моторостроительный завод «Серп и молот».

ОАО «ГСКБД» (г. Харьков) при участии кафедры «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета (НТУ) были разработаны автомобильные 6-цилиндровые дизели СМД-31А.15 и СМД-31Б.15 с вертикальным расположением цилиндров и СМД-31.30 с горизонтальным расположением цилиндров.

Дизель СМД-31А.15 (рис.1 и 2) четырехтактный, 6-цилиндровый, рядный, жидкостного охлаждения,

с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. На дизеле применены: рядный топливный насос высокого давления (ТНВД) модели PFW 6-02/3 польского завода топливной аппаратуры «ПЗЛ-Мелец» с всережимным регулятором частоты вращения и положительным и отрицательным корректорами подачи топлива, обеспечивающий максимальное давление впрыскивания до 75 МПа; турбокомпрессор модели К-27 3070 G2121 чешской фирмы «Завод Турбо»; поршни с тремя поршневыми кольцами производства фирмы «Бузлук» (Чехия) и камерой сгорания с турболизирующими выточками; гильзы цилиндров с плосковершинным хонингованием рабочей поверхности, изготовленные по немецкой технологии фирмой «Кротошин» (Польша). Мощность дизеля 160 кВт при 1900 мин⁻¹.

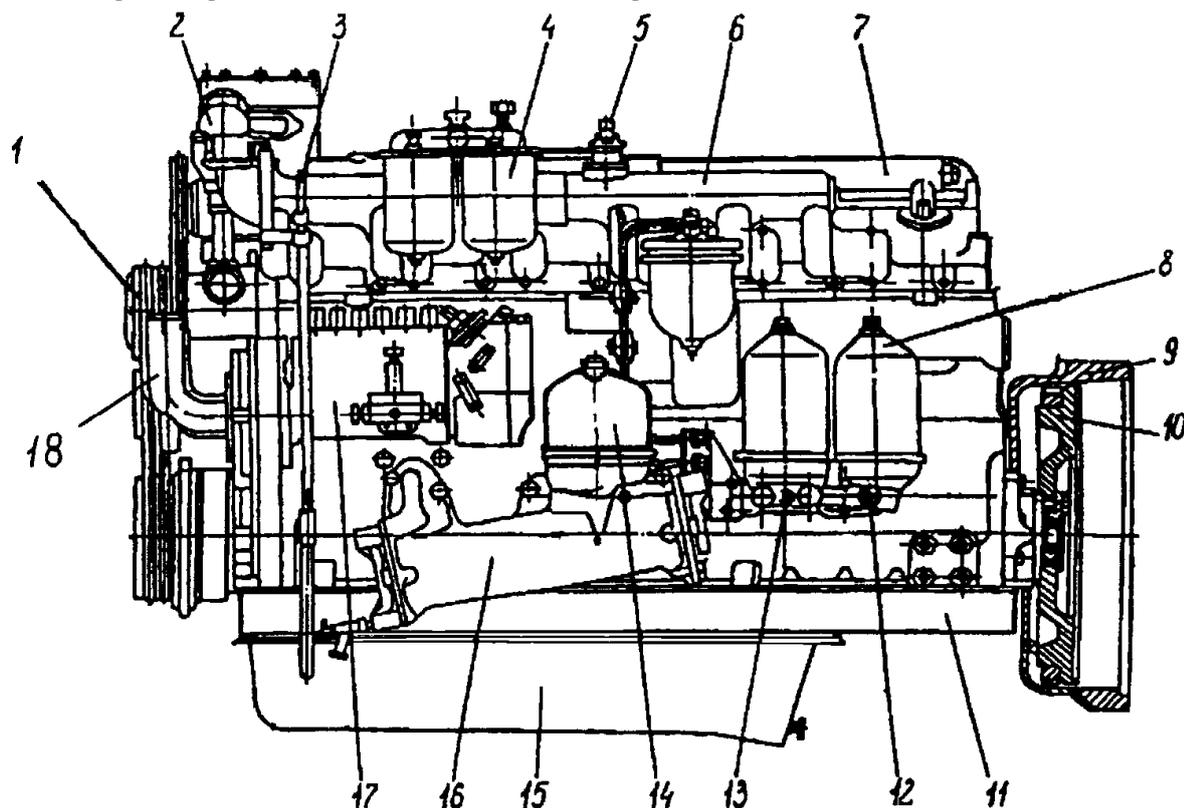


Рис. 1. Дизель СМД-31А.15 (вид слева):

1—водяной насос; 2—корпус термостатов (с двумя термостатами); 3—стержень маслоизмерителя; 4—фильтр тонкой очистки топлива; 5—подогреватель электрофакельный; 6—коллектор впускной; 7—труба водяная; 8—фильтр масляный; 9—картер маховика; 10—маховик; 11—блок-картер; 12—место на корпусе масляного фильтра для установки датчика давления масла ММ 355; 13—место на корпусе масляного фильтра для установки датчика аварийного давления масла ММ 106Б; 14—масляная центрифуга; 15—крышка нижняя картера; 16—теплообменник водомасляный; 17—насос топливный; 18—патрубок маслозаливной

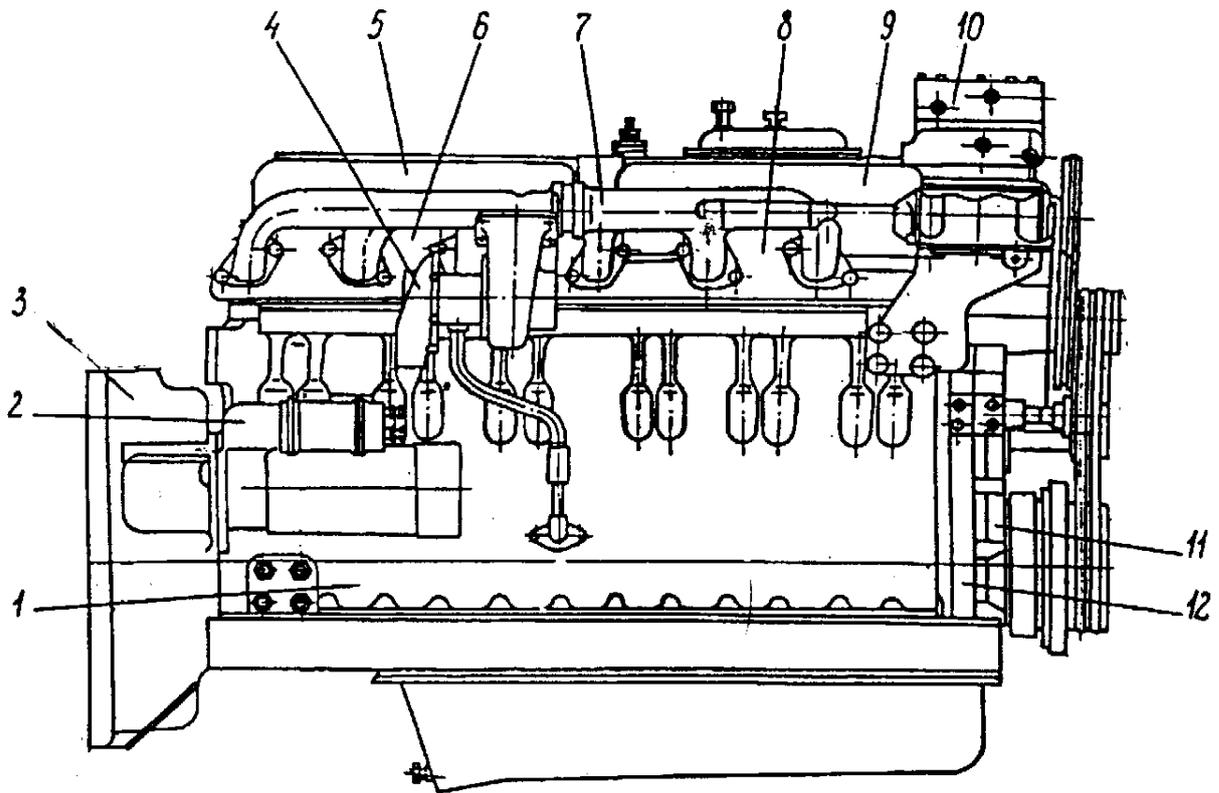


Рис. 2. Дизель СМД-31А.15 (вид справа):

1 – блок-картер; 2 – стартер 3212.3708; 3 – картер маховика; 4 – турбокомпрессор; 5 – колпак задней головки цилиндров; 6 – головка цилиндров задняя; 7 – коллектор выпускной; 8 – головка цилиндров передняя; 9 – колпак передней головки цилиндров; 10 – компрессор воздушный; 11 – крышка картера распределительных зубчатых колес; 12 – картер распределительных зубчатых колес

Дизель СМД-31Б.15 является форсированной модификацией дизеля СМД-31А.15. Его мощность 200 кВт при 2000 мин^{-1} . На нем установлен ТНВД фирмы «Бош» модели Р7100 с механическим двухрежимным регулятором частоты вращения модели RQ275/1000 PAV и пневматическим корректором топливоподачи в зависимости от давления наддува. Этот ТНВД создает максимальное давление впрыскивания до 105 МПа. На дизеле применен турбокомпрессор фирмы «Гаррет».

На дизеле СМД-31.30 с горизонтальным расположением цилиндров (рис. 3-5) благодаря наклону цилиндров влево, если смотреть с носка коленчатого вала, такие узлы, как ТНВД, форсунки, масляные фильтры, электрический стартер оказались на верхней стороне блока цилиндров, что обеспечивает удобный доступ для их технического обслуживания, а расположение цилиндров под углом к горизонтальной поверхности обеспечивает слив масла из блока и головок цилиндров в поддон картера.

В табл. 1 приведены основные технические данные дизелей СМД-31А.15 и СМД-31Б.15, а для

сравнения аналогичные данные венгерских дизелей RABA D10TLL-160E2, которые устанавливаются на автобусы ЛАЗ-52527, и RABA D10TLL-206E2, близкого по показателям дизелю СМД-31Б.15. Из табл. 1 видно, что харьковские и венгерские дизели имеют весьма схожие технические данные.

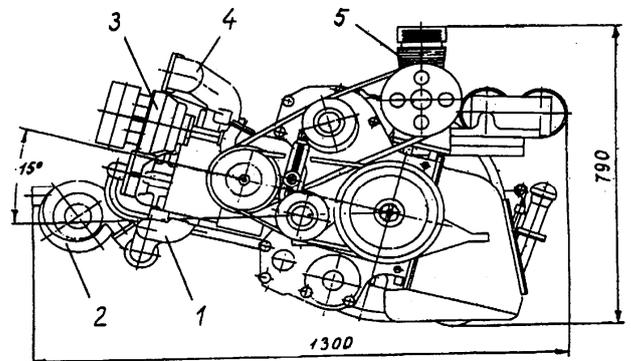


Рис. 3. Дизель СМД-31.30 (вид спереди):
1 – выпускной коллектор; 2 – турбокомпрессор;
3 – термостаты системы охлаждения;

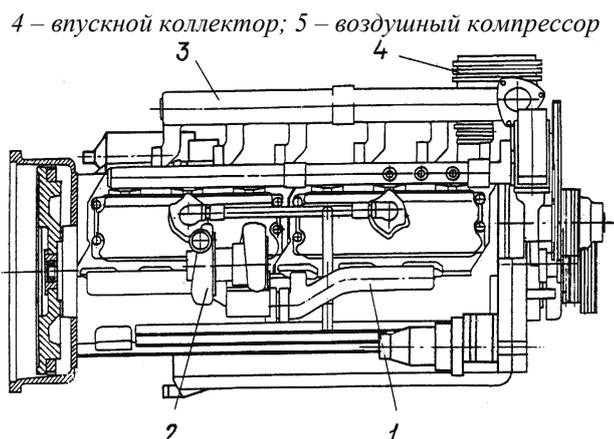


Рис. 4. Дизель СМД-31.30 (вид справа):

1 – выпускной коллектор; 2 – турбокомпрессор;
3 – впускной коллектор; 4 – воздушный компрессор

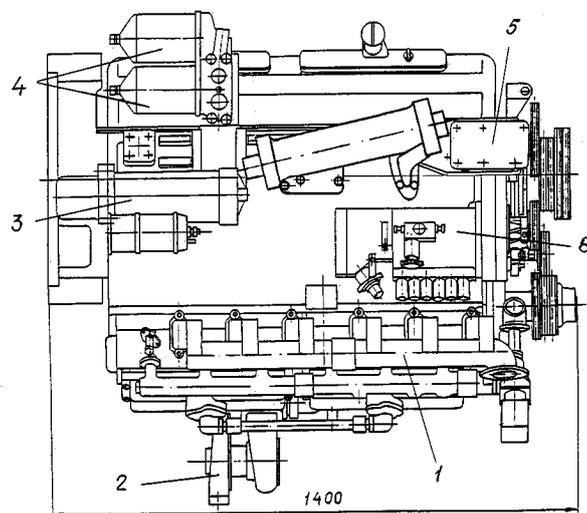


Рис. 5. Дизель СМД-31.30 (вид сверху):

1 – впускной коллектор; 2 – турбокомпрессор;
3 – электрический стартер; 4 – масляные
фильтры; 5 – воздушный компрессор; 6 – ТНВД

Применение дизеля с горизонтальным расположением цилиндров на автобусах ЛАЗ, на которых дизель устанавливается в задней части салона, дает возможность уменьшить высоту размещения заднего ряда сидений, что облегчит доступ к ним пассажиров.

На рис. 6 показана внешняя скоростная характеристика дизеля СМД-31А.15, снятая на тормозном стенде в лаборатории испытания двигателей ОАО «ГСКБД». На ней обозначены: M_e , N_e , g_e - эффективные крутящий момент, мощность и удельный расход топлива; G_T - часовой расход топлива; $p_{к2}$ - давление наддувочного воздуха, измеренное на выходе из охладителя воздуха; $K_{доп}$, K - дымность ОГ: предельно допустимая по ГОСТ 17.2.2.01-84 [1] и фактическая; n_d - частота вращения коленчатого вала. Эти показатели находятся на уровне показателей современных автомобильных дизелей.

Таблица 1. Основные технические данные дизелей СМД и РАВА с вертикальным расположением цилиндров

Параметры и показатели дизелей	Марка дизеля			
	СМД-31А.15	СМД-31Б.15	D10TLL-160E2	D10TLL-206E2
Мощность брутто, кВт	160	220	160	206
Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	1900	2000	1900	2100
Число и расположение цилиндров	6P	6P	6P	6P
Диаметр цилиндра и ход поршня, мм	120x140	120x140	121x150	121x150
Рабочий объем цилиндров, л	9,5	9,5	10,35	10,35
Минимальный удельный расход топлива по внешней скоростной характеристике, г/(кВт·ч)	195	197	198	200
Максимальный крутящий момент, Н·м	930	1180	928	1150
Частота вращения коленчатого вала при максимальном крутящем моменте, мин ⁻¹	1100-1600	1400-1600	1200-1400	1400
Средняя скорость поршня, м/с	8,87	9,3	9,5	10,5
Литровая мощность, кВт/л	16,8	23,16	15,4	19,9
Масса, кг	930	910	900	900
Экологические показатели	ЕВРО-2	ЕВРО-2	ЕВРО-2	ЕВРО-2

Нужно отметить, что в интервале частот вращения коленчатого вала 1000...1600 мин⁻¹ кривая крутящего момента протекает почти горизонтально. Такая характеристика улучшает динамические качества автобуса при разгонах и является желательной для городских автобусов, совершающих частые остановки и разгоны.

В табл. 2 приведены основные показатели дизеля СМД-31А.15 по этой характеристике

Таблица 2. Основные показатели дизелей СМД-31А.15 по скоростной характеристике, показанной на рис. 6

n_d , мин ⁻¹	N_e , кВт брутто	g_e , г/(кВт·ч)	M_e , Н·м
1900	163	208,5	820
1400	136	197	930
1000	92,6	206	885

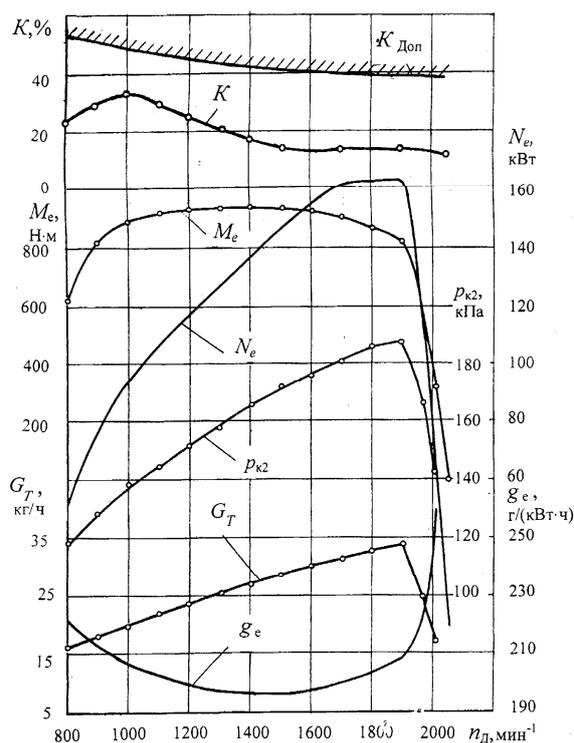


Рис. 6. Внешняя скоростная характеристика дизеля СМД-31А.15, установленного на автобус

Проведенные испытания показали, что по токсичности отработавших газов дизели СМД-31А.15 и СМД-31Б.15 отвечают требованиям Правил ЕЭК ООН №49.02А по нормам ЕВРО 2, а по дымности отработавших газов – ГОСТ 17.2.2.01-84 и Правилам ЕЭК ООН №24-03. Дизель СМД-31.30 обеспечивает требования ГОСТ 17.2.2.01-84 и норм Правил ЕЭК ООН №24-03 по дымности отработавших газов, а по токсичности отработавших газов – норм ЕВРО 1.

Два дизеля СМД-31А.15 и один СМД-31.30 переданы в киевский автобусный парк АП-6 для испытаний в условиях эксплуатации. Один из дизелей СМД-31А.15 в 2001 г. установлен на автобус ЛАЗ-52523, который работает на маршрутах в г. Киеве. Два других подготовлены для установки на автобусы ЛАЗ вместо импортных дизелей Рено и РАВА, которые отработали свой ресурс.

В 2003 г. дизель СМД-31Б.15 был установлен для испытаний на первый образец нового трёхосного автобуса А-231 длиной 15 м с низким уровнем пола, который изготовило ОАО «Укравтобуспром» (г. Львов).

Дальнейшие работы по усовершенствованию автобусных дизелей СМД продолжаются, в первую очередь, для удовлетворения норм ЕВРО-3 по ток-

сичности отработавших газов.

Анализ современного состояния мирового дизелестроения показывает, что для этого необходимо применять на дизелях:

1. 4-х клапанные головки цилиндров.
2. Установленные вертикально по центру камеры сгорания форсунки с 5...6-ю дырчатыми распылителями.
3. Аккумуляторную систему впрыскивания топлива с давлением до 120...140 МПа и больше (за рубежом она называется Common Rail).
4. Регулируемое давление наддува.
5. Регулируемую рециркуляцию отработавших газов.
6. Многофункциональную микропроцессорную систему управления впрыскиванием топлива, давлением наддува, рециркуляцией отработавших газов.

Кроме того, на автобусе необходимо устанавливать нейтрализатор для уменьшения содержания СО и C_mH_n в отработавших газах, а в условиях эксплуатации применять дизельное топливо, в котором содержится не более 0,2 % серы.

Задачи эти очень не простые, однако, решать их можно не одновременно, а по частям. Например, отдельно можно разрабатывать и исследовать аккумуляторную систему топливоподачи с электрогидравлическими форсунками и микропроцессорным управлением, не стремясь при этом сразу же выйти на уровень достигнутый зарубежными фирмами, так как мы от них очень отстали. Такую систему можно исследовать на обычном двухклапанном дизеле.

Кафедра «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета (НТУ) проводит исследования на математических моделях по адаптации характеристик дизелей СМД для городских автобусов большого и особо большого классов, и разрабатывает экспериментальную аккумуляторную систему топливоподачи.

В экспериментальной аккумуляторной системе применен четырёхсекционный ТНВД типа ЛСТНФ410012, который используется как обычный четырёхплунжерный гидравлический насос, серийные трубки высокого давления, фильтры предварительной и тонкой очистки топлива, трубки низкого давления, а также узлы и детали импортных систем Common Rail, прежде всего электрогидравлические форсунки и аккумулятор топлива.

Принципиальная схема системы показана на рис. 7. ТНВД 1 непрерывно подает топливо в аккумулятор 3. Обратные клапаны 2 не позволяют топливу возвращаться из аккумулятора в ТНВД. С помо-

щью клапана 4 в аккумуляторе поддерживается заданное максимальное давление топлива. Из аккумулятора топливо поступает в электрогидравлические форсунки 5, из которых через электромагнитные клапаны может сливаться по магистрали 6 в топливный бак 7. ЭБУ 8 в соответствии с порядком работы цилиндров на короткое время включает слив топлива из каждой форсунки, в результате чего в этой форсунке поднимается игла распылителя и происходит впрыскивание топлива в цилиндр дизеля. Величина цикловой подачи, а значит и мощность дизеля, регулируются изменением продолжительности впрыскивания, которую задает ЭБУ в соответствии с режимом работы дизеля.

На первом этапе исследований предполагается задавать давление в аккумуляторе на уровне 40...50 МПа для накопления опыта работы с аккумуляторной системой. Таких значений достигает максимальное давление впрыскивания в обычных топливных системах дизелей.

Для изготовления упрощенной аккумуляторной системы предполагается участие специализированных организаций и предприятий, таких, как ОАО «ГСКБД», ОАО «Чугуевская топливная аппаратура» и других машиностроительных заводов, а также предприятий электронной промышленности, которые могут разработать и изготовить микропроцессорный блок управления для аккумуляторной системы топливоподачи.

Список литературы:

1. ГОСТ 17.2.2.01-84. Охрана природы. Атмосфера. Дизели автомобильные. Дымность и методы измерений. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 12 с. 2. Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. – М.: «Легион-Автодата», 2002. - 136 с.

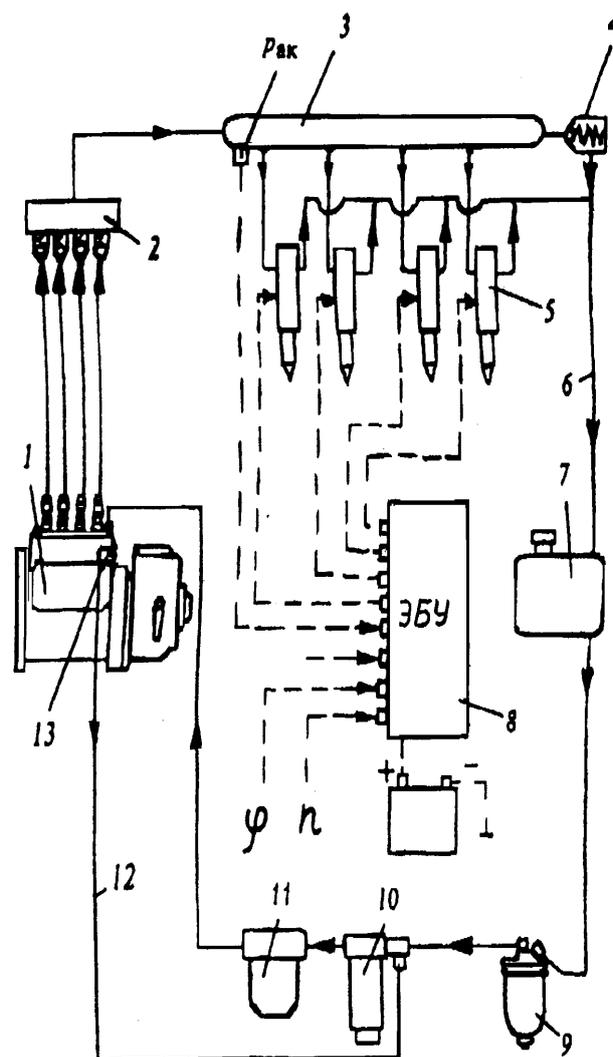


Рис. 7. Схема экспериментальной аккумуляторной системы топливо-подачи для дизеля СМД-23.07: 1- ТНВД типа ЛСТНФ410012; блок обратных клапанов, 3 – топливный аккумулятор; 4 – клапан для регулирования давления в аккумуляторе; 5 – электрогидравлические форсунки; 6 – сливная магистраль; 7 – топливный бак; 8 – ЭБУ; 9 – фильтр предварительной очистки топлива; 10 – топливо-подкачивающий насос с электрическим приводом; 12 – магистраль для слива топлива через клапан ТНВД; 13 – клапан для регулирования давления во впускном канале ТНВД

УДК 621.431.72.013.2

С.А. Алёхин, инж., В.И. Пелепейченко, д-р. техн. наук, П.Е. Куницын, канд. техн. наук, П.Я. Перерва, канд. техн. наук, Д.Ю. Бородин, канд. техн. наук

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ИНТЕНСИВНОСТИ ЗАКРУТКИ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ТЕПЛОВОЗНОГО ДВУХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ 6ДН С ОХЛАДИТЕЛЕМ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

Мировой опыт создания и эксплуатации двигателей с наддувом свидетельствует, что наиболее эффективным средством повышения агрегатной удельной мощности, ресурса, улучшения экономичности и снижения токсичности выпускных газов ДВС является применение промежуточного охлаждения наддувочного воздуха. Именно этот способ и было решено применить для повышения технико-экономических и экологических показателей теплового дизеля 6ДН.

Однако применение промежуточного охлаждения наддувочного воздуха требует решения ряда научных задач, вызванных неизбежными изменениями, происходящими в этом случае с рабочим процессом двигателя. Так, снижение температуры наддувочного воздуха во впускном коллекторе приведёт к снижению температуры заряда в цилиндре в период топливовой подачи, что в свою очередь приведёт к увеличению периода задержки воспламенения, а это, в свою очередь, отразится на характеристике сгорания топлива. Охладитель наддувочного воздуха также приводит к увеличению общего расхода воздуха, что отражается на изменении интенсивности вихревого движения воздушного заряда в цилиндрах дизеля. Всё это, в свою очередь, приводит к изменению качества процесса смесеобразования и сгорания и, в конечном итоге, уровня индикаторного КПД дизеля.

Поэтому с полным правом можно утверждать, что установка охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) на тепловозный дизель 6ДН, доведенный без ОНВ, приведёт к тому, что параметры системы воздухообеспечения будут неоптимальными, т.е. потенциальные возможности улучшения технико-экономических показателей дизеля будут реализованы не полностью.

В КП ХКБД был проведен комплекс расчётных и экспериментальных исследований по выбору рациональных конструктивных и регулировочных параметров системы воздухообеспечения теплового дизеля 6ДН с ОНВ с целью улучшения его технико-экономических показателей.

В данной работе ставилась задача выбора оптимального значения только одного конструктивного параметра - максимального угла закрутки по высоте впускных окон цилиндра (φ_z). Оптимизация выполнялась расчётным путём на режиме номинальной мощности $N_e = 588$ кВт (800 л.с.) при частоте вращения коленвала $n = 2200$ мин⁻¹ с помощью усовершенствованной программы расчёта характеристик двухтактного дизеля, описанной в работах [1, 2].

При проведении расчётных исследований принимали параметры окружающей среды $T_0 = 293$ К, $p_0 = 1,01 \cdot 10^5$ Па, сопротивление воздушного фильтра $\Delta p_{ac} = 6000$ Па, сопротивление глушителя $\Delta p_r = 5000$ Па. При оптимизации накладывались следующие ограничения:

- по максимальному давлению сгорания $p_{z \max} \leq 12,5$ МПа;
- по температуре выпускных газов после турбины $t_r \leq 600$ °С;
- по минимально допустимому уровню коэффициента избытка воздуха в цилиндре $\alpha \geq 1,5$.

На рис. 1.а, 1.б и 1.в приведены характеристики теплового дизеля 6ДН с ОНВ при различных значениях максимального угла закрутки впускных окон по высоте ($\varphi_z = 25 \dots 60^\circ$).

Из рис. 1а следует, что минимальное значение удельного эффективного расхода топлива приходится на угол $\varphi_z = 42^\circ$ (штатное значение $\varphi_z = 35^\circ$). При этом же угле φ_z обеспечивается также минимальная температура выпускных газов после турбины (t_r). Максимальное давление сгорания при угле $\varphi_z = 42^\circ$ имеет наибольшее значение ($p_z = 12,2$ МПа), но не выходит за пределы ограничений $p_z \leq 12,5$ МПа (см. рис. 1.б).

Известно, что влияние угла закрутки впускного окна цилиндра на показатели рабочего цикла двухтактного дизеля является сложным и проявляется непосредственно через несколько взаимосвязанных и взаимообусловленных процессов.

Изменение угла закрутки приводит к изменению эффективного проходного сечения впускных окон цилиндра и, естественно, их время-сечения. Это, в свою очередь, сказывается на расходе воздуха через двигатель и на остальных интегральных показателях газообмена. Так, увеличение угла закрутки сопровождается уменьшением:

- проходного сечения окон;
- время-сечения окон;
- расхода воздуха через двигатель.

Изменение расхода воздуха, в свою очередь, приводит к изменению режимов совместной работы поршневой части, компрессора и турбины, а следовательно, к изменению механического КПД двигателя.

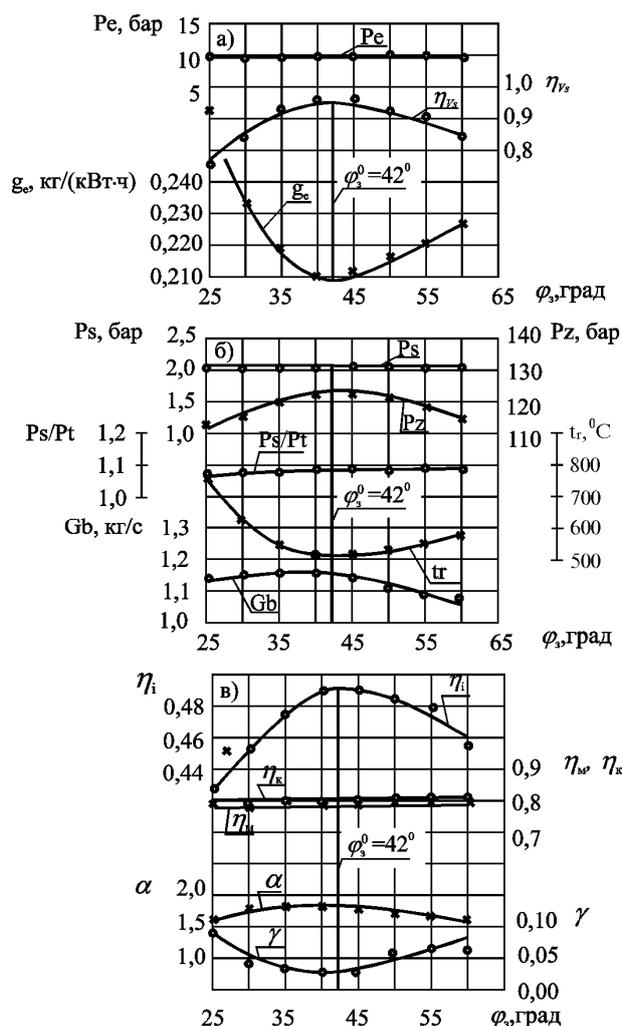


Рис. 1 Регулировочные характеристики тепловозного дизеля БДН с ОНВ по максимальному углу закрутки впускных окон по высоте на номинальном режиме $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$

Изменение угла закрутки окон вызывает также изменения в характере течения заряда в цилиндре в периоды продувки и сжатия. При малых углах закрутки интенсивность вихря в цилиндре к моменту начала впрыскивания топлива оказывается недостаточной для качественного смесеобразования. При углах закрутки, больших оптимальных, вследствие высокой интенсивности вихря возможно взаимное наложение топливных факелов от соседних форсунок, что также сопровождается ухудшением условий смесеобразования. Ухудшение смесеобразования в том и другом случае сопровождается увеличением продолжительности сгорания топлива, снижением индикаторного (см. рис. 1.в) и эффективного КПД, увеличением расхода топлива.

Уменьшение индикаторного КПД, вызванное ухудшением качества смесеобразования, оказывает, в свою очередь, обратное влияние на показатели газообмена и на режим совместной работы

лопаточных машин и поршневой части. Это явление можно объяснить тем, что при малом индикаторном КПД для поддержания неизменной эффективной мощности необходимо увеличивать цикловую подачу топлива. Увеличение расхода топлива, происходящее на фоне увеличения продолжительности его сгорания, приводит к увеличению температуры деталей ЦПГ (поршней, перемычек между ВХ окнами) и газов в выпускном коллекторе (см. рис. 1.б) даже до уровня, превышающего допустимый. Естественно, что изменение температуры газа перед турбиной сказывается и на режиме её работы.

Необходимо также отметить, что максимум величины коэффициента наполнения η_{V_s} (см. рис. 1.а) и минимальное значение коэффициента остаточных газов $\gamma_{ост}$ (см. рис. 1.в) обеспечивается при оптимальном максимальном угле закрутки впускных окон по высоте $\phi_3 = 42^\circ$. В работе [2] показано, что с оптимальным углом ϕ_3 обеспечивается равномерное распределение продувочного воздуха по сечению цилиндра, в результате чего достигается наиболее полная очистка цилиндра от отработавших газов. Указывается, что увеличение угла ϕ_3 от оптимального порождает непродуваемую центральную зону цилиндра, а его уменьшение – пристеночную часть цилиндра. Улучшение процесса газообмена с оптимальным углом ϕ_3 сопровождается увеличением коэффициента избытка воздуха для сгорания (см. рис. 1.в), что также положительно отражается на индикаторном КПД.

Таким образом, проведенный комплекс расчётных исследований позволяет сделать главный вывод – применение на тепловозной модификации дизеля БДН охладителя наддувочного воздуха требует изменения максимального угла закрутки впускных окон цилиндра. Оптимальный угол закрутки ($\phi_3 = 42^\circ$) больше чем на штатном дизеле БДН без ОНВ ($\phi_3 = 35^\circ$).

Список литературы:

1. Алёхин С.А., Пелепейченко В.И., Выбор параметров системы воздухообеспечения тепловозной модификации дизеля ДН 12/2×12 из условия достижения заданных показателей газообмена. // Харьков, 1994 - 16 с. - Деп. в ГНТБ Украины, № 125-УК95, 16.01.95.
2. Алёхин С.А., Улучшение технико-экономических и токсических характеристик тепловозного дизеля БДН путём совершенствования системы воздухообеспечения. Дисс. ... канд-та техн. наук: 05.05.03. Харьков, КП ХКБД, 2004 г.

УДК 621.43.038

З.Х. КЕРИМОВ, КАНД. ТЕХН. НАУК**Некоторые результаты математического моделирования волновых процессов в двухфазной среде в дизельной топливовпрыскивающей системе**

Эффективность рабочего процесса дизельного двигателя во многом определяется качеством процесса смесеобразования, что, в свою очередь, обусловливается надлежащей организацией движения газовой среды в цилиндре и обеспечением необходимых характеристик впрыска топлива. В связи с этим, к характеристике впрыска топлива предъявляются достаточно жесткие, а иногда и противоречивые требования. Одним из наиболее сложных явлений, оказывающих существенное влияние на характеристики впрыска является разрыв сплошности жидкого топлива с образованием двухфазной газожидкостной среды. Почти все режимы работы этих систем сопровождаются образованием двухфазной газожидкостной среды, которая возникает в результате снижения локального давления среды ниже атмосферного давления при объемной разгрузке линии высокого давления в конце впрыска. Двухфазная среда существует в течение достаточно продолжительного периода рабочего цикла во всех полостях и в трубопроводе системы и оказывает существенное влияние на характер протекания гидродинамических процессов. Без всестороннего изучения особенностей процессов возникновения и развития двухфазной среды и ее влияния на протекание волновых процессов в линии высокого давления невозможно эффективное управление этими процессами. Приоритетным для исследования гидродинамических процессов в двухфазной среде следует считать применение методов математического моделирования, т.к. применение этих методов, в отличие от экспериментальных, позволяет фиксировать не только внешние результаты исследуемых процессов, но и проследить причинно-следственные связи между наблюдаемыми явлениями. Вместе с тем, несмотря на разработку многочисленных методик математического моделирования гидродинамических процессов в этих системах, вопросам моделирования волновых процессов в двухфазной среде с учетом особенностей этой среды посвящены считанные работы, которые не учитывают всю сложность этих процессов. Так, например, в работе [1] при разрывах сплошности жидкости предполагается образование пустот, давление в которых принимается равным нулю. Часто двухфазная среда рассматривается как «среда, лишенная собственного давления». Имеются методики расчета, в которых при разрывах сплошности расчет ведется с переходом давлений в отрицательную область и с отрицательными давлениями оперируются как с реально существующими. Известна методика моделирования, в

которой скорости процессов выделения растворившегося в жидком топливе воздуха и его обратного растворения предполагаются бесконечно большими, а давление в образовавшихся кавернах считается равным равновесному давлению выделившегося воздуха, которое определяется из известного закона Генри.

Вместе с тем, экспериментальными исследованиями [1] доказано, что при небольшом понижении давления в жидкости ниже давления насыщения – атмосферного давления из жидкости выделяется газовая фаза, которая может сохраняться до достаточно высоких давлений, т.е. процессы выделения и растворения газовой фазы не являются мгновенными. Кроме того, двухфазная среда в системах впрыска имеет пузырьковую дисперсную структуру. Следовательно, без учета этих явлений невозможно моделирование волновых процессов в трубопроводе высокого давления, а значит и во всей системе впрыска с достаточной для практических целей точностью.

Задачами настоящей работы являлись математическое моделирование волновых процессов в линии высокого давления дизельной топливовпрыскивающей системы с возможно более полным учетом характеристик двухфазной среды и численное исследование особенностей волновых процессов в двухфазной среде.

С учетом отмеченных недостатков существующих методик, в АзТУ разработана методика моделирования гидродинамических процессов в двухфазной газожидкостной среде в дизельных системах впрыска. При составлении математической модели принята физическая модель образования и развития двухфазной газожидкостной дисперсной среды с пузырьковой структурой согласно гипотезе Гарвея, которая предполагает образование начальных воздушных пузырьков в микрошероховатостях стенок. С дальнейшим ростом пузырьков и достижением ими отрывных размеров, они отрываются от стенок и поступают в поток. Следовательно, необходимо отдельно учитывать процессы взаимодействия между газовой фазой в пузырьках на поверхности стенок и жидкой фазой, а также между пузырьками в потоке и жидкой фазой. Процесс взаимодействия между фазами состоит из процессов тепло- и массообмена между газовой и жидкой фазами. Учитывая, что в высококипящих жидкостях, к которым относится и дизельное топливо, давление в газовых пузырьках определяется, в основном, не давлением насыщенных

паров топлива, а давлением выделившегося воздуха, процессами испарения-конденсации топлива можно пренебречь.

С учетом вышеизложенных, полная система уравнений одномерного неустановившегося двухфазного газожидкостного сплошного потока с пузырьковой структурой имеет вид:

$$\frac{\partial \bar{\rho}_{жс}}{\partial \tau} + \frac{\partial (\bar{\rho}_{жс} w)}{\partial x} = -I; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}_z}{\partial \tau} + \frac{\partial (\bar{\rho}_z w)}{\partial x} = I_n + I_{omp}; \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho}_n w)}{\partial \tau} + \frac{\partial (\bar{\rho}_n w^2 + p)}{\partial x} = -\frac{\lambda_T}{2d_T} \bar{\rho}_n w^2; \quad (3)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho}_{z,cm}}{\partial \tau} = I_{cm} - I_{omp}. \quad (4)$$

Уравнение (1) и (2) являются уравнениями сплошности, соответственно, для жидкой и газовой фаз в потоке, а уравнение (3) – уравнением количества движения двухфазного потока. Уравнение (4) является уравнением массового баланса газовой фазы, находящейся в пузырьках на поверхности стенок трубопровода.

В уравнениях (1)-(4): τ – время; x – координата по длине трубопровода; p – давление среды; w – скорость двухфазного потока; $\bar{\rho}_n$ – плотность двухфазной среды, участвующей в потоке ($\bar{\rho}_n = \bar{\rho}_{жс} + \bar{\rho}_z$, где $\bar{\rho}_{жс}$ и $\bar{\rho}_z$ – парциальные плотности жидкой и газовой фаз в потоке); λ_T , d_T – коэффициент гидравлического сопротивления и внутренний диаметр трубопровода, соответственно.

Плотность двухфазной среды на отрезке dx , учитывая газовую фазу, как в потоке, так и на поверхности стенок определяется очевидным выражением:

$$\bar{\rho} = \bar{\rho}_z + \bar{\rho}_{z,cm} + \bar{\rho}_{жс}. \quad (5)$$

В уравнениях (1)-(5): $\bar{\rho}_{z,cm}$ – парциальная плотность газовой фазы, находящейся в пузырьках на поверхности стенок трубопровода; I_n , I_{cm} – скорости массообмена между жидкостью и газовыми фазами, находящимися, соответственно, в потоке и на стенках трубопровода, отнесенные к единице объема, $кг/(с \cdot м^3)$, ($I = I_n + I_{cm}$); I_{omp} – скорость поступления газовой фазы в поток за счет отрыва пузырьков от стенок.

Кроме того, для определения давления в двухфазной среде уравнения (1)-(5) дополняются известным выражением:

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} = c^2 \frac{\partial \rho}{\partial \tau}, \quad (6)$$

где c – скорость звука в среде.

Система уравнений (1)-(6) замыкается уравнениями состояния жидкой и газовой фаз. В качестве уравнения состояния жидкой фазы используется зависимость $\rho_{жс} = f(p)$ в виде полинома, аппроксими-

рующая экспериментальные данные, а уравнения состояния выделившегося воздуха – уравнение состояния идеального газа $p = \rho_z R_B T$ (где R_B – газовая постоянная воздуха; $\rho_{жс}$, ρ_z – абсолютные плотности жидкой и газовой фаз, соответственно).

Для определения скоростей массообмена между фазами реальная полидисперсная среда заменяется монодисперсной, т.е. в пределах рассматриваемого небольшого участка потока двухфазная среда с разными диаметрами газовых пузырьков заменяется эквивалентной ей средой с пузырьками одинакового размера, причем, на рассматриваемом участке размеры пузырьков в потоке и на поверхности стенок трубопровода различны. Скорости массообмена между фазами определяются по выражениям, приведенным в работе [2].

Температура жидкой фазы в двухфазной среде предполагается постоянной, т.е. теплоемкость жидкой фазы по сравнению с теплоемкостью газовой фазы является бесконечно большой, а для определения температуры газовой фазы в пузырьках составлено уравнение баланса энергии газа в единичном пузырьке [3]. Учитывается теплообмен между фазами. Давление в двухфазной среде определяется совместным решением методом итераций уравнения баланса энергии в единичном пузырьке, уравнений состояния фаз и соотношений, связывающих парциальные плотности фаз [3].

Следует отметить, что при полном растворении газовой фазы уравнения неустановившегося двухфазного потока (1)–(5) превращаются в систему уравнений однофазной жидкой среды.

Для определения скорости звука использована формула, полученная в работе [2], которая наиболее полно учитывает физические явления, происходящие при распространении звука в двухфазной газожидкостной дисперсной среде с пузырьковой структурой в трубопроводе.

Кроме уравнений неустановившегося потока в трубопроводе составлены уравнения граничных условий, описывающие нестационарные процессы в полостях топливного насоса высокого давления и форсунки. Они представляют собой уравнения массового баланса отдельно жидкой и газовой фаз, составленные для каждой из граничных полостей.

Наличие двухфазной среды предъявляет определенные требования и к методу решения уравнений двухфазного потока. Численные методы их решения не должны предъявлять жестких требований к непрерывности как самих функций, входящих в них, так и их производных. Этим требованиям отвечает метод конечных разностей С.К. Годунова – метод “распада произвольного разрыва” [4], который и был применен для решения уравнений потока. Расчеты проведены для системы впрыска топлива автомобильного дизеля ЯМЗ-236 с насосом высокого давления секционного типа и с золотниковым дозированием.

нием топлива. Длина трубопровода после установки датчиков давления составила 0,665 м.

Адекватность математической модели проверялась сопоставлением расчетных и экспериментальных осциллограмм давления среды на входе и выходе трубопровода высокого давления, а также кривых перемещения игольчатого клапана форсунки и цикловых доз впрыскиваемого топлива для многочисленных режимов работы системы, которое показало высокую адекватность модели. Сравнение для одного из режимов работы системы приведено на рис. 1.

Важным условием адекватности модели является корректное моделирование процесса распро-

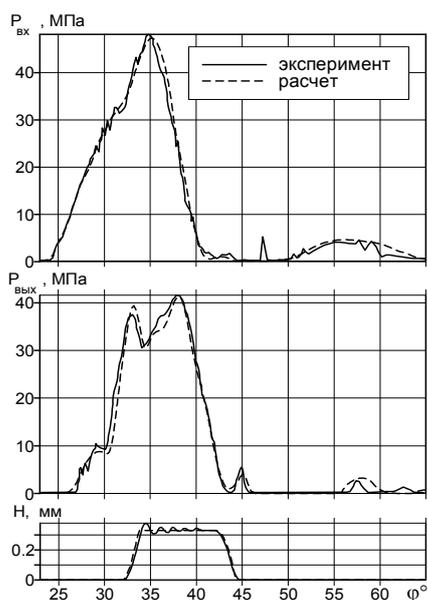


РИС. 1. СОПОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ КРИВЫХ ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВА НА ВХОДЕ ($P_{вх}$), ВЫХОДЕ ($P_{вых}$) ТРУБОПРОВОДА И ПЕРЕМЕЩЕНИЯ КЛАПАНА ФОРСУНКИ (H) В ЗАВИСИМОСТИ ОТ УГЛА ПОВОРОТА (ϕ) ВАЛА НАСОСА.

Численная оценка: $\tau_{распр} = 1100 \text{ мкс}$. Численная оценка: $\tau_{распр} = 1100 \text{ мкс}$.

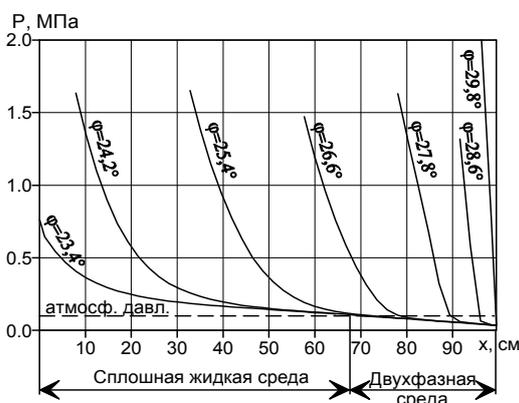


Рис. 2. Распространение фронта давления по среде в трубопроводе:

x – координата по длине трубопровода;
 ϕ – угол поворота вала топливного насоса

странения фронта давления по двухфазной среде. Для более яркого выражения этого процесса расчеты проведены при удлиненной длине нагнетательного трубопровода, равной 0,995 м. На рис.2 приведены расчетные кривые распределения давления по длине трубопровода в различные моменты – при различных углах поворота вала насоса.

Как видно из рис.2, при угле поворота вала насоса $23,4^\circ$ до пространственной координаты 68 см по длине трубопровода восстановлена однофазная жидкая среда, а дальше существует двухфазная среда. По мере продвижения фронт волны становится все круче, а после достижения зоны расположения двухфазной среды ($27,8^\circ$) крутизна переднего фронта резко увеличивается и становится почти вертикальным, что, можно сказать, соответствует ударной волне. Следовательно, можно утверждать, что разработанная математическая модель, достаточно четко выделяет распространяющуюся по двухфазной среде волну давления и ее превращение в ударную волну.

После завершения основного периода впрыска топлива и закрытия нагнетательного клапана насоса и клапана форсунки столб жидкой или газожидкостной среды в трубопроводе высокого давления совершает свободное колебательное движение. В некоторых случаях это колебательное движение может привести к дополнительным, неуправляемым впрыскам топлива – подвпрыскам, что недопустимо. Поэтому необходимо исследование особенностей и характера этого колебательного движения. Характер колебаний в системе высокого давления наиболее наглядно можно представить на пространственно-временной диаграмме распространения волн по трубопроводу. На рис.3 представлена пространственно-временная диаграмма распространения волн давления, а на рис. 4 – волн скоростей. На диаграмме волн давлений наблюдаются небольшие, уменьшающиеся

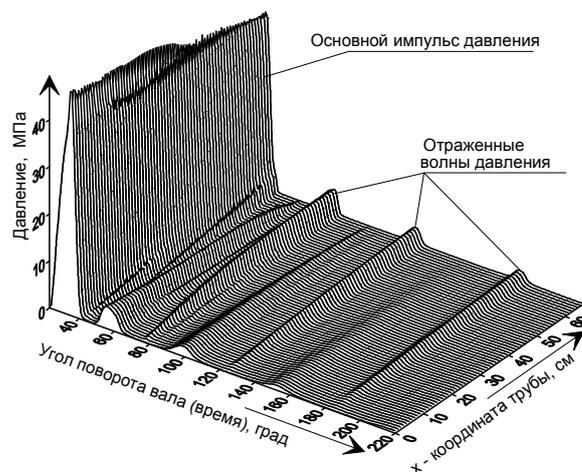


Рис. 3. Пространственно-временная диаграмма распространения волн давления по трубопроводу для режима работы на рис.1

со временем периодические пики давления при максимумах, а при минимумах – прямолинейные участки. Это характерно для двухфазной среды, так как даже при очень глубоких разрежениях, давление в трубопроводе, за счет быстрого выделения из жидкости воздуха, обычно, не падает ниже $0,04 \pm 0,05$ МПа. Растворение же воздуха происходит медленнее и поэтому, при поступлении массы среды давление поднимается значительнее.

Несмотря на отсутствие существенных колебаний давления в двухфазной среде в конце оборота вала насоса, кривые скоростей потока имеют значительные колебания (рис.4), что свидетельствует о колебательном движении массы двухфазной среды в целом до начала следующего цикла впрыска. Многие исследователи, основываясь на отсутствие видимых колебаний давления на экспериментальных осциллограммах перед началом очередного цикла впрыска, утверждают, что до начала следующего впрыска колебательное движение среды в трубопроводе затухает. Представленные же результаты расчетных исследований убедительно доказывают обратное – существуют колебания скоростей потока, хотя и ощутимые колебания давления отсутствуют.

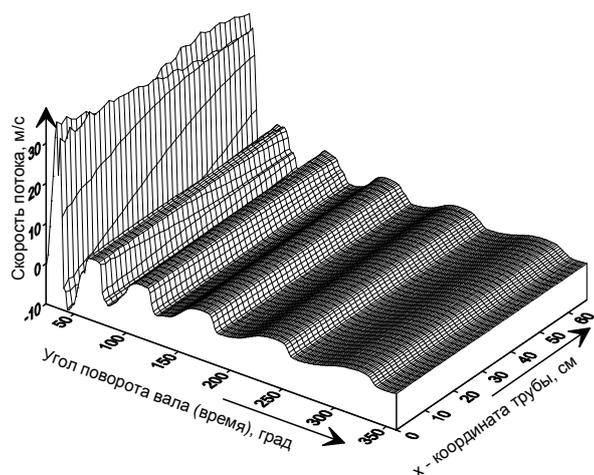


Рис. 4. Пространственно-временная диаграмма распространения волн скоростей по трубопроводу для режима работы на рис. 1

Привлекает внимание форма кривых колебаний скоростей потока (рис.4) – вершины и впадины кривых колебаний плоские, а не округлые, как при отсутствии двухфазной среды. Это может объясняться тем, что при колебаниях двухфазной среды перемещение массы среды в течение продолжительного времени, сопоставимого с периодом колебаний, не приводит к большому повышению давления на одном конце трубопровода, и тем более, к заметному его снижению на другом конце. Другими словами, в результате колебаний перепад давлений между концами трубопровода долго не изменяется или изменя-

ется ненамного и, соответственно, скорость в течение этого времени остается почти постоянной.

Колебания столба среды, заполняющей трубопровод, являются продольными колебаниями. Вместе с тем, как видно из рис.3 и 4, характеры колебаний давления и скорости значительно отличаются. Колебания давлений во входном и выходном сечениях трубопровода происходят в противофазе. Колебания же скоростей потока по всей длине трубопровода происходят почти синфазно, с очень незначительным смещением фаз. Небольшое смещение фаз происходит в результате заметной сжимаемости двухфазной среды.

Для исследования волновой ситуации при отсутствии двухфазной газожидкостной среды в трубопроводе были проведены расчеты для системы с насосом, в котором установлен нагнетательный клапан без разгружающего пояска и исключена объем-

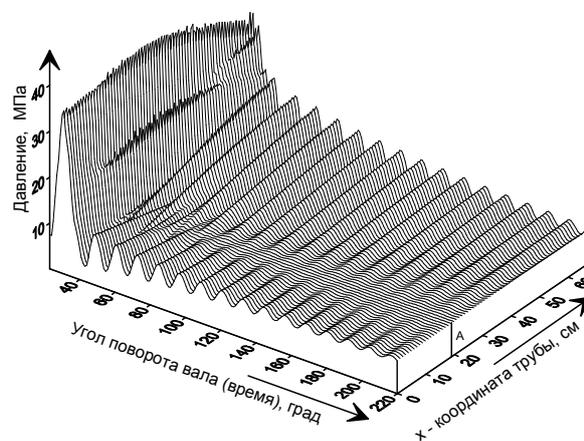


Рис. 5. Пространственно-временная диаграмма распространения волн давления при отсутствии двухфазной среды в трубопроводе на режиме работы на рис. 6

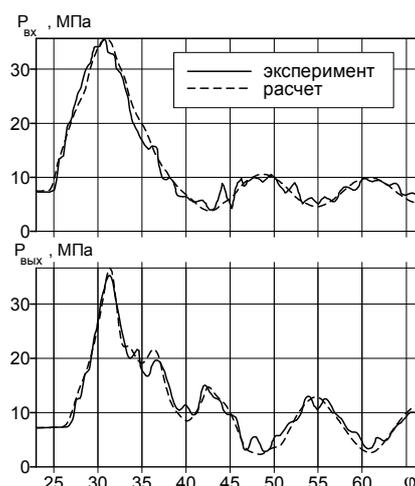


РИС. 6. СОПОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ КРИВЫХ ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВА ПРИ ОТСУТСТВИИ ДВУХФАЗНОЙ СРЕДЫ НА РЕЖИМЕ $N=1000 \text{ МИН}^{-1}$.

Цикловая доза топлива: эксперимент - 80 мм^3 , расчет -

ная разгрузка линии высокого давления. На рис. 5 представлена пространственно-временная диаграмма распространения волн давления для такой системы, а на рис. 6 приводится сопоставление расчетных и экспериментальных осциллограмм для этой системы, хорошее совпадение которых позволяет распространить заключения, сделанные на основе расчетных диаграмм к работе реальной системы.

При исключении возможности образования двухфазной среды в линии высокого давления волновые процессы в трубопроводе интенсифицируются и становятся более заметными некоторые его особенности. Например, из рис.5 лучше видно, что колебания давления во входном и выходном сечениях трубопровода происходят в противофазе и являются гармоническими затухающими колебаниями. Кроме того, после упорядочения свободных колебаний жидкости в трубопроводе имеется сечение, в котором давление среды по времени не изменяется, хотя давление в концах трубопровода сильно колеблется (сечение "А" на рис. 5). Это означает, что в трубопроводе имеется элементарный участок, на котором при свободных колебаниях среды в течение любого промежутка времени масса среды не изменяется. Этот элементарный участок или сечение можно назвать центром равновесия колебаний. Было установлено, что место расположения этого сечения зависит от соотношения объемов полостей, подключенных к началу и концу трубопровода, в данном случае от соотношения объемов надклапанной полости насоса и полости форсунки. Но простой математической зависимости от этого отношения не было выявлено. Кроме того, амплитуды колебаний во входном и выходном сечениях трубопровода также зависят от соотношения этих объемов – в начальном сечении с большим концевым объемом граничной полости амплитуда колебаний меньше, а в конечном сечении

трубопровода с меньшим концевым объемом граничной полости амплитуда колебаний больше, что подтверждается также и экспериментально (рис.6).

Выводы.

Разработанная методика математического моделирования волновых процессов в линии высокого давления дизельной системы впрыска имеет высокую адекватность, которая позволяет применить ее для решения практических задач. Методика адекватно моделирует процессы распространения волны давления с превращением ее в ударную волну и колебательные процессы в двухфазной среде. Проведенные численные исследования волновых процессов как при наличии, так и при отсутствии двухфазной среды в линии высокого давления позволили выявить некоторые особенности этих процессов, имеющие как теоретическое, так и прикладное значение.

Список литературы:

1. Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусов В.И. *Топливные системы и экономичность дизелей* –М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
2. Венгерский Э.В., Морозов В.А., Усов Г.Л. *Гидродинамика двухфазных потоков в системах питания энергетических установок.* –М.: Машиностроение, 1982. 128 с.
3. Керимов З.Х. *Особенности математического моделирования двухфазной среды с релаксацией в дизельных топливовпрыскивающих системах*// *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Международной научно-практической конференции.* –Владимир, Россия, 2003. С.257-260.
4. Годунов С.К., Забродин А.В., Иванов М.Я. *Численное решение многомерных задач газовой динамики.* –М.: Наука, 1976. 400 с.

УДК 621.436.03

Н.К. Рязанцев, д-р. техн. наук, А.Б. Богаевский, канд. техн. наук,

П.Я. Перерва, канд. техн. наук

ВЫБОР ЗАКОНА ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЯ 588ДА ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА ДЭЛ-01

Одним из наиболее эффективных и простых средств воздействия на рабочий процесс дизеля является управление процессом топливоподачи. Работы в этом направлении, помимо улучшения экономических и экологических показателей транспортных дизелей, позволяют также улучшить динамические и пусковые качества двигателя, увеличить ресурс его работы, обеспечить адаптацию к изменяющимся условиям эксплуатации [1, 2].

Наиболее сложной задачей, которую необходимо решить при разработке микроконтроллерных сис-

тем управления топливоподачей, является определение оптимальных законов управления, которые будут реализованы в составе программно-алгоритмического обеспечения.

В качестве характеристики, которая определяет максимально допустимую подачу топлива при определенной частоте вращения коленчатого вала дизеля, выбран закон изменения коэффициента избытка воздуха.

В качестве объекта выбран силовой агрегат дизель-поезда ДЭЛ – 01 типа 588ДА с двухтактным 6-

ти цилиндрическим дизелем. Для исследования были использованы характеристики топливных насосов дизеля и приводного компрессора. Дизель имеет постоянный угол опережения впрыска топлива на всех частотах вращения коленчатого вала.

Решение поставленной задачи будет осуществляться с использованием трехмерных сеточных моделей, причем модели могут быть представлены в наглядной графической форме или в виде аналитических выражений, аппроксимирующих графические представления.

На рис. 1 представлены в виде графической трехмерной сеточной модели характеристики топливных насосов с учетом противодействия на впрыске в требуемых диапазонах изменения частоты вращения коленчатого вала и положения реек топливных насосов. Зависимость $g = f(n, h)$ получена экспериментальным путем.

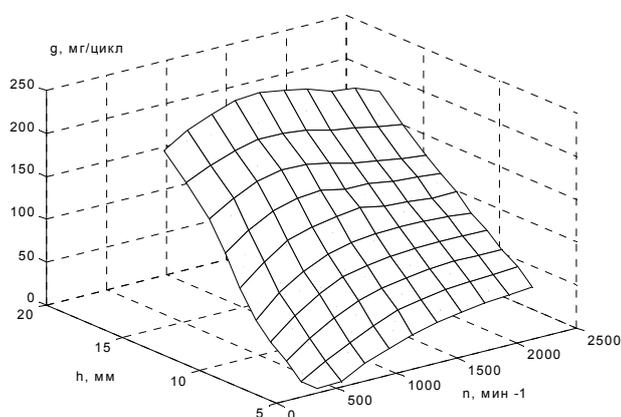


Рис. 1. Характеристики топливных насосов

По известным выражениям, приведенным в [3] и [4], определяем такие характеристики воздушно-снабжения приводного компрессора, как температура воздуха в выходном патрубке компрессора $T_k(n)$, давление в выходном патрубке компрессора $p_k(n)$ и плотность подаваемого воздуха $\rho_s(n)$ перед впускными органами.

$$\pi_k = \left[1 + \left(\frac{n}{n_{max}} \right)^2 \cdot \left(\frac{H}{H_{ном}} \right) \cdot \left(\pi_{кн}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$T_k = T_0 \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{к_р}} \right)$$

$$p_k = \pi_k \left(P_0 - 0,06 \cdot \frac{n}{n_{max}} \right)$$

$$\rho_s = \frac{P_k \cdot 9,81 \cdot 10^4}{R \cdot T_k}$$

где π_k — текущее значение степени повышения давления в компрессоре; $\pi_{кн}$ — максимальная степень повышения давления, равная в рассматриваемом дизеле 2,35 при n_{max} ;

n — текущая частота вращения мин^{-1} ; $n_{min} = 800 \text{ мин}^{-1}$; $n_{max} = 2200 \text{ мин}^{-1}$;

P_0 — атмосферное давление, равное $1,03 \text{ кг/см}^2$;

$\frac{H}{H_{ном}}$ — относительное изменение коэффициента напора. В исследуемом диапазоне частот вращения среднее значение отношения по данным [3] равно 0,9;

$\eta_{к_р}$ — средний к.п.д. компрессора, равный 0,7644 в исследуемом диапазоне частот вращения коленчатого вала;

$k=1,4$; $T_0 = 293 \text{ К}$;

R — газовая постоянная, равная $287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$.

Результаты вычислений приведены в таблице 1.

Таблица 1. Результаты вычислений T_k, p_k, ρ_s .

$n, \text{ мин}^{-1}$	$T_k, \text{ К}$	$p_k, \text{ кг/см}^2$	$\rho_s, \text{ кг/м}^3$
800	305,61	1,1325	1,2666
1000	312,70	1,1986	1,3102
1200	321,38	1,2844	1,3660
1400	331,62	1,3921	1,4349
1600	343,45	1,5251	1,5179
1800	356,85	1,6872	1,6161
2000	371,83	1,8829	1,7309
2200	388,38	2,1178	1,8639

Зависимость $\rho_s(n)$ аппроксимируется в виде полинома третьей степени

$$\rho_s(n) = 1,1856 + 2,5991 \cdot 10^{-5} \cdot n + 7,4103 \cdot 10^{-8} \cdot n^2 + 2,4631 \cdot 10^{-11} \cdot n^3$$

И в дальнейших исследованиях по дизель-агрегату используется именно это выражение.

Принципиально можно получить аналитические выражения для $T_k(n)$ и $p_k(n)$.

Используя зависимости $\rho_s(n)$ и $g(n, h)$, определяем значения коэффициента избытка воздуха $\alpha(n, h)$ в виде трехмерной сеточной модели. Для этого воспользуемся общеизвестным выражением:

$$\alpha = \frac{V_h \cdot \eta_v \cdot \rho_s}{g \cdot L_0}$$

где V_h — объем двигателя, равный $2,71 \text{ дм}^3$;

ρ_s — плотность воздуха;

η_v — коэффициент наполнения для рассматриваемого дизеля при $n = 800 \dots 2200 \text{ мин}^{-1}$ в среднем равный 0,76;

g — массовая цикловая подача топлива;

L_0 – количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива, равное 14,3 кг/кг.

Значения коэффициента $\alpha(n, h)$ приведены в таблице 2, а на рис. 2 зависимость $\alpha(n, h)$ представлена в графической сеточной форме.

Таблица 2. Значение коэффициента избытка воздуха α .

h , мм	Частота вращения, мин ⁻¹							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
5,5	13,15	7,94	6,21	5,22	5,02	4,9	5,03	5,22
6,5	6,15	4,54	3,77	3,6	3,56	3,67	3,82	3,99
7,5	3,68	3,07	2,84	2,78	2,83	2,94	3,15	3,39
8,5	2,63	2,32	2,26	2,27	2,35	2,5	2,68	2,88
9,5	2,09	1,89	1,87	1,91	2,0	2,13	2,33	2,55
10,5	1,6	1,53	1,55	1,58	1,75	1,89	2,06	2,22
11,5	1,31	1,28	1,32	1,44	1,53	1,68	1,82	1,99
12,5	1,11	1,10	1,15	1,25	1,38	1,5	1,65	1,83
14	0,97	0,97	1,01	1,08	1,18	1,29	1,43	1,57
15,5	0,83	0,83	0,86	0,92	1,00	1,11	1,21	1,37

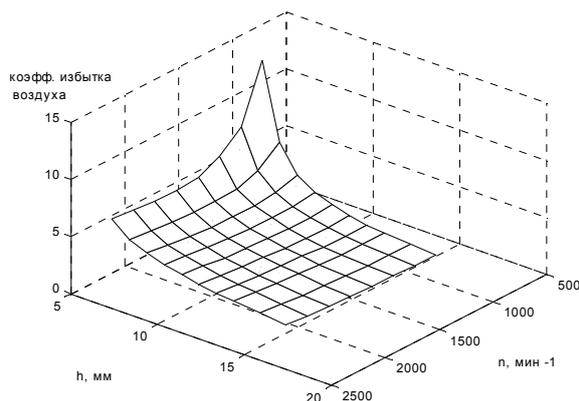


Рис. 2. Зависимость коэффициента избытка воздуха от частоты вращения и положения рейки топливного насоса

На основании сеточной модели представляется возможным аналитическим (или графическим, как показано на рис. 3) путем определить максимально допустимое значение положения рейки топливных насосов с целью обеспечения необходимой величины коэффициента α .

Если исходить из требуемого значения $\alpha = 1,4$, то значения положений реек топливных насосов для соответствующих частот вращения коленчатого вала приведены в таблице 3.

Полученные значения положения рейки используются при программировании характеристики ограничения топлива в составе программно-алгоритмического обеспечения электронного регулятора.

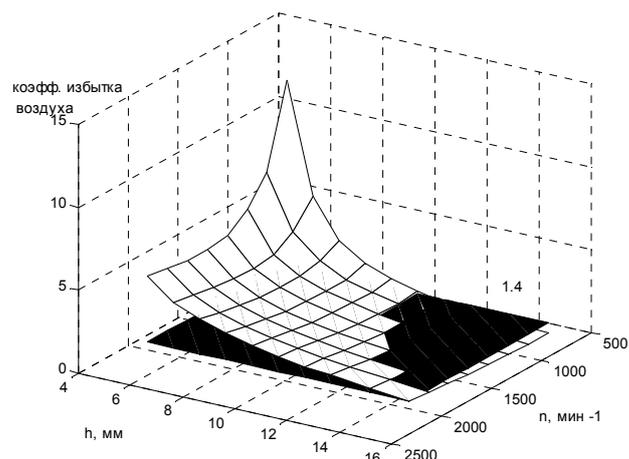


Рис. 3. Пример графического определения характеристики ограничения топлива

Таблица 3. Расчет требуемых значений положений реек.

n , мин ⁻¹	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
h , мм	11,07	10,88	11,01	11,43	12,2	13,27	14,6	15,56

Полученные значения могут быть подкорректированы в процессе экспериментальных исследований и эксплуатационных испытаний.

Итак, проведенные исследования позволили разработать методику определения оптимального закона подачи топлива на основе трёхмерных сеточных моделей, который будет реализован в составе программно-алгоритмического обеспечения электронного регулятора дизеля 588ДА.

Список литературы:

1. Богаевский А.Б., Басов О.В., Дубровский В.З., Синельникова Л.Б., Прокопович В.И., Бородин Ю.С. Микропроцессорная система управления частотой вращения и мощностью дизель-генераторной установки дизель – поезд ДЭЛ – 01 // Вестник ХПИ, вып. 26 // тем. вып. ДВС. Сб. науч. трудов., Харьков, 2001 г.- с.52 – 58.
2. Рязанцев Н.К., Богаевский А.Б., Басов А.В., Синельникова Л.Б. Улучшение технико-экономических показателей дизель-агрегата дизель-поезда на основе микропроцессорной системы управления. // ДВС. Двигатели внутреннего сгорания. - 2002.-№1.- г. Харьков. - с. 55-57.
3. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Согласование характеристик двухтактного транспортного дизеля и компрессора системы наддува по обеспечению устойчивой работы компрессора // Вісник інж. Академії. - 2002. - №1.- с. 43 – 50.
4. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. - М.: Машиз, 1963. - 640 с.

В.Г. Дьяченко, д-р техн. наук

ДИЗЕЛЬ ИЛИ ДВИГАТЕЛЬ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ?

Дизель, как энергетическая установка автомобиля, существенно превосходит двигатель с искровым зажиганием по эксплуатационной экономичности, выбросам оксида углерода, углеводородов. В городском цикле эксплуатационных режимов работы путевой расход топлива, например, легкового автомобиля с вихрекамерным дизелем на 20-30% ниже, чем с двигателем с искровым зажиганием, при эксплуатации за городом – 5-10%. Существенно также ниже выбросы с отработавшими газами CO и C_nH_m. Следует иметь при этом в виду, что плотность дизельного топлива на 10-15% выше, чем плотность бензина, а стоимость дизельного топлива примерно в 1,5 раза ниже стоимости высокооктановых бензинов. Однако дизелю присущи и ряд существенных недостатков в сравнении с бензиновым двигателем.

Во-первых, при одинаковой мощности масса и габариты дизеля заметно больше, чем двигателя с искровым зажиганием.

Во-вторых, у дизеля выше выбросы с отработавшими газами твердых частиц, адсорбирующих на поверхности канцерогенные полициклические углеводороды; альдегидов и формальдегидов, обладающих неприятным запахом.

В-третьих, не созданы еще для дизелей достаточно надежные и долговечные сажевые фильтры, каталитические системы нейтрализации оксидов азота в отработавших газах.

В-четвертых, выше уровень шума.

В-пятых, необходима большая энергоемкость аккумуляторов для обеспечения надежного запуска дизеля, особенно в условиях пониженных температур.

В-шестых, ограничены ресурсы дизельного топлива. Выход дизельного топлива при существующей технологии переработки нефти составляет 10-15%, а с сопутствующими фракциями (топливо широкого фракционного состава) – 25%, тогда как выход бензина достигает 60%.

Эти факторы и предопределяют преимущественное использование двигателей с искровым зажиганием в качестве энергетических установок легковых автомобилей, грузовиков, мототехники и других транспортных средств, суммарный годовой выпуск которых в странах мира составляет десятки миллионов единиц. В странах, не обладающих собственными сырьевыми ресурсами моторных топлив (Япония, Германия, Франция, Италия и др.), экономически оправдано расширение импорта дизельного топлива, расширение использования дизелей в качестве энергетических установок легковых автомобилей.

Резервы дальнейшего повышения экономичности, снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами в двигателях с искровым зажиганием при использовании традиционных методов совершенствования рабочих процессов (повышения степени сжатия, интенсификации процессов смесеобразования и сгорания, использования обедненных топливо-воздушных смесей, снижение механических потерь и т.п.) практически исчерпаны. Ужесточающиеся требования к экологическим характеристикам автомобильного двигателя с искровым зажиганием обусловили переход на электронные системы впрыска топлива на впуске, электронные системы зажигания и управления рабочими процессами, использование каталитических систем нейтрализации отработавших газов, эффективная работа которых возможна только при составах топливо-воздушной смеси близких к стехиометрическому ($\alpha = 0,995 - 1,005$). Стоимость электронных систем впрыска и управления рабочими процессами, системы каталитической нейтрализации отработавших газов сопоставима со стоимостью двигателя.

К нетрадиционным методам совершенствования рабочих процессов двигателя с искровым зажиганием следует отнести, прежде всего, использование непосредственного впрыска топлива в камеру сгорания, расслоение топливо-воздушной смеси, целесообразность использования которого впервые была высказана Н. Отто в патенте Германии №532 (1878 г.). Непосредственный впрыск, расслоение топливо-воздушной смеси обеспечивают возможность работы автомобильного двигателя с искровым зажиганием в зоне основных эксплуатационных режимов при средних значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha > 1,5$ и поддержании состава топливо-воздушной смеси у электродов свечи зажигания в пределах воспламеняемости ($\alpha = 0,4 - 1,2$). Ряд фирм уже предложили потребителям легковые автомобили с подобными двигателями. Например, фирма Mitsubishi разработала на базе четырехцилиндрового шестнадцатиклапанного двигателя с искровым зажиганием 4G93 двигатель с впрыском топлива непосредственно в камеру сгорания открытого типа при давлении топлива до 5 МПа [1]. Форма поверхности днища поршня, момент и направление впрыска топлива, направление потоков воздуха в надпоршневой полости к концу такта сжатия обеспечивают на режимах частичных нагрузок поддержание состава смеси у электродов свечи зажигания в пределах воспламеняемости при средних значениях коэффициента избытка воздуха 2 – 2,7. Снижение эксплуатационного расхода топлива при движении автомобиля в городе составляет 17 – 25%, за городом – 15-20% при скорости движения автомобиля 60 – 100 км/ч.

Фирма Orbital Engine Co. на базе двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой разработала трехцилиндровый двигатель с непосредственным впрыском топлива в полуразделенную камеру сгорания, расположенную в головке цилиндра [2]. Форсунка и свеча зажигания установлены в верхней части камеры сгорания. Высокая эффективность распыливания топлива достигается использованием для распыла топлива сжатого воздуха при давлении до 0,55 МПа. Моменты открытия клапана пневматической форсунки и зажигания поддерживаются оптимальными в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки электронной системой управления. На режимах частичных нагрузок среднее значение коэффициента избытка воздуха не превышает 1,7, т.е. расслоение топливо-воздушной смеси незначительно. Путевой расход топлива, выбросы токсичных веществ с отработавшими газами легкового автомобиля с этим двигателем находятся примерно на том же уровне, что и у легкового автомобиля с вихрекамерным дизелем. Технические решения по двигателю и его системам защищены фирмой более чем 800 патентами. Большинство ведущих автомобилестроительных фирм заключили с фирмой Orbital Engine Co. лицензионные соглашения по использованию ее разработок по двигателю с непосредственным впрыском.

На кафедре двигателей НТУ «ХПИ» на двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой, непосредственным впрыском топлива в дополнительную камеру сгорания, расположенную в головке цилиндра, искровым зажиганием достигнут тот же уровень топливной экономичности и выбросов токсичных веществ с отработавшими газами, что и у двухтактного двигателя фирмы Orbital Engine Co. при использовании механической системы впрыска топлива [3]. На режимах холостого хода и частичных нагрузок среднее значение коэффициента избытка воздуха достигает 2 – 2,2. Однако двухтактные двигатели с кривошипно-камерной продувкой и непосредственным впрыском топлива будут иметь ограниченное применение вследствие несовершенной системы смазки по сравнению с четырехтактными двигателями.

В двигателях с разделенными камерами сгорания при непосредственном впрыске топлива в камеру сгорания и соответствующем подборе характеристик факела распыливания топлива, угла опережения подачи топлива, возможно более глубокое расслоение топливо-воздушного заряда. На режимах частичных нагрузок значения коэффициента избытка воздуха, удельного эффективного расхода топлива в двигателе с разделенной камерой сгорания и искровым зажиганием и у вихрекамерного дизеля примерно одинаковы, несмотря на то, что степень сжатия в двигателе с искровым зажиганием в два раза ниже чем у дизеля. Примерно одинаковы и выбросы токсичных веществ с отработавшими газами (рис. 1).

На базе четырехтактного двигателя с разделенной или полуразделенной камерой сгорания в головке цилиндра, впрыском топлива в камеру сгорания и искровым зажиганием может быть создан двухтактный двигатель с клапаным газораспределением и продолженным расширением, у которого степень расширения δ_p значительно выше, чем действительная степень сжатия. Впускные и выпускные клапаны в этом двигателе открываются в конце такта расширения, а закрываются на такте сжатия, т.е. потеря рабочего объема на такте сжатия используется для осуществления газообмена. Схема продувки в данном случае, – клапанная, давление наддува – 0,12–0,2 МПа в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала.

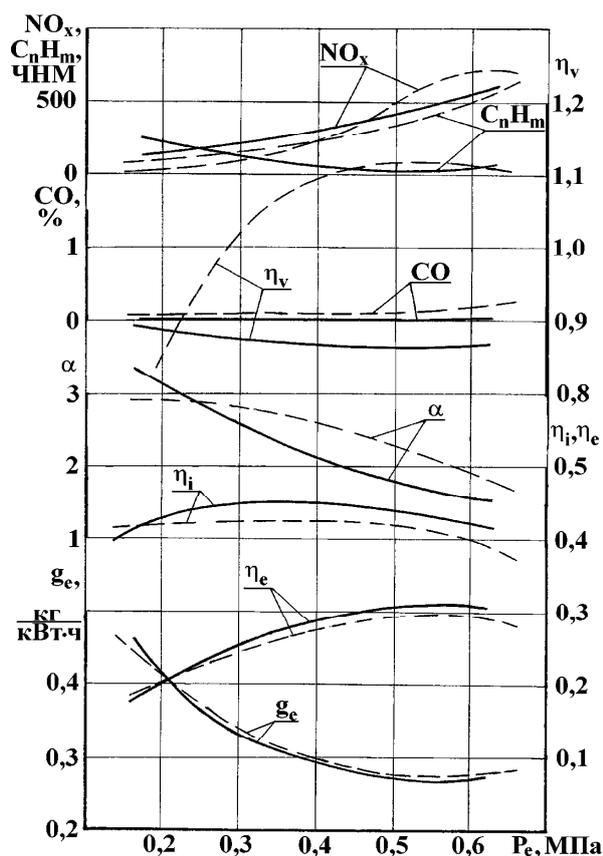


Рис. 1. Нагрузочные характеристики дизеля и экспериментального двигателя

при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$:

— вихрекамерный дизель 4Ч76/80 ($\varepsilon = 22$);
 - - экспериментальный двигатель 4Ч76/80 с разделенной камерой сгорания и искровым зажиганием ($\varepsilon = 11$, давление наддува $p_k = 0,13 \text{ МПа}$)

Цикл с продолженным расширением впервые пытались практически реализовать для повышения эффективности преобразования тепловой энергии в механическую и Н. Отто и Р. Дизель в трехцилиндровом двигателе, у которого два цилиндра работают по четырехтактному циклу, а дополнительный большего диаметра – по двухтактному циклу [4]. Однако при этой схеме реализации цикла с продолженным расширением прирост механической энергии был незначительным вследствие увеличения потерь теплоты в стенки, механических потерь, потерь на перетекание продуктов сгорания из рабочих цилиндров в расширительный цилиндр. Исключить влияние этих факторов на эффективность преобразования теплоты в механическую работу возможно при реализации цикла с продолженным расширением в одной рабочей полости при действительной степени сжатия 7-10.

Для сравнения на рис.2 представлены экспериментальные данные по изменению показателей рабочих процессов автомобильного четырехтактного вихрекамерного дизеля и расчетные данные по двигателю с продолженным расширением и искровым зажиганием при действительной степени сжатия 8 на режимах нагрузочной характеристики в зоне основных эксплуатационных режимов работы автомобильного двигателя. Мощность механических потерь двигателя с продолженным расширением с приводным компрессором принята равной мощности механических потерь вихрекамерного дизеля, так как мощность на привод нагнетателя ($p_k < 0,15 \text{ МПа}$) сопоставима с потерями мощности на процессы газообмена в вихрекамерном дизеле. Мощность двухтактного варианта двигателя с продолженным расширением при давлении наддува $p_k = 0,12-0,15 \text{ МПа}$ заметно больше мощности вихрекамерного дизеля, несмотря на то, что коэффициент наполнения, отнесенный к услови-

ям окружающей среды, значительно меньше, чем у четырехтактного дизеля. Существенно выше индикаторный и эффективный коэффициент полезного действия. Реально ожидать и улучшения топливной экономичности двухтактного двигателя с продолженным расширением в условиях эксплуатации на 10-20% по сравнению с вихрекамерным дизелем (рис. 2).

Значительно ниже будет и уровень шума в двигателе с продолженным расширением не только в сравнении с дизелем, но и с традиционным четырехтактным двигателем с искровым зажиганием, так как в момент открытия клапанов давление в цилиндре будет невысоким, а на режимах холостого хода и малых нагрузок – ниже атмосферного. По уровню выбросов токсичных веществ с отработавшими газами двигатель с продолженным расширением и искровым зажиганием не будет уступать вихрекамерному дизелю, поскольку и в двигателе с продолженным расширением используется дополнительная камера сгорания, непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания, глубокое расслоение топливо-воздушной смеси.

Таким образом, наиболее реальный путь повышения эксплуатационной экономичности, снижения выбросов токсичных веществ с отработавшими газами автомобильных двигателей с искровым зажиганием является использование двухтактного цикла с продолженным расширением, непосредственным впрыском топлива и глубоким расслоением топливо-воздушной смеси на основных эксплуатационных режимах работы двигателя. Такой двигатель практически по всем показателям будет превосходить и дизели, и традиционные четырехтактные двигатели с искровым зажиганием при относительно незначительном усложнении конструкции и некотором повышении стоимости в сравнении с традиционными двигателями с искровым зажиганием.

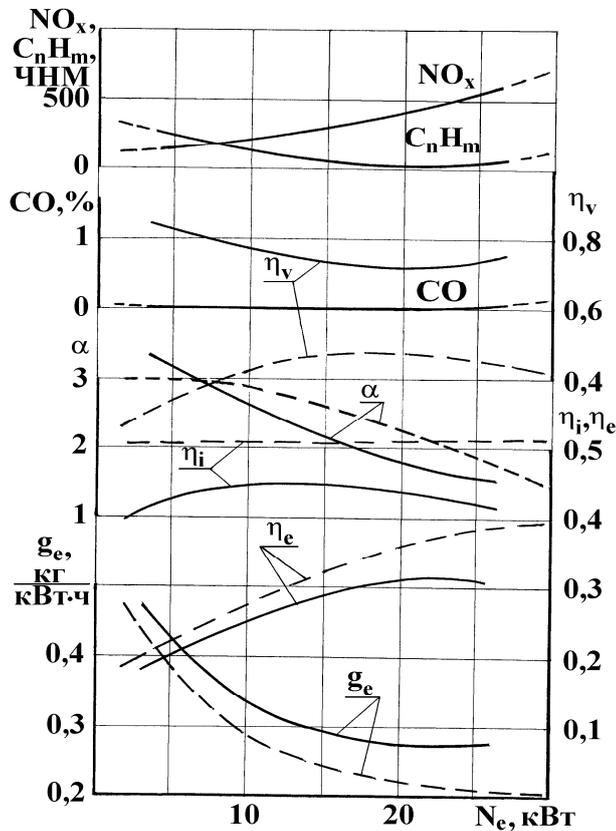


Рис. 2. Нагрузочные характеристики дизеля и двигателя с продолженным расширением при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$:

- вихрекамерный дизель 4Ч 76/80 ($\epsilon=22$);
- - двигатель с искровым зажиганием и продолженным расширением ДН 76/80 ($\epsilon=8, \delta_p=20, P_\kappa=0,12 - 0,15 \text{ МПа}$)

Список литературы:

1. Кадаков М. Будем непосредственнее! Новый двигатель Mitsubishi // Авторевию. – 1996. – № 2. – С. 22-

23. 2. Scott D. Pneumatic fuel injection Spurs two-stroke engine revival // *Automotive Engineering*. – 1986. – Vol. 94. - №8. – P. 74-79. 3. Дьяченко В.Г., Мацаренко И.П., Бобровский А.В. Двигатели с искровым зажиганием на пороге выбора новых направлений совершенствования // *Труды НАМИ*. – 1998. – С. 12-25. 4. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания. – Том 2 // М.: МАКИЗ, 1928. – 864 с.

УДК 621.436

И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, С.И. Третьяков, асп.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УГЛА НАЧАЛА ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ И ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Среди конструктивных и регулировочных параметров дизеля можно выделить угол начала подачи топлива (УНПТ), поскольку он позволяет существенно влиять одновременно на динамическую напряженность цикла, топливную экономичность и токсичность отработавших газов.

От УНПТ зависят период индукции, протекание фазы быстрого сгорания, и соответственно, скорость нарастания давления, максимальное давление сгорания, образование оксида азота. Для конкретного скоростного режима дизеля существует оптимальный по топливной экономичности угол, определяемый временем начала сгорания.

Однако при проведении исследований по оценке влияния начала подачи топлива на показатели двигателя, как правило, пользуются геометрическим (установочным) углом опережения подачи топлива (УОПТ), который определяется от момента начала активного хода плунжера до ВМТ. В литературе, как правило, приводятся данные по оценке влияния на показатели двигателя УОПТ топлива [1,2,3], который зависит не только от условий организации смесеобразования и сгорания, но и от особенностей топливной аппаратуры.

Целью выполненной работы является установление взаимосвязи между УНПТ и УОПТ, анализ влияния начала подачи топлива на динамическую напряженность и топливную экономичность быстроходного дизеля, выбор закона управления началом подачи топлива и направления дальнейших исследований по обобщению влияния УНПТ на показатели дизелей различных конструкций.

УОПТ определяется активным геометрическим ходом плунжера при прокручивании коленчатого вала двигателя по страгиванию мениска топлива в прозрачной трубке, установленной на штуцер секции топливного насоса высокого давления.

УНПТ определяется по осциллограмме подъема иглы форсунки, и, как правило, отстает от УОПТ на некоторый угол, называемый углом задержки начала подачи топлива (УЗПТ):

$$\theta_n = \theta_y - \Delta\theta, \quad (1)$$

где θ_n – угол начала подачи топлива, θ_y – угол опережения подачи топлива, $\Delta\theta$ – угол задержки подачи топлива.

УЗПТ зависит от геометрических параметров топливной аппаратуры, интенсивности начальной стадии подачи топлива насосом высокого давления, остаточного давления топлива в нагнетательном трубопроводе и

давления предварительной затяжки пружины иглы форсунки.

Для установления взаимосвязи между УНПТ и УОПТ проведены экспериментальные исследования на быстроходном дизеле 6ЧН12/14 (СМД-31), отрегулированном на мощность 200 кВт при номинальной частоте вращения коленчатого вала 2000 мин^{-1} и имеющего запас крутящего момента 15% при частоте вращения коленчатого вала 1600 мин^{-1} . На двигатель был установлен распределительный топливный насос высокого давления 581.1111004, форсунки ФД 22, отрегулированные на давление начала подъема иглы 17,5 МПа, с четырьмя распыливающими отверстиями диаметром 0,38 мм и трубопроводы высокого давления, имеющие длину 900 мм и внутренний диаметр 2 мм.

Определение перемещения иглы форсунки проводилось индуктивным датчиком с использованием цифрового анализатора AVL. Результаты исследований приведены на рис. 1.

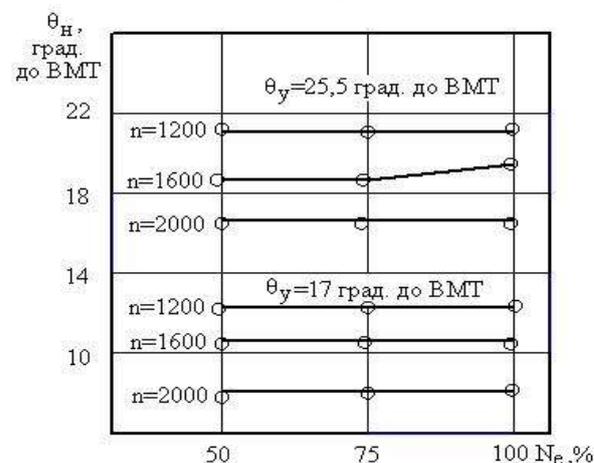


Рис. 1. Изменение УНПТ от мощности дизеля при различных частотах вращения коленчатого вала и углах опережения подачи топлива

ва

Как видно из рисунка, изменение нагрузки, а следовательно, цикловых подач топлива и давления газа в цилиндре в момент подачи топлива практически не оказывает влияния на УНПТ при различных частотах вращения коленчатого вала и УОПТ. УНПТ зависит только от частоты вращения коленчатого вала двигателя и УОПТ.

Данные исследования позволили определить УЗПТ для исследованного дизеля в зависимости от частоты вращения коленчатого вала (рис.2.).

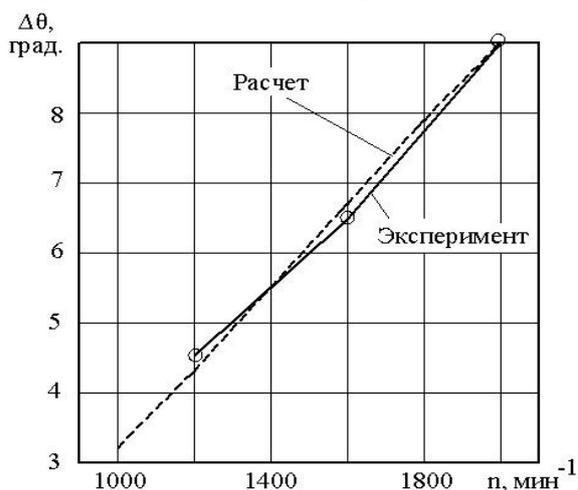


Рис.2. Зависимость угла задержки подачи топлива от частоты вращения коленчатого вала дизеля, $N_e=100\%$

Анализ результатов эксперимента показывает, что при максимальной нагрузке увеличение частоты вращения коленчатого вала с 1200 до 2000 мин⁻¹ приводит к возрастанию $\Delta\theta$ с 4,5 до 9 градусов. Это обусловлено гидравлическими (сжимаемость жидкости, газов) и динамическими (инерция, волны давлений) процессами, происходящими на линии нагнетания в момент начала подачи топлива и разницей во времени, отводимом на данные процессы в связи с изменением угловой скорости вращения коленчатого вала.

Результаты исследований аппроксимированы уравнением:

$$\Delta\theta = 5,85 \cdot 10^{-3} n - 2,7. \quad (2)$$

Следовательно, для любого скоростного режима исследуемого двигателя, зная УОПТ, можно найти УНПТ:

$$\theta_n = \theta_y - (5,85 \cdot 10^{-3} n - 2,7). \quad (3)$$

Дальнейший анализ влияния УНПТ на показатели динамической напряженности и топливной экономичности дизеля 6ЧН12/14 и проведены с использованием зависимости (3).

На рис. 3 приведены зависимости периода индукции (τ_i), степени повышения давления (λ), максимального давления сгорания (p_z), максимальной скорости нарастания давления $(dp/da)_{\max}$ и удельного эффективного расхода топлива от УНПТ при различных частотах вращения коленчатого вала двигателя и 100% нагрузке.

С увеличением УНПТ уменьшается плотность и температура заряда в цилиндре двигателя в момент подачи топлива, что вызывает увеличение периода индукции. При $n = 2000$ мин⁻¹ и при $N_e=100\%$ изменение УНПТ с 8 до 20,5 градусов приводит к увеличению τ_i с $0,42 \cdot 10^{-3}$ до $0,51 \cdot 10^{-3}$ сек. Уменьшение частоты вращения коленчатого вала при полной нагрузке двигателя с 2000 мин⁻¹ до 1200 мин⁻¹ вызывает почти двукратное увеличение τ_i и более крутое изменение от УНПТ.

Степень повышения давления λ , максимальное давление сгорания p_z и максимальная скорость нарастания давления $(dp/da)_{\max}$ наряду с периодом индукции зависят во многом и от второго периода (быстрого) сгорания топлива. Анализ данных, представленных на графике, показывает следующее.

Максимальное давление сгорания. С увеличением УНПТ максимальное давление сгорания также увеличивается. При частоте вращения коленчатого вала двигателя 2000 мин⁻¹ и 100% нагрузке изменение УНПТ с 8 до 20 градусов до ВМТ приводит к увеличению p_z с 10,0 до 14,0 МПа, а при 1200 мин⁻¹ с 8,7 до 12,3 МПа. При постоянном УНПТ изменение p_z от частоты вращения коленчатого вала двигателя связано с протеканием внешней характеристики и максимальные значения достигаются на скоростном режиме максимального крутящего момента (1600 мин⁻¹).

Степень повышения давления и скорость нарастания давления. Большим значениям степени повышения давления соответствует более жесткая работа дизеля, которую оценивают максимальной скоростью нарастания давления $(dp/da)_{\max}$. Чем выше значения $(dp/da)_{\max}$, тем больше динамическая напряженность двигателя. При увеличении УНПТ λ и $(dp/da)_{\max}$ увеличиваются. Причем, чем выше частота вращения коленчатого вала, тем ниже λ . Увеличение УНПТ с 8 до 20 градусов при $n = 2000$ мин⁻¹ приводит к увеличению λ с 1,2 до 1,6, а при $n = 1200$ мин⁻¹ с 1,62 до 2,23. При этих же условиях изменение скорости нарастания давления следующее: при $n = 2000$ мин⁻¹ $(dp/da)_{\max}$ увеличивается с 0,3 до 0,6 МПа/град., а при $n = 1200$ мин⁻¹ — с 0,35 до 0,745 МПа/град.

Увеличение динамической напряженности может приводить к ухудшению показателей надежности двигателя, поэтому максимальные давление сгорания и скорость нарастания давления ограничивают на основании расчетных и экспериментальных данных. Для дизеля СМД-31 p_z ограничивают величиной 13,0 МПа, $(dp/da)_{\max}$, как и для большинства дизелей с газотурбинным наддувом 0,6...0,7 МПа/град.

Удельный эффективный расход топлива. Каждый двигатель в зависимости от условий организации топливоподачи, смесеобразования и сгорания имеет оптимальный по топливной экономичности УНПТ. Так как условия топливоподачи, смесеобразования и сгорания меняются с изменением частоты вращения коленчатого вала и нагрузки, то, очевидно, что оптимальный

УНПТ будет зависеть от этих параметров. Из рис. 3 видим, что угол начала подачи топлива существенно влияет на удельный эффективный расход топлива.

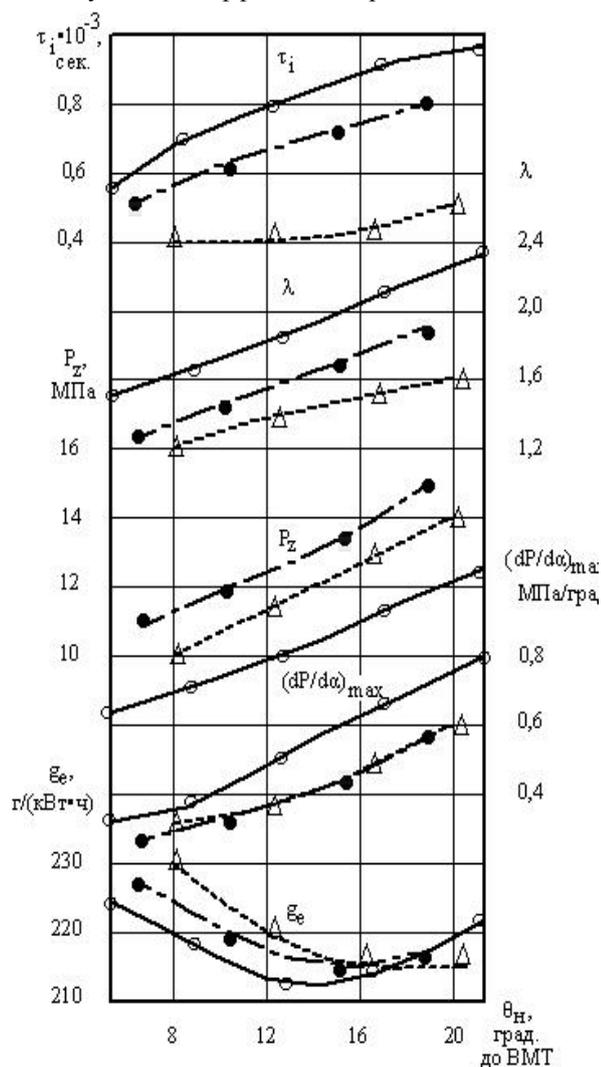


Рис.3. Зависимости показателей динамической напряженности и топливной экономичности дизеля от угла начала подачи топлива, $N_e=100\%$:

○ — при $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ ● — при $n=1600 \text{ мин}^{-1}$
 △ — при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

На рис. 4 приведены зависимости оптимального по удельному эффективному расходу топлива УНПТ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала при мощности дизеля 50, 75 и 100 %.

При увеличении частоты вращения коленчатого вала сокращается время на подготовку топлива к сгоранию, изменяются условия протекания гидродинамических процессов в топливной системе и значения оптимальных по топливной экономичности УНПТ увеличиваются. При $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ и 100 % нагрузке оптимальный угол начала подачи топлива составляет 13,5 градусов до ВМТ, а при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ – 20,5 градусов.

С возрастанием нагрузки оптимальный УНПТ увеличивается. Это объясняется тем, что увеличение цикловых подач приводит к росту продолжительности сгорания и для обеспечения его наибольшей эффективности (сокращение фазы диффузионного горения на линии расширения) топливо необходимо подавать в цилиндр двигателя раньше. Причем с увеличением частоты вращения коленчатого вала УНПТ от нагрузки возрастает. Если при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$ при изменении нагрузки с 50% до 100% угол начала подачи топлива изменяется на 1,5 градуса, то при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ – на 2,5 градуса.



Рис.4. Зависимости оптимального по удельному эффективному расходу топлива УНПТ от частоты вращения коленчатого вала при различных значениях мощности дизеля:

○ — $N_e=100\%$ ● — $N_e=75\%$
 △ — $N_e=50\%$

На основании проведенных исследований с учетом принятых ограничений по максимальному давлению сгорания, максимальной скорости нарастания давления и условию обеспечения минимального удельного эффективного расхода топлива имеем возможность получить закон управления началом подачи топливом по внешней характеристике.

Из приведенных на рис.5 данных следует, что для обеспечения ограничения по p_z УНПТ

следует ограничивать значением 15,5 град. до ВМТ при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и 16 град. при $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$. Для обеспечения ограничения по $(dp/da)_{\max}$ УНПТ не должен превышать 20,5 град. до ВМТ при $n = 1600 \dots 2000 \text{ мин}^{-1}$ и 16 град. до ВМТ при $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$. С учетом данных, приведенных выше, на графике показано рекомендуемое изменение УНПТ по внешней характеристике дизеля 6ЧН12/14.

Выводы. В результате проведенных исследований быстроходного дизеля:

1. Получена зависимость УНПТ от установочного (геометрического) УОВТ, которая представлена в виде функции частоты вращения коленчатого вала.

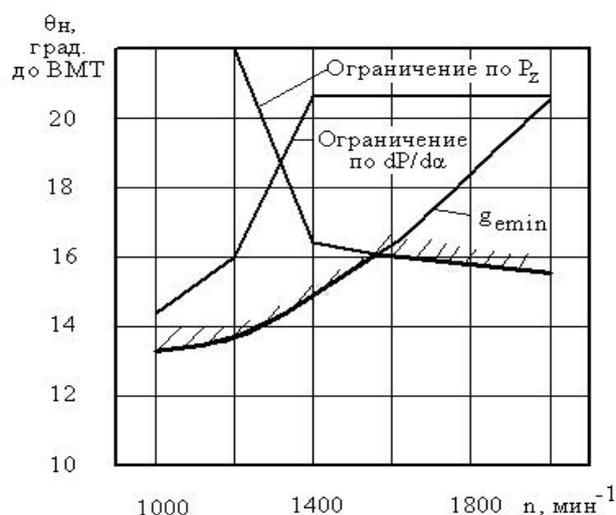


Рис. 5. Изменение УНПТ по внешней характеристике при принятых ограничениях по максимальному давлению, скорости нарастания давления и при минимальном удельном эффективном расходе топлива

2. Установлено влияние УНПТ на показатели динамической напряженности и топливной экономичности дизеля.

3. С учетом принятых ограничений по динамической напряженности и минимальной топливной экономичности предложен закон управления подачей топлива.

Полученные результаты могут быть использованы для обобщения данных по влиянию УНПТ на показатели динамической напряженности и топливной экономичности различных дизелей.

Список литературы:

1. Крутов В.И., Марков В.А., Шатров В.И., Тишин Д.В. Математическая модель системы автоматического регулирования дизеля с турбонаддувом и изменяемым углом опережения впрыскивания топлива // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение, 1994.– № 1.– С. 55-68.
2. Левин М.И., Островский Э.С., Леснер Е.Ю. Микропроцессорная система управления углом опережения впрыскивания топлива. Статика // Двигательное строительство, 1988.– № 6.– С. 16-18.
3. Мочешников И.А., Френкель А.И. Обобщенные зависимости влияния регулировок дизеля на его токсичность и экономические показатели // Автомобильная промышленность, 1974.– № 11.– С. 17-19.

УДК 621.43

Н.В. Лобов, канд. техн. наук

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА В ДВУХТАКТНОМ ДВИГАТЕЛЕ С КРИВОШИПНО-КАМЕРНОЙ ПРОДУВКОЙ

Широкое распространение в отечественной и мировой практике получили малогабаритные двухтактные бензиновые двигатели с кривошипно-камерной продувкой. Они используются в качестве источника энергии в различном ручном бензиномоторном инструменте. Основными факторами, определяющими их выбор, являются простота конструкции и невысокий вес изделия на 1 кВт снимаемой мощности. Однако, существенным недостатком двухтактных двигателей подобного типа остаются потери топливной смеси при осуществлении процесса газообмена и неизменно высокий уровень эмиссии вредных веществ. Исходя из этого, основным вектором в тенденции их развития в настоящее время остается поиск путей минимизации потерь свежего заряда при продувке [1].

Для достижения поставленной цели используются различные пути усовершенствования конструкции двигателя: впрыск топлива, расслоение заряда, управление фазами выпуска и т.д., ведется интенсивная работа по совершенствованию одномерных и многомерных газодинамических моделей двухтактных двигателей. В настоящей статье приведена методика, позволяющая осуществлять прямой расчет потерь свежего заряда и оценивать степень очистки цилиндра от выхлопных газов в процессе газообмена. Предлагаемая методика позволяет оценить уровень конструкторской разработки на стадии проектирования двигателя и, тем самым, существенно сократить затраты, связанные с освоением новой техники.

Для разработки искомой методики была использована трехмерная газодинамическая модель двухтактного одноцилиндрового бензинового двигателя, подробное описание которой приводится в работе [2]. Расчетная схема двигателя представлена на рис. 1.

Основной отличительной особенностью данной математической модели двигателя является то, что двигатель рассматривается как единая система, в которой имеются системы впуска и выпуска, цилиндр с функциональными каналами и кривошипная камера. Для описания нестационарных газодинамических процессов во внутренних полостях двигателя был использован отечественный метод – метод крупных частиц (МКЧ) [3]. Этот метод уже использовался для численного исследования газодинамических процессов в элементах ДВС [4],[5]. Результаты тестирования МКЧ применительно к задачам двигателестроения представлены в работе [6]. Следует сделать одно важное замечание. МКЧ – это метод, содержащий в своей основе алгоритм преобразования исходной системы дифференциальных уравнений в систему в виде конечных разностей и механизм решения последней в результате расщепления ее на физические процессы. В настоящее время су-

ществует большое количество модификаций МКЧ, разработанных самим автором метода Давыдовым Ю.М. и его последователями. Для описания нестационарных газодинамических процессов в ДВС в трехмерной постановке при использовании МКЧ следует подходить избирательно, т.к. не все модификации метода обеспечивают необходимую точность и устойчивость вычислений. Проведенные исследования показали, что лучше всего для этих целей подходят параметрические схемы метода, приведенные в работах [7],[8].

В качестве исходной газодинамической системы дифференциальных уравнений была взята система уравнений Эйлера, записанная в дивергентном виде. В нее вошли: уравнение неразрывности (сохранения массы) (1); уравнения сохранения импульса по осям координат (2); уравнение сохранения полной удельной энергии (3) и уравнение неразрывности (сохранения массы) для продуктов сгорания (4):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{W}) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{W}) + \frac{\partial p}{\partial x} = 0, \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{W}) + \frac{\partial p}{\partial y} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho \omega \mathbf{W}) + \frac{\partial p}{\partial z} = 0, \\ \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \text{div}(\rho E \mathbf{W}) + \text{div}(p \mathbf{W}) = q_{cz} + q_{mo}, \quad (3)$$

$$\frac{\partial b}{\partial t} + \text{div}(b \mathbf{W}) = b_i. \quad (4)$$

Для замыкания системы было использовано уравнение состояния для идеального газа

$$p = (\bar{k} - 1) \cdot \rho \cdot \left(E - \frac{W^2}{2} \right). \quad (5)$$

В процессе реализации численного интегрирования исходной системы дифференциальных уравнений с помощью МКЧ вся расчетная область покрывается фиксированной в пространстве Эйлеровой расчетной сеткой. Сетка состоит из прямоугольных элементарных ячеек - объемов. Общее количество таких ячеек в процессе исследования не превышало 150-180 тысяч. Для каждого нового момента времени $t^{n+1} = t^n + \Delta t$, в каждой ячейке определялись значения плотности газа ρ^{n+1} , плотности продуктов сгорания (ППС) b^{n+1} , значения скорости движения газа по трем направлениям, соответственно u^{n+1} , v^{n+1} , ω^{n+1} , значения энергии E^{n+1} и давления p^{n+1} с учетом изменяющегося состава газа.

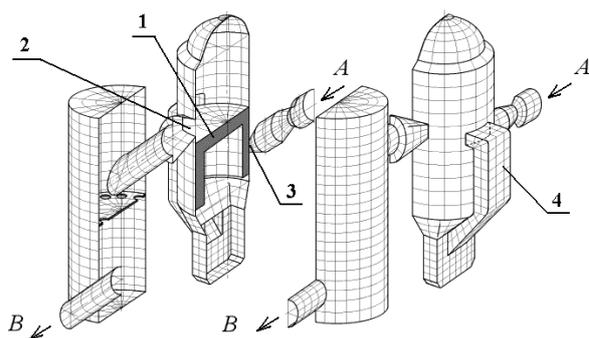


Рис.1 Объемное представление расчетной схемы одноцилиндрового двухтактного бензинового двигателя внутреннего сгорания: 1-поршень, 2-выпускной канал, 3-впускной канал, 4-продувочный канал, А, В – направление движения заряда

Для обеспечения обратной связи с процессом газообмена совершенным ранее в приходно-расходные комплексы уравнений (3) и (4) включен параметр, учитывающий степень очистки цилиндра γ_{r_o} , так называемый, остаточный фон продуктов сгорания (фон ПС):

$$dq_{cz}/dt = \xi \cdot (H_u - \Delta H_{u_{xum}}) \cdot \left(\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{f_s}{1-f_s} \right) \cdot (1 - \gamma_{r_o}) dx/dt, \quad (6)$$

$$db_{ijk}/dt = \rho_{ijk} (1 - \gamma_{r_o}) dx/dt. \quad (7)$$

Остаточный фон ПС определяется после закрытия верхней кромки выпускного окна для локализованного в цилиндре объема газа. Уравнение (6) описывает динамику выделения тепла в элементарной ячейке в процессе выгорания топлива. Реальный процесс сгорания топлива в математической модели заменен эквивалентным подводом тепла к ячейке с использованием полуэмпирической модели горения Вибе. Уравнение (7) определяет динамику преобразования рабочей смеси в продукты сгорания (ПС). При этом, изначально нулевое значение ППС в ячейке, после реализации процесса сгорания, становится равным плотности рабочей смеси. Исходя из этого, коэффициент остаточных газов в каждой ячейке может быть определен делением ППС на плотность газа в ячейке.

Для повышения достоверности расчетных данных и исключения их привязки к избранному прототипу двигателя использован следующий принцип задания начальных – стартовых условий расчета. Каждый серийный расчет начинается всегда при одних и тех же начальных условиях. Давление газа, его плотность и энергетическое состояние в каждой ячейке принимаются равными атмосферным условиям. Скорость движения газа в ячейках равна нулю. Движение поршня осуществляется со скоростью эквивалентной расчетной частоте вращения коленчатого вала. Значение ППС в системе впуска, кривошипной камере и продувочном канале принимается рав-

ной нулю. ППС в цилиндре и глушителе принимается равной 0,7 плотности рабочей смеси. Вычислительный процесс продолжается до достижения момента относительной стабилизации всех параметров, до достижения их повторяемости. За это время двигатель успевает совершить несколько полных оборотов коленчатого вала, обычно от трех до пяти.

Оценка степени очистки цилиндра производилась по величине остаточного фона ПС. Этот параметр оставался неизменным после закрытия выпускного окна.

Для количественной оценки потерь свежего заряда в процессе газообмена был произведен расчет массового расхода свежей смеси через контрольные сечения продувочного и выпускного каналов в зависимости от угла поворота коленчатого вала. В качестве контрольных сечений были выбраны: стык продувочного канала с цилиндром и стык выпускного окна с цилиндром двигателя. Массовый расход свежей смеси на входе в цилиндр определялся по формуле:

$$q_{ex} = \sum_{i=1}^N A \cdot u_i \cdot (\rho_i - b_i), \quad (8)$$

где N – число целых ячеек в контрольном сечении продувочного канала;

u_i – скорость газа в ячейке, перпендикулярная контрольному сечению;

A – площадь ячейки в контрольном сечении.

Количество свежего заряда, попавшего в систему выпуска в процессе продувки, т.е. покинувшего цилиндр, определялось по формуле:

$$q_{вых} = \sum_{i=1}^M A \cdot u_i \cdot (\rho_i - b_i), \quad (9)$$

где M – число целых ячеек в контрольном сечении выпускного канала.

Анализ формул (8) и (9) показывает, что они позволяют избирательно отслеживать движение только свежего заряда. В случае истечения ПС без примеси свежего заряда, значение ППС – b_i и плотности рабочей смеси – ρ_i тождественно равны. В этом случае расход свежего заряда через контрольные сечения будет равен нулю.

Предлагаемая методика оценки эффективности процесса газообмена была опробована при выполнении теплового расчета для серийного двигателя бензиномоторной пилы «Урал-2Э» при номинальной частоте вращения коленчатого вала. Для верификации расчетных данных были использованы результаты индицирования двигателя, полученные Шмаковым Д.К. [9].

На рис.2а представлены результаты сравнения расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм давления в цилиндре двигателя. Проведенное сравнение показывает высокую степень совпадения кривых в момент газообмена и несколько худшее совпадение при сгорании топлива и на линии расши-

рения. Более точного совпадения данных кривых можно достичь подбором эмпирических коэффициентов модели тепловыделения Вибе и модели тепло-

обмена Вошни. В данном случае вышеназванный подбор не проводился.

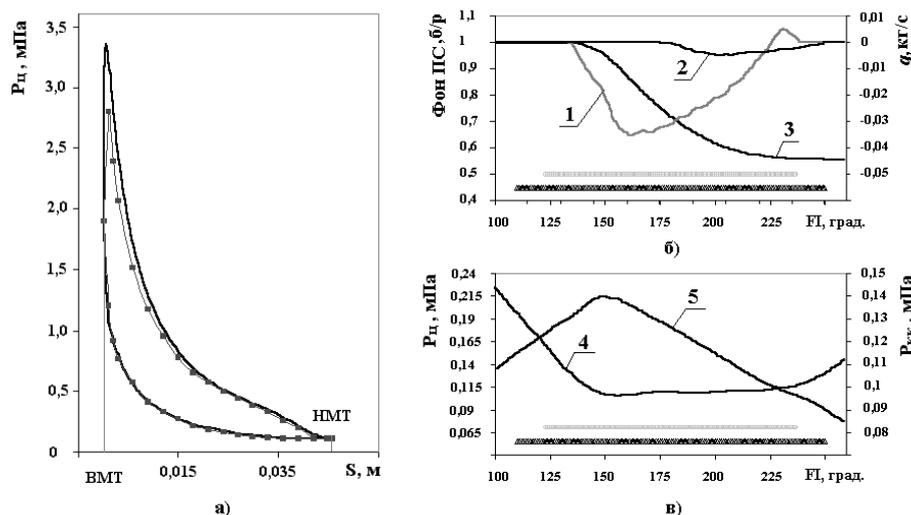


Рис.2 Результаты расчета показателей процесса газообмена в двухтактном двигателе бензиномоторной пилы «Урал-2Э»: а) сравнение расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм в цилиндре двигателя: — расчет, —•— эксперимент; б) изменение расчетного значения массового расхода свежего заряда на входе и выходе из цилиндра двигателя в процессе газообмена; в) изменение расчетного значения давления в цилиндре и кривошипной камере двигателя в процессе газообмена

На рис. 2б представлены результаты изменения массового расхода свежего заряда на входе и выходе из цилиндра двигателя в процессе газообмена в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Кривая 1 – соответствует поступлению свежего заряда в цилиндр, кривая 2 – соответствует поступлению свежего заряда в систему выпуска, кривая 3 – показывает изменение остаточного фона ПС в цилиндре двигателя. На рис. 2в представлен характер изменения давления в цилиндре и кривошипной камере. Кривая 4 и 5, соответственно, демонстрируют изменение давления в цилиндре и кривошипной камере. Для лучшего анализа рисунков 2б и 2в под ними добавлены интервалы открытия выпускного и продувочного каналов. Меньший интервал открытия относится к продувочному каналу.

Проведенное численное исследование процесса газообмена в двухтактном двигателе позволило выявить следующие закономерности в его работе. К моменту открытия продувочных окон в цилиндре двигателя все еще остается высокое давление остаточных газов. Это давление превышает давление в кривошипной камере. Поэтому выхлопные газы устремляются не только в систему выпуска, но и в кривошипную камеру. Дальнейшее понижение давления в цилиндре и его повышение в кривошипной камере приводят к тому, что газ из подпоршневого пространства начинает поступать в цилиндр. В первую очередь, в цилиндр поступают прорвавшиеся в продувочный канал ПС и только после их истечения начинает поступать свежая смесь. Все это приводит к относительно запаздыванию момента начала

поступления свежего заряда в цилиндр двигателя, см. рис. 2б.

Следующим характерным моментом при продувке цилиндра двигателя является завершающая фаза. Интенсивный процесс истечения газа из кривошипной камеры приводит к понижению давления в камере и росту давления над поршнем. Повышению давления над поршнем способствует и начавшееся движение поршня от нижней мертвой точки к верхней мертвой точке. Все это приводит к тому, что часть свежего заряда, попавшая в цилиндр, начинает поступать обратно в кривошипную камеру, снижая эффективность продувки. Подтверждением этому служит участок кривой 1, располагающийся выше нулевого значения.

Поступающая в цилиндр свежая смесь, интенсивно перемешиваясь с ПС, начинает вытеснять их из цилиндра. Часть свежего заряда при этом поступает в систему выпуска (см. рис. 2б, кривая 2). Доля свежего заряда, поступившего в систему выпуска из цилиндра, в данном случае составила около 10-12%.

Проведенный расчет процесса газообмена позволил зафиксировать высокий уровень остаточного фона ПС после закрытия выпускного окна (см. рис. 2б, кривая 3). Такой уровень остаточного фона ПС характерен для двигателей бензиномоторного инструмента. Расчетная величина остаточного фона ПС для двигателя «Урал-2Э» при номинальной частоте вращения коленчатого вала составила около 50-55%.

Вывод. Многомерная математическая модель двухтактного двигателя и созданная на ее базе методика оценки эффективности процесса газообмена

позволяют на более высоком качественном и количественном уровне оценить совершенство конструкции двигателя. Отличительной особенностью данной методики является то, что она минимально привязана к экспериментальным данным и позволяет оценить уровень конструкторской разработки еще на стадии проектирования.

Список литературы:

1. *Entwicklung von emissionsreduzierten Zweitaktmotoren fuer handgefuerte Arbeitsgeraete.* Zahn Wolfgang, Vonderau Werner, Roskamp Heiko, Geyer Klaus, Schlossarczyk Joerg. *MTZ: Motortechn. Z.*, 2002, №2, S.106-113. 2. Лобов Н.В. Трехмерная математическая модель двухтактного одноцилиндрового бензинового ДВС// В журнале «Строительные и дорожные машины», 2003, №2, с. 40-42. 3. Ю.М. Давыдов. Крупных частиц метод. – В кн.: *Мат. энциклопедия*, Т.3, 1982, с. 125-129. 4. Круглов М.Г., Меднов А.А. Исследование течений газа в двигателях внутреннего сгорания// *Числ. иссл. актуальн. пробл. маши-*

ностр. и мех. сплошн. и сыпуч. сред метод. крупных частиц: В 5 т./ Под ред. Ю.М. Давыдова/ НАПН. – М. 1995. –Т. 2. – С.311-362. 5. Гришин Ю.А. Новые схемы метода крупных частиц и их использование для оптимизации газоздушных трактов двигателей// *Математическое моделирование*, 2002. – Т.14, №8, с.51-55. 6. Лобов Н.В. Оценка эффективности использования метода крупных частиц при решении тестовой задачи// *Двигателестроение*. 2003, №2, с.24-25. 7. Давыдов Ю.М., Егоров М.Ю. Численное моделирование нестационарных переходных процессов в активных и реактивных двигателях/ Под ред. Ю.М. Давыдова. – М.: Изд-во Нац. Академия прикладных наук России, 1999. – 272 с. 8. Лобов Н.В. Моделирование рабочего процесса в двухтактном одноцилиндровом двигателе внутреннего сгорания, Пермь, ПермГТУ, 2003, 82 с. 9. Шмаков Д.К. Некоторые особенности рабочего процесса двигателей бензиномоторных инструментов// *Труды ЦНИИМЭ № 109. – Химки, 1970, с.13-18.*

УДК 621.43.052:629.113

*Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, А.В. Байдала, студ.***РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СПОСОБОВ УВЕЛИЧЕНИЯ ГЛУБИНЫ ОХЛАЖДЕНИЯ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА АВТОБУСНОГО ДИЗЕЛЯ**

Введение. Объектом исследования является V-образный четырехтактный дизель 6ЧН13/12 (Д6112) с газотурбинным наддувом. Дизель разработан Головным конструкторским бюро по двигателям средней мощности (ГСКБД, г. Харьков) и выпускается Харьковским заводом тракторных двигателей (ХЗТД) с основным назначением – для установки на автобусы ЛАЗ среднего и большого классов. Дизель имеет представленную на рис. 1, а простейшую систему охлаждения наддувочного воздуха (ОНВ) с двухрядным трубчато-пластинчатым воздушным радиатором. Для первых образцов дизеля, имевших давление наддува $p_S \leq 0,180$ МПа тепловая эффективность такой системы ОНВ была удовлетворительной.

Однако с повышением давления наддува, как известно [1; 2], тепловая эффективность системы ОНВ такого типа существенно падает и при $p_S > 0,23 \div 0,25$ МПа становится неприемлемо низкой.

В данном исследовании преследуется цель поиска и обоснования рационального способа повышения тепловой эффективности системы ОНВ дизеля 6 ЧН 13/12 форсированного за счет увеличения давления наддува p_S до 0,25 МПа.

Анализ публикаций и заводских данных. Широкое применение охлаждения наддувочного воздуха в автомобильных и тракторных дизелях приходится на 60-е годы XX-го столетия, т.е. совпадает с началом широкого применения в этих дизелях газотурбинного наддува. За прошедшие четыре с лишним десятилетия вопросам влияния ОНВ на рабочий процесс и теплонапряженность двигателей, исследованиям эффективности применяемых в автотракторных дизелях систем ОНВ посвящено большое количество публикаций [1-8 и мн. др.]. Обобщая содержащиеся в публикациях сведения, можно отметить, что ОНВ является эффективным средством улучшения основных технико-экономических показателей дизелей. ОНВ позволяет расширить пределы форсирования дизелей турбонадувом при одновременном снижении удельного расхода топлива и поддержании в допустимых пределах температур наиболее теплонагруженных деталей. По экспериментальным данным ГСКБД, [9] при работе на режиме номинальной мощности дизеля 6 ЧН 13/12 понижение температуры поступающего в цилиндры воздуха t_S на каждые 10 К удельной эффективный расход топлива g_e улучшается в среднем на 2,25 г/(кВт·ч).

Из опубликованных материалов [1, 2, 6, 7] следует что в автотракторных дизелях наиболее распространенной является простейшая система ОНВ, изображенная на рис. 1, а. Воздушный радиатор в таких системах устанавливается обычно перед водяным радиатором системы охлаждения двигателя. Довольно распространенной является также система с водовоздушным охладителем (рис. 1, б). Такая система может быть очень компактной, если охладитель устанавливается непосредственно во впускном коллекторе (как например, в дизеле 404 фирмы Джон Дир). Температура воздуха, поступающего во впускной коллектор t_S при этой системе на $10 \div 15$ К выше температуры воды, циркулирующей в системе охлаждения двигателя и ее применение поэтому может быть оправданным лишь при повышенном и высоком наддуве.

Достоинством системы с воздушным радиатором является то, что в ней достигается более низкий уровень t_S , благодаря возможности реализовать наибольшую разницу температур между охлаждаемым и охлаждающим теплоносителями. Однако это преимущество при более высоких степенях наддува становится менее ощутимым в сравнении с системой, где наддувочный воздух охлаждается водой системы охлаждения двигателя. Например, для дизеля 6 ЧН 13/12, как показали исследования Н.А. Сергиенко [10], при давлениях наддува $p_S \geq 0,26$ МПа уровень t_S становится одинаковым для системы с водовоздушным охладителем или с воздушным двухрядным серийным радиатором. Поэтому не случайно возникла идея в дизелях с высоким наддувом ($p_S > 0,23 \div 0,25$ МПа) применять двухступенчатое ОНВ, которое объединяет преимущества рассмотренных выше двух систем: высокий температурный напор между воздухом после компрессора и водой системы охлаждения двигателя используется в водовоздушном охладителе (далее «охладитель») в качестве первой ступени охлаждения, а для второй ступени используется серийный воздушный радиатор (далее «радиатор»), который по-прежнему устанавливается перед водяным радиатором, как в простейшей системе ОНВ (рис. 1, а). Благодаря высоким коэффициентам теплоотдачи и расходной теплоемкости на стороне воды, охладитель получается компактным, а для радиатора температурный напор остается достаточно большим и он работает с высокой охлаждающей эффективностью.

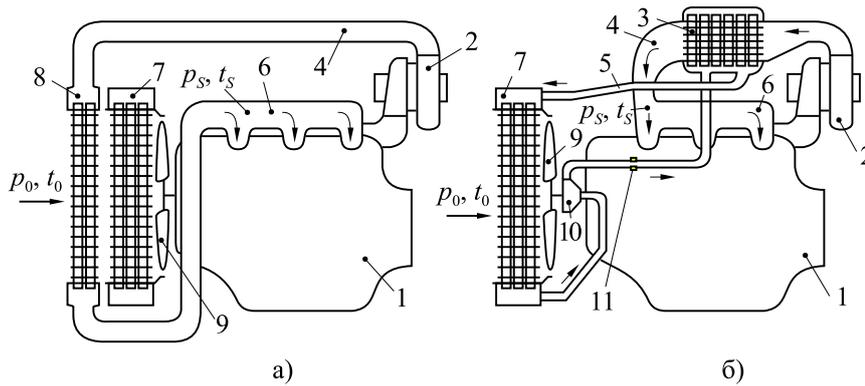


Рис. 1 Системы охлаждения наддувочного воздуха автотракторных дизелей:
 а – одноступенчатая, с воздушным радиатором; б – одноступенчатая с водо-воздушным охладителем; 1 – дизель; 2 – турбокомпрессор; 3 – водо-воздушный охладитель; 4 – воздушный трубопровод; 5 – водяной трубопровод; 6 – впускной коллектор; 7 – водяной радиатор; 8 – воздушный радиатор; 9 – вентилятор; 10 – водяной насос; 11 – жиклер

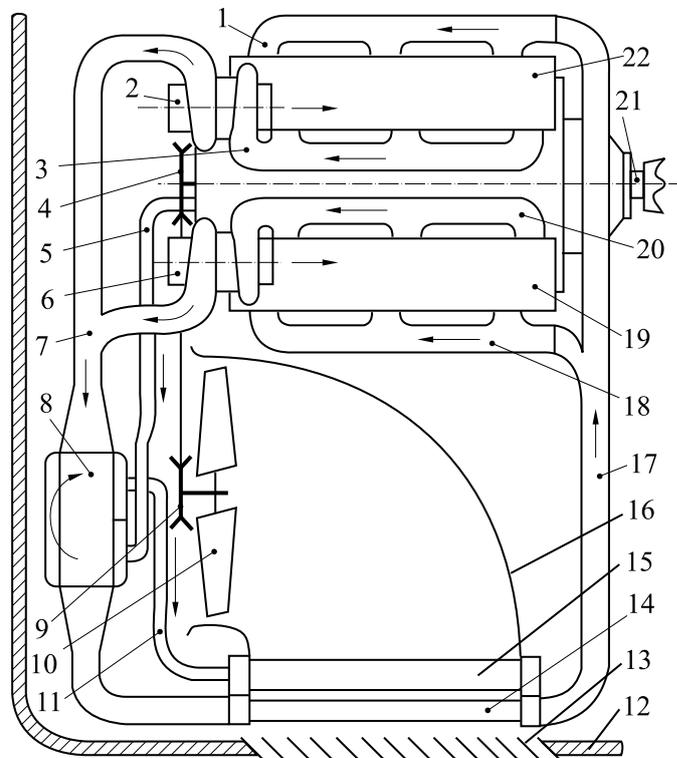


Рис. 2. Схема двухступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха дизеля 6 ЧН 13/12 при его установке на автобус ЛАЗ-52523 (проект):

1, 18 – впускной коллектор; 2, 6 – турбокомпрессор; 3, 20 – выпускной коллектор; 4, 9 – шкив клиноременной передачи; 5, 11 – водяной трубопровод; 7, 17 – воздушный трубопровод; 8 – водо-воздушный охладитель; 10 – вентилятор; 12 – кузов автобуса; 13 – жалюзи; 14 – воздушный радиатор; 15 – водяной радиатор; 16 – кожух вентиляторной установки; 19, 22 – головка блока цилиндров; 21 – носок коленчатого вала

Принципиальная схема двухступенчатого ОНВ запатентована в США с приоритетом от 03.07.1990 г. [11]. Однако об использовании идеи двухступенчатого ОНВ имеются лишь публикации о результатах научно-исследовательских работ по дизелю 6 ЧН 13/12 (Д6112), выполненных совместно

ГСКБД и кафедрой ДВС ХНАДУ в период 1993–2000 годов [2, 8, 9, 10 и др.]. Характерно, что все экспериментальные и расчетные исследования по применению двухступенчатого ОНВ на дизеле 6 ЧН 13/12 базируются на использовании недостаточно эффективного двухрядного трубчатого

пластинчатого воздушного радиатора, серийно выпускаемого Оренбургским радиаторным заводом. Этот радиатор имеет слишком большой шаг охлаждающих пластин (12 мм) и поэтому слишком малую объемную компактность $\varphi = 295 \text{ м}^2/\text{м}^3$. Для охладителя применялась также трубчато-пластинчатая поверхность с $\varphi = 704 \text{ м}^2/\text{м}^3$, что также недостаточно.

В данной исследовательской работе по двухступенчатому ОНВ для дизеля 6 ЧН 13/12 впервые применена для радиатора и охладителя самая эффективная из числа производимых в странах СНГ рабочих радиаторных поверхностей из меди или латуни – трубчато-ленточная поверхность ТЛв2 [12] с объемной компактностью $\varphi = 1460 \text{ м}^2/\text{м}^3$ (такого типа поверхность применяется в автомобилях ЗИЛ). В поверхности ТЛв2 плоские коридорно расположенные трубки имеют ленточное волнистое оребрение с чередующимися пирамидальными выступами и впадинами. Техническая характеристика этой поверхности приведена в книге [12]. Трубки с толщиной стенки 0,15 мм и лента оребрения толщиной 0,08 мм выполняются из меди.

Исходные данные и задачи исследования. Исходными данными для выполнения расчетного исследования являются схема двухступенчатой системы ОНВ применительно к установке дизеля 6 ЧН 13/12 на автобус ЛАЗ 52523 (рис. 2), расчетные схемы сердцевин радиатора и охладителя (рис. 3), их техническая характеристика, принятая по результатам данного исследования (табл. 1), давление и температура воздуха после компрессора $p_K = 0,264 \text{ МПа}$, $t_K = 201 \text{ }^\circ\text{C}$, давление наддува (во впускном коллекторе) $p_S = 0,25 \text{ МПа}$, частота вращения дизеля $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, коэффициент наполнения $\eta_V = 0,89$, подача вентилятора автобуса $V_0 = 13000 \text{ м}^3/\text{ч}$, температура охлаждающей воды на входе в охладитель $t_B =$

$87 \text{ }^\circ\text{C}$; параметры окружающей среды $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$, $t_0 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Как видно из табл. 1, для радиатора с поверхностью ТЛв2 принято не два, как в серийном радиаторе, а три ряда трубок по глубине – минимально возможное по условиям допустимых аэродинамических сопротивлений число рядов, так как даже в этом случае проходное сечение для наддувочного воздуха оказывается на 44,6% меньше, чем в серийном радиаторе. В конструктивном отношении применение трехрядного радиатора приемлемо, т.к. он по глубине только на 9 мм превышает серийный радиатор и его размещение в автобусе не вызывает затруднений.

Основной задачей исследования было получение обоснованных ответов на следующие важные для практики вопросы.

а) Возможно ли применением высококомпактной трубчато-ленточной поверхности ТЛв2 получить удовлетворительную глубину ОНВ в дизеле 6 ЧН 13/12 при $p_S = 0,25 \text{ МПа}$ с помощью одного воздушного радиатора, устанавливаемого перед водяным радиатором на автобусе ЛАЗ 52523 при условии, что глубина ОНВ будет считаться удовлетворительной, если «недоохлаждение» ($t_S - t_0$) не превысит $20 \div 25 \text{ К}$.

б) Если применить поверхность ТЛв2 для радиатора и охладителя, то какие минимально необходимые размеры должны иметь эти теплообменники и какие преимущества может дать установка двухступенчатого ОНВ.

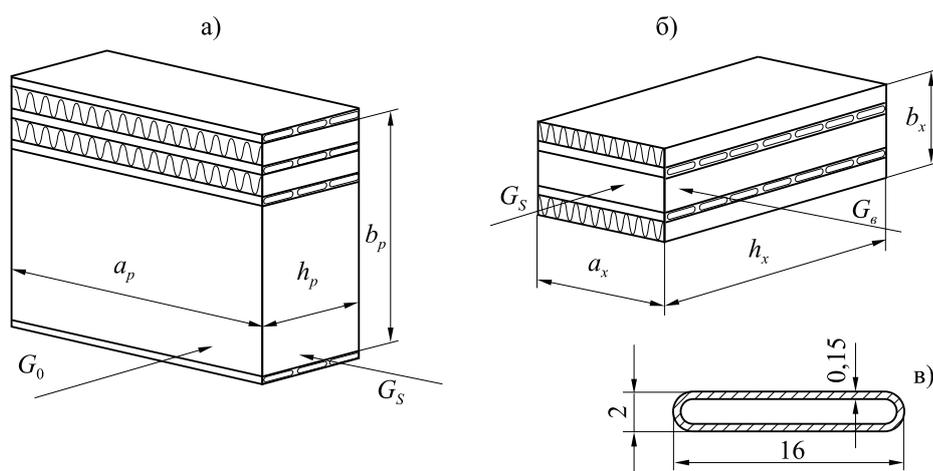


Рис. 3. Схемы сердцевин (рабочих элементов) теплообменников двухступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха дизеля 6 ЧН 13/12: а – воздушный радиатор; б – водо-воздушный охладитель; в – поперечное сечение трубки

Основные положения методики исследования. Для решения задач исследования необходимо было выполнить с учетом задаваемых условий расчеты теплопередачи и аэродинамических сопротивлений двухступенчатой системы ОНВ (рис. 2) при варьировании глубинами радиатора h_p и охладителя h_x (рис. 3 и табл. 1). При этом фронтальные размеры радиатора a_p и b_p оставлены неизменными, т.к. должны соответствовать фронтальным размерам водяного радиатора, а размеры охладителя a_x и b_x выбраны конструктивно исходя из условий его размещения в моторном отсеке автобуса.

Диапазон изменений h_p определялся вариантами числа рядов трубок по глубине радиатора: 3, 4, 5 и 6 рядов, а диапазон изменений h_x – вариантами числа рядов трубок по глубине охладителя с учетом двухходового течения воды: нуль (одноступенчатая система), 4, 6, 10, 12, 16, 20, 26, 34.

Коэффициенты теплоотдачи α и сопротивления ζ

на наружной оребренной стороне теплообменни-

ков определялись с использованием эмпирических критериальных зависимостей, полученных экспериментально для поверхности ТЛв2 [12]:

$$Nu_{в3} = 1,11 \left[S_4 / (S_1 - d_w) \right]^{0,53} \cdot Re_{в3}^{0,415}; \quad (1)$$

$$\zeta = 5,9 \left[S_4 / (S_1 - d_w) \right]^{0,75} \cdot Re_{в3}^{-0,335}, \quad (2)$$

где $Nu_{в3}$, $Re_{в3}$ – критерии соответственно Нуссельта и Рейнольдса на стороне охлаждающего воздуха в радиаторе или наддувочного воздуха в охладителе; $S_4 = 3$ мм – шаг гофр охлаждающей ленты; $S_1 = 14$ мм – шаг трубок по фронту; $d_w = 2$ мм – наружный размер трубки по малой оси (рис. 3, в).

Таблица 1 Техническая характеристика принятых в проекте модернизации дизеля 6 ЧН 13/12 теплообменников двухступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха

Наименование параметров	Обозначение	Размерность	Числовая величина		
			радиатор (проект)	охладитель (проект)	серийный радиатор
Габаритные размеры сердцевины - ширина по фронту (расстояние между концевыми пластинами) - высота (расчетная) - высота конструктивная - глубина	a	м	0,65	0,160	0,72
	b	м	6	0,096	0
	b	м	0,67	0,096	0,60
	h	м	0	0,236	0
	h	м	0,67		0,62
число рядов трубок по глубине	n	–	4		0
Минимальное проходное сечение:			0,05		0,04
			6		7
Число рядов трубок по глубине	n	–	3	12	2
Минимальное проходное сечение:					

наружная сторона внутри трубок	нар	A	2	М	9	0,34	2	0,012	0	0,31
	вн	A	2	М	368	0,00	939	0,000	532	0,00
Поверхность теплоотдачи: наружная сторона внутри трубок	нар	F	2	М	9	30,8		4,631		5,99
	вн	F	2	М	4	3,08	1	0,384		3,30
Поперечное сечение трубки по наружному контуру				ММ		16 ×		16 × 2		18 ×
Эквивалентный диаметр: наружная сторона внутри трубок	нар	d		М		2,19		2,19		8,83
	вн	d		М	8	3,12		3,128		4,65
Расчетный объем сердцевины: $a \times b \times h$		V	3	М	46	0,02	62	0,003	03	0,02
Коэффициент компактности, отнесенный к объему, занимаемому наружными воздушными каналами		φ		$\frac{2}{\text{М}^3}$	0	146		1460		295*
Число ходов: по горячему теплоносителю по холодному теплоносителю		—		—		1		1		1
		—		—		1		2		1

* Значение φ отнесено к полному объему сердцевины радиатора.

Область применения формул (1) и (2):
 $Re = 600 \div 5000$; $S_4 / (S_1 - d_w) = 0,25 \div 0,50$. Физические характеристики теплоносителей определялись по их средним температурам в теплообменнике.

Коэффициент теплоотдачи внутри трубок определяется с помощью известных критериальных зависимостей Михеева [13] для развитого турбулентного течения жидкости.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности определялся с учетом эффективности (КПД) ребра и оребренной поверхности

[14].

Тепловые нагрузки (теплосъем) радиатора Q_p , кВт, и охладителя Q_x , кВт, определялись по известной методике Кейса и Лондона [14] для перекрестноточных теплообменников с учетом перемешиваемости (в межтрубном пространстве) и неперемешиваемости (внутри трубок) потоков теплоносителей.

В расчетах использовались опытные данные ГСКБД по сравнительным испытаниям одноступенчатой и двухступенчатой систем ОНВ с трубчатопластинчатыми теплообменниками [9].

Результаты исследования. Основные результаты исследования представлены на рис. 4 ÷ 6. Их рассмотрение позволяет констатировать следующее.

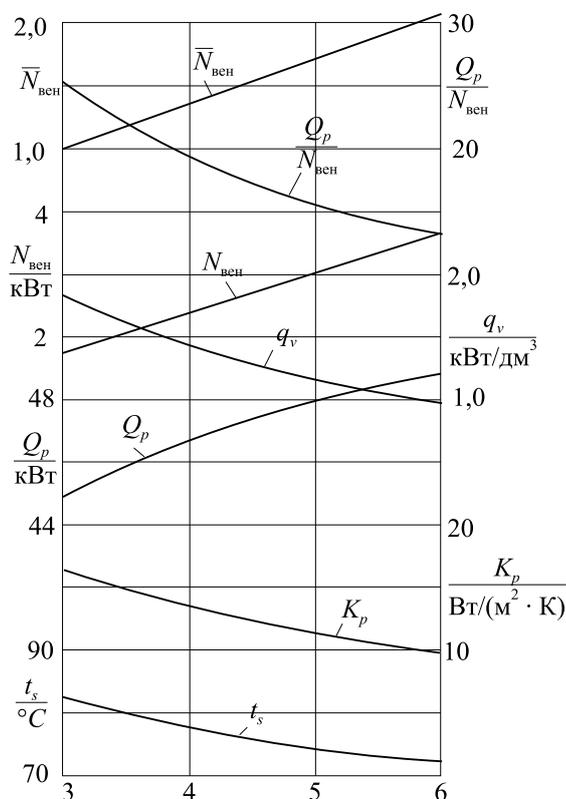


Рис. 4. Изменение параметров работы одноступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха в зависимости от числа рядов воздушного радиатора при $t_0 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

Как видно из рис.4, при одноступенчатой системе ОНВ с радиатором, имеющим минимально возможное число рядов трубок по глубине – три ряда и наружную поверхность теплоотдачи $30,9 \text{ м}^2$ температура наддувочного воздуха во впускном коллекторе $t_s = 82 \text{ }^\circ\text{C}$. Это, судя по данным [10], при $p_s = 0,25 \text{ МПа}$ лишь на 18 К ниже уровня, достигаемого с помощью серийного двухрядного радиатора, имеющего в 5 с лишним раз меньшую рабочую поверхность (табл. 1).

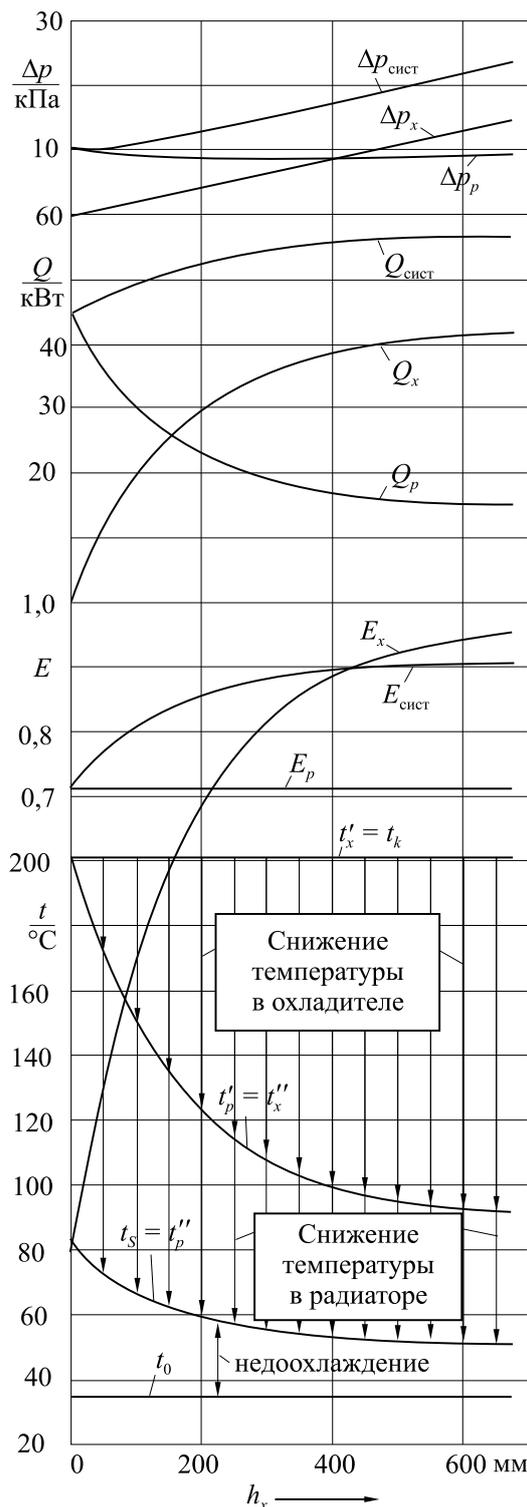


Рис. 5. Изменение параметров работы двухступенчатой системы охлаждения наддувочного воздуха дизеля 6 ЧН 13/12 в зависимости от длины водо-воздушного охладителя h_x при трехрядном воздушном радиаторе

Увеличение числа рядов трубок с 3-х до 6-ти, что означает увеличение поверхности теплоотдачи радиатора почти до 62 м^2 , дало дополнительное сни-

жение t_S лишь на 10 К. Так называемое недоохлаждение ($t_S - t_0$) снизилось с 47 К при $t_S = 82$ °С до 37 К при $t_S = 72$ °С. При этом тепловая эффективность (КПД) радиатора E_p возросла всего на 8,7% с 0,714 до 0,776. В такой же степени возрос и теплосъем Q_p радиатора: с 44,9 до 48,8 кВт.

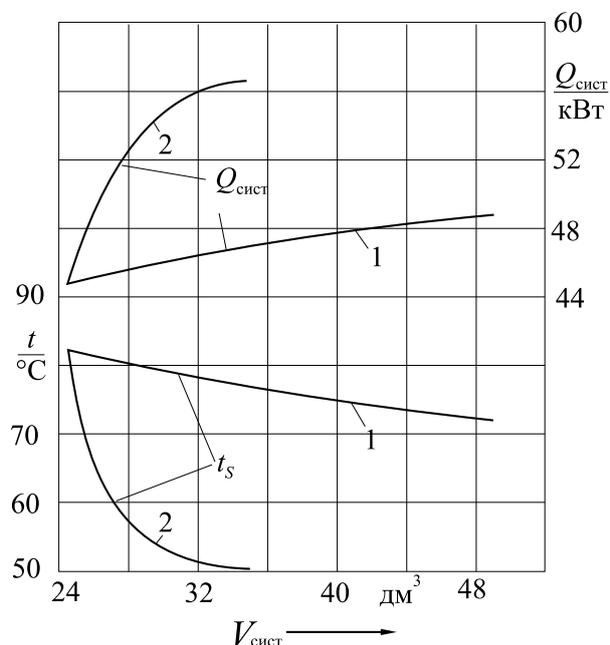


Рис. 6. Изменение теплосъема системы $Q_{\text{сист}}$ и температуры во впускном коллекторе t_S в зависимости от суммарного объема сердцевин теплообменников различных систем ОНВ $V_{\text{сист}}$: 1 – одноступенчатая; 2 – двухступенчатая

К негативным изменениям показателей работы радиатора, сопровождающим переход от 3-х до 6-ти рядов трубок по глубине можно отнести в первую очередь возрастание мощности, затрачиваемой на привод вентилятора $N_{\text{вен}}$ в два раза, снижение критерия энергетической эффективности $Q_p / N_{\text{вен}}$, кВт/кВт, с 25,5 до 13,4, снижение удельного объемного теплосъема $q_V = Q_p / V_p$ с 1,83 до 0,99 кВт/дм³ и понижение коэффициента теплопередачи, отнесенного к наружной оребренной поверхности K_p с 16,5 до 10,0 Вт/(м²·К) или на 65% вследствие падения скорости наддувочного воздуха внутри трубок.

Приведенные данные свидетельствуют, что увеличение числа рядов трубок радиатора в целях достижения необходимого уровня температуры воздуха во впускном коллекторе $t_S = 55 \div 60$ °С (при $t_S = 35$ °С) представляет собой неэффективный, технически и экономически неприемлемый путь совершенствования системы ОНВ.

На рис. 5 показано как изменяются основные показатели работы двухступенчатой системы ОНВ (рис.2) дизеля 6 ЧН 13/12 на расчетном режиме (216 кВт, 2000 мин⁻¹) при давлении наддува $p_S = 0,25$ МПа в зависимости от глубины водо-воздушного

охладителя h_x (радиатор трехрядный, оба теплообменника имеют поверхность ТЛв2).

Из графиков на рис. 5 видно, что минимально необходимый уровень $t_S = 60$ °С достигается уже при глубине охладителя $h_x = 200$ мм, когда объем его сердцевины V_x равен лишь 3,07 л, что составляет всего 12,5% объема трехрядного радиатора. Функция $t_S(h_x)$ нелинейна – снижение t_S замедляется по мере истощения разности температур между теплоносителями. Из анализа графика $t_S(h_x)$ для рассматриваемого дизеля при $p_S = 0,25$ МПа можно рекомендовать 12-рядный охладитель, имеющий $h_x = 236$ мм. При этом: $t_S = 57,4$ °С; тепловая эффективность системы $E_{\text{сист.}} = 0,865$; суммарный теплосъем системы $Q_{\text{сист.}} = 53,2$ кВт.

Теплосъем охладителя $Q_x(h_x)$ изменяется от нуля – при $h_x = 0$ до 41,5 кВт – при $h_x = 676$ мм нелинейно: по мере роста h_x возрастание Q_x замедляется. По такому же закону изменяется тепловая эффективность охладителя E_x , поскольку она пропорциональна величине Q_x :

$$E_x = Q_x / [G_S \cdot c_{pS} (t'_x - t'_b)] \quad (3)$$

где G_S – массовый расход наддувочного воздуха, кг/с; c_{pS} – массовая средняя изобарная теплоемкость воздуха в охладителе, кДж/(кг·К); t'_x и t'_b – температуры соответственно горячего (воздуха) и холодного (воды) теплоносителей на входе в охладитель.

Нелинейность функции $Q_x(h_x)$ объясняется нелинейным изменением среднелогарифмического температурного напора между теплоносителями в охладителе.

Теплосъем радиатора Q_p в условиях решаемой задачи полностью определяется величиной теплосъема охладителя Q_x , от которого зависит температура воздуха на выходе из охладителя t''_x , а следовательно, на входе в радиатор t'_p . Как видим из графиков рис. 5, с увеличением h_x температура $t'_p = t''_x$ резко падает, что приводит к снижению температуры наддувочного воздуха на выходе из системы t_S несмотря на уменьшение теплосъема радиатора.

Аэродинамические потери на стороне наддувочного воздуха в охладителе Δp_x изменяются по мере увеличения h_x от нуля до 14,5 кПа; для выбранной проектной длины охладителя $h_x = 236$ мм $\Delta p_x = 4,74$ кПа. Потери давления наддувочного воздуха в радиаторе составляют 9,00 кПа.

На рис. 6 показано как изменяются суммарный теплосъем $Q_{\text{сист.}}$ и температура во впускном коллекторе t_S для двух способов повышения охлаждающей эффективности системы ОНВ дизеля: увеличением объема охлаждающих элементов $V_{\text{сист.}}$ (сердцевин воздухоохладителей) за счет глубины радиатора h_p при сохранении серийной одноступенчатой схемы системы (кривые 1) и второй способ – увеличением объема $V_{\text{сист.}}$ за счет установки водо-воздушного охладителя и изменения его глубины h_x (кривые 2). Из

этих графиков явно видны преимущества перехода на двухступенчатое ОНВ.

Выводы

Представленные результаты сравнительного расчетного исследования двух систем охлаждения наддувочного воздуха, имеющих охладители с одинаковыми высококомпактными трубчато-ленточными поверхностями ($1460 \text{ м}^2/\text{м}^3$) позволяют сделать следующие выводы.

1. При высоких давлениях наддува (выше $0,23 \div 0,25$ МПа) в автомобильном дизеле практически невозможно достичь достаточно низкого, экономически целесообразного уровня температуры воздуха во впускном коллекторе (с превышением температуры окружающей среды не более чем на $20 \div 25$ градусов) с помощью воздушного радиатора даже применением высокоэффективных теплообменных поверхностей (например, тонкостенной медной трубчато-ленточной поверхности с коэффициентом компактности $1460 \text{ м}^2/\text{м}^3$).

2. Для дизеля 6 ЧН 13/12 при давлении наддува $0,25$ МПа в целях достижения температуры во впускном коллекторе не превышающей уровень температуры окружающей среды более чем на 20 К целесообразно применить двухступенчатое охлаждение наддувочного воздуха установкой в дополнение к воздушному радиатору компактного водовоздушного охладителя с объемом сердцевины $3,0 \div 3,6 \text{ дм}^3$.

Список литературы:

1. Автомобильные двигатели с трубнонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев и др. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с. 2. Харченко А.И., Шокотов Н.К., Строков А.П., Сергиенко Н.А. Особенности внешней характеристики автомобильного дизеля с двухступенчатой системой охлаждения наддувочного воздуха. Вестник Харьк. гос. автомоб.-

дорожн. техн. ун-та: №5, 1997. С. 27 – 29. 3. Иванченко Н.Н., Красовский О.Г., Соколов С.С. Высокий наддув дизелей. – Л.: Машиностроение, 1983. – 198 с. 4. Гольтраф И.С. Охлаждение воздуха в судовых дизелях. – М.: Машиностроение, 1965. – 199 с. 5. Двигатели внутреннего сгорания / А.Э. Симсон, А.З. Хомич, А.А. Куриц и др. – М.: Транспорт, 1980. – 384 с. 6. Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. – М.: Машигиз, 1963. – 640 с. 7. Тракторные дизели: Справочник / Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с. 8. Харченко А.И., Строков А.П., Сергиенко Н.А. Улучшение экономических и экологических показателей дизеля 6 ЧН 13/12 применением системы автоматического регулирования температуры наддувочного воздуха // Тез. докл. международной н.-т. конф. "Компьютер: наука, техника, технология, здоровье". – Харьков – Мишкольц, 1993. – С. 182 – 184. 9. О результатах сравнительных испытаний дизеля Д6112 с серийной одноступенчатой и новой двухступенчатой системами охлаждения наддувочного воздуха: Техн. отчет о НИР №5126–95 / Головное специализированное конструкторское бюро по двигателям средней мощности (ГСКБД). – Харьков, 1995. – 52 с. 10. Сергиенко Н.А. Выбор пути модернизации системы охлаждения наддувочного воздуха автобусного дизеля Д6112 // Вестник ХГПУ. Сб. науч. тр., вып. 101. – Харьков: ХГПУ, 2000. – С. 242 – 245. 11. Патент США №5036668, МКИ 02 В 29/00, 03.07.1990 г. Оптимизация температуры воздуха на впуске в двигателе с турбонаддувом. – РЖ 39 ДВС, №11 1992, реферат 298 П. 12. Бурков В.В., Индейкин А.И. Автотракторные радиаторы: Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1978. – 216 с. 13. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 320 с. 14. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники. – М.: Энергия, 1967, – 352 с.

УДК 621.43

М.В. Маливанов, д-р техн. наук; Р.Н. Хмельов, канд. техн. наук

РАЗРАБОТКА КОМПЛЕКСА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ДВС

Эффективность работы ДВС в значительной степени определяется совершенством газодинамических процессов, протекающих в их проточных частях. В настоящее время среди методов исследования газодинамических явлений в ДВС преобладают экспериментальные методы, требующие существенных временных и материальных затрат. Наиболее пер-

спективным путем сокращения этих затрат является численное моделирование процессов течения газа, применяемое при проектировании и доводке двигателя.

Математические модели, используемые при проведении численных экспериментов, как правило, на достаточно высоком уровне описывают течение

газа в отдельных элементах системы газообмена, не учитывая в достаточной степени процесс функционирования двигателя в целом, что требует в дальнейшем значительных по объему доводочных работ. Кроме того, широкое применение коммерческих пакетов прикладных программ ограничивается целым рядом трудностей финансового, вычислительного и эксплуатационного характера.

В связи с вышеизложенным, актуальным является совершенствование методов теоретического исследования газодинамических явлений в двигателе за счет разработки ориентированного на включение в модель ДВС математического описания процессов течения газа.

В основу предложенного математического описания газодинамических процессов положены модели одно-, двух- и трехмерного нестационарного течения сжимаемого невязкого газа, для решения которых использовался метод Годунова [1]. При разработке математических моделей были реализованы:

- учет в одномерной постановке трения и теплообмена со стенками каналов [2], а также течения газа через местные сопротивления (типа внезапного сужения и расширения) [3];
- учет взаимодействия потока с движущейся контактной границей;
- объединение математических моделей с различным числом пространственных координат (процедура осреднения);
- возможность задания основных типов граничных условий на непроницаемых и открытых границах [4].

При учете взаимодействия потока с движущейся контактной границей (поршнем, клапаном) сохранялся постоянный закон расстановки узлов сетки, в каждый момент времени определялось текущее местонахождение движущейся границы, и в соответствии с методом Годунова вычислялись параметры потока в ячейке на ее поверхности.

При построении математических моделей для сокращения временных затрат, связанных с расчетом пространственного течения, необходимо обеспечить переход от одного типа течения к другому, например, от трехмерного (цилиндр, органы газораспределения) к одномерному (впускной, выпускной трубопроводы) за счет процедуры осреднения потока. В

данной работе для объединения математических моделей с различным числом пространственных координат использовался наиболее распространенный метод, состоящий в сохранении в исходном и осредненном потоках одинаковыми величин расхода газа, импульса и полной энергии.

В численной схеме предусмотрена возможность задания основных типов граничных условий. Для задания условий на границах неподвижных и движущихся твердых тел, а также на свободной границе использовалась модификация задачи о распаде разрыва. Постановка условий на открытой границе, представляющей собой окружающую среду (полость с постоянными значениями газодинамических параметров $p=const$, $\rho=const$, $u=0$), осуществлялась путем представления ее в виде фиктивного местного сопротивления с отношением диаметров $d_{o,c}/d > 50$.

На основе рассмотренного комплекса математических моделей разработано программное обеспечение, адекватность которого подтверждена результатами тестовых расчетов газодинамических течений. В качестве примера на рис.1 приведены результаты одно-, дву- и трехмерного расчетов опорного объема постоянной полости через канал.

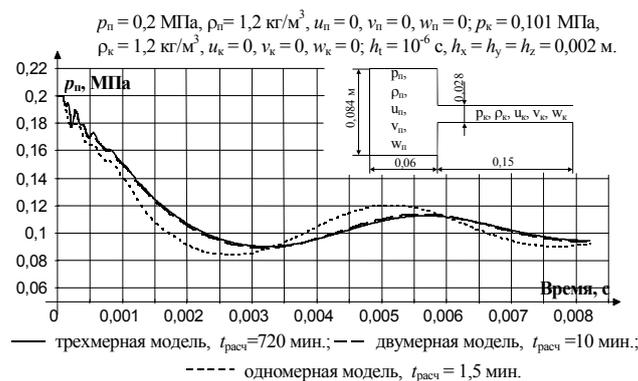


Рис.1. Зависимость давления в полости от времени

Таким образом, в зависимости от сложности пространственной конфигурации элементов газодинамической подсистемы и поставленных задач исследований, возможно применение одно-, дву-, трехмерной модели или их комбинации.

Разработанное программное обеспечение может быть включено в модель ДВС в виде дополнительных модулей. В этом случае граничные условия для математических моделей течения газа вычисляются непосредственно в ходе расчетов, а процессы функционирования ДВС и газодинамические явления в проточных частях рассматриваются совместно с учетом их взаимного влияния. Такой подход реализован за счет использования динамической модели ДВС [5]. Динамическая модель рассматривает двигатель как систему, включающую механическую и термодинамическую подсистемы, и описывает функционирование двигателя "в целом" в переходных и устано-

вившихся режимах. При этом разработанный комплекс математических моделей в совокупности с динамической моделью ДВС позволяет исследовать как особенности течения газа в отдельных элементах системы газообмена, так и влияние газодинамических процессов на показатели двигателя при различных условиях его функционирования.

На рис.2 – 4 приведена аппроксимация геометрии впускного, выпускного канала и цилиндра в плоскости XZ

проксимация проточной части и некоторые результаты расчета течения газа в системе газообмена малоразмерного одноцилиндрового дизеля ТМЗ-450Д.

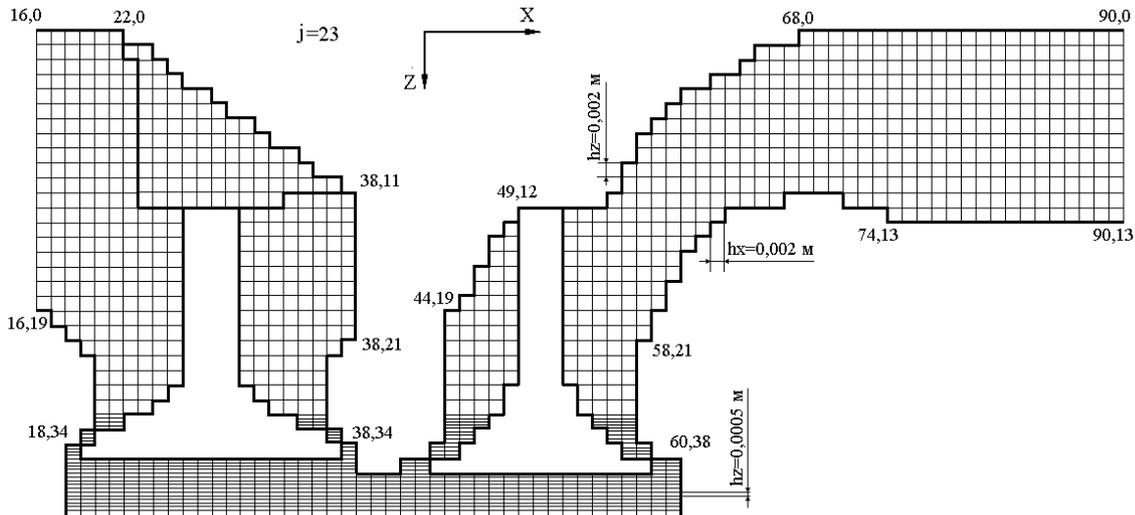


Рис.2. Аппроксимация геометрии впускного, выпускного канала и цилиндра в плоскости XZ

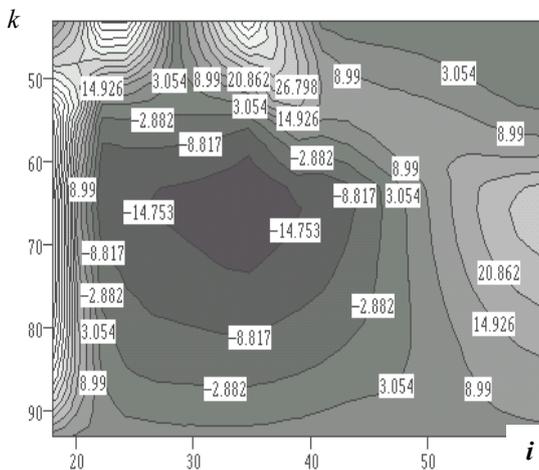


Рис.3. Изменение осевой составляющей скорости в цилиндре двигателя в процессе впуска (плоскость XZ, $h_{вп.кл} = 7$ мм, i, k – номера ячеек)

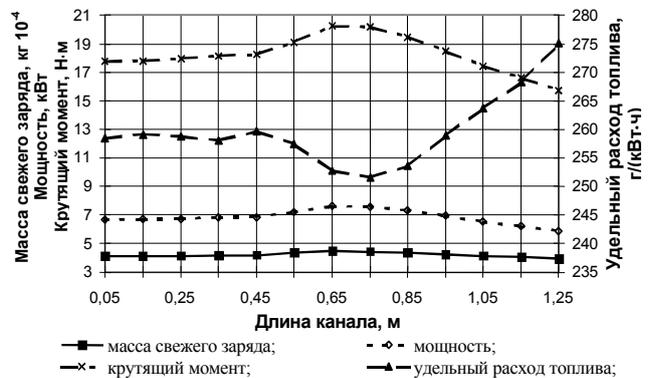


Рис. 4. Влияние протяженности впускного канала на массовое наполнение цилиндра и эффективные показатели работы двигателя

Выводы

Как показали проведенные расчеты, разработанный комплекс математических моделей течения газа совместно с динамической моделью ДВС позволяет на стадии проектирования осуществить выбор

основных параметров системы газообмена, обеспечивающих наилучшие характеристики двигателя, и обоснованно сформулировать требования к системе газообмена двигателя по требованиям, предъявляемым к двигателю в целом.

Список литературы:

1. Численное решение многомерных задач газовой динамики / С.К. Годунов, А.В. Забродин, М.Я. Иванов и др. – М.: Наука, 1976. – 400 с. 2. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1988. – 360 с. 3. Гогричани Г.В., Шипилин А.В. Пере-

ходные процессы в пневматических системах. – М.: Машиностроение, 1986. – 160 с. 4. Гришин Ю.А., Хмелёв Р.Н. Способы постановки граничных условий при численном моделировании газодинамических процессов в ДВС // Изв. ТулГУ. Сер. "Автомобильный транспорт". Вып. 7. – Тула: ТулГУ, 2003. – С. 161-167. 5. Маливанов М.В. Динамическая теория ДВС (целесообразность создания и этапы разработки) // Изв. ТулГУ. Сер. "Автомобильный транспорт". Вып. 2. – Тула: ТулГУ, 1998. – С. 189-196.

УДК 621.43

*А.П. Марченко, д-р техн. наук, А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, А.А. Осетров, асп.,
В. Смайлис, д-р техн. наук, В. Сенчила, канд. техн. наук*

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РАСТИТЕЛЬНЫХ ТОПЛИВ В ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ

Введение

Истощение мировых запасов нефти и ухудшение экологии окружающей среды являются причиной повышенного интереса к использованию в двигателях альтернативных топлив (АТ). В Украине, не имеющей сколько-нибудь значительных запасов нефти, но обладающей большими площадями пахотных земель, целесообразно использовать АТ растительного происхождения. Актуальность выполнения работ в данном направлении определена в Законах Украины «Об альтернативных видах жидкого и газообразного топлива» и «Об альтернативных источниках энергии», а также Указе президента Украины «О мероприятиях по развитию производства топлива из биологического сырья».

Для дизельных двигателей все большее распространение получают топлива, произведенные на основе растительных масел. Вопросам исследования рабочего процесса дизеля при использовании растительных топлив посвящен ряд работ [1-15]. В большинстве из них предлагается конкретное топливо или топливная смесь. В некоторых работах [2, 3] рассматривается несколько растительных топлив, однако сравнительная оценка эффективности их применения в дизеле, как правило, отсутствует. В данной работе сравниваются дизельное топливо (ДТ), этиловый эфир рапсового масла (ЭЭРМ) и смеси ДТ с рапсовым маслом. В качестве параметров сравнения рассматриваются удельный эффективный расход топлива, эффективный КПД, токсичность отработавших газов (ОГ) и надежность дизеля.

Основные способы использования топлив растительного происхождения в дизельном двигателе

Интерес к использованию топлив на основе растительных масел связан с их преимуществами перед нефтяными топливами, к которым можно отнести:

- воспроизводимость в природе;
- сохранение баланса углекислого газа в атмосфере: в окружающую среду при сгорании выбрасывается то количество CO_2 , которое было поглощено растениями в процессе фотосинтеза;
- растительные остатки и продукты переработки семян являются сырьем для производства кормов для животных и удобрений;
- при попадании на землю такое топливо не наносит экологического ущерба;
- растительное масло является относительно пожаробезопасным из-за высокой температуры вспышки [1];

В некоторых работах [1, 3] к числу преимуществ растительных топлив относят также меньшие

выбросы вредных веществ с отработавшими газами дизелей при их использовании.

Для производства растительных топлив применяются рапсовое, соевое, подсолнечное, и другие масла. Эти вещества можно использовать в дизельном двигателе и в чистом виде [1]. Однако, при работе дизеля традиционной конструкции на чистом растительном масле в процессе эксплуатации двигателя возникает ряд проблем, связанных со значительным отличием физико-химических свойств растительных масел от свойств стандартного дизельного топлива (например, рапсовое масло имеет на 14 % меньше, чем у ДТ теплотворную способность, на 10 % большую плотность и в 22 раза большую вязкость [4]). К таким проблемам относятся углеродистые отложения на поверхностях деталей камеры сгорания, закоксовывание отверстий распылителя, жировые отложения в топливных фильтрах и баке, каналах топливной аппаратуры и др. [3, 5, 6].

Поэтому для использования в дизелях растительного масла необходимо применять следующие мероприятия [2]:

- приспособление конструкции двигателя к работе на растительном масле;
- добавку в масло веществ, приближающих его физико-химические свойства к свойствам дизельного топлива;
- химическую переработку растительного масла в менее вязкие вещества (эфиры масел);
- использование добавки масла и других веществ в ДТ в количестве, которое незначительно изменяет свойства последнего.

Наибольшее распространение получили два последних способа. Этиловые или метиловые эфиры жирных кислот растительных масел (ЭЭРМ и МЭРМ соответственно) получают в результате реакции этерификации, т.е. взаимодействия спирта и растительного масла в присутствии катализатора. Побочным продуктом реакции является глицерин. ЭЭРМ и МЭРМ имеют близкие к ДТ физико-химические свойства и поэтому могут использоваться в дизеле практически без конструктивных его изменений [1-5].

Широкое распространение получили работы, связанные с испытаниями дизелей на смесях растительных масел или их производных с дизельным топливом. Так, например, в Германии проведены испытания дизелей, работающих на смеси, которая состоит из 40% РМ, 40% ДТ, 19% воды и эмульгатора (1%) [6], в Турции - на смеси из 20% использованного подсолнечного масла и 80% ДТ [7]. В России испытывались дизели, работающие на смеси, получившей название «биодиз» - 75% РМ и 25% ДТ [8]. В

Китае исследовалась работа дизеля на смеси 70%ДТ и 30%РМ [9]. В Украине в Национальном техническом университете «ХПИ» исследовались смесевые топлива различного процентного состава, включающие РМ, ДТ и ЭЭРМ [4, 10]. Известен ряд и других работ в этом направлении.

По результатам исследований, выполненных в этих работах, можно сделать следующие выводы:

1. При использовании растительных топлив, как правило, происходит увеличение массового расхода топлива по сравнению с дизельным топливом. Объемный расход топлива либо не изменяется, либо незначительно увеличивается.

2. Между выбросами оксидов азота NO_x , несгоревших углеводородов C_nH_m , монооксида углерода CO и видом топлива нет однозначной корреляции. В зависимости от конструкции и режима работы дизеля выбросы этих веществ при переходе на растительные топлива могут либо увеличиваться, либо уменьшаться.

3. Дымность и выбросы твердых частиц (ТЧ) практически во всех случаях использования растительных топлив снижаются.

4. Использование смесевых топлив наиболее эффективно в дизелях с пленочным и объемно-пленочным смесеобразованием, а также в двигателях, оснащенных предкамерой.

5. Надежная работа дизеля возможна при условии регламентных работ по регулировке форсунок,

периодической замене масляных и топливных фильтров и промывке топливных баков.

Из проведенного обзора литературных источников трудно выделить наиболее подходящее для применения в дизеле растительное топливо. Очевидно, что для разных типов двигателей с различной организацией рабочего процесса рациональным является применение топлив, обладающих определенными физико-химическими свойствами. Поэтому для конкретного типа двигателя необходимо проводить исследования, направленные на выявление наиболее рационального вида топлива.

Предварительные исследования

В сертификационной лаборатории ОАО ГСКБД были проведены испытания дизеля 4ЧН 12/14 (СМД-23) на ДТ, ЭЭРМ и смесях ДТ с объемным содержанием РМ 25, 50 и 75% [4, 10]. Номинальная мощность двигателя 125 кВт при частоте вращения коленчатого вала $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$. Поршни дизеля имеют цилиндрическую камеру сгорания, в которой реализовано объемно-пленочное смесеобразование. Испытания двигателя проводились без изменения его конструктивных и регулировочных параметров. Показатели рабочего процесса и токсичности дизеля на режимах нагрузочных характеристик с частотами вращения коленчатого вала, соответствующими номинальной мощности $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и максимальному крутящему моменту $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ приведены на рис. 1 и 2.

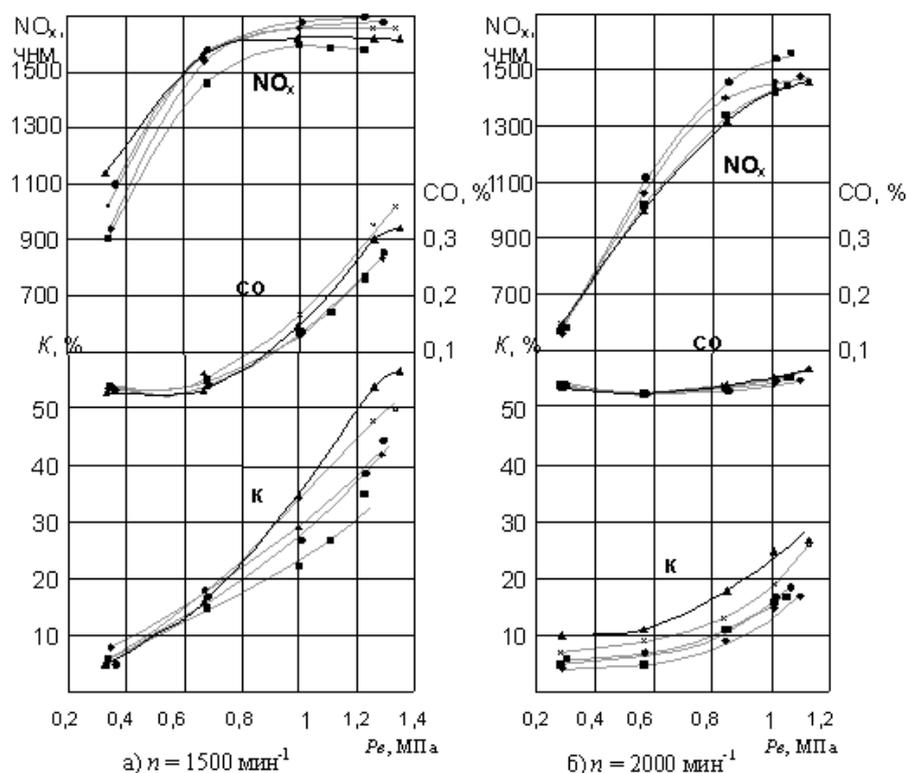


Рис. 1. Влияние нагрузки на показатели токсичности ОГ дизеля 4 ЧН 12/14: \blacktriangle - ДТ; \blacksquare - ЭЭРМ; смеси с содержанием РМ в ДТ - \times - 25%; \bullet - 50%; \blacklozenge - 75%

Из рис.1 видно, что при использовании растительных топлив на режимах высоких нагрузок, как правило, увеличивается выброс NO_x и уменьшается содержание CO и сажи в отработавших газах дизеля. В работе [3] показано, что основной причиной такой тенденции является увеличение скорости диффузионного сгорания растительных топлив. Кроме того,

на указанных режимах высокая температура стенки камеры сгорания обеспечивает высокое качество пленочного смесеобразования для растительных топлив. Интенсификация сгорания также приводит к увеличению индикаторного и эффективного КПД дизеля при использовании смесей РМ с ДТ.

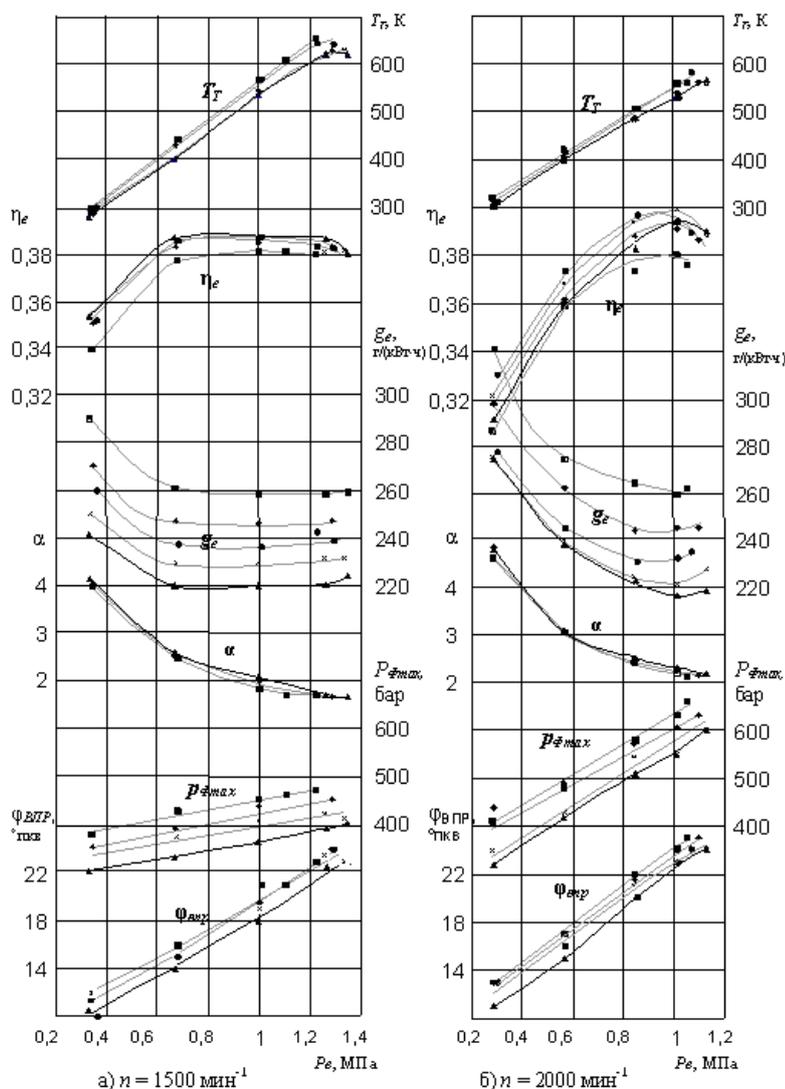


Рис. 2. Влияние нагрузки на показатели рабочего процесса ОГ дизеля 4 ЧН 12/14: ▲ -ДТ; ■ - ЭЭРМ; смеси с содержанием РМ в ДТ- × -25%; ● - 50%; ◆ - 75%

На режимах с низкими нагрузками при сгорании растительных топлив значительно ухудшается смесеобразование в объеме КС, а также увеличивается количество топлива, попадающего в относительно холодные пристеночные зоны [4]. Это приводит к снижению эффективного КПД. Выход продуктов неполного сгорания при использовании дизельного и растительных топлив на большинстве режимов сопоставим, а выбросы оксидов азота при использовании растительных топлив снижаются по сравнению с ДТ.

Как видно из анализа, противоречивый характер изменения показателей экономичности и токсич-

ности на различных режимах не дает возможность однозначно оценить эффективность применения в дизеле того или иного топлива. Очевидно, требуется комплексная количественная оценка. Для такой оценки, необходим анализ показателей дизеля по испытательным циклам.

Оценка эффективности применения в дизеле растительных топлив по испытательным циклам

Выбор наиболее рационального топлива для данного типа двигателя определяется экономичностью, экологичностью и надежностью его работы. Средний эксплуатационный удельный эффективный расход топлива $g_{e\text{ ср.э}}$ характеризует экономичность

двигателя и затраты на топливо в процессе эксплуатации [11]. Однако, хотя $g_{e\text{ cp.э}}$ и является критерием экономичности двигателя, он не может характеризовать качество рабочего процесса при использовании растительных топлив. Эти топлива имеют меньшую теплоту сгорания Q_n [4], что естественно приводит к увеличению расхода топлива при том же качестве сгорания. Поэтому критерием экономичности, кроме $g_{e\text{ cp.э}}$, выбран средний эксплуатационный эффективный КПД $\eta_{e\text{ cp.э}}$, который одновременно учитывает и расход топлива и низшую теплоту его сгорания:

$$\eta_{e\text{ cp.э}} = \frac{3600}{Q_n \cdot g_{e\text{ cp.э}}} \quad (1)$$

Основными вредными компонентами отработавших газов дизеля являются оксиды азота и твердые частицы (сажа). Вклад этих веществ в общее вредное воздействие отработавших газов (ОГ) составляет более 95% [12]. Выше показано, что дымность и выбросы ТЧ с ОГ при использовании растительных топлив значительно снижаются по сравнению с ДТ. Основную проблему, очевидно, представляют оксиды азота, выбросы которых во многих случаях увеличиваются [1, 2, 4, 5, 10]. Поэтому в качестве критерия токсичности ОГ принят удельный выброс оксидов азота с ОГ дизеля.

Для исследования влияния топливных свойств на надежность двигателя необходимо проведение длительных дороговых испытаний. Поэтому в данной работе надежность двигателя учитывалась опосредованно, по данным обзора литературных источников.

Экономичность, токсичность ОГ и надежность дизеля зависят от его назначения. Например, автомобильный дизель работает в ином диапазоне нагрузок и частот вращения, чем тракторный или комбайновый дизель [11]. Соответственно и эффективность использования альтернативных топлив в этих видах двигателей различается. Поэтому сравнительная оценка эффективности применения топлив производилась по различным испытательным циклам, учитывающим вероятность работы дизеля в том или ином скоростном и нагрузочном режиме. Для оценки параметров автомобильного дизеля был принят 13-режимный цикл ЕСЕ правил № 49 ЕЭК ООН. Показатели комбайнового, тракторного (отдельно гусеничного и колесного) дизелей оценивались по 8-режимным циклам, предложенным в работе [11]. Выбор данных испытательных циклов предопределился методикой проведенных ранее испытаний.

Показатели токсичности определялись по стандартной методике. Средний эксплуатационный удельный эффективный расход топлива рассчитывался по формуле [11]:

$$g_{e\text{ cp.э}} = \frac{\sum_{i=1}^z G_{Ti} W_i}{\sum_{i=1}^z N_{ei} W_i} \quad (2)$$

где G_{Ti} - часовой расход топлива на i -м фиксированном режиме;

W_i - коэффициент значимости i -го фиксированного режима;

z - количество фиксированных режимов.

По определенным $g_{e\text{ cp.э}}$ и низшей теплоте сгорания топлив Q_n находили средний эксплуатационный эффективный КПД (формула (1)).

Результаты расчетов $g_{e\text{ cp.э}}$, $\eta_{e\text{ cp.э}}$ и e_{NOx} в абсолютных и относительных единицах приведены на рис. 3-4.

Из рис.3. видно, что с увеличением доли растительного масла в дизельном топливе, а также для ЭЭРМ происходит увеличение $g_{e\text{ cp.э}}$. Наибольший рост расхода растительного топлива наблюдается при оценке по автомобильному и комбайновому циклам, наименьший - по циклам колесного и гусеничного трактора.

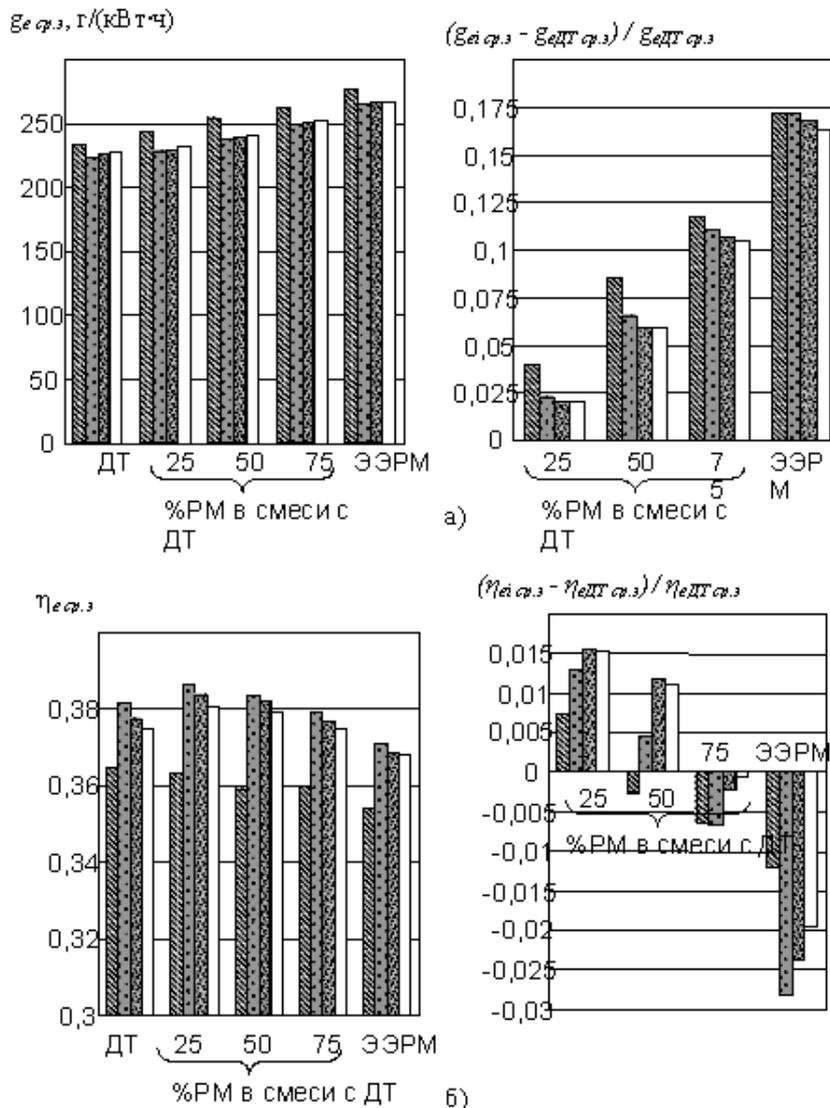
При анализе среднего эксплуатационного эффективного КПД дизеля (рис. 3), можно отметить следующее. Максимальный $\eta_{e\text{ cp.э}}$ получается при работе дизеля на смеси с содержанием РМ 25%. При дальнейшем увеличении доли РМ в ДТ, а также для ЭЭРМ $\eta_{e\text{ cp.э}}$ снижается.

Для каждого вида растительного топлива можно определить тип двигателя, в котором оно наиболее эффективно (по максимальному $\eta_{e\text{ cp.э}}$) используется. Все смесевые топлива рационально использовать в тракторных двигателях, ЭЭРМ - в автомобильном.

Из рис.4 видно, что увеличение доли РМ в ДТ до 50%, приводит к росту выбросов NO_x . При дальнейшем увеличении содержания РМ в ДТ, а также для ЭЭРМ удельный выброс оксидов азота снижается. Наименьшие выбросы NO_x получаются для всех растительных топлив при работе дизеля по автомобильному циклу, наибольшие - по циклу колесного трактора.

Таким образом, можно отметить, что наибольшие значения $\eta_{e\text{ cp.э}}$ при минимальном (до 4%) увеличении выбросов NO_x достигаются при использовании в дизеле смеси с содержанием РМ 25%. Дальнейшее увеличение содержания РМ в ДТ приводит либо к увеличению выбросов NO_x (смесь 50%РМ и 50%ДТ), либо к снижению эффективного КПД (смесь 75% РМ и 25% ДТ).

В пользу выбора смесевых топлив с минимальным содержанием РМ для дизелей традиционной конструкции также можно отметить следующее. Одной из причин нагарообразования при использовании смесевых топлив является глицерин, содержащийся в связанном виде в растительном масле [13]. Увеличение процентного содержания в топливе растительного масла приводит к увеличению вероятности нагарообразования, а значит снижению надежности дизеля.



- 13-режимный цикл автомобильного дизеля ECE R-49;
- ▣ 8-режимный цикл комбайнового дизеля [11];
- ▨ 8-режимный цикл дизеля гусеничного трактора [11];
- 8-режимный цикл колесного трактора [11].

Рис. 3. Влияние вида растительного топлива на средний эксплуатационный удельный эффективный расход топлива (а) и на средний эксплуатационный эффективный КПД (б) дизеля, определенные по различным испытательным циклам.

С точки зрения надежности ЭЭРМ является хорошим топливом, поскольку в результате реакции этерификации при получении ЭЭРМ из масла и этанола в качестве побочного продукта образуется глицерин и содержание его в ЭЭРМ не превышает десятых долей процента.

В целом, анализ гистограмм (рис. 3, 4) показывает перспективность использования всех рассмотренных топлив. Относительное изменение $\eta_{e\text{ ср.з}}$ при использовании смесей РМ с ДТ не превышает 2%,

ЭЭРМ – 3%, изменение выбросов NO_x находится в пределах 10%. При организации мероприятий по снижению выбросов NO_x и увеличению надежности двигателя все эти топлива можно эффективно использовать в дизеле.

Следующий этап данной работы – выполнение расчетного исследования и оптимизационных работ по регулировке дизеля, работающего на различных растительных топливах.

Выводы

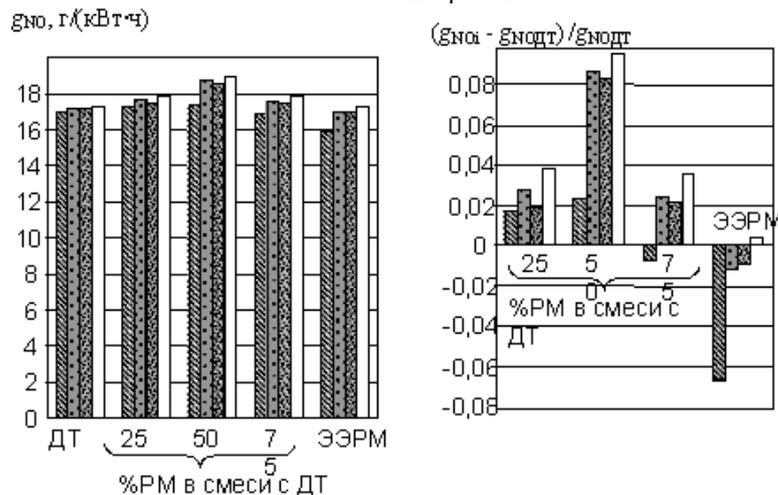
1. В качестве критериев эффективности использования растительных топлив предложены средний эксплуатационный удельный эффективный расход топлива, средний эксплуатационный эффективный КПД и выбросы оксидов азота, определяемые по испытательным циклам для конкретного типа двигателей.

2. Среди смесевых топлив наибольшая эффективность рабочего процесса дизеля 4 ЧН 12/14 достигается при использовании смеси с содержанием РМ в ДТ 25%.

3. Применение ЭЭРМ позволяет значительно (до 7%) снизить выбросы NO_x, однако при этом снижается эффективный КПД дизеля (до 3%). Более эффективно использование смесей ЭЭРМ с ДТ.

4. Применение смесевых топлив более эффективно в тракторных дизелях, ЭЭРМ - в автомобильном дизеле.

5. Средний эксплуатационный эффективный КПД при использовании всех рассмотренных топлив изменяется незначительно (до 3%), что говорит о высокой эффективности их использования. Однако при этом необходимы мероприятия по снижению выбросов NO_x с ОГ.



- 13- режимный цикл автомобильного дизеля ECE R-49;
- ▣ 8 - режимный цикл комбайнового дизеля [11];
- 8 - режимный цикл дизеля гусеничного трактора [11];
- 8 - режимный цикл колесного трактора [11].

Рис. 4. Влияние вида растительного топлива на удельный выброс NO_x с ОГ дизеля, оцененный по различным испытательным циклам.

Список литературы:

1. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания.- М.: МАДИ(ТУ), 2000. – 311 с.
2. Редзюк А.М., Рубцов В.О., Гутаревич Ю.Ф. Проблемы та перспективи використання рослинної олії як моторного палива // Автошляховик. - 1999. - №1. - С 4-6.
3. 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.
4. Марченко А.П., Минак А.Ф., Слабун И.А., Осетров А.А., Линьков О.Ю., Марков К.В., Аскрепов Д.Н. Результаты исследований рабочего процесса и токсичности дизеля, работающего на топливах растительного происхождения // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. - № 2. – С. 33-40.
5. Makareviciene V., Yanulis P. Environmental effect of rapeseed oil ethil ester // Renewable Energy 28 (2003). P. 2395 – 2403.
6. Winkler H. Raps – der nachwachsende Energieträger // ČLB: Chem. Lab. Und Biotechn. – 1992. – 43, № 7. – S. 378-380.
7. Özactaş Turgut. Compression ignition engine fuel properties of a used sunflower oil – diesel fuel blend // Energy Sources. - 2000. – 22, №4. - P. 377-382.
8. Огурлиев А.М., Огурлиев З.А. Использование биотоплива в сельскохозяйственной энергетике // МЭСХ. - 2001. - № 2. - С. 22-24.
9. 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.
10. Токсичность отработавших газов дизеля при использовании топлив растительного происхождения / Марченко А.П., Строков А.П., Минак А.Ф., Осетров А.А., Линьков О.Ю. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. - № 1. – С. 22-25.
11. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
12. Прохоренко А.А. Оценка резервов улучшения экологических показателей автомобильного дизеля на основе выбора рациональных параметров рабочего процесса.- Дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук. – 1998. – 155 с.
13. Котельников Б.П., Погромская В.А. Разработка и испытание метиловых эфиров рапсового масла в качестве альтернативного дизельного топлива // Хімічна промисловість України, 2000. № 4. С.73-76.

УДК 621.436.068.4

**Н.К. Рязанцев, д-р. техн. наук, В.З. Бычков, инж., П.Я. Перерва, канд. техн. наук,
Г.В. Щербаненко, инж.**

ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ 2-х И 4-х ТАКТНЫХ ФОРСИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВОЕННО-ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Современные форсированные дизельные двигатели 6ТД мощностью 1000 л.с. и В-46-6 мощностью 780 л.с., а также их модификации являются наиболее

массовыми энергетическими установками военно-гусеничных машин (ВГМ) в Украине. Технические данные двигателей приведены в таблице 1.

Таблица 1. Технические данные двигателей

Наименование показателей	Обозначение	Двигатели	
		6ТД	В-46-6
Число цилиндров	i	6	12
Диаметр цилиндра, мм	D	120	150
Ход поршня, мм	S	120	180
Рабочий объем цилиндра, л	V_h	2,71	3,2
Степень сжатия	ε	15	14
Эффективная мощность при нормальных условиях, кВт	N_{max}	735,3	573,5
Частота вращения при N_{max} , мин ⁻¹	n	2800	2000
Среднее эффективное давление, МПа	p_e	0,97	0,813
Удельный расход топлива, приведенный к нормальным условиям, г/(кВт·ч)	g_e	не более 224,5	не более 257
Количество форсунок		четыре форсунки полу-закрытого типа с распылителем 1x0,5x30 град	одна форсунка закрытого типа с распылителем 8x0,3x140 град
Наддув воздуха в цилиндры	-	газотурбинный с механической связью	от приводного нагнетателя
Давление наддува, МПа	p_k	0,28	0,18
Коэффициент избытка воздуха на сгорание	α	1,85	1,78

Условия эксплуатации ВГМ с этими двигателями в мирное время предъявляют повышенные требования к расходу топлива, полноте его сгорания и выбросам с отработавшими газами токсичных компонентов, таких как оксид углерода (CO), оксид азота (NO_x), углеводороды (CH) и твердые частицы (PM). Обусловлено это тем, что сажистые частицы, как составная часть PM, содержащиеся в отработавших газах, при недостаточной полноте сгорания топлива не только загрязняют окружающую среду, но и повышают дымность, что приводит к демаскировке танка при его движении. Повышенное содержание в продуктах сгорания CO, NO_x и CH требует увеличения дистанции между танками, движущимися в колонне, что растягивает ее по пути движения на автомагистралях общего пользования. Исходя из этих требований, удельные выбросы вредных веществ и оптическая плотность отработавших газов должны находиться на том же уровне, что и для дизелей грузовых автомобилей.

Проведен комплекс экспериментальных исследований по определению выбросов вредных веществ и дымности отработавших газов серийных двигателей 6ТД и В-46-6, работающих по двухтактному и четырехтактному рабочим циклам, а также анализ особенностей их рабочего процесса, как источника загрязнения окружающей среды. Эта работа приобретает актуальность еще и потому, что в последнее время появились публикации [1], в которых в качестве недостатков дизелей, работающих по двухтактному циклу, были отмечены повышенный расход масла и неполнота сгорания топлива, что, по мнению авторов, приводит к увеличению дымности и токсичности выхлопа.

Сравнивая рабочий цикл четырехтактного и двухтактного двигателей, можно найти принципиальные различия, относящиеся, главным образом, к процессу газообмена. Рабочий процесс с момента начала сжатия и до момента начала выпуска у обоих типов дизелей протекает практически одинаково. Двухтактные дизели современных конструкций по качеству очистки цилиндров приближаются к четырёхтактным. Достаточно сказать, что у двухтактного форсированного дизеля 6ТД с прямоточно-щелевой продувкой коэффициент остаточных газов находится на уровне 4...5%. Следовательно, полнота сгорания топлива и выход токсичных компонентов отработавших газов в рассматриваемых дизелях в основном будет зависеть от качества организации процессов смесеобразования и сгорания.

Эти выводы были подтверждены результатами сравнительных испытаний двигателей 6ТД и В-46-6 при имитации на стенде сопротивлений танковых систем на входе воздуха и выходе газа из двигателя. Удельный расход масла на угар при испытаниях обоих двигателей находился на одном уровне.

На рис. 1 показаны сравнительные нагрузочные характеристики, снятые при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

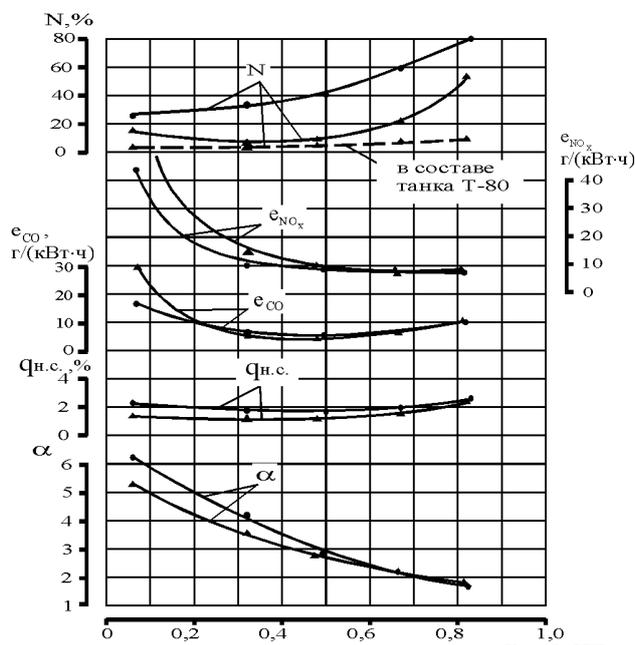


Рис. 1. Нагрузочные характеристики при номинальной частоте вращения коленчатого вала

- \bullet - двигатель В-46-6
- \blacktriangle - двигатель 6ТД

Из рисунка видно, что при равной форсировке по среднему эффективному давлению (p_e) рабочий процесс двигателей протекает при практически одинаковых значениях коэффициента избытка воздуха (α) и неполноты

сгорания топлива (q_{HC}). В рабочем диапазоне нагрузок двигателя имеют примерно одинаковые значения удельных выбросов e_{CO} и e_{NOx} . Обращает на себя внимание то, что отличие наблюдается только в значениях оптической плотности отработавших газов (т.е. концентрации сажистых частиц в продуктах сгорания), которая во всем диапазоне нагрузок у двигателя 6ТД ниже, вследствие различных условий смесеобразования. Отличие в процессе смесеобразования заключается в следующем: на двигателе 6ТД топливные струи направлены под углом 30° против вращательного движения воздушного заряда, что обуславливает в основном объемное смесеобразование. На двигателе В-46-6 топливные струи большую часть времени попадают на стенки камеры сгорания, о чем свидетельствуют сажистые отпечатки на доньшке поршня 8-ми топливных факелов, в результате чего преобладает объемно-плочное смесеобразование с частичным пристеночным сгоранием, приводящее к нежелательному сажеобразованию [2].

Оптическая плотность отработавших газов (N) двигателя 6ТД во всем диапазоне нагрузок ниже, чем у двигателя В-46-6. Следует отметить, что в условиях эксплуатации танка Т-80 с эжекционной системой охлаждения воды и масла дымность отработавших газов двигателя 6ТД снижается ещё больше за счет разбавления их просасываемым воздухом и не превышает 10%, что значительно ниже, чем на танке Т-72 с двигателем В-46-6 (см. рис. 1). Необходимо также отметить, что смешение газов с воздухом приводит к снижению температуры выпускных газов, в результате чего уменьшается тепловой след танка.

Для установления соответствия экологических показателей двигателей нормативно-технической документации были определены удельные выбросы токсичных компонентов продуктов сгорания этих двигателей на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла в соответствии с ОСТ 37.001.234-81, распространяющегося на дизели автомобилей массой свыше 3,5 т. Приведенные в таблице 2 результаты сравнительной оценки свидетельствуют о том, что по удельным выбросам CO, CH, NO_x двигателя 6ТД и В-46-6 различаются незначительно и находятся на уровне требований этого стандарта.

Таблица 2. Результаты сравнительной оценки

Наименование показателей	Значения выбросов для двигателей, г/(кВт·ч)		
	В-46-6	6ТД	норма по ОСТ
Удельный выброс оксида углерода	9,3	9,4	9,5
Удельный выброс углеводородов	1,4	1,6	3,4
Удельный выброс оксида азота	11,8	12,7	18,4

Таким образом, по проведенным исследованиям можно сделать вывод: 2-х и 4-х тактные форсированные танковые дизельные двигатели 6ТД и В-46-6 ВГМ по удельным выбросам токсичных компонентов продуктов сгорания находятся на одном уровне. Видимая дымность и тепловой след отработавших газов у 2-х тактного танкового двигателя 6ТД ниже, что указывает на лучшие эксплуатационные характеристики танка Т-80 по сравнению с танком Т-72.

Список литературы:

1. В. Соловьев. Братья становятся конкурентами. Советская танкостроительная школа разветвляется на российскую и украинскую. Независимое военное обозрение, №11, Россия, 2000г. 2. В.Н. Прошкин. Особенности процесса сгорания с пониженным сажеобразованием на примере дизелей 6ЧН 21/21. Двигателестроение, №1, 1983г.

УДК 621.43.019.863

*Н.И. Мищенко, д-р техн. наук, А.В. Химченко, инж., С.Н. Крамарь, инж.,
В.Л. Супрун, асп.*

ВЛИЯНИЕ СИЛОВОГО МЕХАНИЗМА НА РАБОТУ ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С КРИВОШИПНО-КАМЕРНОЙ ПРОДУВКОЙ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

Введение

В настоящее время повышение топливной экономичности бензиновых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) по-прежнему является актуальной научно-технической задачей. Одним из направлений улучшения экономичности двигателей является регулирование степени сжатия на частичных нагрузках. В таких ДВС реализация переменной степени сжатия требует серьезного вмешательства в конструкцию как самого двигателя, так и силового механизма, что определенным образом сказывается на параметрах рабочего процесса.

В разработке силового механизма уже достигнуты определенные успехи. В последние годы в двигателях с регулируемой степенью сжатия применяются нетрадиционные силовые механизмы, которые характеризуются сложностью, ненадежностью и неэффективностью конструкции. Многие фирмы и исследовательские организации проводят исследования, цель которых – создание силового механизма, обеспечивающего наилучшие эффективные показатели двигателя при регулировании степени сжатия. С сегодняшней точки зрения в автомобильном ДВС перспективным является использование кривошипно-кулисного силового ме-

ханизма.

В настоящей работе представлены первые результаты работ, направленных на разработку бесшатунного двигателя с кривошипно-кулисным механизмом, обеспечивающим изменение степени сжатия в широких пределах.

Обзор и анализ работ по двигателям с переменной степенью сжатия

Работы по разработке двигателей с переменной степенью сжатия (ϵ_x) ведутся в США, Японии, Германии, Австралии, Швейцарии, России и др. странах. К настоящему времени известно большое множество двигателей с различной конструкцией силового механизма, обеспечивающего ϵ_x . Так, в двухтактном двигателе со встречно-движущимися поршнями [1] степень сжатия изменяется с помощью дополнительных балансиров с эксцентриками, связанных с коленчатым валом через шатуны.

Работоспособные образцы аксиальных двигателей с ϵ_x были созданы в США [2], России [3] и других странах. В таких двигателях приводным механизмом является косая шайба с переменным углом наклона, который изменяет ход поршня (S) и соответственно степень сжатия. Недостатками этих двигателей являются повышенные потери на трение (до 20%) и низкая надежность, а также большие инерционные нагрузки на силовой вал.

Более интересные и надежные решения изменения степени сжатия посредством регулирования S найдены в конструкциях ДВС с плоским механизмом. В предложенном инженером Н. Pouliot и разработанных фирмами Sandia (США) и ERDA (Австралия) двигателе [4] при изменении хода поршня в пределах $S = 25,4 \dots 108$ мм степень сжатия изменяется от 6,3 до 8. Топливная экономичность автомобиля с двигателем Н. Pouliot по ездовым циклам EPA для города и шоссе составляет 20%.

В последние годы концерн DaimlerChrysler совместно с ГНЦ НАМИ разработал двигатель с тра-

версным механизмом изменения S [5]. Степень сжатия в этом двигателе изменяется от 7,5 до 14, экономия топлива превышает 15%.

Анализ двигателей с ϵ_x за счет регулирования S показал следующие недостатки:

— согласно [4] потери на трение в двигателе с $S = \text{var}$ на 40% больше, чем в классическом ДВС и это различие резко возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала;

— существенные потери индикаторной мощности двигателя на привод изменения S ;

— уменьшение S при неизменном диаметре поршня ведет к снижению турбулентности в цилиндре вследствие уменьшения скорости во впускных клапанах. В этом случае увеличивается продолжительность сгорания и теплоотдача в стенки, что приводит к росту индикаторного расхода топлива;

— с уменьшением S резко возрастают выбросы СН вследствие увеличения поверхности камеры сгорания и падения температуры сгорания.

Анализ ДВС с известными силовыми механизмами свидетельствует, что максимальное значение степени сжатия на частичных режимах не превышает 14 из-за большого темпа роста потерь на трение по мере увеличения ϵ_x . Это ограничивает возможность дальнейшего повышения эффективного КПД за счет увеличения степени сжатия свыше 14.

Среди других ДВС бесшатунный двигатель с кривошипно-кулисным силовым механизмом (ККМ) [6, 7] имеет наибольший потенциал по использованию переменной степени сжатия. Отличительной особенностью схемы двигателей с ККМ являются малые потери на трение во всем диапазоне нагрузок и частоты вращения, полная динамическая уравновешенность, компактность и малая удельная масса. Кроме того, в этом ДВС намного проще и эффективнее реализуется

переменная степень сжатия, что в целом повышает показатели двигателя.

В АДИ ДонНТУ создан на базе двигателя [6] экспериментальный одноцилиндровый бесшатунный ДВС с ϵ_x . Двигатель (рис. 1) представляет собой двухвальный поршневой двигатель с кривошипно-кулисным механизмом, в котором усилие от поршня передается на коленчатые валы через шток, механизм изменения степени сжатия и кулису с ползунами, установленными на кривошипных шейках. Коленчатые валы связаны между собой посредством двух одинаковых шестерен.

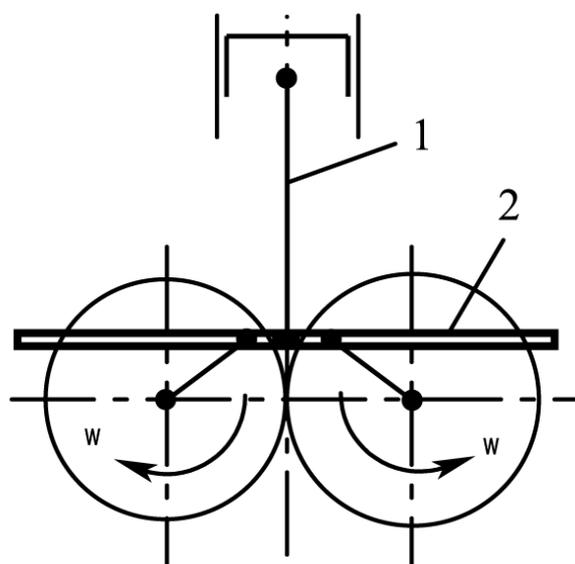


Рис. 1. Схема бесшатунного двигателя (механизм изменения степени сжатия не показан): 1 – шток, 2 – кулиса

Результаты экспериментальных исследований показали:

— регулирование ϵ_x на частичных нагрузках работающего двигателя в диапазоне от 7 до 19 повышает топливную экономичность более чем на 30 %;

— устройство изменения ϵ_x имеет высокую чувствительность и способность быстро реагировать на появление детонации. Начальная стадия развития детонации происходит в 1...3-х рабочих циклах двигателя, а затем детонация полностью исчезает;

— на привод механизма изменения ϵ_x затрачивается незначительная энергия (приблизительно 0,1...0,2 % максимальной мощности двигателя);

— регулирование ϵ_x во время работы двигателя не оказывает влияния на кинематику ККМ.

Влияние силового механизма на газораспределение в двигателе

На кафедре автомобилей и двигателей АДИ ДонНТУ были проведены расчетно-теоретические и экспериментальные исследования бесшатунного и классического ДВС с переменной степенью сжатия. Одной из задач этих исследований было выявление влияния силового механизма на работу двигателя при регулировании степени сжатия.

Применение в бесшатунном двигателе кривошипно-кулисного механизма приводит к изменению кинематики поршня. В отличие от классического в бесшатунном двигателе поршень перемещается по косинусоидальному закону. В результате скорость поршня вблизи в.м.т. (рис. 2) снижается, а около н.м.т. увеличивается. Это приводит к изменению фаз газораспределения в бесшатунном двигателе относительно классического ДВС.

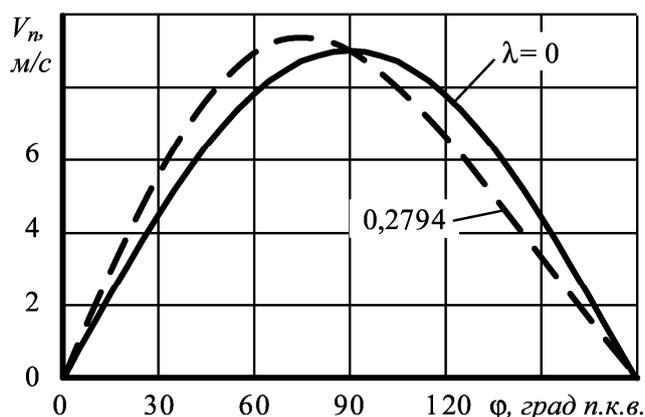


Рис. 2. Зависимость скорости поршня от угла поворота коленчатого вала для двигателей с ККМ ($\lambda=0$) и КШМ при $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$

Изменение степени сжатия перемещением цилиндра относительно картера приводит в двухтактном двигателе к изменению высоты открытия впускного, выпускного и продувочных окон и соответствующих фаз газораспределения.

Как показывают расчеты, кинематика поршня оказывает существенное влияние на фазы газораспределения. Применение ККМ, уменьшая время-сечение $A'_{\text{вып}}$ выпускного окна в среднем на 11% (рис 3) относительно двигателя с КШМ, усиливает влияние регулирования степени сжатия на процессы газообмена. Однако характер зависимости время-сечения от степени сжатия остается неизменным. Это позволяет при изменении степени сжатия от 7 до 17 уменьшить величину $A'_{\text{вып}}$ более чем на 30 % независимо от силово-

го механизма.

Следует отметить, что снижение $A'_{\text{вып}}$ на частичных нагрузках и при малых частотах вращения коленчатого вала является положительным, так как позволяет сократить потери свежего заряда при продувке и улучшить экономичность двигателя.

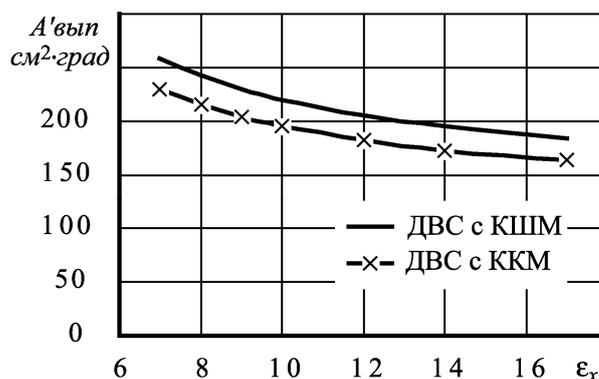


Рис. 3. Изменение время-сечения выпускного окна от степени сжатия для двигателей с ККМ и КШМ

Влияние силового механизма на индикаторные и эффективные показатели двигателя

Изменение кинематики поршня в бесшатунном двигателе, оказывает существенное влияние на рабочий процесс [6]. В этом двигателе уменьшение скорости поршня в районе в.м.т. приводит к снижению тепловых потерь в процессе сгорания и увеличению степени последующего расширения.

Результаты экспериментального исследования показали положительное влияние кинематики поршня бесшатунного двигателя на его индикаторные показатели. Так, например, при $N_e = 0,8 \text{ кВт}$, $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $\epsilon_x = 7,7$ удельный индикаторный расход топлива ниже более чем на 11 % по сравнению с исследуемым классическим двигателем. Очевидно, это связано со снижением прямых потерь смеси в процессе газообмена, а также лучшим протеканием процесса сгорания.

Анализ полученных данных показал, что увеличение степени сжатия в бесшатунном двигателе сопровождается более равномерным повышением индикаторных показателей. При высоких степенях сжатия влияние кинематики поршня на улучшение индикаторных показателей двигателя усиливается.

Повышение топливной экономичности бесшатунного двигателя связано не только с кинематикой поршня, но и с малыми механическими потерями.

Из результатов экспериментальных исследова-

ний механических потерь в бесшатунном и классическом двигателях видно, что в бесшатунном двигателе механические потери при одинаковых N_e и ϵ_x во всех случаях ниже (рис. 4). Кроме того, с повышением степени сжатия в величине механических потерь существенно возрастает.

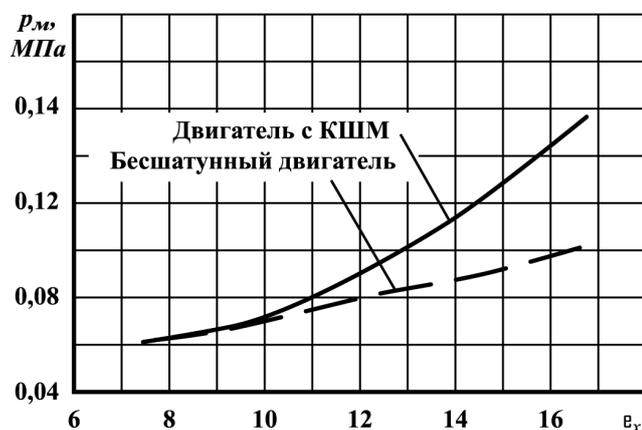


Рис. 4. Влияние ϵ_x на механические потери в двигателях с КШМ и КШМ: $N_e = 0,4 \text{ кВт}$, $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Так, при степени сжатия 7,7 механические потери в бесшатунном двигателе ниже, чем в классическом ДВС на 1,5...2 %, а при $\epsilon_x = 17,1$ — на 26 %. Это связано с различным характером зависимости среднего давления механических потерь p_m для различных ДВС при изменении степени сжатия. В бесшатунном двигателе зависимость $p_m = f(\epsilon_x)$ носит почти линейный характер, в то время как в двигателе с КШМ — степенной характер.

Выявленные преимущества бесшатунного двигателя по индикаторным показателям и механическим потерям существенно проявляются на его эффективных показателях.

Полученные опытным путем зависимости индикаторных и эффективных показателей (рис. 5) показывают целесообразность использования кривошипно-кулисного механизма в двигателях с регулированием степени сжатия.

В бесшатунном двигателе в отличие от классического удельный эффективный расход топлива снижается с повышением степени сжатия свыше 14 на всех скоростных и нагрузочных режимах. Это позволяет устанавливать ϵ_x в бесшатунном двигателе на максимально возможном уровне — по началу детонации (или самовоспламенению бензозапаляющей смеси в двухтактном двигателе).

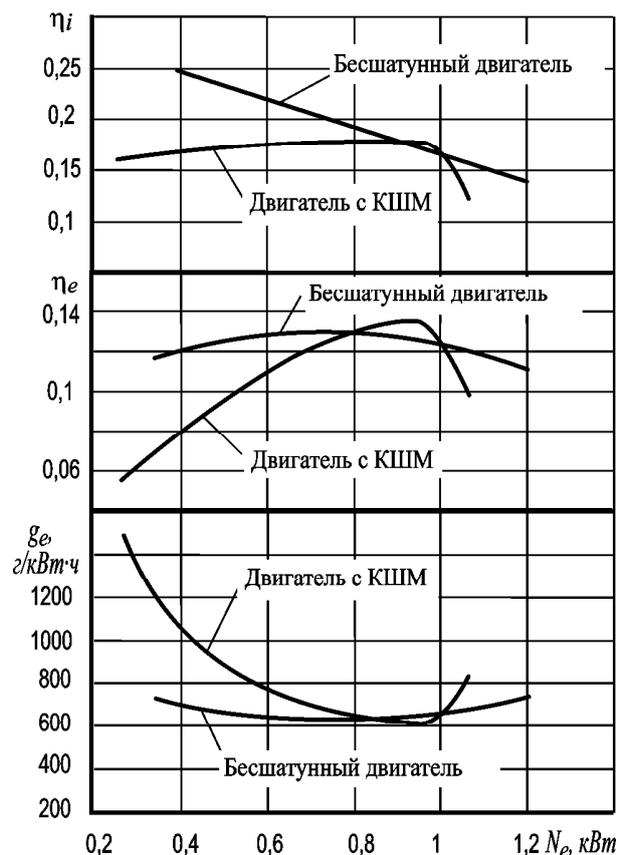


Рис. 5. Зависимость показателей двигателей с КШМ и КШМ от нагрузки при регулировании степени сжатия: $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

В исследуемом двигателе с КШМ степень сжатия для различных режимов изменялась от 10 до 14 и ограничивалась увеличением величины g_e из-за роста механических потерь

Таким образом, в двигателе с КШМ использование ϵ_x может повысить топливную экономичность на малых нагрузках более чем на 15% по сравнению с двигателем с КШМ и изменяемой степенью сжатия, а по отношению к классическому двигателю с фиксированной степенью сжатия — на 30...45 %.

Заключение

Представленные результаты показывают, что применение в бензиновом двигателе регулирования степени сжатия на частичных режимах может существенно улучшить его топливную экономичность. Рассмотрены варианты принципиальных схем силового механизма, связанные с реализацией переменной степени сжатия применительно к автомобильному двигателю. В ДВС с известными силовыми механизмами максимальная переменная степень сжатия не

превышает 14 вследствие значительного роста с повышением ϵ_x потерь на трение, что ограничивает возможность дальнейшего улучшения эффективного КПД двигателя.

Более высокая топливная экономичность при регулировании степени сжатия достигается в бесшатунном двигателе с кривошипно-кулисным механизмом. Используя ККМ в бензиновом двухтактном двигателе, удалось снизить механические потери на 26 %, повысить топливную экономичность на 30...45 %. Кроме того, анализ работ свидетельствует о значительном превосходстве двигателей с ККМ по вибрации и шуму, уравниваемости, компактности и удельной мощности. В таких двигателях конструктивно проще и намного эффективнее реализуется переменная степень сжатия.

Дополнительно к первым результатам, изложенным в настоящей статье, необходимо выполнить большой объем исследовательских и опытно-конструкторских работ по разработке и созданию бесшатунного бензинового двигателя с переменной степенью сжатия.

Список литературы:

1. Tumoney S.G. *Variable compression ratio diesel engine* // *Intersoc Energy Convers. – Eng. Conf. – Boston. Mass. – 1971. – P. 356 – 363.*
2. Welsh H.W., Riley C.T. *The Variable Displacement Engine: An Advanced Concept Power Plant* // *SAE Paper. – 1971. – № 710830.*
3. Кутенев В.Ф., Зленко М.А., Тер-Мкртчян Г.Г. *Управление движением поршней - неиспользованный резерв улучшения мощностных и экономических показателей дизеля* // *Автомобильная промышленность. – 1998. – № 11. – С. 25 – 29.*
4. Pouliot H.N., Robinson C.W., Delameter W.R. *A Variable – Displacement Spark – Ignition Engine. Final Report* // *Report No. SAND 77 – 8299, Sandia Laboratories. – California, 1978.*
5. Еремкин В. *Экспорт Технологий* // *Авто Ревю. – 2000. – № 5. – С. 32.*
6. Мищенко Н.И. *Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 т. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. – Донецк: Лебедь, 1998. – 228 с.*
7. *Neuer Motor – Typ vor der Serienreife: Auberge wohnliche Laufrune. Ind // ANZ. – 1990. – Vol. 112, № 102. – S. 23.*

А.В. Тринёв, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, инж., А. Амброзик, д-р техн. наук

АНАЛИЗ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ВЫПУСКНОГО КЛАПАНА ФОРСИРОВАННОГО ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

Совершенствование конструкции тепловозных дизелей отечественных и зарубежных производителей, как следует из ряда последних публикаций [1], развивается по пути повышения их топливной экономичности и увеличения межремонтных пробегов тепловозов. Модернизированные дизели и дизели нового поколения должны обеспечивать цилиндровую мощность на уровне 250...300 кВт; удельный эффективный расход топлива в диапазоне 0,6...1,0 номинальной мощности 190...191 г/(кВт·ч), суммарный расход масла на угар не более 0,4% от расхода топлива; назначенный ресурс дизеля до среднего и капитального ремонтов, соответственно, не менее 750 и 3000 тыс. км пробега тепловоза.

Достижение вышеуказанных высоких показателей может быть реализовано за счет дальнейшего форсирования дизеля по среднему эффективному давлению до 2,0...2,3 МПа с разработкой и внедрением ряда прогрессивных конструктивных мероприятий. К таким можно отнести глубокое охлаждение наддувочного воздуха, использование электронной системы управления топливоподачей, позволяющей поднять давление впрыска топлива до 150 МПа, повышение КПД агрегатов турбонаддува до 66...68%, повышение давления сгорания до 16...18 МПа.

Обеспечить требуемое увеличение (примерно в 1,5 раза) межремонтных пробегов тепловозов при существенно возрастающих показателях тепловой и механической напряженности цикла можно только за счет повышения надежности деталей камеры сгорания (КС), в частности, деталей узла выпускного клапана. При этом разработка мероприятий по повышению надежности должна быть основана на знании теплонапряженного состояния клапана при различных уровнях форсирования и учитывать влияние конструктивных и других параметров.

Авторам неизвестны исследования, в которых давался бы детальный анализ составляющих теплонапряженного состояния выпускного клапана тепловозного дизеля при указанных перспективных форсировках, поэтому основной целью проведенного исследования являлось изучение отмеченных закономерностей и получение практических рекомендаций по повышению надежности клапанного узла.

С использованием программного комплекса KROK (разработчик ИПМаш НАН Украины) на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» были проведены расчетные исследования теплонапряженного состояния выпускных клапанов тепловозных дизелей семейства Д70, Д80 производства ОАО ХЗТМ им. Малышева.

Достоверность полученных результатов при расчетах по МКЭ, используемом в комплексе KROK, зависит, главным образом, от достоверности граничных условий (ГУ) задач теплопроводности и механики, которые в свою очередь должны задаваться или контролироваться на основе экспериментальной термометрии детали. Поэтому первой задачей при проведении расчетного исследования для выпускного клапана ставилась задача отработки ГУ. В качестве экспериментальных данных были выбраны результаты термометрии клапана на одном из эксплуатационных режимов (дизель 16 ЧН 25/27, $N_e = 2940$ кВт, $n = 1000$ мин⁻¹) дизелей семейства Д70, приведены в работе проф. Г.Б. Розенблита [2].

Указанный эксплуатационный режим был выбран в качестве базового для дальнейших расчетов теплонапряженного состояния (ТНС) клапана и контрольного для оценки правильности задания ГУ по участкам теплообменной поверхности клапана. В первом приближении ГУ задачи теплопроводности рассчитывались для наиболее важных зон теплообмена (опорная фаска клапана, галтель тарелки, стержень) с учетом рекомендаций и зависимостей, использовавшихся ранее, например в работах [2, 3], а далее уточнялись по результатам термометрии.

Для моделирования ТНС клапана расчетное сечение разбивалось на КЭ, как показано на рис. 1, а на теплообменной поверхности было выделено 12 характерных участков для задания ГУ 3-го рода задачи теплопроводности, приведенные на рис. 2 и в табл. 1. Размеры клапана принимались по чертежам завода – изготовителя (диаметр тарелки $d_T = 80$ мм; диаметр стержня $d_{CT} = 18$ мм; длина клапана $l = 330$ мм; материал – сталь ЭИ69).

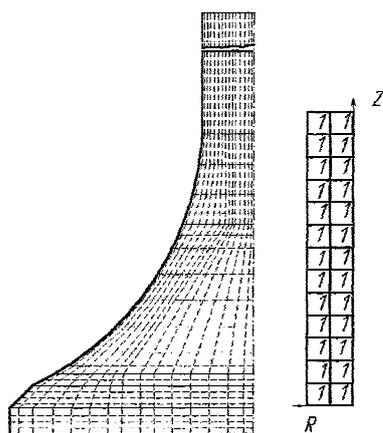


Рис. 1. Дискретная модель серийного выпускного клапана

При задании ГУ для задач механики и теплопроводности были проведены оценочные расчеты основных параметров рабочего процесса для базового варианта ($p_e = 1,73$ МПа) и варианта с перспективной форсировкой до $p_e = 2,33$ МПа. С учетом параметров цикла были назначены ГУ для форсированного варианта, которые также приведенные в табл. 1.

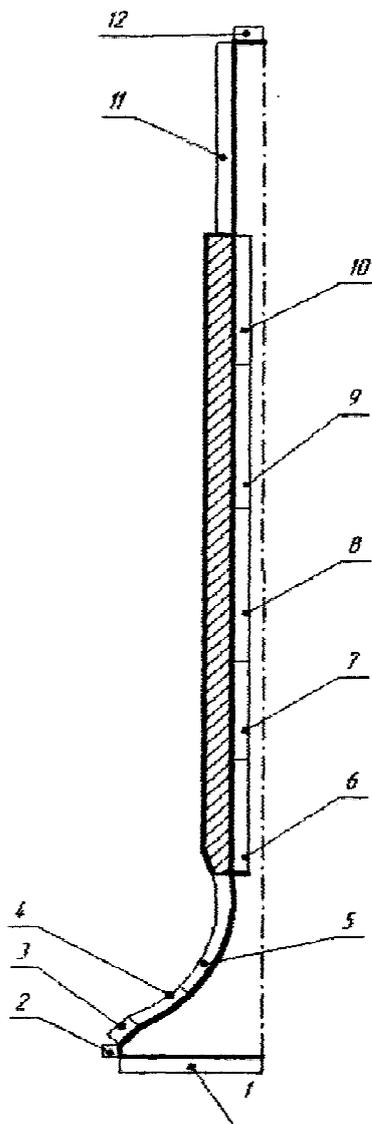


Рис. 2. Схема задания граничных условий 3^{го} рода по поверхности серийного выпускного клапана

Полученные результаты позволяют оценить влияние уровня форсирования на температурное поле клапана, а также на основные составляющие напряженно-деформированного состояния. Температурное поле клапана для базового варианта ($p_e = 1,73$ МПа) расчета хорошо согласуется как по уровням температур, так и по характеру их прохождения с полученными ранее результатами других авторов, в частности [2]. Температурные поля для базового и форсированного вариантов представлены на рис. 3.

Для базового варианта наибольшие температуры получены в центре тарелки (595⁰С), на тороидной поверхности тарелки (560...570⁰С), а также вблизи опорной фаски клапана (550...555⁰С). Температура стержня клапана изменяется по длине направляющей втулки от 550⁰С в нижней части до 120⁰С у ее верхнего торца. Изменение температуры вдоль направляющей втулки носит примерно линейный характер.

Таблица 1. Граничные условия 3^{го} рода задачи теплопроводности

Зона	режим $p_e = 1,73$ МПа		режим $p_e = 2,33$ МПа	
	ГЧ 3-го рода		ГЧ 3-го рода	
	α , Вт/м ² К	t , °С	α , Вт/м ² К	t , °С
1	670	660	918	905
2	670	650	918	891
3	2000	380	2741	520
4	505	560	692	768
5	460	560	630	768
6	300	560	411	768
7	350	550	480	754
8	400	350	548	480
9	450	200	617	274
10	70	100	96	137
11	65	80	89	110
12	55	80	75	110

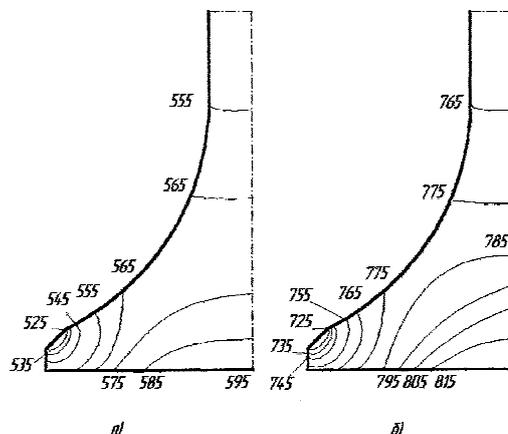


Рис. 3. Температурное поле выпускного клапана, °С:

- а) – режим с $p_e = 1,73$ МПа;
 б) – режим с $p_e = 2,33$ МПа

Для форсированного варианта отмечается прирост температур в среднем на $200...225^{\circ}\text{C}$ по всем контрольным точкам и зонам. При этом максимальная температура в центре тарелки возросла до 825°C , температура на тороидной поверхности тарелки – до 780°C , вблизи опорной фаски – до 760°C . Температура стержня вдоль направляющей соответственно изменяется от 760 до 230°C , что даже без учета изменений в составляющих напряженно-деформированного состояния клапана значительно ухудшает условия смазки в сопряжении стержень клапана – направляющая втулка.

При оценке напряженно-деформированного состояния клапана для рассматриваемых вариантов форсировок и соответствующих им температурным полям целесообразно привести информацию справочного характера об изменении механических свойств клапанной стали ЭИ69 с ростом температуры. Так согласно данным, приведенным в источнике [4], временное сопротивление разрыву (предел прочности при растяжении) σ_b уменьшается при нагреве стали от 20°C до 750°C , соответственно от 775 МПа до 275 МПа, а условный предел текучести $\sigma_{0,2}$ – от 375 МПа до 195 МПа.

Для базового варианта составляющие напряженного состояния характеризуются сравнительно невысокими уровнями значений. Среди составляющих наибольшее значение имеют радиальные σ_r и окружные σ_t напряжения. Так максимальные сжимающие напряжения σ_r отмечаются в нижних слоях тарелки вблизи тепловоспринимающей поверхности и изменяются в радиальном направлении от -101 МПа (в центре) до -125 МПа. Максимальный уровень растягивающих σ_t напряжений наблюдается вдоль тороидной поверхности тарелки и не превышает $45...50$ МПа.

Максимальные сжимающие окружные напряжения σ_t сосредоточены в центре тарелки и составляют около 100 МПа, в то же время растягивающие окружные на опорной поверхности тарелки достигают 140 МПа.

Осевые напряжения (сжимающие и растягивающие) существенно ниже радиальных и окружных и не превосходят 60 МПа вблизи опорной фаски клапана. Изолинии окружных напряжений для базового варианта приведены на рис. 4.а.

Для форсированного варианта преобладающими также являются радиальные и окружные напряжения, но при этом существенный прирост температуры тарелки вызывает не одинаковый характер изменений в распределении этих составляющих по сечению тарелки. Максимальные радиальные сжимающие напряжения возросли до -140 МПа, в то же время растягивающие по опорной фаске практически не изменились. Для окружных сжимающих напряжений (Рис. 4.б) отмечается увеличение в центре тарелки до -120 МПа и значительный рост растягивающих напряжений по опорной фаске, достигающий значений $213...217$ МПа, близких к критическим при данных температурах тарелки в зоне опорной фаски ($750...780^{\circ}\text{C}$). Осевые напряжения с ростом температуры практически не изменились ни по величине, ни по характеру распределения.

Проведенный расчетный анализ температурного и напряженно-деформированного состояния выпускного клапана для перспективной форсировки с $p_e = 2,33$ МПа позволяют сделать ряд выводов.

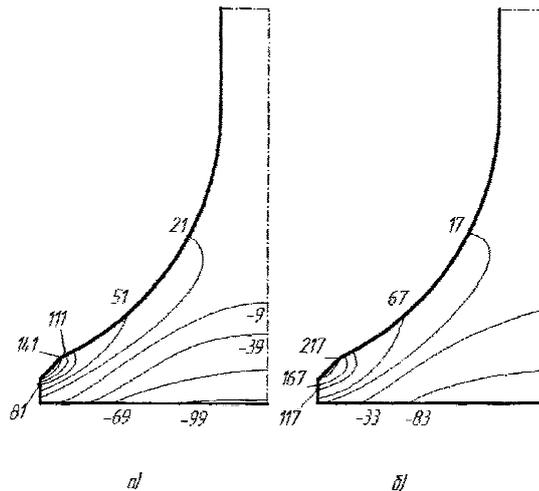


Рис. 4. Распределение окружных напряжений для серийного выпускного клапана, МПа:

- а) – режим с $p_e = 1,73$ МПа;
 б) – режим с $p_e = 2,33$ МПа

1. Увеличение температуры стержня клапана, в зоне направляющей втулки до уровня $760...230^{\circ}\text{C}$ по длине втулки усложняет условия смазки в указанном сопряжении для перспективной форсировки с $p_e = 2.33$ МПа. Требуется разработка дополнительных мероприятий для интенсификации охлаждения этой зоны.

2. При высоких температурах и механических нагрузках для режима с $p_e = 2.33$ МПа возрастают основные составляющие напряженно-деформированного состояния. Как показали расчеты, наиболее опасным участком для рассмотренных вариантов клапанов является опорная фаска клапана, а также плоскость тарелки, обращенная в сторону КС. На этих участках радиальные и окружные напряжения могут достигать критических значений ($213...217$ МПа при $750...780^{\circ}\text{C}$).

3. Для повышения надежности клапанного узла в целом и увеличения моторесурса необходима разработка конструктивных мероприятий, направленных на снижение температуры клапана путем улучшения теплоотвода в крышку от наиболее нагретых зон, применение дополнительного локального охлаждения.

Список литературы:

1. Косов В.С., Соин Ю.В. Повышение эффективности тепловозного парка МПС России за счет применения современных дизелей / Двигателестроение. – 2003.- №4. – С. 3-6. 2. Розенблит Г.Б. Особенности расчета и задания граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке цилиндра дизеля / Двигателестроение. – 1982, - С. 21-24. 3. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. - М. 1977. – 216 с. 4. Сорокин В.Г., Волосникова А.В., Вяткин С.А. Марочник сталей и сплавов / М. 1989. – 640 с.

УДК 621.436

*В.О. Пильов, д-р техн. наук, А.Ф. Шеховцов, д-р техн. наук, В.С. Вікторов, інж.,
В.Т. Турчін, інж.*

ЗАГАЛЬНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ ТА ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПІДТРИМКИ ЖИТТЄВОГО ЦИКЛУ ДВЗ

Створення нового двигуна внутрішнього згорання є вкрай складним та довготривалим процесом, в якому задіяні колективи вчених, конструкторів, спеціалістів в області випробувань, виробництва, експлуатації ДВЗ. Інтегрованою метою їх спільного труда є отримання конструкції з найкращим сполученням значень комплексу критеріїв її якості. До цього комплексу насамперед відносять ефективну потужність двигуна, економічність по паливу і маслу, токсичність викидів, рівень шуму і вібрації, вагові і габаритні параметри, надійність, ресурс, ремонтпридатність, собівартість, інші показники в залежності від призначення силового агрегату. Сьогодні для розробки об'єкту проектування за потреб оптимізації такого складного комплексу функцій цілі, окрім вказаного, намагаються врахувати специфіку усіх стадій життєвого циклу конструкції (ЖЦК), як передумову ефективного створення та використання майбутнього двигуна в експлуатації.

Розв'язання цього питання в умовах жорсткої конкуренції серед двигунобудівних фірм світу, особливо з урахуванням інтенсивного впровадження та найширшого використання в повсякденній інженерній практиці комп'ютерних технологій підтримки ЖЦК, слід вважати вкрай актуальним. Вагомість окресленої проблемної задачі суттєво зростає у зв'язку з обмеженістю комплексного її розгляду в вітчизняній літературі стосовно до розробки перспективних конструкцій двигунів внутрішнього згорання.

Метою роботи є висвітлення загальних підходів щодо автоматизації етапів життєвого циклу ДВЗ та означення подальших практичних шляхів підвищення ефективності проходження сукупності усіх етапів ЖЦК.

Життєвий цикл ДВЗ з використанням комп'ютерних технологій розподіляють на стадії науково-технічного пошуку, розробки, виробництва, спрямування, експлуатації [1-3]. На кожній стадії окреслюють окремі основні етапи, які складаються з наборів підетапів, конкретних процедур та операцій. Стадії та основні етапи ЖЦК ДВЗ як складної технічної системи подано на рис. 1. Розглянемо їх.

Стадія науково-технічного пошуку передбачає планування подальшого комплексу робіт та виконання фундаментальних і прикладних наукових

досліджень. Тут на першому основному етапі (планування) встановлюється необхідність і строки розробки нових конструкцій, з'ясовується доцільність використання конкретних прогресивних проектно-технологічних рішень, визначається рівень показників якості перспективних двигунів. Неодмінною сучасною процедурою етапу планування слід вважати виконання розподілу (чи сегментації) ринку, тобто орієнтацію проекту на обраний сегмент умов експлуатації. Це дає можливість найбільш повно врахувати особливості потреб споживачів та встановити відповідність нового двигуна певним специфічним умовам його майбутнього використання за призначенням [4-7].

Принципова можливість створення нового двигуна встановлюється на етапі науково-дослідних робіт. Вона базується на всебічному науково-технічному аналізі, обґрунтуванні, конкретизації і деталізації нових конструктивних рішень. Важливим елементом досліджень тут є експеримент. З використанням комп'ютерних технологій підтримки ЖЦК основна вага перекладається на використання математичних моделей і, відповідно, проведення чисельного експерименту. Завершенням етапів планування і науково-дослідницьких робіт є формулювання технічного завдання (ТЗ) на проектування нового двигуна. Головною вимогою тут є достовірний прогноз перспективного рівня сукупності показників якості об'єкту проектування на період часу, що є не меншим за час ЖЦК. За означенням роботи [8] стадія науково-технічного пошуку є зовнішнім проектуванням.

Відомо, що комп'ютерній технології етапу планування відповідає автоматизована система планування (АСП), а етапу дослідницьких робіт – автоматизована система наукових досліджень (АСНД).

Розробка – стадія комп'ютерної технології, яка займає сьогодні найвагоміше місце в ЖЦК. Скорочення часу розробки – одна з головних цілей двигунобудівних фірм. Тут етапу проектування відповідає система автоматизації проектно-конструкторських робіт – САПР (CAD, CAE, CAD/CAE), підготовці виробництва – автоматизована система підготовки виробництва (АСТПВ, САМ). Етапу освоєння виробництва частково можна поставити у відповідність систему промислового проектування (СПП, CAID) [9]. Ефект від інтеграції цих сис-

тем в єдиному комплексі CAD/CAE/CAM (або ІПТ, С-3) передбачає можливість скорочення часу проектування у порівнянні до традиційних методів майже на третину. Вважається, що водночас зменшуються втрати на проведення вказаних робіт.

Для підвищення продуктивності праці користувачів ІПТ-систем за рахунок впровадження нових

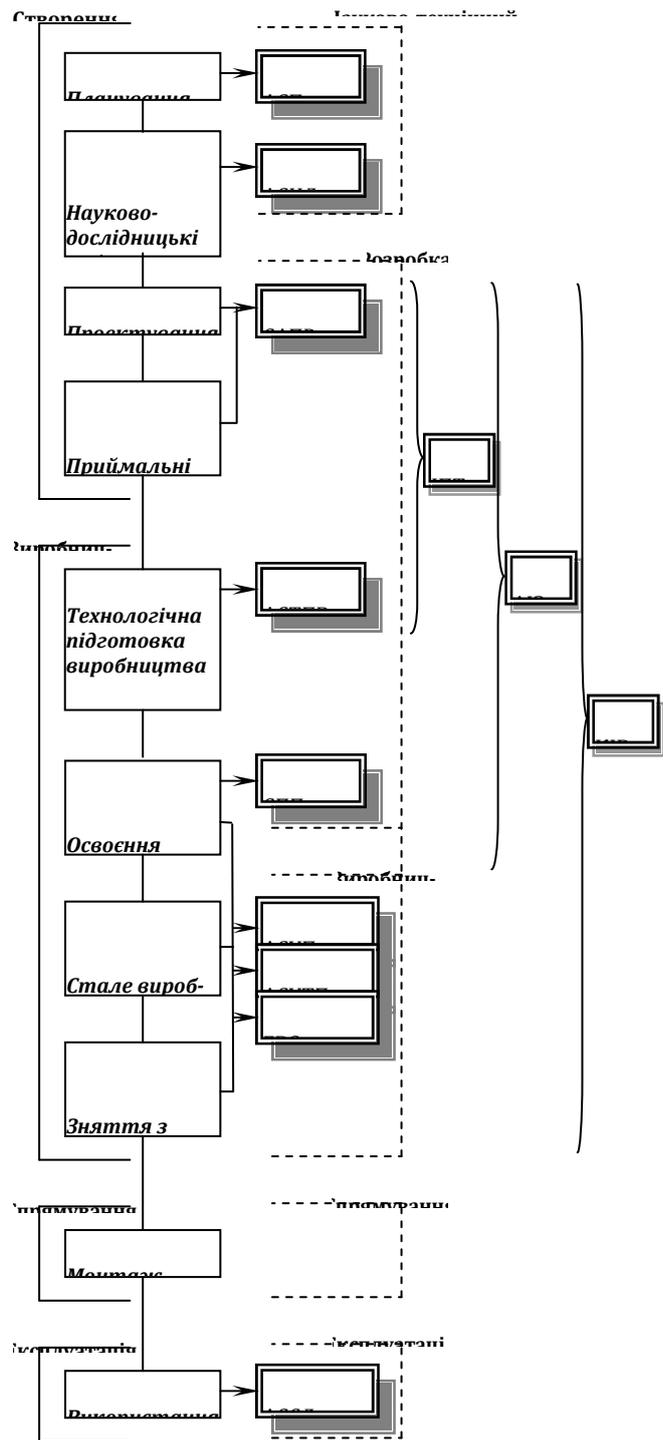


Рис.1. Стадії, основні етапи та автоматизовані системи підтримки життєвого циклу конструкції:

- - стадії за традиційною технологією;
- - стадії за комп'ютерною технологією;
- - основні етапи;
- - автоматизовані системи

методів виконання рутинних операцій, реалізації максимально можливої автоматизації допоміжних підетапів проектних робіт, зменшення кількості неузгоджених варіантів проекту, що функціонують в ЖЦК, створюються і активно поступають на ринок програмних продуктів (у тому числі сумісних з програмними продуктами підтримки САПР/АСТПП ДВЗ) програмні засоби електронного використання технічної документації. Вони інтегрують можливості систем обслуговування трьох класів: управління технічною документацією (TDM); управління даними про об'єкти проектування (PDM); управління процесами розробки складних технічних систем (Workflow).

В першу чергу тут створюються TDM/PDM-комплекси, які призначені для вирішення наступних основних задач: зберігання різноманітних документів; управління доступом до документів; внесення змін в документи та управління поточними варіантами виконання документів; узгодження та затвердження документів; підтримки групової роботи над проектом. Ці задачі вирішуються з використанням центрального архіву підприємства.

Відповідно до функціонування TDM/PDM-систем централізований архів підприємства – це база даних, де зберігаються проектні документи та інформація, яка є необхідною для пошуку потрібних документів. Архів формується за статусом документів (затверджено, незатверджено) та їх типом (конструкторські, технологічні). Увесь архів складається з декількох підархівів: головного конструктора, головного технолога, певного конструкторського відділу, сектора тощо. Система контролює переміщення документів між цими під архівами та дозволяє зберігати довільну документацію – креслення, специфікації, текстові документи, посилання на документи, які виконано на паперових носіях тощо. Кожен учасник

проекту може додати в архів нові документи. З метою відображення історії редагування документів та створення їх альтернативних варіантів використовується трирівнева схема збереження змін змісту документів: документ–версія–ітерація.

TDM/PDM-система надає управління структурою та іншими даними щодо об'єкта проектування. Вона здійснює автоматичне зчитування складу виробу з моделі складальної одиниці та її зберігання в архіві конструкторських специфікацій. В архіві також реєструються зв'язки між різними файлами даних, наприклад, зв'язки між складальними кресленнями і відповідними тривимірними моделями деталей, між моделями деталей і їх робочими кресленнями, між цією сукупністю документів і їх текстовим описом. Дані з архіву передаються по комп'ютерній мережі. Водночас системою контролюються права доступу користувачів до документів. Розвинуті засоби розмежування доступу дозволяють призначати різним користувачам різні права використання кожного окремого документа або групи документів.

Система Workflow дозволяє ефективно управляти завданнями в процесі проходження проекту, виконувати погодження та затвердження документів. З метою підтримки процесу виконання робіт в Workflow за допомогою спеціалізованого редактора ілюстративної графіки створюється діаграма цього процесу. Відповідно до організаційної будови підприємства та методичного забезпечення проекту вказана діаграма утворює граф, кожен вузол якого позначає певний підетап виконання робіт. Зв'язки між вузлами визначають послідовність підетапів, паралельні та послідовні шляхи проходження документів. Діаграма, що створюється, передбачає дотримання принципу ітераційності проектування. Можливий вигляд діаграми управління процесом виконання проектних робіт подано на рис. 2.

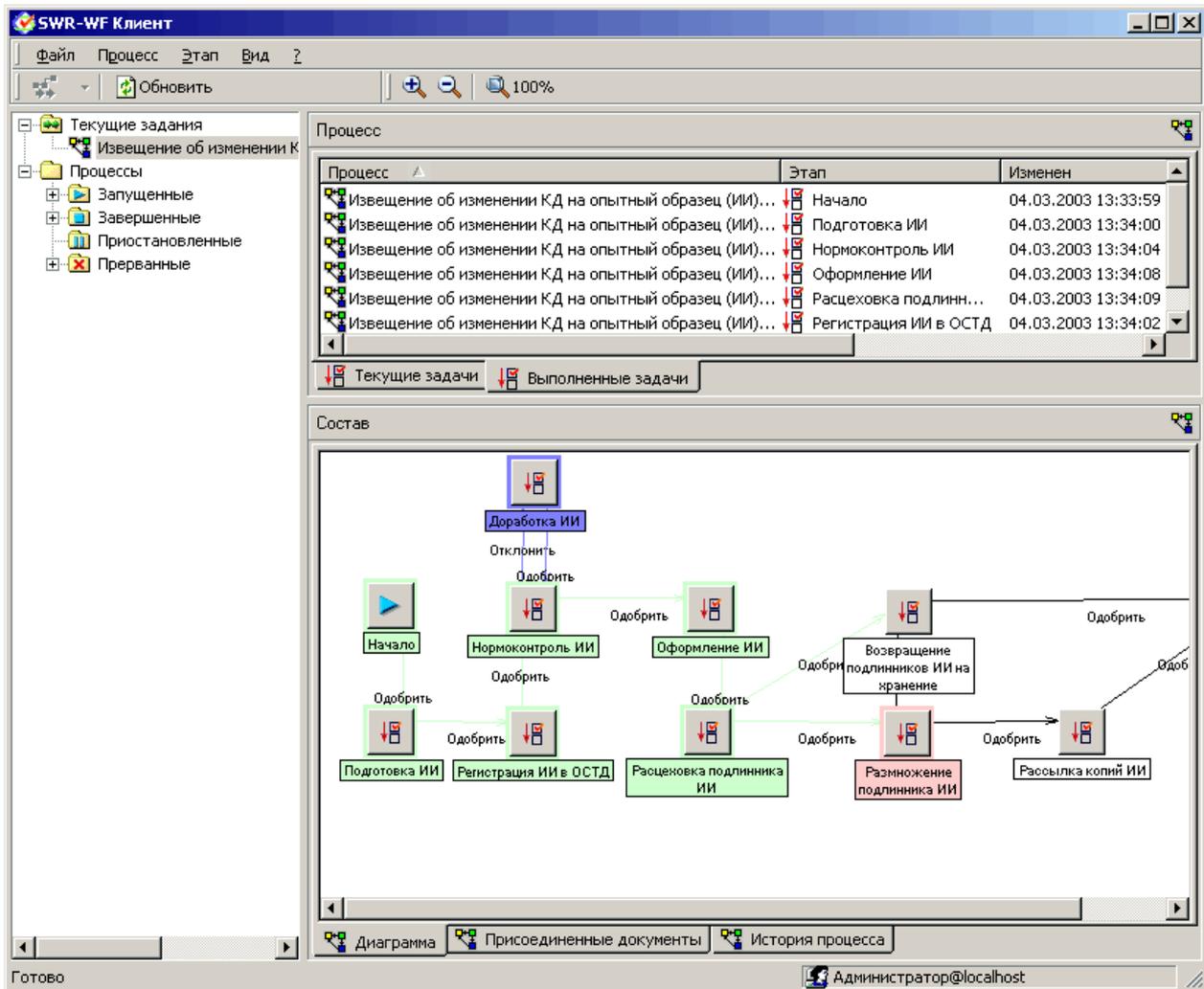


Рис.2 Диаграмма прохождения проекта в системе SWR-Workflow

Формування списку завдань для кожного учасника проекту виконується за допомогою відповідної підсистеми. При цьому кожен учасник отримує особистий електронний поштовий ящик. В цей ящик поступають адресовані йому повідомлення. Основним типом повідомлень є інформація щодо завершення попередніх етапів проходження проекту та необхідність виконання етапу, на якому потрібна безпосередня участь даного користувача. За допомогою поштового ящика реалізується виконання задач, перегляд їх результатів, формування згоди щодо виконання робіт наступного підетапу.

З метою узгодження та затвердження документів система веде електронні картки підписів. При виконанні змін в раніше затверджених документах надсилається повідомлення про зміни, яке також затверджується.

В цілому інтеграція системи в комплекс CAD/CAE/CAM/TDM/PDM/Workflow розширює поняття прав доступу до документів – вводиться термін ролі учасника проекту. Тут роль учасника проекту

визначає перелік дій, які він повинен виконувати над тими документами, що утворюють проект.

При використанні систем подібного класу суттєво зростає роль принципу оптимального зв'язку проектувальника з EOM. Відповідно до його реалізації нові системи підтримують методи об'єктно-орієнтованої технології, коли в залежності від обраної конструктором попередньої команди на дисплей подається меню лише тих команд, котрі необхідні для виконання наступного кроку робіт. Вказані системи, крім цього, підтримують роботу з "інтелектуальними" об'єктами, які супроводжуються інформацією щодо вибору матеріалу, допусків, технології виготовлення тощо [10].

Майбутнє, яке практично вже настало, потребує інтеграції до системи ІІТ систем промислового проектування та створення інтегрованого середовища віртуальної розробки, або автоматизації інженерного забезпечення (АІЗ, VDE). В такому середовищі формуються не тільки моделі деталей, що проектуються, а й здійснюється проектування цехів для виготов-

лення цих деталей. Іншим кроком на шляху підвищення ефективності стадії розробки є створення, так званої, віртуальної компанії (VC), коли фірма проектувальник двигунів працює з фірмами постачальниками та замовниками в середовищі сумісних комп'ютерних програм [11].

Стадія виробництва з використанням комп'ютерних технологій передбачає наявність класичних систем управління підприємством (АСУП), автоматизації технологічних процесів на підприємстві (АСУПТ) та використання гнучких виробничих систем (ГВС). На сьогодні сукупність автоматизованих систем стадій розробки і виробництва залучаються до загальної виробничої системи, або комп'ютерно-інтегрованого виробництва (КІВ), з урахуванням спільного ефекту від використання КІВ в цілому [12,13].

Спрямування – це частина життєвого циклу, яка передусє експлуатації. Вона складається з етапів реклами, консервації, зберігання, транспортування, монтажу. Для двигунів різних типів та призначення зміст і вага цих етапів може суттєво відрізнятись, але головним завжди залишається етап монтажу. При цьому усі перераховані етапи в основному направлено на забезпечення подальшої ефективної роботи конструкції і гарантованого строку її служби.

На стадії експлуатації реалізується, підтримується та поновлюється якість машин. Експлуатація в загальному випадку складається з етапів введення в експлуатацію, використання конструкції за призначенням, технічного обслуговування, зберігання, ремонту, модернізації. Кожен з цих етапів направлено на досягнення високих техніко-економічних показників роботи двигуна, забезпечення і підвищення строку його служби. Завершується ця стадія зняттям технічного об'єкту з експлуатації внаслідок фізичного або морального його зносу та утилізацією. Зрозуміло, що найбільш вагомим тут є етап використання. Цей основний етап стадії експлуатації водночас являється головним етапом ЖЦК. Саме на його ефективну реалізацію націлюють усі інші етапи. З цього приводу на стадії експлуатації доцільним вважається впровадження автоматизованої системи статистичних досліджень (АССД). Результати цих досліджень використовують на попередніх етапах ЖЦК.

Важливо відзначити, що зростання темпів науково-технічного прогресу, жорстка конкуренція між фірмами-виробниками двигунів приводить до суттєвого прискорення морального зносу об'єктів проектування. З цієї причини підвищення якості ДВЗ розглядають як обов'язкову умову уповільнення темпу морального зносу і розширення етапу сталого виробництва двигунів. Сучасними шляхами підвищення якості продукції, зменшення витрат на її проектування, виробництво і експлуатацію є комплексне використання межсистемного обміну даними та безперервна інформаційна підтримка

життєвого циклу конструкції, що об'єднані під назвою CALS-технології (Continuonus Acquisition and Life-cycle Support). Задача CALS-технології – впровадження єдиного інформаційного середовища для усіх етапів життєвого циклу конструкції. В основу її практичного розв'язання покладено моделі електронного вигляду даних щодо об'єктів проектування, технологічних процесів, виробничого середовища, правила обміну цими даними. Іншими словами CALS-технологія – це етап розвитку комп'ютерних технологій, коли інтегровані автоматизовані системи виконання проектних робіт, управління технологічними процесами і підприємствами об'єднуються в єдиному інформаційному просторі.

Широка інформаційна інтеграція систем машинобудівного профілю, безумовно, вимагає дотримання відповідних стандартів. І такі стандарти вже розроблені і надалі розробляються. Характерним прикладом тут є стандарти серії ІСО 10303 STEP. Наприклад, стандарт ІСО 10303-214 визначає інформацію, яка пов'язана з підетапами конструювання (дані щодо форми, розмірів, допусків на виготовлення, опису кінематичних структур, ідентифікації стандартних елементів тощо). В його створенні приймали участь фірми Audi, Volkswagen, Volvo, Honda, Toyota, Mitsubishi, Ford, General Motors, Renault та інші.

В світі створені національні організації по розвитку CALS. Так спільний проект AUSAP дев'ятнадцяти фірм автомобільної галузі Австралії має за мету забезпечення конкурентоспроможності своєї продукції після 2010 р., тобто після запланованої відміни мита на імпорт.

В цілому, за оцінками американських спеціалістів, CALS-технологія дозволяє на 40-60% скоротити об'єми науково-дослідних і констук-

торських робіт, на 30% - витрати в сферах виробництва і експлуатації при одночасному підвищенні якості складних технічних систем [11].

Таким чином, нові інформаційні технології на сьогодні забезпечують інформаційну узгодженість більшості етапів життєвого циклу конструкції. Водночас, повертаючись до рис.1 можна побачити, що в існуючих системах ЖЦК ДВЗ відсутня інтеграція сукупності автоматизованих систем КІВ з системами стадії науково-технічного пошуку. Покажемо необхідність інтеграції АСНД/САПР і АСНД/КІВ в цілому та сформулюємо комплекс задач, що потребують свого розв'язання з метою подальшого підвищення ефективності функціонування САПР і КІВ.

Практичну задачу проектування двигуна чи його певної деталі можна записати у вигляді [8,14]:

$$f(x, \xi_i) \leftarrow \mu_x \xi_i, \quad f \subset F, \quad (1)$$

$$x \in X \subset E^k, \quad \xi_i \in \Xi \subset \Psi, \quad i = 1, 2, \dots, j$$

де F – множина значень показників роботи двигуна та певної деталі, що проектується; f – множина обраних для проектування деталі двигуна критеріїв його якості, $f = (f_1, f_2, \dots, f_n)$; X – множина можливих варіантів конкуруючих конструкцій деталі; E^k – декартовий простір розмірності k ; x – вектор опису конструктивних та технологічних параметрів деталі, $x = (x_1, x_2, \dots, x_m)$, $m \leq k$; Ψ – множина можливих експлуатаційних режимів роботи двигуна; Ξ – модель експлуатації двигуна певного призначення, $\Xi = \{\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_j\}$; ξ_i , $i = 1, 2, \dots, j$ – представницькі режими роботи двигуна у вибраній моделі експлуатації; μ_x – множина відповідних до f математичних моделей функціонування двигуна, $\mu_x = \{\mu_{x_1}, \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_n}\}$.

При цьому різні аспекти розгляду складної технічної системи та її підсистем передбачають застосування декомпозиції описів щодо властивостей об'єкта проектування. Така декомпозиція приводить до появи функціонального, конструкторського та технологічного описів. Розв'язання задач, що пов'язані з отриманням та використанням вказаних описів, називають відповідно функціональним, конструкторським та технологічним проектуванням.

Функціональний аспект проектування надає уявлення щодо прояву властивостей системи в процесі виконання тих дій, для яких вона призначена. Обов'язковим тут є урахування зовнішнього впливу на систему. При цьому функціональний аспект розподіляється на внутрішній та зовнішній описи системи. Повертаючись до виразу (1) видно, що множина μ_x математичних моделей функціонування двигуна є внутрішнім функціональним його описом, а множина критеріїв $f(x, \xi_i)$ – зовнішнім описом. Параметр ξ_i відповідає наявності зовнішнього впливу на систему.

Конструкторський аспект проектування повинен визначати конфігурацію і розміри деталей, їх взаємне розташування в просторі, інші проектні відомості. Цей опис виконують у вигляді тривимірних моделей, креслень, словесних документів. Технологічний аспект проектування передбачає опис методів, способів і засобів виготов-

лення об'єкту проектування. Необхідність залучення технологічних описів до загального кола аспектів проектування двигуна очевидна – в більшості випадків на зовнішній функціональний опис $f(x, \xi_i)$ технологічний опис впливає нарівні з конструкторським. Саме тому вектор $x = (x_1, x_2, \dots, x_m)$ в (1) означено як опис конструктивних та технологічних параметрів. З цього приводу проектування визначають як процес, що полягає в перетворенні вхідного опису x^o цільової системи в остаточний її опис x^{onm} , який відповідатиме найкращій композиції часткових критеріїв якості

$$f^{onm} = (f_1(x^{onm}, \xi_1), f_2(x^{onm}, \xi_2), \dots, f_n(x^{onm}, \xi_n)) \quad (2)$$

з урахуванням впливу моделі експлуатації $\Xi = \{\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_j\}$ на систему.

З урахуванням поданого при досягненні основних цілей підтримки ЖЦК виникає проблема підвищення ефективності віртуального перетворення вхідних описів двигуна x^o в сукупність його остаточних описів x^{onm} шляхом використання набору внутрішніх описів μ_x та врахування зовнішніх впливів Ξ . Критерієм якості конструкції при цьому виступає вектор зовнішнього функціонального опису, який можна сформулювати у вигляді технічного завдання f^{T3} :

$$f^{T3} \leq (f^{onm} | x = x^{onm}; \xi_i \in \Xi) \rightarrow \max, i = 1, 2, \dots, j. \quad (3)$$

Тут x – структурна математична модель двигуна та його деталей. Тоді під зовнішнім проектуванням в

АСНД можна розуміти формування структурної математичної моделі x та зовнішнього функціонального опису f^{T3} .

Іншими задачами АСНД (окрім формулювання зовнішнього функціонального опису), які встановлюють прямі зв'язки між АСНД та КІВ за [1] в загальному вигляді є наступні:

1. Формулювання можливих наукових, технічних, економічних, організаційних проблем, що виникають в процесі підтримки ЖЦК.
2. Пошук варіантів розв'язання сформульованих проблем.

При цьому формулювання можливих проблем здійснюється на основі досвіду виконавців і експертів проекту шляхом аналізу отриманих результатів для однотипних задач, існуючих методів проходження етапів ЖЦК, недоліків використання результатів й методів тощо.

1. Розробка і призначення складових векторного критерію якості об'єкта проектування і його елементів $f = (f_1, f_2, \dots, f_n); f \in F$.

2. Розширення множини X конкуруючих конструкцій елементів двигунів, розробка і впровадження досконалих структурних математичних моделей опису усіх елементів $x = (x_1, x_2, \dots, x_m), x \in X$.

3. Обґрунтування економічної достовірної теоретичної моделі експлуатації Ξ , призначеної для розробки двигунів певного технологічного призначення.

4. Розробка комплексів еквівалентних функціональних математичних моделей $\mu_x = \{\mu_{x_1}, \mu_{x_2}, \dots, \mu_{x_n}\}$ різних рівнів складності, що в сукупності відповідають досягненню вимог універсальності, економічності, точності, адекватності.

5. Розробка та обґрунтування ефективних маршрутів проектування елементів двигунів.

Важливо підкреслити, що інтеграція окремих автоматизованих систем в єдиному комплексі обов'язково передбачає початок роботи певної наступної системи ще до завершення робіт попередньої [12,15]. Це означає, що інтеграція АСНД/КІВ повинна передбачати одночасну роботу АСНД та КІВ, з передачею в КІВ (на основі використання VC- та CALS-технологій) нових результатів розв'язання перерахованих вище задач функціонування АСНД.

Вагомість вказаного проілюструємо на прикладі розв'язання задачі забезпечення адекватності використання функціональної математичної моделі μ_x прогнозування критерію якості f_k в області застосування моделі експлуатації Ξ . На рис.3 подано можливу схему проходження проекту двигуна в САПР. Видно, що обрана модель експлуатації (блок 14) використовується в більшості інших блоків системи – 1, 3, 4-9, 13. При цьому процес проектування закладено ітераційний, а ефективність САПР буде тим вищою, чим менше здійснюється повернень до певних попередніх блоків після проведення випробувань (блок 13).

На основі застосування в КІВ віртуальних підходів (1)-(3) можна конкретизувати ці задачі:

Вимога зменшення кількості ітераційних повернень на початкові підетапи проектування після підетапу випробувань обов'язково визначається областю адекватності математичної моделі,

$$A(\mu_x) = \{x | \varepsilon_{\max} \leq \delta; \xi_i | \varepsilon_{\max} \leq \delta; z | \varepsilon_{\max} \leq \delta\}, \quad (4)$$

$$x \in X, \xi_i \in \Xi, z \in Z$$

де ε_{\max} – максимальна отримана похибка моделі; δ – наперед задана припустима похибка моделі; z – вектор внутрішніх параметрів моделі, обраний з множини цих параметрів Z .

Тут для моделі μ_x її адекватність забезпечується корегуванням значень складових вектору Z з метою досягнення умови

$$\varepsilon_{\max} \leq \delta. \quad (5)$$

Важливо, що в разі порушення умови (5) для множини конструкцій x та умов експлуатації Ξ забезпечення вимоги (4) стає неекономічною компромісною задачею САПР вигляду

$$\varepsilon_{\max_i} \rightarrow \min, \xi_i \in \Xi, i = 1, 2, \dots, j. \quad (6)$$

Для ефективного розв'язання задачі (6) існує можливість згортки складових $f_{k_i} = \varepsilon_{\max_i}$ якості f_k моделі μ_x до скалярного вигляду на основі використання функції бажаності Харрінгтона [16]:

$$D_k(j) = \sqrt[j]{d_1 \cdot d_2 \cdot \dots \cdot d_j}, \quad (7)$$

$$d_i = \exp[-\exp(-a_0 - a_1 f_{k_i})], i = 1, 2, \dots, j. \quad (8)$$

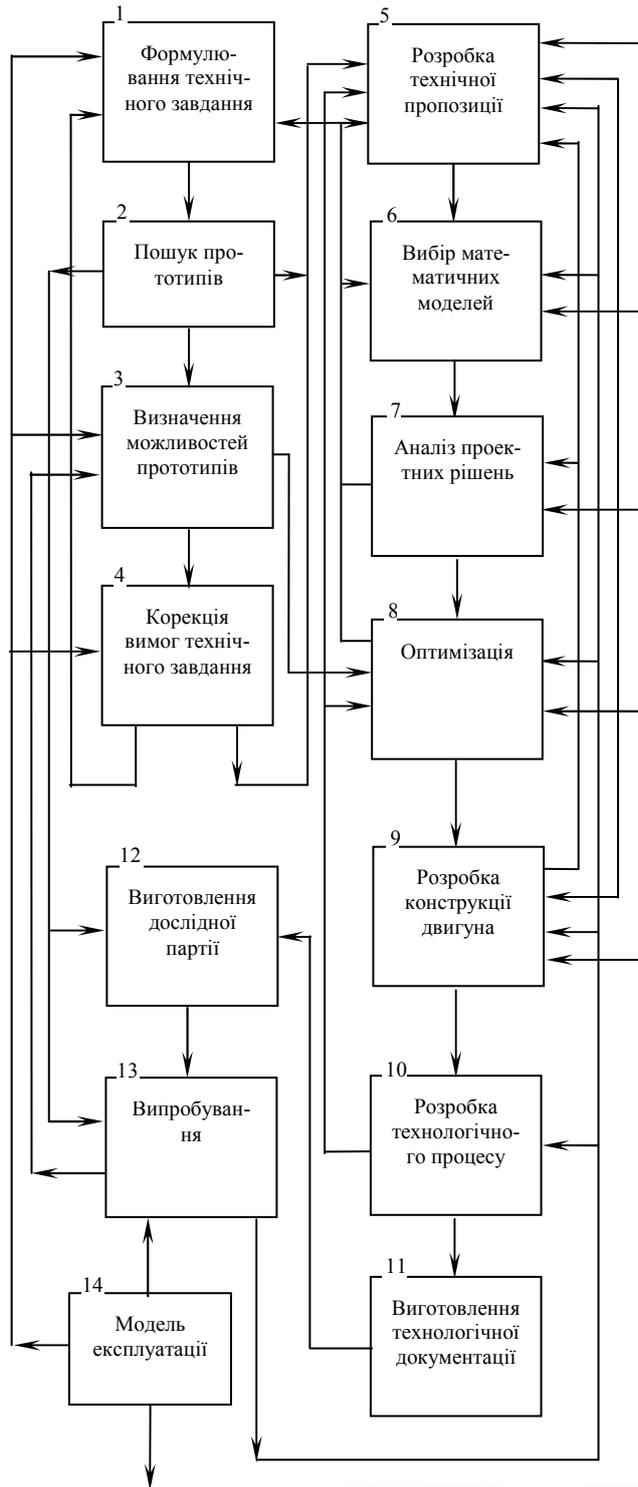


Рис. 3. Загальна схема процесу автоматизованого проектування ДВЗ

При цьому використанні класичного виразу (8) здійснюється на основі визначення коефіцієнтів a_0 і a_1 за умов встановлення відповідності між деякими значеннями часткових критеріїв якості f_{k_i} і частко-

вими функціями бажаності d_i з урахуванням класичної шкали, що подана в табл.1.

Таблиця 1. Базові оцінки шкал бажаності критеріїв якості

Якісна оцінка бажаності критерію f_k	Кількісне значення критерію бажаності d_i за класичною шкалою	Кількісне значення критерію бажаності d_i за новою шкалою
Дуже добре	1,0 – 0,8	1,0 – 0,8
Добре	0,8 – 0,63	0,8 – 0,63
Задовільно	0,63 – 0,37	0,63 – 0,2
Погано	0,37 – 0,2	0,2 – $1 \cdot 10^{-7}$
Дуже погано	0,2 – 0,0	$1 \cdot 10^{-7}$ – 0,0

Скористаємось методикою (7), (8) та даними табл.1 для визначення рівня адекватності математичної моделі прогнозування температурного стану поршня з напіввідкритою камерою згоряння щодо трьох моделей експлуатації тракторного дизеля 4ЧН12/14. Будемо вважати, що усі моделі і дані передано з САПР в АСНД.

Обрані для прикладу моделі експлуатації узяті з [17], температурний стан поршня встановлено в [14]. Коефіцієнти a_0 і a_1 визначались на основі співвідношень, що подані в табл.2 (виділені шрифтом). Вихідні дані для розрахунків та результати використання моделі (7), (8) наведено в табл.3-5. Тут $\bar{M}_{кр_i}$, \bar{n}_i – відносні від номінальних значень $M_{кр_{ном}}$, $n_{ном}$ величини крутного моменту та частоти обертання колінчастого вала при роботі двигуна на i -му експлуатаційному режимі; $t_i^{експ}$, $t_i^{розр}$ – відповідно, експериментальні та розрахункові значення температур. Визначену узагальнену бажаність як чисельну оцінку рівня адекватності моделі μ_{x_k} позначено D'_k (18). З отриманих результатів видно, що усі з розглянутих моделей експлуатації відповідають області адекватності функціональної математичної моделі

$$D_k(j) = \{x | \varepsilon_{\max} \leq \delta; \xi_i | \varepsilon_{\max} \leq \delta; z | \varepsilon_{\max} \leq \delta\} \rightarrow 1$$

, $x \in X$, $\xi_i \in \Xi$, $z \in Z$, (9)

з кількісною оцінкою якості не нижче ніж „задовільно” (D'_k (18) > 0,37, див. табл.3). При цьому зрозуміло, що використання методики (6) у вигляді (9) проти методики (5) дозволяє здійснювати оптимізацію внутрішніх параметрів Z з метою досягнення умови (9) та, відповідно, (5). Водночас слід підкреслити, що знаходження оптимального значення z^{onm} при $D_k^{onm} < 1$ не є достатнім для забезпечення умови (5). Це добре видно з табл.3 (режим $i = 1$), де має місце похибка визначення температури 11,4%, що виходить за межі адекватності моделі та відповідає рівню її якості „дуже погано” ($d_i =$

$0,97 \cdot 10^{-5}$). Таким чином, підходи (5) і (9) не є еквівалентними.

Таблиця 2. Співвідношення між похибкою визначення температури і бажаністю похибки при $\delta = 5,5\%$ за класичною шкалою

$f_{k_i} = \varepsilon_{\max_i}, \%$	d'_i	D'_k (10)	D'_k (30)
0	1	1	1
2,5	0,8	0,98	0,99
3,5	0,63	0,96	0,98
4,45	0,37	0,9	0,97
5	0,26	0,87	0,96
6	0,11	0,8	0,93
7	0,039	0,72	0,90
10	0,00027	0,44	0,76
12	0,0000019	0,27	0,64

Повернемося до розгляду табл.2. Тут подано результати обчислень узагальненої функції $D'_k(j)$ щодо вартового уваги теоретичного випадку, коли значення d'_i знаходиться відповідно до виразу (8) за поданими в табл.2 значеннями $f_k = \varepsilon_{\max}$, а інші часткові функції $d'_i = 1$, $i = 2, 3, \dots, j$. З таблиці видно, що при $\varepsilon_{\max} = 6\%$ узагальнена бажаність навіть моделі D'_k (10) дорівнює значенню 0,8, тобто якнайменше відповідає рівню „добре”. Це означає, що при використанні методики (7), (8), (9) необхідно мати спеціальну, нову шкалу відповідності між значеннями часткових критеріїв якості f_k і частковими функціями бажаності d_i . З табл.2 також видно, що навіть при $\varepsilon_{\max} = 12\%$ величина D'_k (30) = 0,64 є вкрай високою. Останнє вимагає використання іншої, більш достовірної, ніж (8), функції перетворення часткових критеріїв якості f_k до вигляду часткових критеріїв бажаності моделі d_i . Запропонована нами нова шкала відповідності між f_{k_i} і d_i подана в табл.1. Нова функція зв'язку критеріїв f_k і d_i може мати загальний вигляд:

$$d_i = \frac{b_0 - b_1 \varepsilon_i^2 + |b_0 - b_1 \varepsilon_i^2|}{2} \quad (10)$$

Визначення коефіцієнтів b_0 і b_1 нами здійснено за виділеними шрифтом співвідношеннями табл.6 (аналогічно до визначення коефіцієнтів a_0 і a_1 на основі табл.2). З табл.6 видно, що вище розглянуті за даними табл.2 недоліки усунуто.

Результати використання розробленої методики (7), (9), (10) подано в табл.3-5 у вигляді узагальненої функції бажаності D'_k (18). З таблиць видно, що поставлену задачу розв'язано. Її результати необхідно передавати в САПР незалежно від стадії проходження проекту і прийнятої моделі експлуатації двигуна. Тут паралельна робота АСНД і САПР суттєво підвищує ефективність проходження проектів.

Таблиця 3. Оцінка адекватності прогнозування температурного стану поршня дизеля 4ЧН12/14 в умо-

вах експлуатації трактора категорії 2, $N_{e_{ном}}=77,2$ кВт, $M_{кр_{ном}}=338$ нМ, $n_{ном}=1900$ хв⁻¹

Режим i	$\bar{M}_{кр_i}$	\bar{n}_i	$t_i^{експ}, ^\circ\text{C}$	$t_i^{розн}, ^\circ\text{C}$	$\varepsilon_{max_i}, \%$	d'_i	d''_i
1	0,1	0,825	193	215	11,4	0,0000097	0
2	0,1	0,975	216	217	0,5	0,99	0,99
3	0,1	1,075	240	242	0,8	0,99	0,98
4	0,3	0,825	224	236	5,4	0,19	0,07
5	0,3	0,975	240	242	0,8	0,98	0,98
6	0,3	1,05	250	244	2,4	0,78	0,82
7	0,5	0,825	252	257	2,0	0,88	0,87
8	0,5	0,95	263	265	0,8	0,99	0,98
9	0,5	1,025	276	270	2,2	0,85	0,85
10	0,7	0,825	272	279	2,6	0,78	0,78
11	0,7	0,95	289	291	0,7	0,99	0,98
12	0,7	1,025	301	298	1,0	0,98	0,97
13	0,9	0,825	308	301	2,3	0,83	0,83
14	0,9	0,95	316	316	0,0	1,00	1,00
15	0,9	1,0	325	323	0,6	0,99	0,99
16	1,1	0,825	342	324	5,3	0,21	0,10
17	1,1	0,95	352	343	2,6	0,78	0,78
18	1,15	0,825	348	33	0,8	0,99	0,98
						$D'_k(18)=0,41$	$D''_k(18)=0$

Таблиця 4. Оцінка адекватності прогнозування температурного стану поршня дизеля 4СН12/14 в умовах експлуатації трактора категорії 3, $N_{e_{ном}}=92$ кВт, $M_{кр_{ном}}=462$ нМ, $n_{ном}=1900$ хв⁻¹

Режим i	$\bar{M}_{кр_i}$	\bar{n}_i	$t_i^{експ}, ^\circ\text{C}$	$t_i^{розн}, ^\circ\text{C}$	$\varepsilon_{max_i}, \%$	d'_i	d''_i
1	0,1	0,825	195	199	2,1	0,87	0,86
2	0,1	0,975	210	202	3,8	0,52	0,54
3	0,1	1,075	211	203	3,8	0,52	0,54
4	0,3	0,825	225	225	0	1,00	1,00
5	0,3	0,975	240	232	3,3	0,63	0,65
6	0,3	1,05	245	235	4,1	0,45	0,46
7	0,5	0,825	255	251	1,6	0,93	0,92
8	0,5	0,95	274	261	4,7	0,32	0,29
9	0,5	1,025	273	267	2,2	0,85	0,85
10	0,7	0,825	286	278	2,8	0,74	0,75
11	0,7	0,95	295	292	1,0	0,98	0,97
12	0,7	1,025	305	300	1,6	0,93	0,92
13	0,9	0,825	317	305	3,8	0,52	0,54
14	0,9	0,95	325	323	0,6	0,99	0,99
15	0,9	1,0	337	331	1,8	0,91	0,90
16	1,1	0,825	349	332	4,9	0,28	0,23
17	1,1	0,95	349	332	4,9	0,28	0,23
18	1,15	0,825	355	339	4,5	0,36	0,35
						$D'_k(18)=0,61$	$D''_k(18)=0,60$

Слід звернути увагу також на наступну вагому задачу, що стоїть в процесі функціонування АСНД ДВЗ – розробку достовірних економічних теоретичних моделей експлуатації двигунів Ξ . Коли недостовірною є вказана модель, то недоліки конструкції можуть бути не виявлені під час випробувань в блоці 13 за рис.3, а з'ясовані тільки безпосередньо в процесі експлуатації, тобто в блоці АССД за рис.1. Нажаль, приклади таких помилок в світовій практиці двигунобудування мають місце дотепер.

Висновки та напрям подальших досліджень

1. Висвітлено загальні тенденції розвитку комп'ютерних технологій підтримки життєвого циклу ДВЗ. Показано необхідність інтеграції етапів функціонування АСНД ДВЗ та КІВ ДВЗ в єдиний комплекс проходження проектів двигунів.

2. Сформульовано загальні задачі, що потребують свого розв'язання в процесі функціонування комплексу АСНД/КІВ ДВЗ.

3. Розроблено нову методику оцінки рівня адекватності функціональної математичної моделі з урахуванням моделі експлуатації двигуна. Наведено приклад сумісного функціонування комплексу АСНД/САПР ДВЗ щодо розв'язання задачі оцінки рівня адекватності функціональної математичної моделі.

Подальший напрямок робіт націлено на розробку в АСНД методики генерації економічних достовірних теоретичних моделей функціонування двигунів внутрішнього згоряння різного технологічного призначення.

Таблица 5. Оцінка адекватності прогнозування температурного стану поршня дизеля 4ЧН12/14 в умовах експлуатації трактора категорії 3, $N_{e_{ном}}=106,7$ кВт, $M_{кр_{ном}}=509$ нМ, $n_{ном}=2000$ хв⁻¹

Режим i	$\bar{M}_{кр_i}$	\bar{n}_i	$t_i^{експ}, ^\circ\text{C}$	$t_i^{позп}, ^\circ\text{C}$	$\varepsilon_{\max i}, \%$	d'_i	d''_i
1	0,1	0,825	201	201	0,0	1,00	1,00
2	0,1	0,975	208	204	1,9	0,89	0,88
3	0,1	1,075	207	206	0,48	0,99	0,99
4	0,3	0,825	233	231	0,86	0,99	0,98
5	0,3	0,975	243	239	1,6	0,93	0,92
6	0,3	1,05	245	243	0,8	0,99	0,98
7	0,5	0,825	267	262	1,9	0,89	0,88
8	0,5	0,95	279	273	2,2	0,85	0,85
9	0,5	1,025	280	280	0,0	1,00	1,00
10	0,7	0,825	300	293	2,3	0,84	0,83
11	0,7	0,95	316	309	2,2	0,85	0,85
12	0,7	1,025	317	320	0,9	0,98	0,97
13	0,9	0,825	334	324	3,0	0,70	0,71
14	0,9	0,95	353	346	2,0	0,88	0,87
15	0,9	1,0	352	355	0,85	0,99	0,98
16	1,1	0,825	368	357	3,0	0,70	0,71
17	1,1	0,95	388	384	1,0	0,98	0,97
18	1,15	0,825	376	365	2,9	0,72	0,73
						$D'_k(18)=0,89$	$D''_k(18)=0,88$

Таблица 6. Співвідношення між похибкою визначення температури і бажаністю похибки при $\delta = 5,5\%$ за новою шкалою

$f_{k_i} = \varepsilon_{\max i}, \%$	d''_i	$D''_k(10)$	$D''_k(30)$
0	1	1	1
2,5	0,8	0,98	0,99
3,5	0,63	0,96	0,98
4,45	0,37	0,9	0,97
5	0,2	0,85	0,95
6	0,0	0,0	0,0

Список літератури:

1. Разработка САПР. В 10-ти кн. Кн.1. Проблемы и принципы создания САПР / А.В. Петров, В.М. Черненко / Под ред. А.В. Петрова. – М.: Высш. шк., 1990. – 143 с. 2. САПР: Системы автоматизированного проектирования: В 9 кн. Кн.1. Принципы построения и структура / И.П. Норенков. – Минск: Высш. шк., 1987. – 123 с. 3. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / И.П. Ксенович, В.В. Гуськов, Н.Ф. Бочаров, Ю.Е. Атаманов и др. / Под общ. ред. И.П. Ксеновича. – М.: Машиностроение, 1991. – 544 с. 4. Flynn P.F. Pursuing customer satisfaction – An abridged technical history of Cummins engine development / Gas Turbines and Power. – 1999. – №2. – P.177-185. 5.Различие приоритетов проектирования автомобилей в Европе и США (обзор докладов SAE 2000) // Автостроение за рубежом. – 2001. – №1. –С.3-6. 6. Новая конструкция ДВС

фирмы SAAB // Автостроение за рубежом. – 2001. – №2. –С.10-11. 7. Планы дизелизации автомобилей Ford // Автостроение за рубежом. – 2001. – №2. – С.18. 8. Краснощекоев П.С., Петров А.А. Принципы построения моделей. – М.: МГУ, 1983. – 156 с. 9. Петров Р.Л.. Виртуальный мир создает автомобили // Автомобильная промышленность. – 1997. – №10. – С. 4-5. 10. Современные тенденции автоматизированного проектирования в автостроении // Автостроение за рубежом. – 2001. – №2. –С. 15-17. 11. Блинов А.Д., Папонов В.С. Научно-техническая политика ведущих автомобилестроительных фирм // Автомобильная промышленность. – 2001. – №2. – С.38-39. 12. Энгельке У.Д. Как интегрировать САПР и АСПП: Управление и технология: Пер. с англ. / Под ред. Д.А. Корягина. – М.: Машиностроение, 1990. – 320 с. 13. Быков А. Желаемое и действительное в геометрическом моделировании // САПР и графика. – 2002. – №1. –С.15-20. 14. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності. – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2001. – 332 с. 15. Хокс Б. Автоматизированное проектирование и производство: Пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – 246 с. 16. Планирование эксперимента в технике / В.И. Барабашук, Б.П. Креденцер, В.И. Мирошниченко / Под ред. Б.П. Креденцера. – К.: Техніка, 1984. – 200 с. 17. Ажипто Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования // Двигателестроение. – 1985. – №8. – С. 17-20.

УДК 621.892.09

Е.П. Мельникова, канд. техн. наук

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ

В настоящее время при хонинговании металлических поверхностей в различных отраслях промышленности применяются керосин с минеральным маслом, а также ряд смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС) на основе воды с добавлением различных добавок [1,2].

Недостатком этих СОТС является то, что все они содержат большое число компонентов органического характера. Это существенно повышает их стоимость, а кроме того, применение для хонингования керосина в смеси с минеральным маслом повышает пожароопасность данных составов. Все это в свою очередь побуждает искать более дешевые заменители неминерального происхождения, нетоксичные, пожаростойкие и позволяющие получать качество поверхности при хонинговании не ниже, чем на керосине.

Предварительные исследования ряда водорастворимых неорганических полимеров, проведенные с целью определения возможности использования в качестве основы СОТС для хонингования, показали, что лучшими свойствами обладают составы на содержащие силикат натрия [3,4].

Цель настоящей работы – оценка износостойкости рабочих поверхностей гильз цилиндров двигателей, обработанных с применением двух видов СОТС (используемой в промышленности и разработанной силикатной) в период их эксплуатации.

Хонингование рабочих поверхностей гильз проводилось на одношпиндельном вертикально-хонинговальном станке ЗБ 833. Расточка гильз – на вертикально-расточном станке 2Е 78 на одних и тех же режимах. Припуск на хонингование для всех гильз был одинаков $0,05 \pm 0,01$. При обработке использовалась обычная схема хонингования и режимы, представленные в табл. 1.

Таблица 1. Режимы хонингования

Расчетные размеры			Режим обработки			Время
диаметр, мм	длина, мм	h, мм	$V_{a.n.}$, м/с	P, МПа	$V_{граиц}$, м/с	$T_в$, с
92	150	0,05	0,15...0,20	0,15...0,22	0,7...1,0	30...45

Материал гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-53: чугун ИЧГ 33-М (ГОСТ 1412 –79). Режущий инструмент: бруски 100x8x3,5 АСО -Р11 80/63 (ГОСТ 9206-80). Шлифпорошок марки АСО из синтетических алмазов на эластичной связке Р11, зернистостью 80/63.

Оценка эффективности СОТС проводилась по качеству полученной рабочей поверхности после хонингования, съему

металла и удельному расходу алмазов (ГОСТ 2456-82). Шероховатость поверхности после хонингования определяли по профилограммам, полученным на профилографе-профилометре завода "Калибр" модели 201. Замеры шероховатости производились по общепринятой схеме в двух направлениях (рис. 1): по А1-А2 (\perp оси к.в.) и В1-В2 (\parallel оси к.в.) в местах остановки поршневых колец в положении ВМТ и НМТ, а также на среднем участке движения поршня (сечения 1-1, 11-11, 111-111).

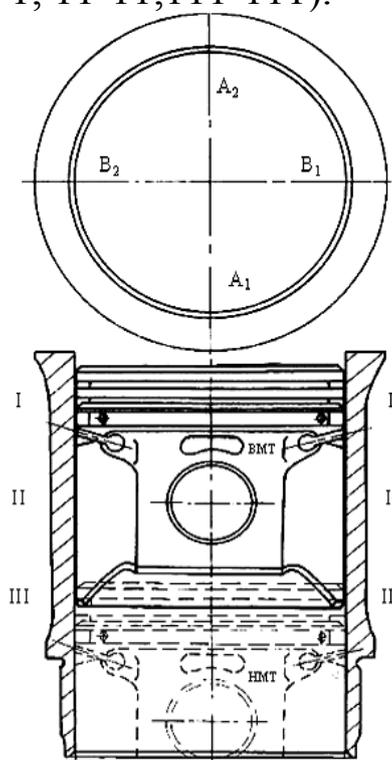


Рис. 1. Схема профилографируемых участков

Съем металла определяли измерением диаметров гильз в четырех плоскостях и трех сечениях индикаторным нутромером НИ 50 ...100-1 (ГОСТ 868-82) с ценой деления 0,01 мм до хонингования и после него.

Износ алмазных брусков определяли взвешиванием на аналитических весах модели АДВ-200 (с точностью ± 0,1 мг). Бруски перед взвешиванием промывали бензолом и просушивали. Результаты экспериментов приведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты хонингования гильз цилиндров

Характеристика брусков	P, МПа	СОТС	Шероховатость, мкм	Съем металла (изменение диаметра, мкм/мин)	Износ брусков, мг/г
АСО-Р1180/63	0,22	Керосин	0,45	81	0,14
		Силикатная	0,18	92	0,14

Как видно из табл. 2., шероховатость поверхности, полученная при хонинговании на силикатной СОТС, на класс выше, чем шероховатость поверхности после хонингования на смеси керосина с минеральным маслом И-20А. Алмазное хонингование с водным раствором обеспечивает улучшение чистоты рабочей поверхности и такой же расход алмаза.

Создание при обработке геометрии поверхности, соответствующей оптимальной, формирующейся в нормальных условиях эксплуатации, не является полным решением задачи. Кроме оптимальной геометрии необходимо обеспечить оптимальные структуры и свойства поверхностных слоев. При обработке желательно получить такую микрогеометрию поверхности, которая обеспечивает приработку в минимальные сроки без перехода в процессы схватывания и с минимальными потерями на износ.

Хонингование рабочих поверхностей гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-53 с использованием силикатной СОТС обеспечило получение шероховатости поверхности на класс выше, чем при используемой на заводе смеси керосина с минеральным маслом. Это было достигнуто без увеличения расхода режущего инструмента, на том же оборудовании и тех же режимах обработки.

Для проведения эксплуатационных испытаний на Горловском авторемонтном заводе (г.Горловка, Донецкая область) были собраны 4 двигателя ЗМЗ-53. В каждый из них установили по 4 гильзы, обработанных на керосине с минеральным маслом (правый ряд гильз двигателя по ходу автомобиля) и по 4 гильзы после хонингования на силикатной СОТС (левый ряд). Гильзы были промаркированы, измерены, с поверхностей после хонингования снимались профилограммы (рис.2).

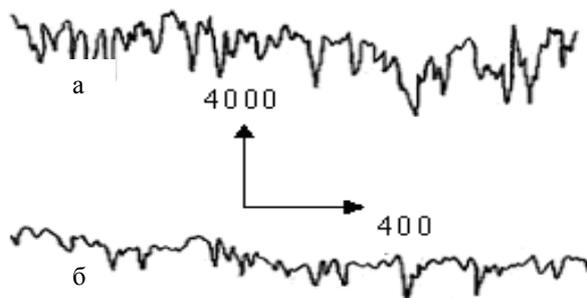


Рис. 2. Профилограммы рабочих поверхностей гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-53, обработанных: а – керосин+И-20А; б – силикатная СОТС ГУ(×400), ВУ(×4000)

Подконтрольные двигатели были установлены на автомобиле ГАЗ-53А. Три автомобиля эксплуатировались в городских условиях и один автомобиль в сельской местности. После пробега около 10 тыс. км и 60 тыс. км были выполнены в заводских условиях контрольные разборки и замеры гильз. Среднеарифметические величины износа гильз цилиндров и шероховатости рабочих поверхностей двигателей представлены на рис. 3.

Данные замеров показывают, что износ при пробегах 10 тыс. км и 60 тыс. км на гильзах после хонингования на силикатной СОТС на 0,01-0,02 мм меньше, чем на гильзах, обработанных с использованием керосина. Причем в первом случае износ более равномерен как по длине, так и по периметру гильзы.

После работы в двигателе шероховатость поверхности гильз, обработанных с применением силикатной СОТС, на класс выше, чем шероховатость поверхности гильз, обработанных с использованием традиционной керосино – масляной СОТС (рис. 4).

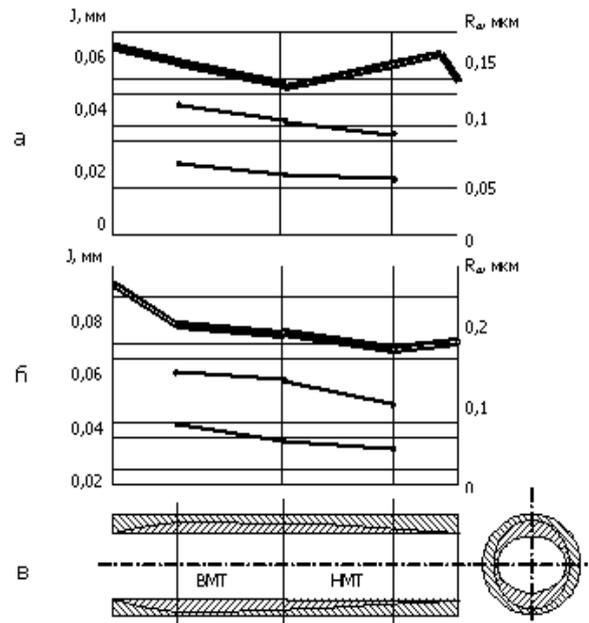


Рис. 3. Типовые графики износа гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-53 после пробега автомобилем 10 тыс. км (1), 60 тыс. км (2) и распределение высот микронеровностей после 60 тыс. км пробега (3). Гильзы обработаны с использованием: а – силикатной СОТС; б – керосина+И-20А; в – схема износа гильзы

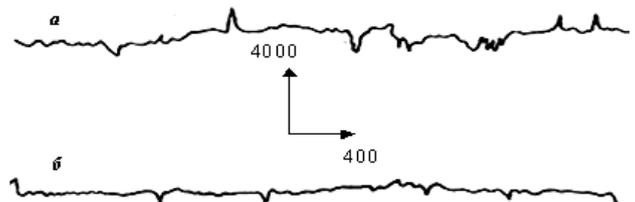


Рис. 4. Профилограммы рабочих поверхностей гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-53 после пробега автомобилем 60 тыс. км. Гильзы обработаны с использованием: а – керосина+И-20А; б – силикатной СОТС. ГУ(×400), ВУ(×4000)

Рабочие поверхности гильз в результате работы изменили свой исходный микрорельеф, присущий хонингованным поверхностям. Высота выступов шероховатости уменьшилась. Изменилась направленность рисок - теперь они ориентированы по направлению движения поршня. Как видно из приведенных фотографий (рис.5), процесс приработки у гильз после хонингования с использованием силикатной СОТС прошел эффективнее. Это подтверждают и поверхностные слои шлифов (рис. 6), вырезанных из отработавших гильз. На шлифах четко

видна разница между поверхностными слоями двух образцов. Высота микровыступов и впадин поверхности, обработанной силикатной СОТС, значительно меньше, чем у поверхности, хонингованной с применением смеси керосин + И-20А. Полученные данные хорошо согласуются с результатами измерения микротвердости и анализа микроструктуры в поверхностных слоях. Измерение микротвердости поверхностных слоев гильз после пробега показали, что микротвердость поверхностного слоя после обработки силикатной СОТС на 60 НВ больше, чем после обработки керосино-масляной СОТС. Измерения рабочих поверхностей гильз, обработанных с использованием силикатной СОТС и керосина указывают на отсутствие существенных различий в макрорельефе поверхности после пробега автомобиля 60 тыс. км.

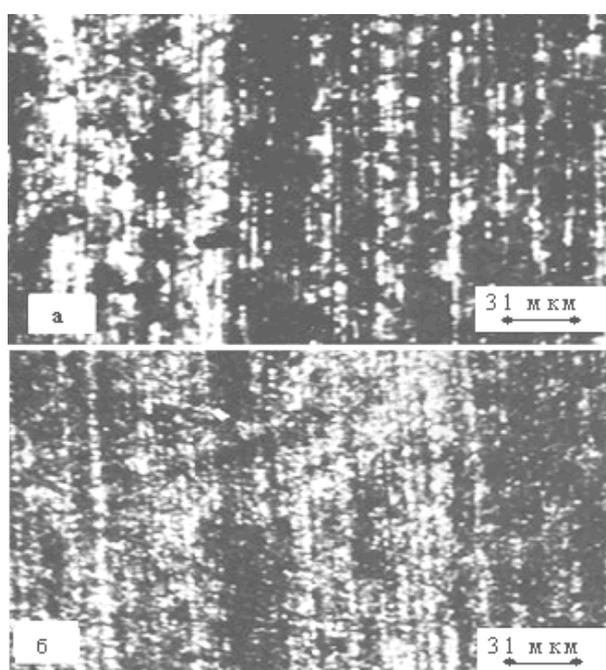


Рис. 5. Поверхность гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-53 после 60 тыс. км пробега автомобиля. Гильзы обработаны хонингованием с использованием: а – керосина+И-20А; б – силикатной СОТС

На рабочих поверхностях гильз, обработанных с использованием керосина, образовались микротрещины, что хорошо видно на приведенных микрофотографиях (рис. 7, а). Микротрещины ориентированы преимущественно перпендикулярно ходу поршня. Развитие возникающих трещин происходит вследствие концентрации напряжений при участии явлений коррозии металла и расклинивающего действия смазки. Трещины на гильзах после силикатной СОТС обнаружены не были (рис.7, б).

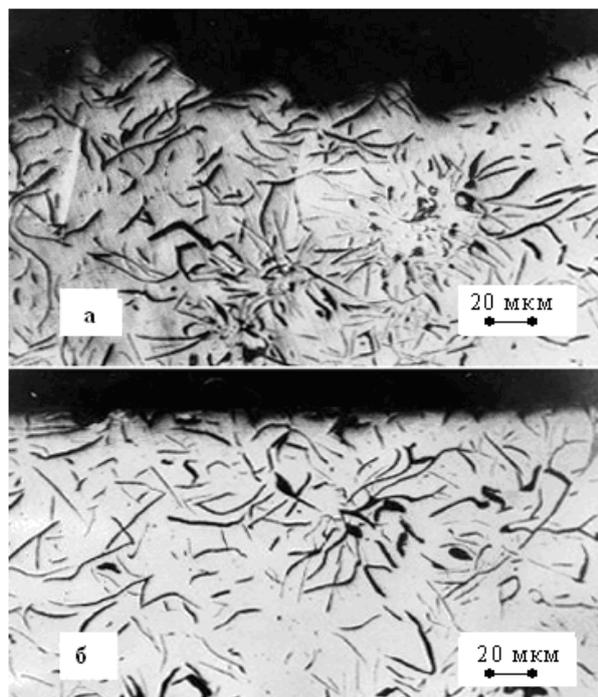


Рис. 6. Вид поперечных шлифов гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-53 после 60 тыс. км пробега автомобиля. Гильзы обработаны хонингованием с использованием: а – керосина+И-20А; б – силикатной СОТС

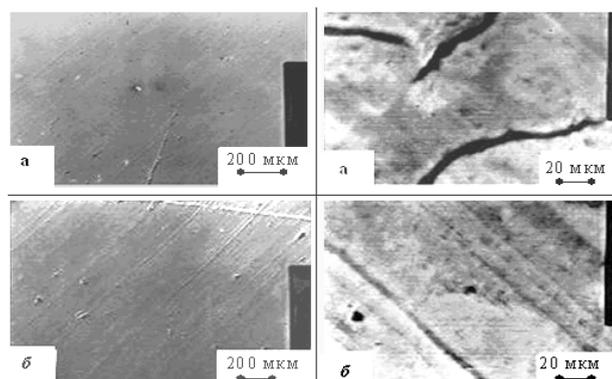


Рис. 7. Оптические (слева) и электронно-микроскопические (справа) фотографии поверхности гильз цилиндров двигателя ЗМЗ-53 после 60 тыс. км пробега. Гильзы обработаны хонингованием с использованием: а – керосин +И-20А; б- силикатная СОТС

Проведенные эксплуатационные испытания показали, что гильзы, обработанные с использованием силикатной СОТС, имели размерный износ на 0,01-0,02 мм меньше, чем гильзы, обработанные по традиционной технологии. В среднем использование разработанной технологической жидкости для хонингования повысило износостойкость цилиндро-поршневой группы примерно в 1,2 раза.

Список литературы:

1. Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки металлов резанием: Справочник / Под ред. С.Г. Энтелеса. - М.: Машиностроение, 1995. - 380 с.
2. Малиновский Г.Г. Масляные смазочно-охлаждающие жидкости для обработки металлов резанием. - М.: Химия, 1988. - 187 с.
3. Григорьев П.Н., Матвеев М.А. Растворимое стекло. - М.: Промстройиздат, 1956. - 350 с.
4. Головченко И.П., Зубков Е.Н. Жидкое стекло как основа для смазочных материалов. – Ростов н/Д, 1992. - 80 с.
5. Евдокимов Ю.А., Головченко И.П., Мельникова Е.П. Оценка эффективности силикатной смазочно-охлаждающей жидкости при хонинговании металлов// Трение и износ. - 1993. – Т. 14, №4. - С.746-750.

УДК 621.436

А.В. Тринёв, канд. техн. наук, П.Д. Гончар, асп.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЛОКАЛЬНОГО ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ТЕПЛО-НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ ФОРСИРОВАННОГО АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ**Введение**

Разработка конкурентоспособных конструкций двигателей внутреннего сгорания, которые отвечают высоким показателям по топливной экономичности, надежности, моторесурсу, требует проведение детальных расчетных и экспериментальных исследований теплонапряженного состояния (ТНС) наиболее нагруженных деталей камеры сгорания, в частности, головки цилиндров (ГЦ). При этом ответственным этапом есть рациональный выбор способа охлаждения указанных деталей. Тип охлаждения зависит от конкретной конструкции двигателя и его отдельных узлов, назначения, размерности и многого другого. Поэтому выбор рационального типа охлаждения повышает надежность работы теплонапряженного узла и всего двигателя в целом.

Формулировка проблемы

Как известно, ГЦ – одна из самых сложных в конструктивном отношении и наиболее нагруженных деталей дизеля. Она работает в условиях относительно высоких температур (до 450 °С) и химически активной среды отработанных газов при одновременном действии циклических температурных и механических напряжений, а также статических (монтажных) и остаточных (технологических) напряжений. Кроме того, возникает значительный температурный градиент в перемычке между впускным и выпускным клапаном и в перемычке между форсункой и седлами клапанов. Эксплуатация ДВС на форсированных режимах может привести к температурной деформации огневого днища и седел впускных и выпускных клапанов, что сопровождается нарушением газового стыка и разгерметизации пары седло-клапан. Отсюда становится очевидной необходимость снижения тепловой нагруженности ГЦ, а именно, уменьшение температур и температурных градиентов огневого днища.

Анализ научно-технических и патентных изданий свидетельствует, что проблемой повышения надежности ГЦ занимаются во всём мире. Существует несколько основных способов решения данной проблемы: теплозащитные барьеры, теплопроводы, технологические и конструктивные решения, локальное охлаждение (ЛО). Системы ЛО, использующие в качестве хладагента сжатый воздух, отличаются от систем масляного и водяного охлаждения большей простотой

изготовления и надёжностью, хотя и уступают по теплоотводящей способности. Простота и надёжность, а также оснащённость современных дизелей системами наддува, воздушными приводными компрессорами обусловили применение воздушных систем ЛО не только на тихоходных стационарных, судовых дизелях, но и на ряде быстроходных дизелей транспортного типа.

Проблема повышения надежности и улучшения ТНС ГЦ в нашем исследовании решается, главным образом, за счёт использования ЛВО клапанных перемычек и седла выпускного клапана. Решение указанной основной проблемы требует детального анализа влияния ЛВО на ТНС ГЦ.

Решение проблемы. Использование ЛВО клапанной перемычки

Системы ЛО малоизучены. Для математического моделирования ТНС деталей ДВС, в частности ГЦ, с использованием ЛО, необходимы экспериментальные данные. Эффективность систем ЛО, в свою очередь, зависит от рационального подбора конструктивных параметров ГЦ. Важную роль играет, при этом, конструкция охлаждаемого седла. Ранее, в работе авторов [1] анализировалось ТНС различных конструкций седел выпускных клапанов двигателя 4 ЧН 12/14 (СМД 18Н, $N_e = 73,6$ кВт, $n = 1800$ мин⁻¹). Расчёт вариантов проводился с помощью программы KROK, разработанной ИПМаш НАН Украины. Наилучшие результаты оказались у варианта седла, в котором полость для прохода воздуха выполнена концентрично со стороны поверхности, сопрягающейся с ГЦ. На рис. 1 представлен указанный вариант седла и схема его разбивки на макроэлементы, задание для него граничных условий приведено в табл. 1.

Затем в [2] было определено влияние материала с повышенным коэффициентом теплопроводности – стали 40 ХН и условий закрепления (посадки) седла в ГЦ. Результаты приведены на рисунках 2 и 3. На этих рисунках рассмотрено три различных посадки (натяг): для варианта а – 0,015 мм, для варианта б – 0,053 мм, для варианта в – 0,134 мм. Посадка по варианту а соответствует плавающему седлу, по варианту б – условиям закрепления в серийной головке цилиндров дизеля СМД 23, вариант в – опытный.

Очевидно, что величина натяга определяет в ос-

новном контактное давление в указанном сопряжении и его термическое сопротивление. При этом изменение условий сжатия поверхностей приводит к перераспределению линий теплового тока. Увеличение нагрузки с увеличением натяга снижает термическое сопротивление контакта за счёт увеличения фактической площади касания поверхностей, и, наоборот, уменьшение нагрузки повышает термическое сопротивление.

Таблица 1. Задание граничных условий

№ зоны	$\alpha, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{град}}$	$t, \text{°C}$
1	2000	690
2	750	690
3	700	60
4	1256	150
5	0	260
6	850	650
7	825	640
8	800	600
9	Варианты: 2179,4892, 7922	260
10	700	60
11	Варианты: 2179,4892, 7922	240

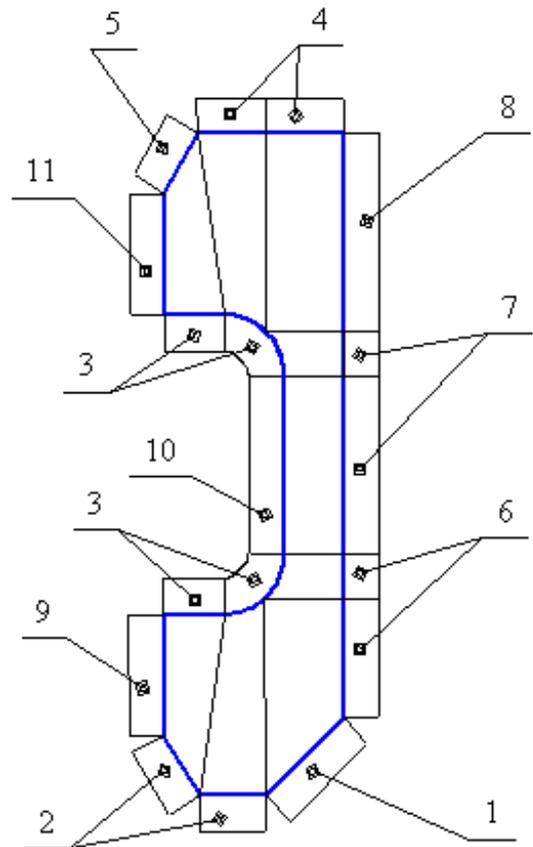


Рис.1. Схема разбивки расчётной области на макроэлементы

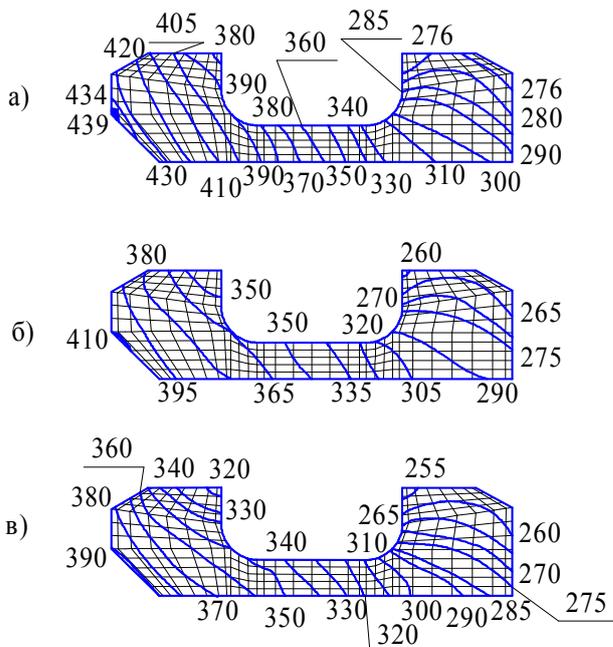


Рис.2. Температурное поле ох-

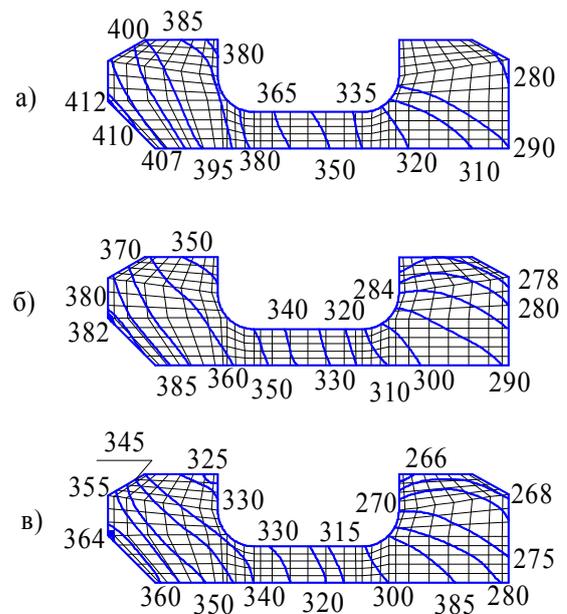


Рис. 3. Температурное поле охлаждаемого седла (материал – сталь 40ХН) для вариантов посадок а), б), в)

охлаждаемого седла (материал – сплав ЭИ-69) для вариантов посадок а), б), в)

Для седел из стали ЭИ-69 наименьшая температура в зоне опорной фаски отмечена для варианта в с наибольшим натягом ($390 \div 395$ °С). Использование этой же посадки в сочетании с более теплопроводным материалом седла (сталь 40ХН, рис.3) позволяет снизить температуру опорной фаски до $360 \div 365$ °С.

По сравнению с неохлаждаемым серийным вариантом температура опорной фаски, таким образом, снижена на $80 \div 90$ °С. Можно ожидать такого же снижения температуры и опорной фаски самого клапана, не охлаждая его при этом дополнительно, например, жидким натрием или сжатым воздухом. Автоматически должно следовать снижение температуры и межклапанной перемычки.

Напряженное состояние охлаждаемого седла определяется в основном окружными и осевыми напряжениями. Для вариантов из сплава ЭИ-69 максимальные окружные сжимающие напряжения изменяются от -190 МПа для варианта а, до -202 МПа для варианта в, а осевые напряжения соответственно от -190 до -130 МПа. Осевые растягивающие напряжения изменяются в пределах от 140 МПа (вар. а) до 86 МПа (вар. в). Варианты из стали 40ХН дают снижение уровня окружных и осевых напряжений в среднем на $20 \div 30$ МПа.

Проведенное расчётное исследование позволяет оценить количественно степень влияния посадки седла в головке цилиндров на его температурное состояние, а также на возможности улучшения теплоотвода от выпускного клапана как за счёт более плотной посадки, так и за счёт использования материалов с повышенным коэффициентом теплопроводности и снижения рабочей температуры межклапанной перемычки.

По результатам анализа для нашего исследования выбрано седло из материала сталь 40ХН и посадка с натягом в 53 мкм. Выбор именно стали 40ХН основывается на том, что у неё коэффициент теплопроводности почти вдвое больше, чем у стали ЭИ-69. Конструкция экспериментального седла представлена на рис. 4, её преимущества подробно рассмотрены в [4].

Охлаждающий воздух подводится к кольцевой полости со стороны торца ГЦ, обтекает канал и выходит с противоположной стороны через три сверления в седле в выпускной тракт. Объектом исследования был выбран тракторный дизель СМД 23 (4СН 12/14,

$N_e=125$ кВт, $n=2000$ мин⁻¹). Схема дообработки представлена на рис. 5.

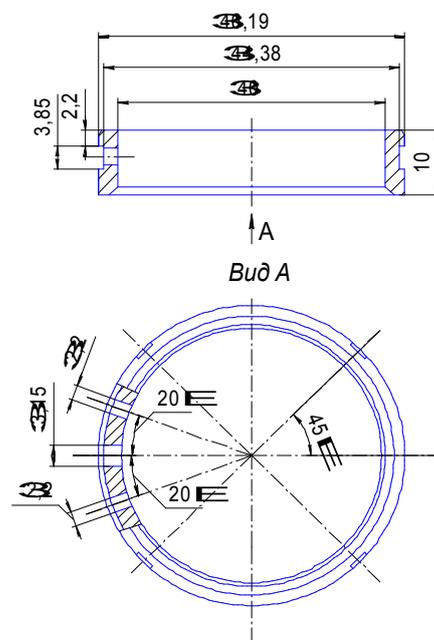


Рис. 4. Эскиз опытного седла

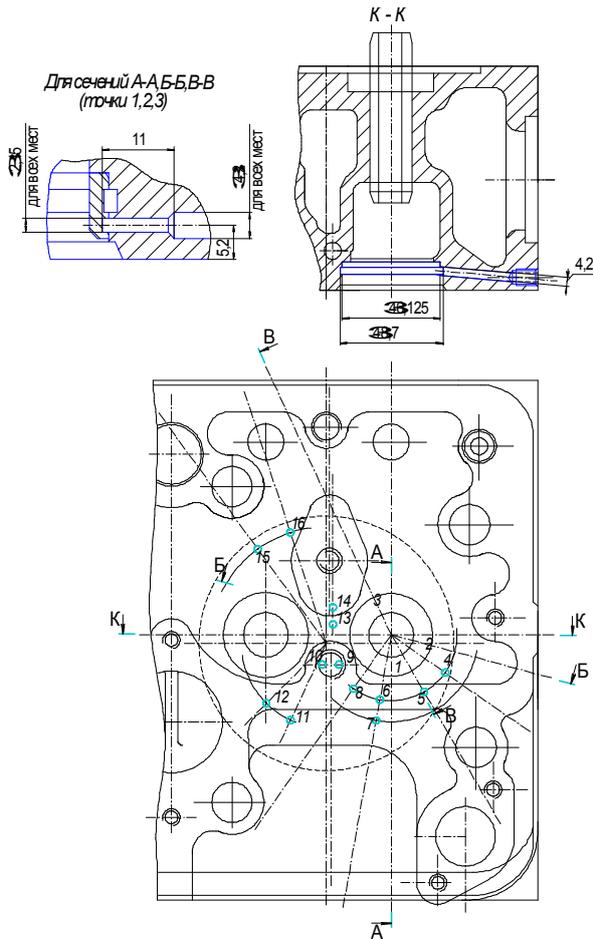


Рис. 5. Схема дообработки ГЦ под установку термопар

Термопары установлены в ГЦ по периметру 4-го цилиндра в сверления со стороны противоположной камере сгорания в корпусах, которые уплотняются и герметизируются от воды с обеих сторон клеем К 300. Корпуса необходимы для того, чтобы изолировать провода от воды системы охлаждения. Горячий спай изолируется от корпуса с помощью термостойкого клея. Всего установлено 16 термопар из хромель-алюмеля, с толщиной провода 0,2 мм. Три из них – для измерения температуры седла выпускного клапана. Точки на седле находятся в 1 мм от ГЦ под установку термопар его наружной поверхности и равномерно разнесены по периметру. Выводы проводов термопар припаяны к регистрирующему устройству – тензометрической установке с приставкой для термометрии СИИТ-3. Установка позволяет одновременно измерять температуру до 20 точек с автоматическим их обходом и печатью результатов. Планируется проводить термометрию ГЦ на стационарных режимах при различных давлениях воздуха в системе ЛО. Важной особенностью данного эксперимента является моделирование переходных режимов сброса нагрузки с одновременной фиксацией температур по 16-ти контрольным точкам. Такая возмож-

ность обеспечивается быстродействием измерительного комплекса СИИТ-3 – 20 мс для регистрации температуры одной точки.

Можно предположить на основе проведенного анализа характера разрушений в зоне межклапанной перемычки, что именно нестационарная температурная составляющая ТНС оказывает определяющее влияние в данном случае, так как именно при переходных режимах происходят забросы температур до (20 – 30)% [4]. Указанная проблема малоизучена как практически (экспериментально), так и теоретически с использованием математического моделирования. Полученные результаты позволяют:

- 1) оценить достоверность результатов, полученных ранее при расчетных исследованиях различных вариантов сёдел, оказывающих, на наш взгляд, определяющую роль в формировании ТНС ГЦ, в зоне перемычки;
- 2) уточнить граничные условия для постановки нестационарной задачи ТНС днища головки;
- 3) определить рациональные параметры системы ЛВО, энергетические затраты на функционирование системы и оценить эффективность указанной конструкции с точки зрения улучшения ТНС ГЦ.

Заключение

Проведена подготовка эксперимента на двигателе по термометрированию ГЦ при её ЛВО. Выбрана оптимальная конструкция опытного седла выпускного клапана с полостью для подвода и отвода охлаждающего воздуха. В результате термометрирования ГЦ при ЛВО зоны седла выпускного клапана будет получено температурное поле днища ГЦ, определено влияние изменения давления воздуха в системе ЛО на ТНС клапанной перемычки и ГЦ в целом. По результатам работы будут предложены практические рекомендации по усовершенствованию выбранной конструкции седла и схемы охлаждения.

Список литературы:

1. Триньов О.В., Гончар П.Д., Самойленко Д.Є. Теплонапряжений стан локально охолоджуваного сідла выпускного клапана швидкохідного дизеля // Наука і соціальні проблеми суспільства: Людина, техніка, технологія, довкілля: Матеріали Міжнар. науково-практичної конф. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2001. 2. Триньов А.В., Гончар П.Д. Исследование теплонапряженного состояния седла выпускного клапана в зависимости от условий его закрепления и охлаждения // Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. научн.-техн. журн. – 2003. – № 1–2. – С. 19 – 22. 3. Марочник сталей и сплавов / Сорокин В.Г., Волосникова А.В. и др. Под ред. В.Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с. 4. Пат. 52882 А, Україна. МПК⁷ F02F1/24, F01L3/08. Головка циліндрів швидкохідного дизеля / А.Ф. Шеховцов, О.В. Триньов, П.Д. Гончар, Д.Є. Самойленко. – №8344217; Заявл. 16.07.01; Опубл. 15.01.03. – 5 с.

УДК 539.3:629.017

Ю.С. Воробьев, д-р техн. наук, В. Барнат, д-р – инж.

Численный анализ НДС в многодисковых сцеплениях и тормозах при неполном контакте дисков

Введение

Обеспечение надежности работы многодисковых сцеплений и тормозов скоростного гусеничного транспорта, особенно при движении по пересеченной местности, остается весьма актуальной проблемой. Известные исследования показывают, что при анализе процессов, происходящих в многодисковых сцеплениях и тормозах, необходимо учитывать силовые факторы (силы инерции, передаваемый крутящий момент, усилие сжатия пакета фрикционных дисков), температурные, деформируемость всей конструкции и сложные граничные условия контакта дисков, включая силы трения. В предыдущих работах [1,2] на основании обзора литературных источников была поставлена задача исследования распределения напряжений между дисками. Была рассмотрена система, включающая прижимной диск, пакет фрикционных пластин и опорный диск с барабаном, переносящим нагрузку на конструкцию. Было показано, что вследствие деформации всех элементов конструкции напряжения по радиусу дисков распределяются неравномерно. В результате возможна потеря контакта по части поверхности фрикционных дисков. Поэтому необходимы дальнейшие исследования НДС в многодисковых сцеплениях.

В этих исследованиях, как и в большинстве известных, предполагается, что первоначально диски контактируют по всей поверхности, которая является идеально плоской. Однако, реальные диски имеют малые отклонения поверхностей контакта от идеальной плоскости. При контакте дисков под действием сжимающей нагрузки, это приводит к возникновению неравномерности напряжений в дисках. Неравномерности напряжений, вызванные различными причинами, могут накладываться и вызывать нежелательные эффекты. Поэтому необходимо рассмотреть НДС дисков при условии малых дефектов их поверхностей.

Постановка задачи

В данной работе рассматривается напряженно-деформированное состояние системы трех фрикционных дисков: двух статорных и одного роторного при осевом сжатии, обеспечивающем останов роторного диска. Роторный диск отмечен связями с вращающейся частью сцепления (слева от системы дисков). Диски сжимаются давлением 1,8 МПа, равномерно распределенным по поверхности одного из дисков (рис.1). Благодаря наличию осевой симметрии конструкции и нагрузки задача рассматривается в двумерной постановке в цилиндрической системе координат. Внутренняя часть дисков моделируется с помощью конечных элементов типа SOLID, а их контактирующие поверхности – с помощью граничных элементов GAP [2]. Использование граничных элементов позволяет моделировать как полный контакт дисков, так и малый зазор на части поверхности до их деформации. Нижний на рисунках диск контактирует со средним по всей поверхности. Верхний диск контактирует со средним в исходном положении по части поверхности, которая представляет собой кольцевую зону вокруг среднего радиуса дисков. Такой выбор зоны первоначального контакта позволяет наглядно представить характер напряженно-деформированного состояния по обе стороны от нее вдоль по радиусу дисков. Величина возможного контакта вдоль по радиусу $L = R - R_0$, где R – наружный, а R_0 – внутренний радиусы диска. Если Δr - размеры зоны контакта дисков до деформации, то относительная величина зоны первоначального контакта $\delta = \Delta r/L$ менялась в различных вариантах расчетов от 0,1 до 1. Для всех зон контакта с помощью граничных элементов моделировался зазор величиной 0,1 мм. Под действием осевого сжимающего давления диски деформировались и этот зазор выбирался, и возникали различные виды напряженно-деформированного состояния в зависимости от величины зоны контакта до деформации.

Результаты численного анализа

С использованием описанных моделей был проведен численный анализ напряженно-деформированного состояния в системе, включающей три диска при различных значениях относительной величины зоны контакта до начала деформации δ . На рис.1 приведены поля интенсивностей напряжений при различных значениях δ . Наблюдается существенная неоднородность полей напряжений и локализация напряжений вблизи границы зоны контакта. При малых δ имеется существенная локализация напряжений в центре зоны. При этом максимальные напряжения превосходят величину среднего давления на порядок. При уменьшении δ величина максимальных напряжений заметно падает, а в центре зоны контакта напряжения снижаются и их распределение близко к равномерному. Наибольшие осевые перемещения дисков наблюдаются у внутреннего радиуса (рис.2), что также ведет к изменению условий контакта дисков.

Заключение

Анализ повреждений сцеплений и тормозов показал, что основной их причиной является неравномерность распределения напряжений, как между различными фрикционными дисками, так и по поверхности дисков [1,2]. Неполный контакт поверхностей дисков является одной из важных причин неоднородностей полей напряжений. Поэтому необходим контроль качества поверхности дисков, один из способов которого отражен в работе [3].

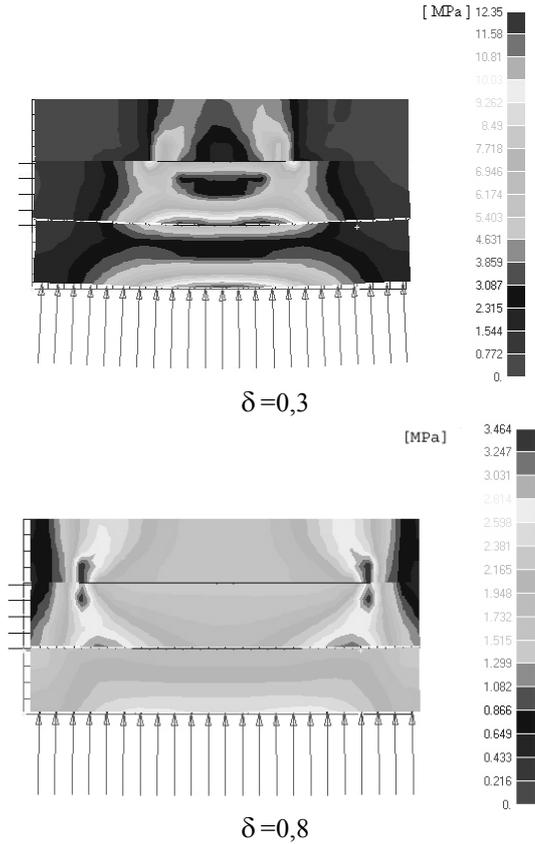
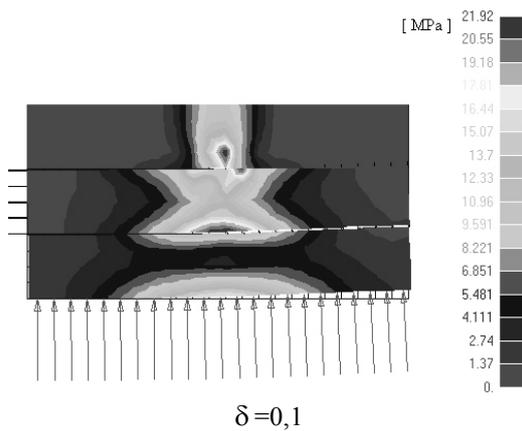


Рис. 1 Поля напряжений в системе фрикционных дисков при различных зонах контакта (δ)



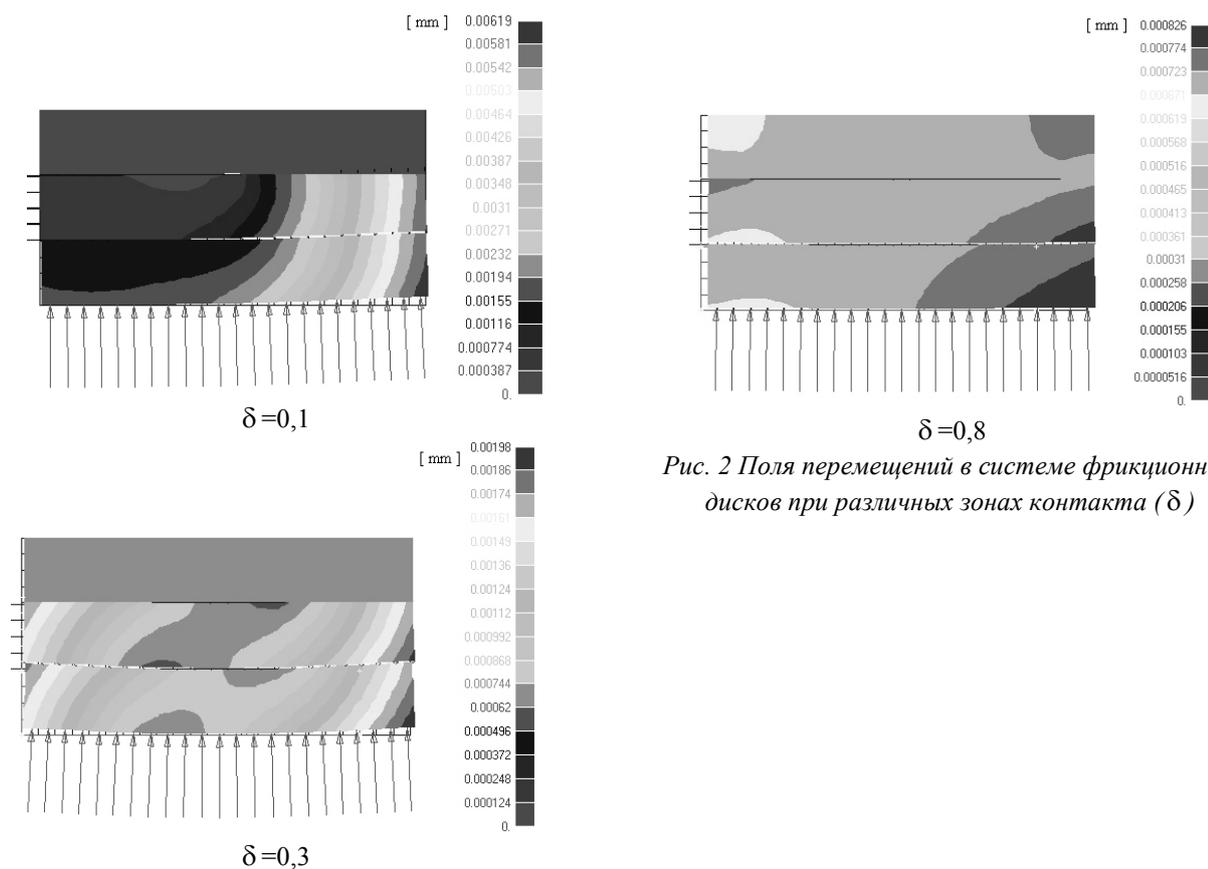


Рис. 2 Поля перемещений в системе фрикционных дисков при различных зонах контакта (δ)

Список литературы:

1. Воробьев Ю.С., Барнат В. Повышение надежности многодискового сцепления подбором контактных элементов // Автомобильный транспорт. – 2003. – Вып. 13. – С. 83 – 87. 2. Воробьев Ю.С., Барнат В., Малаховски Е. Применение граничных элементов при анализе состояния напряжения в дисках многодис-

кового тормоза // Автомобильный транспорт. – 2003. – Вып. 13. – С. 218 – 220. 3. Logvin V.A., Vorobyov Yu.S. Miniature devices for measuring roughness of any surfaces with maximum precision // Proc. III Intern. Symposium on Tribo-Fatigue. ISTF 2000 (October 22-26, 2000). – Beijing, Chine. – P. 633 – 635.

УДК 621.436

А.В. Белозуб, канд. техн наук, А.С. Стрибуль, инж.

ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ, ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ДОПУСКОВ СОПРЯЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ И РАБОТЫ ТРЕНИЯ НА ВНЕШНИЙ ПРОФИЛЬ ПОРШНЯ

Введение

Геометрия профиля внешней поверхности поршня должна быть выполнена так, чтобы решить следующие задачи:

1. Обеспечить необходимый ресурс цилиндра-поршневой группы;
2. Минимизировать потери трения;
3. Минимизировать акустическое загрязнение окружающей среды.

В процессе работы поршень находится под воздействием ряда факторов, таких как:

- тепловой поток от сгорания топлива;
- давление газов в цилиндре;
- силы инерции;
- технологические перекосы деталей кривошипно-шатунного механизма;

Формулирование проблемы

Тепловой поток, воздействующий на поршень и цилиндр ДВС приводит к нагреву последних, причем поршень нагрет существенно неравномерно по высоте (~120...300⁰С), в то время как цилиндр имеет температуру близкую к постоянной. Внешний профиль поршня в перпендикулярном пальцу сечении компенсирует неравномерность теплового поля, что подробно рассмотрено в [1,2]. Там же рассмотрены влияния на внешний профиль и силовых воздействий: газовых и инерционных.

В то же время разные – почти в 2 раза – коэффициенты теплового расширения гильзы (цилиндра) и поршня предписывают выбор установочного зазора, рассчитанного для номинальной мощности, настолько большим, что это приводит к повышенным акустическим шумам при переключке поршня на режимах малых и средних нагрузок. При выборе зазора юбка-цилиндр, отвечающего требованиям шумности разное тепловое расширение поршня и гильзы неизбежно приводит к возникновению натяга в паре поршень-гильза на режимах больших мощностей.

Еще одним воздействием, приводящим к возможному возникновению натягов в паре поршень гильза (цилиндр) являются перекосы и неперпендикулярности осей:

- коренной и шатунной шеек коленвала;
- нижней и верхней головки шатуна;
- оси вращения коленвала и оси цилиндра;
- поршня и пальца (то есть неперпендикулярность так называемой оси поршня и оси пальцевого отверстия).

Как было сказано выше вопросам выбора формы профиля с учетом неравномерного нагрева и нагружения от газовых сил и сил инерции было уделено достаточно внимания в предыдущих работах.

Решение проблемы

В данной статье мы остановимся на учете натяга, возникающего в паре поршень-гильза при тепловом расширении и технологических допусков перекоса поршня при изготовлении сопряженных деталей.

Учет натяга, возникающего за счет теплового расширения

В современных бензиновых двигателях диаметральный зазор для нового поршня Ø100мм бензинового двигателя составляет 0,04...0,06 мм, что продиктовано борьбой с шумом. Тогда как разность температурного расширения поршня и цилиндра на номинальном режиме составляет 0,14 мм. То есть в процессе работы между поршнем и гильзой существует натяг 0,08...0,1 мм. В районе «нулевого» пояса этот натяг приводит к деформации податливой юбки, не вызывая при этом значительных напряжений в поршне и контактных усилий в паре поршень-гильза. Этот натяг и снижает шумы при переключке поршня. Однако если выбрать профиль так, чтобы в «горячем» состоянии недеформированная юбка была цилиндрической, деформация верхней части юбки будет недостаточной для компенсации этого натяга, что может привести к значительным контактным напряжениям, локальному перегреву и, в конечном итоге к заклиниванию поршня. Для корректного выбора закона изменения профиля нужно, чтобы давление масла в смазочном слое, необходимое для компенсации сил упругости дефор-

мированного поршня было, например, постоянно по высоте. Можно вычислить эту величину давления, приводящую к деформации поршня в зоне номинального диаметра на величину натяга, определить поле деформаций от него и строить профиль таким образом, чтобы в деформированном состоянии он был таким же, как если бы в горячем состоянии поршень находился в гильзе с нулевым зазором, а профиль был бы рассчитан без учета возникающего натяга. Фактически можно проводить независимый расчет, суммируя результаты с описанными в [1,2].

Для проверки необходимости корректировки профиля в зависимости от закона и места приложения давления был проведен численный эксперимент, результаты которого приведены на рис.1. На рисунках показаны формы площадок, к которым прикладывается постоянное давление и соответствующие деформации поршня в радиальном направлении. Более темные участки соответствуют большим значениям напряжений. Шкала на рисунках одинаковая, то есть одинаковые цвета соответствуют одинаковым деформациям.

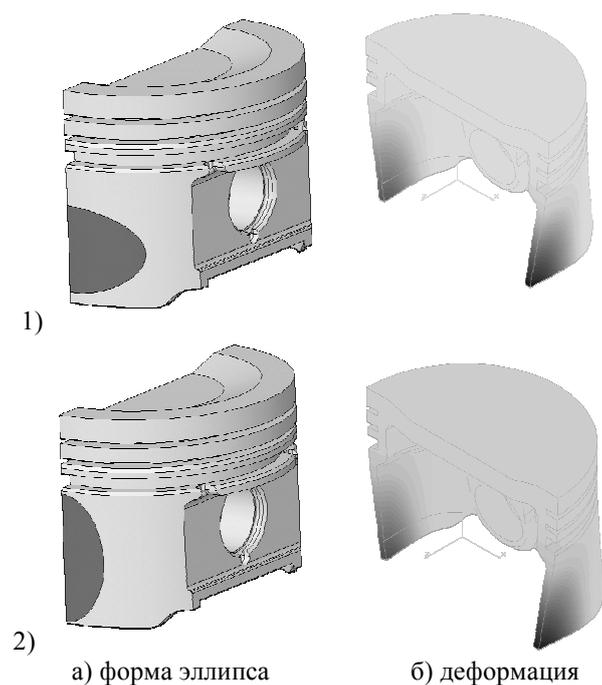


Рис.1. Деформация юбки поршня при приложении постоянного давления 1 МПа на эллиптическую площадку

Как видно на рис.1. положение центра эллипса и форма пятна контакта не существенно влияют на форму деформации. Учитывая линейность расчета, величину давления, вызывающего заданные деформации их можно пересчитать исходя из давления, заданного в расчете и полученной деформации в номинальном сечении.

Покажем графики зависимости радиальных деформаций поршня в сечении перпендикулярном оси пальца в зависимости от расстояния до донца и в сечении номинального диаметра в зависимости от угла. Деформации приведены к одинаковому натягу 0,1 мм в сечении номинального диаметра.

Как видно из рисунков 2-3, поля деформаций для выбранных форм площадок приложения постоянного давления не только визуально похожи, но и имеют отличие не более технологического допуска на обработку профиля поршня, следовательно, при расчете профиля можно выбирать любую из указанных форм, или какую-либо промежуточную.

Оценим потери трения, связанные с наличием указанного натяга.

Для рассчитываемого поршня ($\varnothing 100\text{мм}$) при натяге 0,1 мм давление составляет 0,46 МПа.

Потери трения в паре юбка-гильза при постоянном коэффициенте трения 0,02...0,07 составят для номинального режима 180...630 Вт.

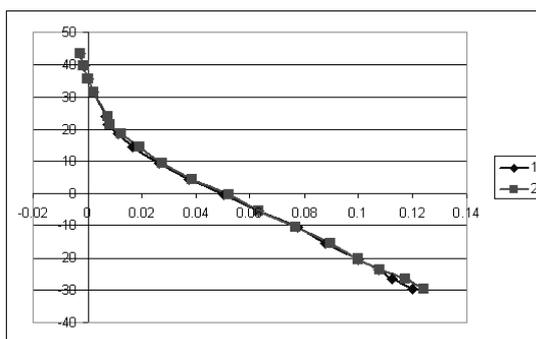


Рис. 2. Деформация поршня в сечении, перпендикулярном оси пальца. 1, 2 соотв. рис.1

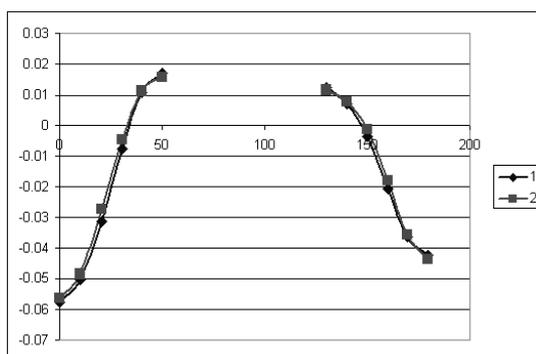


Рис. 3. Деформация юбки поршня в сечении номинального диаметра. 1, 2 соотв. рис.1

Учет технологических допусков на изготовление сопряженных деталей и трения в паре поршень-палец

Поршни, форма внешнего профиля которых не учитывает возможные технологические перекосы и неперпендикулярности осей могут перегреваться в связи с повышенным трением по юбке и головке. В настоящем исследовании считаем, что запасы по зазорам в головке достаточны и оцениваем только влияние перекосов на трение юбки. Кроме того, на перегрев поршня и неучтенное расширение может влиять тепло трения палец-бобышка.

Для оценки влияния указанных факторов были проведены два численных эксперимента. В первом было оценено влияние количества тепла, выделяющегося в паре трения палец-поршень на расширение поршня в направлении оси пальца (расширение в перпендикулярном направлении не рассматривалось, так как жесткость поршня в этом направлении меньше в 2-4 раза). При этом расширение поршня в указанном направлении оказалось пропорционально мощности подводимого тепла и составило 9мкм/100Вт. При построении профиля рассчитывается расширение в зависимости от мощности трения и полученная величина добавляется к профилю поршня в данном сечении, рассчитанному с учетом прочих факторов. Следует отметить, что получаемая величина значительно меньше величины овальности в данном сечении, следовательно точность определение мощности трения в данном случае не влияет на корректность выбора формы профиля.

Во втором численном эксперименте оценено влияние неперпендикулярности оси пальца и гильзы на величину контактных сил, а соответственно и сил трения, возникающих в паре поршень – гильза в месте касания юбки поршня и пояска, находящегося над пальцевым отверстием с поверхностью гильзы. В данном случае решалась контактная задача взаимодействия поршня с гильзой при фиксированном угле поворота поршня вокруг оси, перпендикулярной осям пальца и гильзы. Расчет проводился для сборки гильза-поршень-палец, при этом моделью поршня послужил поршень двигателя УМЗ-421 Ø100мм.

В расчете принято, что поршень имеет температурное поле номинального режима, чему соответствует профиль «горячего» ненагруженного внешними силами состояния. При расчете самого профиля был учтен также поворот пальца вокруг указанной выше оси на 0,1 град. На рис.4 показан характер распределения контактных напряжений в паре поршень-гильза.

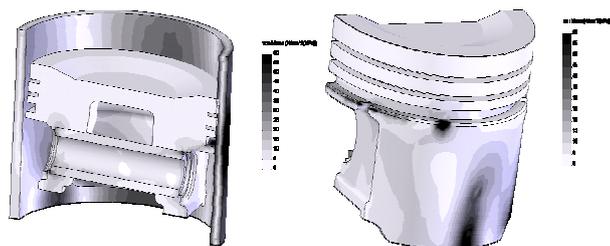


Рис.4. Напряжения в паре поршень-гильза

Как показали расчеты, даже незначительный перекос осей приводит к существенному росту контактных напряжений и соответственно сил трения.

На рис. 5 приведена зависимость мощности трения от перекоса при условии сохранения постоянным температурного поля поршня, рассчитанная при изменении величины перекоса от максимума до минимума при движении поршня от ВМТ до НМТ. В реальных условиях при наступлении состояния перекоса выделение тепла трения приведет к повышению температуры, дальнейшему локальному расширению поршня и задиру.

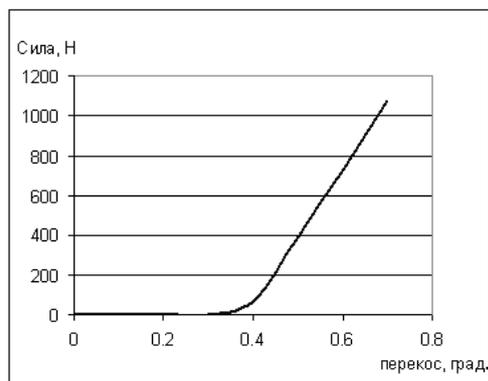


Рис. 5. Зависимость силы контактного взаимодействия от величины перекоса

Выводы

При использовании рекомендаций заводов изготовителей по установочному зазору юбка-цилиндр необходимо выполнять ее достаточно податливой во избежание выхода из строя поршня, особенно на стадиях обкатки. Назначение больших зазоров с одновременным повышением жесткости юбки позволит снизить механические потери, но приведет к повышению шумности. Для принятия компромиссных решений между требованиями по шумности и механическим потерям (выбросам диоксида углерода) при проектировании новых поршней необходима разработка соответствующего критерия, чем в настоящее время занимается КБ ОАО «АВТРАМАТ».

Список литературы:

1. Белогуб А.В. Новые подходы к конструированию поршней // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.* – Харьков: ХАИ, 2001. – Вып. 19. *Тепловые двигатели и энергоустановки.* – С. 201 – 206.
2. Белогуб А.В., Стрибуль А.С. Методика расчета переменного напряженно-деформируемого состояния поршня в цикле для различных режимов работы двигателя // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.* – Харків: ХАІ, 2002. – Вып. 30. *Двигуни та енергоустановки.* – С. 124 – 126.

УДК 621.43

А.В. Мотлохов, канд. техн. наук, И.В. Рыкова, канд. техн. наук, В.Г. Степанко, инж.

А. Амброзик д-р техн. наук

ВЛИЯНИЕ ТИПА ДВИГАТЕЛЯ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Возможности повышения эксплуатационной экономичности автомобиля, показателем которой является путевой расход топлива, всегда интересовали владельцев личных автомобилей. Поэтому с подорожанием моторных топлив у автолюбителей появились различные приспособления, направленные на снижение путевого расхода в виде проставок под карбюратор-завихрители, конуса, проволочные путанки для турбулизации заряда на впуске и улучшения испарения топлива, подвод отработавших газов по трубке, соединяющей выпускной и впускной коллекторы для рециркуляции отработавших газов и замещения части топливовоздушной смеси отработавшими газами при наполнении цилиндра. В действительности подобные усовершенствования вносили дополнительное сопротивление на впуске в двигатель, для компенсации которого приходилось больше открывать дроссельную заслонку, обогащать смесь. В результате вместо экономии топлива, как правило, путевой расход топлива увеличивался, а во многих случаях двигатель глох, на режиме холостого хода работал только при повышенной частоте вращения коленчатого вала или просто не запускался, после чего все работы по модернизации проводились в обратном порядке.

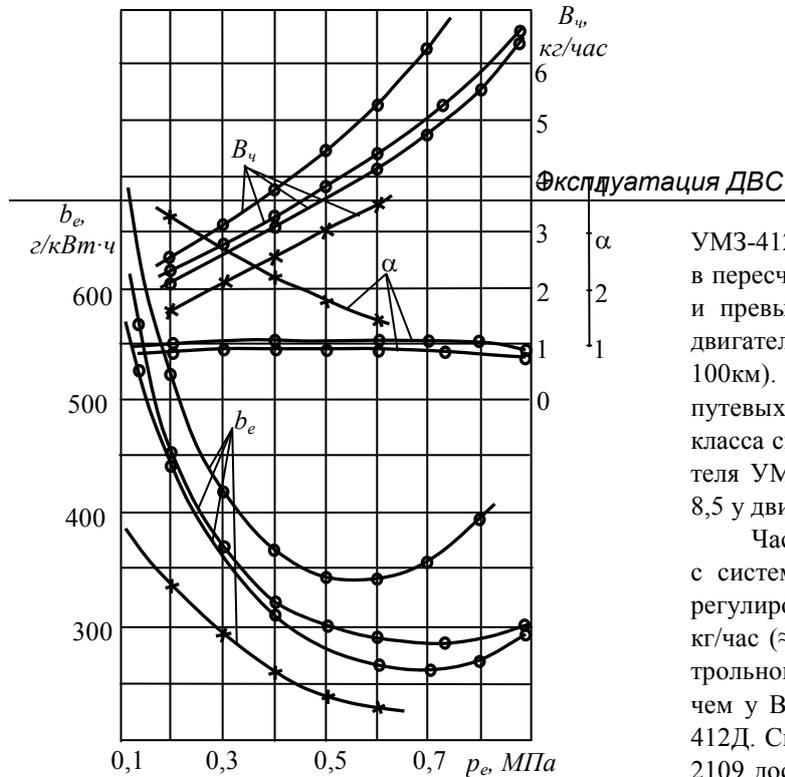
Более правильным подходом к снижению эксплуатационных затрат является перевод бензинового двигателя на менее дорогое газообразное топливо – сжиженные пропан-бутановые смеси. Но и в этом случае желаемый эффект не всегда достижим. Многие владельцы автомобилей идут по пути снижения затрат на топливо поэтапно – сначала дефорсируют двигатель и переходят с дорогого высокооктанового бензина на низкооктановый, а затем еще на более дешевое топливо – газ. В этом случае проявляется техническое несоответствие параметров двигателя для эффективного использования энергетических возможностей высокооктанового топлива, каким является газ. Если же учесть сложность настройки газовой аппаратуры на оптимальный состав смеси в широком поле эксплуатационных режимов работы двигателя, то уменьшение затрат на топливо за счет меньшей стоимости газа незначительно, вследствие повышенного его расхода. Поэтому, прежде чем приступить к модернизации двигателя с целью улучшения его эксплуатационной экономичности, необходимо разобраться в особенностях его работы, оценить возможный уровень эксплуатационных расходов.

Рассмотрим особенности конструкции и организации рабочих процессов нескольких типов двигателей легковых автомобилей, влияющих на путевой расход топлива.

Наиболее широко используется в качестве силовой установки для автомобилей карбюраторный двигатель. Перерасход топлива двигателями подобного типа (автомобили ЗАЗ, ВАЗ, ГАЗ, АЗЛК) связан с наличием общего впускного коллектора на четыре цилиндра с разной длиной каналов внутренней и наружной пар цилиндров, что ставит их в неравнозначные условия при наполнении свежим зарядом. Для обеспечения стабильного воспламенения смеси во всех цилиндрах необходимо некоторое обогащение смеси практически на всех режимах работы двигателя, а дополнительное переобогащение смеси на режиме резкого наброса нагрузки приводит к увеличенному расходу топлива двигателем с карбюраторной системой питания, в сравнении с бензиновым двигателем с системой впрыскивания и подачей топлива во впускной коллектор в непосредственной близости от впускного клапана. В этом случае впускные каналы коллектора выполняются удлиненными для обеспечения динамического наддува двигателя и одинаковой длины, чтобы конструкция коллектора не оказывала влияния на состав смеси при наполнении цилиндров. Использование электронной системы регулирования позволяет поддерживать экономичный состав топливовоздушной смеси на основных эксплуатационных режимах работы, что в целом и обеспечивает повышение топливной экономичности бензиновых двигателей с системой впрыскивания.

Значительное снижение эксплуатационных расходов достигается в случае применения на автомобиле дизельного двигателя, который на всех режимах работает при значительном избытке воздуха, что предопределяет эффективное сгорание топлива. Однако при одинаковом литраже дизель существенно уступает по мощности бензиновому двигателю. Например, при одинаковом литраже ($iV_h=1,5$ л) карбюраторный двигатель ВАЗ-2103 по сравнению с дизелем ВАЗ-341 развивает значительно большую мощность (55 кВт против 40 кВт у дизеля). В связи с этим необходимо отметить, что достаточная в рядовой эксплуатации мощность (порядка 15...20 кВт) в дизеле достигается более эффективным способом.

На рис.1 для сравнения представлено изменение удельного эффективного и часового расходов топлива автомобильными двигателями с $iV_h=1,5$ л – ВАЗ-2103 и УМЗ-412Д с карбюраторной системой питания, ВАЗ-2109 с системой распределенного впрыска во впускной коллектор и дизельного – ВАЗ-341 по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала $n = 2000$ мин⁻¹. Данная характеристика является одной из поля рабочих характеристик двигателя, но на ней имеется режим со значением среднего эффективного давления $p_e = 0,2$ МПа, что соответствует значению эффективной мощности двигателя $N_e = 5$ кВт, при которой обеспечивается движение автомобиля со скоростью 60 км/час по ровному участку дороги на прямой передаче. Данный режим движения принят заводами-изготовителями автомобилей за один из режимов сравнения величин путевого расхода топлива. Среди представленных автомобильных двигателей наибольший расход топлива у двигателя



○ — ○ — VAZ-2103; ● — ● — VAZ-2109;
● — ● — VAZ-2109; × — × — VAZ-341 дизель
Рис. 1. Нагрузочные характеристики двигателей
легкового автомобиля $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$

УМЗ-412Д и составляет 2,6 кг/час или 3,4 л/час, что в пересчете составит 4,8 л / 100 км ($\rho_B = 0,75 \text{ кг/дм}^3$) и превышает на 10...12% путевой расход топлива двигателем VAZ-2103 (2,3 кг/час – 3 л/час или 4,2 л / 100км). Такая существенная разница в часовых (и путевых) расходах топлива двигателями подобного класса связана с дефорсированным вариантом двигателя УМЗ-412Д (степень сжатия $\epsilon = 7,6$ против $\epsilon = 8,5$ у двигателя VAZ-2103).

Часовой расход топлива у двигателя VAZ-2109 с системой впрыскивания бензина и электронным регулированием состава смеси составляет 2,1...2,15 кг/час ($\approx 2,8 \text{ л/час}$) и путевой расход топлива на контрольном режиме 3,9 л/100км, что на 6...8% ниже, чем у VAZ-2103 и на 15 %, чем у двигателя УМЗ-412Д. Снижение расхода топлива на двигателе VAZ-2109 достигнуто за счет применения высокой степени сжатия $\epsilon = 9,5$ и работе на обедненном составе смеси. Данный двигатель на частичных нагрузках работает на экономичном составе смеси (кривая b_e у двигателя VAZ-2109 проходит ниже, чем у двигателя VAZ 2103) и только на режиме максимальной нагрузки смесь обогащается до мощностного состава.

Наилучшими показателями по часовому и путевому расходам топлива в данном сравнении, обладает дизельный двигатель VAZ-341. По отношению к

лучшему бензиновому двигателю VAZ-2109 снижение часового расхода топлива дизелем составляет 20% по массе – 1,7 кг/час и 26 % по объему – 2,05 л/час ($\rho_{д.т.} = 0,83 \text{ кг/дм}^3$). При этом путевой расход топлива при скорости 60 км/час не превышает 3 л/100км. Необходимо добавить, что в городских условиях движения автомобиля с постоянными остановками и разгонами (режимы «стоп-старт») снижение расхода топлива автомобилем с дизельным двигателем может достигать 30...40% по отношению к автомобилям с бензиновыми двигателями.

На рис. 1 приведены кривые изменения коэффициента избытка воздуха α в зависимости от нагрузки. У дизельного двигателя на всех режимах работы, включая режим максимальной нагрузки, значение коэффициента избытка воздуха не ниже $\alpha = 1,4...1,5$, что соответствует, примерно, пределу дымления. Увеличение α (до 3...3,5) с уменьшением нагрузки, предопределяет эффективное сгорание топлива на режимах малых нагрузок и холостого хода, высокую топливную экономичность дизеля при эксплуатации в городских условиях.

Для бензиновых двигателей изменение кривых по α в зависимости от нагрузки имеет иной характер. На режимах малых нагрузок требуется обогащение смеси до $\alpha = 0,85...0,9$ для обеспечения стабильного воспламенения вследствие повышенного содержания остаточных газов в цилиндре двигателя. В этих же пределах обогащение смеси требуется и на режиме максимальной нагрузки. В средней части характеристики значение коэффициента избытка воздуха находится в пределах $\alpha = 1$, как для карбюраторных двигателей, так и для VAZ-2109 с системой впрыскивания. Точность поддержания состава смеси по α для карбюраторных двигателей определяется совершенством конструкции карбюратора. В этой связи необходимо обратить внимание на раннее начало ($p_e = 0,6 \text{ МПа}$) обогащения смеси в двигателе VAZ-2103, что обеспечивает плавное увеличение расхода топлива и выход на мощностной состав смеси при полном открытии дроссельной заслонки. Электронная система регулирования позволяет дольше выдерживать экономичный состав смеси (до $P_e = 0,8 \text{ МПа}$) и обеспечить мощностной только при полном открытии дроссельной заслонки. (Изменение значений α для карбюраторных двигателей УМЗ-412 Д и VAZ-2103 аналогично, поэтому на рис.1 приведена одна кривая для VAZ-2103).

Для двигателей с впрыскиванием бензина вследствие повышенной точности регулирования возможно обеднение состава смеси до $\alpha = 1,05...1,08$. Однако при применении системы нейтрализации отработавших газов, для обеспечения ее эффективной работы, состав смеси поддерживается на всех режимах работы $\alpha = 1$ с точностью до 0,5%. В данном сравнении по α существенного преимущества по экономичности двигателя VAZ-2109 с системой впрыскивания над карбюраторными двигателями не прослеживается. Это связано с тем, что

представленные данные получены при работе двигателей на установившихся режимах в условиях стендовых испытаний. Преимущество двигателей с системой впрыскивания сказывается в эксплуатации, где установившиеся режимы возможны только на загородных шоссе. В городских условиях эксплуатационный расход топлива определяют, в основном, переходные режимы – режимы разгона при переключении передач, состав смеси на которых, при использовании систем электронного регулирования поддерживается также в пределах $\alpha = 1$. В случае карбюраторных систем питания во избежание провалов в работе двигателя на этих режимах предусматривается обогащение смеси, что и повышает эксплуатационный расход топлива автомобилей с карбюраторными двигателями.

В приведенном сравнении нескольких типов двигателей явно выигрывает вариант силовой установки легкового автомобиля на базе дизеля. Однако многих владельцев автомобилей смущают сложность и дороговизна топливной аппаратуры, а также особенности зимней эксплуатации дизеля и с этим действительно можно согласиться.

Дальнейшее снижение эксплуатационного расхода топлива может быть достигнуто при использовании разработок кафедры двигателей НТУ «ХПИ» по двухтактному двигателю с непосредственным впрыскиванием бензина в камеру сгорания. Рабочий процесс подобного двигателя доведен на одноцилиндровых двухтактных двигателях рабочим объемом 300 и 470 см³. На сегодня уже определилась концепция перспективного двигателя легкового автомобиля. Двигатель будет двухцилиндровым с рабочим объемом одного цилиндра 0,5 л, мощностью 36...40 кВт, что соответствует уровню мощности полуторалитрового четырехтактного четырехцилиндрового дизельного двигателя ВАЗ-341. В двигателе достигнуто эффективное сжигание обедненных топливовоздушных смесей в зоне основных эксплуатационных режимов [1]. Использование подобного двигателя на легковых автомобилях особо малого класса позволит снизить путевой расход топлива при движении по загородному шоссе до 3...4 л / 100км.

Двухтактные двигатели ранее устанавливались на автомобилях (малолитражные автомобили «Трабант», «Вартбург», микроавтобус «Баркас»). Двигатель микроавтобуса «Баркас», например, был трехцилиндровым, ($iV_h=1,5$ л), развивал мощность 50 кВт. При этом путевой расход топлива не превышал 7...8 л / 100км. Общим недостатком данных двигателей является применение карбюраторной системы питания, что предопределяет повышенный расход топлива, повышенные выбросы токсичных веществ с отработавшими газами. С ужесточением норм на выбросы токсичных веществ с отработавшими газами от выпуска подобных двигателей отказались. Данные двигатели имели также пониженный моторесурс вследствие недостаточно эффективной смазки трущихся деталей (смазочное масло добавлялось к топливу). В разрабатываемом двигателе эти недостатки устранены путем применения системы непосредственного впрыскивания, а надежность и долговечность работы подвижных соединений деталей кривошипно-шатунного механизма решена путем применения более совершенных подшипников и локальной подачи смазки к поверхностям трения [2].

Предполагается, что после завершения стендовых испытаний, эксплуатационной апробации разрабатываемый двигатель будет иметь высокие эколого-экономические показатели и найдет применение, прежде всего, на отечественных легковых автомобилях малого и особо малого классов.

Список литературы:

1. Патент № 2038493 (Россия) Двигатель внутреннего сгорания / Дьяченко В.Г., Мотлохов А.В. Оpubл. в Б.И. - 1989. - №18.
2. Патент № 53261А (Украина) Двухтактный двигатель внутреннего сгорания / Марченко А.П., Мотлохов А.В., Обозный С.В. Оpubл. в Б.И. - 2003. - №1.

УДК 621.43.019.7

**Ю.С. Бородин, канд. техн. наук, В.З. Бычков, инж., Н.В. Клименко, инж.,
Г.В. Щербаненко, инж.**

СНИЖЕНИЕ НАГАРООТЛОЖЕНИЙ В ДВУХТАКТНЫХ ФОРСИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВОЕННО-ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Образование нагара в ДВС - явление крайне нежелательное. Его отрицательное действие в двухтактных форсированных дизелях проявляется в уменьшении площади проходных сечений окон цилиндров, нарушении газообмена, процессов смесеобразования и сгорания, в результате чего появляется дымный выхлоп, снижается мощность и повышается тепловая напряженность деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ).

Источники нагарообразования - топливо и моторное масло. При этом преобладающее влияние на образование отложений оказывают продукты неполного сгорания топлива в виде твердых сажистых частиц, которые проникают в картерное масло и при недостаточном запасе его моюще-диспергирующих и антинагарных свойств осаждаются на горячих поверхностях деталей [1, 2]. Как показали результаты проведенных авторами исследований, количества лако-, нагароотложений на деталях цилиндропоршневой группы двухтактных форсированных танковых двигателей типа 6ТД (12/2×12) с литровой мощностью до 53,7 кВт/л может быть существенно уменьшено при соответствующем подборе базового масла и композиции присадок, ответственных за моющие и антинагарные свойства.

Опытные работы проводились Казенным предприятием "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" совместно с ведущими предприятиями химической и нефтехимической промышленности Украины и России.

Разработка состава моторного масла представляет собой сложную химмотологическую задачу, решение которой связано со всесторонними исследованиями как базовых масел, так и целого ряда присадок, а также проведением испытаний опытных образцов на одноцилиндровых установках и полноразмерных двигателях.

В процессе поисковых работ необходимо создать строго сбалансированную композицию присадок с учетом их склонности к золообразованию на накладках поршней, а также придать маслу необходимые моторно-эксплуатационные свойства.

Для уменьшения трудоемкости работ, а также снижения затрат времени и средств на проведение отборочных испытаний были разработаны методы ускоренной оценки эксплуатационных свойств моторных масел на двигателе 5ТДФ (защищены авторскими свидетельствами). С этой целью были обобщены результаты применения моторных масел в танковых двигателях, проведен анализ условий работы масла, учитывающий влияние параметров рабочей

Таблица 1. Результаты оценки эксплуатационных свойств танковых масел

го процесса и конструктивных особенностей деталей ЦПГ двигателя на процессы "старения" масла, лако-, нагарообразования и износа, что позволило на научной основе выбрать режимы проведения ускоренных испытаний.

Метод ускоренной оценки моющих и антинагарных свойств основан на испытании масел в двигателе 5ТДФ при его работе на высокотемпературном режиме в течение 50 ч без фильтрации масла [3]. Сокращение времени испытаний достигается за счет интенсификации процесса срабатывания присадок масла при работе двигателя на форсированном по α (коэффициенту избытка воздуха) режиме и организованном "забросе" газа из камеры сгорания в продувочный ресивер. При этом увеличивается поступление в масло сажистых частиц, что ужесточает условия проведения испытания.

Оценка моющих и антинагарных свойств опытных образцов моторных масел проводится после разборки двигателя по состоянию продувочных отверстий и выпускных окон цилиндров, поршневых колец и корпусов Вх поршней в зоне первой поршневой канавки и юбки. В качестве оценочного показателя принята суммарная осредненная по всем цилиндрическим комплектам оценка в баллах загрязненности деталей цилиндропоршневой группы лако-, нагароотложениями.

Выбранные режимы испытаний позволяют ускоренно (за 50 часов) получить на деталях ЦПГ отложения по характеру и количеству идентичные получаемым за время длительных стендовых испытаний масел в двигателях 5ТДФ в объеме моторесурса. Расхождение результатов при параллельных испытаниях одного и того же образца масла не превышает 10%.

Проведенные испытания показали возможность применения этого метода для дифференцирования масел групп В₂ и Г₂ по моющим и антинагарным свойствам. В таблице 1 представлены результаты оценки эксплуатационных свойств танковых масел, различающихся между собой как по уровню вязкости, так и по составу базовых масел и присадок.

Моторные масла МТ-16П, М-16ИХП-3 и Галол М-4042ТД являются минеральными и предназначены для всесезонной эксплуатации двигателей военно-гусеничных машин (ВГМ). Масла М-8В₂Т и М-8В₂С были разработаны для обеспечения холодного пуска двигателей в зимний период времени. Пологость вязкостно-температурной характеристики этих масел достигается за счет применения синтетических базовых масел.

Эксплуатация ДВС

Моторные масла	Содержание присадок, %	Наименование показателей					
		Вязкость кинемат. при 100°С, мм ² /с	Щелочное число, мг КОН на 1г	Зольность сульфатная, %	Моющие свойства по ПЗВ, баллы	Термоокислит. стабильность, мин	Моющие, антинагарн. свойства на двигателе 5ТДФ, баллы
МТ-16П	МНИИ ИП-22к - 4,5%	16,0	2,0	1,08	1,0	60	68,0
М-8В ₂ Т	АСБ - 6,0% ДФ-1 - 2,0% НСБ - 2,6%	8,0	3,8	1,20	1,0	70	64,4
М-16ИХП-3	БФКу - 5,4% СБ-3у - 3,8% ИХП-21 - 2,5%	16,0	4,0	1,25	0,5	100	55,0
Галол М-4042ТД	АСБ - 4,0% КАСП-13 - 3,3% Галад-30 - 0,8% Борин - 2,0%	16,0	4,5	1,25	0,5	100	27,2
М-8В ₂ С	АСБ - 3,7% ПМСяБ - 3,6% ДФ-1 - 2,0% Тиомол С - 3,0%	8,0	4,2	1,40	0,5	не регламентируется	21,0

Анализ результатов испытаний показал, что масло МТ-16П, как наименее легированное, имеет самые низкие значения щелочного числа, зольности, термоокислительной стабильности, содержания активного элемента присадок - кальция (0,18%) и, соответственно, худшие моющие и антинагарные свойства как при испытании по методу ПЗВ, так и на двигателе 5ТДФ. Высоколегированные моторные масла М-16ИХП-3 и Галол М-4042ТД (где в качестве активного элемента присадок использован барий с содержанием 0,6%) по этим показателям находятся на более высоком уровне: осредненная суммарная оценка лако-, нагароотложений на деталях ЦПГ в 3 раза меньше, чем у масла МТ-16П. Полученные данные хорошо коррелируются с результатами применения указанных масел в двигателях 6ТД в процессе эксплуатации. Эти выводы относятся и к зимнему моторному маслу М-8В₂С, у которого показатель моющих и антинагарных свойств наименьший.

Моторные масла Галол М-4042ТД и М-8В₂С выдержали испытания по всему комплексу методов ускоренной оценки эксплуатационных свойств, обеспечили надежную работу двигателей типа 6ТД и В-46-6 в объеме гарантийной наработки и были допущены к применению в 2- и 4-тактных форсированных дизельных двигателях ВГМ.

В результате проведенных исследований и испытаний можно сделать следующие выводы.

1. Повышение щелочного числа и термоокислительной стабильности моторных масел за счет применения высокоэффективных присадок и компонентов базового масла является одним из факторов, способствующих увеличению запаса моющих и антинагарных свойств и снижению количества нагароотложений в дизелях при длительной работе в условиях эксплуатации.

2. Разработанный моторный метод ускоренной оценки моющих и антинагарных свойств масел на двигателе 5ТДФ позволяет в 8 раз сократить объем дорогостоящих испытаний, сроки их проведения, а также достаточно надежно дифференцировать по эксплуатационным свойствам моторные масла, предназначенные для применения в 2- и 4-тактных форсированных дизельных двигателях.

3. Отобранные по результатам ускоренных испытаний моторные масла Галол М-4042ТД и М-8В₂С по моюще-диспергирующим и антинагарным свойствам превосходят масло М-16ИХП-3, допущенное к применению в двигателях бронетанковой техники. Применение этих масел позволило более, чем в два раза уменьшить количество лако-, нагароотложений на деталях ЦПГ двигателей.

Список литературы:

1. Дерябин А.А. Трение и износ дизелей. Л., Машиностроение, 1974, 184с. 2. Рязанцев Н.К., Бычков В.З., Перерва П.Я., Клименко Н.В. К вопросу нагарообразования в форсированных двухтактных дизелях типа 6ТД. Авиационно-космическая техника и технология. Сборник научных трудов выпуск №42, Харьков 2003г. 3. Бычков В.З., Рязанцев Н.К., Бородин Ю.С., Щербаненко Г.В. Способ испытания моторного масла. Авторское свидетельство СССР № 296690.

Имитационное моделирование движения ТРАНСПОРТНОГО средства по пересеченной местности

Введение

Широкий диапазон изменения дорожных условий, в которых может эксплуатироваться транспортное средство, обуславливает многообразие режимов работы их силовых установок [1, 2]. На транспорте наибольшее распространение среди силовых установок большой мощности получили двух- и четырехтактные поршневые двигатели, а также газотурбинные установки (ГТУ) с подводом теплоты в камере сгорания (КС) при постоянном давлении. Из теории ГТУ известно, что лучшие термодинамические параметры в рабочем цикле можно получить при рациональной реализации изохорного подвода теплоты в камере сгорания [3]. Однако опыт создания и исследования таких ГТУ в настоящее время еще незначительный. В статье представлены результаты моделирования движения транспортного средства по пересеченной местности с известными статистическими характеристиками микропрофиля дороги, где в качестве силовой установки используется двухвальная многокамерная ГТУ со свободной силовой турбиной (СТ) и подводом теплоты в КС при $V = \text{const}$, а также исследования процессов, происходящих в рассматриваемой ГТУ с изохорным теплоподводом.

Проблема имитационного моделирования движения транспортного средства с исследуемой силовой установкой

В двухвальной ГТУ преобразование энергии отработавших газов в механическую энергию вращения валов описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} J \frac{d\omega}{d\tau} &= \frac{N_{\text{СТ}}(p_{\text{СТ}}, p_{\text{ОТ}}, T_{\text{СТ}}, \omega)}{\omega} - M_{\text{МП}}(\omega) - \\ &- M_{\text{ДОП}}(\omega) - M_{\text{Н}}(\tau); \\ J_{\text{ТК}} \frac{d\omega_{\text{ТК}}}{d\tau} &= \frac{N_{\text{Т}}(p_{\text{СТ}}, p_{\text{Т}}, T_{\text{Т}}, \omega_{\text{ТК}})}{\omega_{\text{ТК}}} - \\ &- \frac{N_{\text{К}}(p_0, p_s, T_0, \omega_{\text{ТК}})}{\omega_{\text{ТК}}}, \end{aligned} \quad (1)$$

где J – момент инерции масс, приведенных к выходному валу силовой турбины. Для тяжелой гусеничной машины $J \approx 4 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ [4];

$J_{\text{ТК}}$ – момент инерции масс, приведенных к ротору турбокомпрессора;

ω – угловая скорость вращения выходного вала;

$\omega_{\text{ТК}}$ – угловая скорость вращения ротора турбокомпрессора;

$M_{\text{МП}}$ – момент механических потерь;

$M_{\text{ДОП}}$ – момент нагрузки вспомогательных агрегатов;

$M_{\text{Н}}$ – активный момент нагрузки на выходном валу силовой турбины;

$N_{\text{СТ}}$ – мощность силовой турбины;

$N_{\text{Т}}$ – мощность турбины компрессора (ТК), которая работает в импульсном потоке отработавших газов;

$N_{\text{К}}$ – мощность компрессора;

p_0 – давление окружающей среды;

p_s – давление рабочего тела после компрессора;

$p_{\text{Т}}$ – давление газов перед ТК;

$p_{\text{СТ}}$ – давление газов перед силовой турбиной;

$p_{\text{ОТ}}$ – давление отработавших газов после СТ;

$T_{\text{Т}}$ – температура газов перед ТК;

$T_{\text{СТ}}$ – температура газов перед СТ;

T_0 – температура окружающей среды.

Данные параметры можно определить по известным уравнениям теории тепловых двигателей и лопаточных машин, а также построенной математической модели рабочего процесса ГТУ с изохорным теплоподводом [5]. Основную проблему в данном случае составляет методика определения момента нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины при движении по пересеченной местности M_H . В реальных условиях момент нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины является случайной функцией, в которую входят две составляющие:

$$M_H(\tau) = M_c(\tau) + M_{ин}, \quad (2)$$

где M_c – момент сопротивления на выходном валу, являющийся случайной функцией времени из-за наличия неровностей дороги [4];

$M_{ин}$ – момент инерции транспортного средства.

Решение проблемы имитационного моделирования движения транспортного средства

При движении гусеничной машины с постоянной скоростью отсутствует составляющая момента инерции, поэтому момент нагрузки будет равен моменту сопротивления, который, в свою очередь, может быть представлен как наложение случайного приращения $\Delta M_c(\tau)$ на его постоянную составляющую M_{co} :

$$M_H(\tau) = M_c(\tau) = M_{co} + \Delta M_c(\tau). \quad (3)$$

Кроме того, исходя из уравнения (1) при равномерном движении $\frac{d\omega}{dt} = 0$, и активный момент на выходном валу двигателя будет равен моменту сопротивления с учетом моментов нагрузки дополнительных агрегатов $M_{доп}$ и механических потерь $M_{мп}$. Тогда для оценки постоянной составляющей момента сопротивления на выходном валу M_{co} при $\Delta M_c(\tau) = 0$, а также исходя из требований по обеспечению необходимой мощности двигателя $N_{ном} = 1000$ кВт и номинальной угловой скорости вращения выходного вала ω , воспользуемся соотношением

$$M_{co} = \frac{N_{ст}(p_{ст}, p_{от}, T_{ст}, \omega)}{\omega} \approx 4300 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (4)$$

Кривая спектральной плотности $S(\omega)$ случайного сигнала $\Delta M_c(\tau)$ имеет два выраженных максимума [4]. Поэтому случайный сигнал $\Delta M_c(\tau)$ может быть получен с помощью формирующего динамического звена (см. рис. 1), представляющего собой последовательное соединение двух колебательных звеньев. Тогда если на вход формирующего динамического звена подается некоррелированный «белый шум» $\xi(\tau)$ с интенсивностью $q = S(0) = 5$, на выходе будет иметь место случайная функция $\Delta M_c(\tau)$.

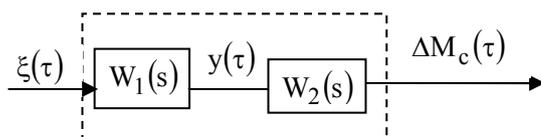


Рис. 1. Формирующее динамическое звено

Передаточные функции звеньев, входящих в состав формирующего динамического звена, имеют вид:

$$W_1(s) = \frac{1}{T_{11}^2 s^2 + T_{12} s + 1}; \quad (5)$$

$$W_2(s) = \frac{1}{T_{21}^2 s^2 + T_{22} s + 1},$$

где s – аргумент преобразования Лапласа;

$T_{11}, T_{12}, T_{21}, T_{22}$, – постоянные времени.

В соответствии с (5) дифференциальные уравнения, связывающие входные и выходные переменные звеньев, записываются следующим образом

$$\begin{aligned} T_{11}^2 \ddot{y}(\tau) + T_{12} \dot{y}(\tau) + y(\tau) &= \xi(\tau); \\ T_{21}^2 \Delta \ddot{M}_c(\tau) + T_{22} \Delta \dot{M}_c(\tau) + \Delta M_c(\tau) &= y(\tau), \end{aligned} \quad (6)$$

Значения постоянных времени в уравнении (6) составляют $T_{11} = 2,43$ с, $T_{12} = 0,82$ с, $T_{21} = 0,577$ с, $T_{22} = 0,01245$ с [4].

Для получения нормального «белого шума» на ЭВМ можно использовать стандартный генератор случайных чисел, равномерно распределенных на интервале $[0, 1]$. Обратившись к генератору N раз, получим последовательность равномерно распределенных на интервале $[0, 1]$ случайных величин $z_k, k = \overline{1, N}$. Теперь образуем на каждом шаге интегрирования системы (6) случайную величину $x = \alpha \sum_{k=1}^N z_k - \beta$, где α и β – некоторые па-

раметры. Согласно центральной предельной теореме теории вероятностей [6], при достаточно большом значении N случайная величина x , будет иметь распределение, близкое к нормальному. С достаточной для практических расчетов точностью объем выборки можно ограничить некоторым числом. На практике часто принимают $N = 12$. Тогда $x = \sum_{k=1}^{12} z_k - 6$.

Теперь для получения на каждом шаге интегрирования системы (6) «белого шума» $\xi(\tau)$ с математическим ожиданием m_ξ и средним квадратичным отклонением σ_ξ достаточно выполнить линейное преобразование

$$\xi(\tau) = \sigma_\xi x + m_\xi. \quad (7)$$

На рис. 2 приведены результаты моделирования момента нагрузки на выходном валу гусеничной машины, полученные в ходе решения системы (6) с учетом уравнений (3) и (4), а также изменение мощностей лопаточных машин при данной реализации момента.

Максимальное значение момента нагрузки смоделировано при $\tau = 3,65$ с и составляет 4772 Н·м, а минимальное значение – при $\tau = 11,48$ с и составляет 3771 Н·м. Таким образом, коридор изменения значения случайного приращения ΔM_c составил 24 % от постоянной составляющей M_{co} . Среднеинтегральные по времени значения мощностей компрессора, импульсной и силовой турбин составляют $N_{ксп} = N_{тур} = 778$ кВт, $N_{стсп} = 946$ кВт. При максимальном значении момента нагрузки ($\tau = 3,65$ с) мощность силовой турбины составила $N_{ст} = 1000,6$ кВт, а при минимальном ($\tau = 11,48$ с) – $N_{ст} = 914,8$ кВт. Однако значения максимальной и минимальной мощности силовой турбины не совпадают с этими величинами. Максимальное значение мощности силовой турбины наблюдается при $\tau = 4,4$ с $N_{стmax} = 1008,8$ кВт, а минимальное – при $\tau = 12,59$ с $N_{стmin} = 906,2$ кВт. Таким образом, коридор изменения значений мощности силовой турбины составил 10,8 % от среднеинтегрального значения по времени, а время запаздывания по мощности составило $\Delta\tau = 0,75$ с при сбросе максимального момента нагрузки и $\Delta\tau = 1,11$ с при увеличении минимального момента нагрузки.

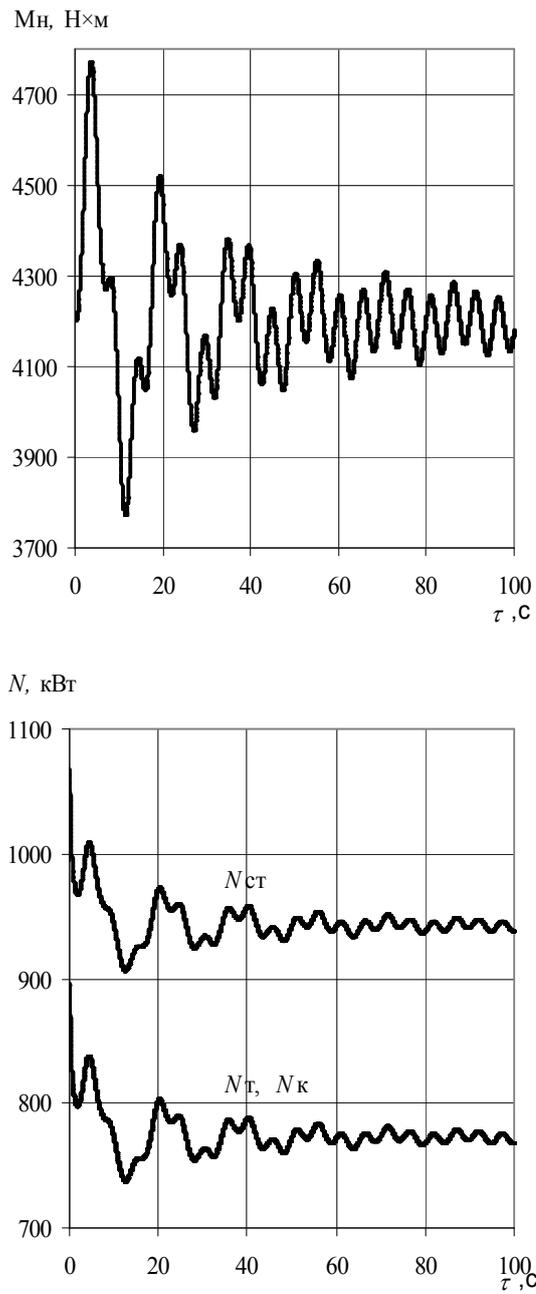


Рис. 2. Результаты имитационного моделирования движения транспортного средства

Выводы

Таким образом, впервые разработана и реализована имитационная модель «силовая установка – транспортное средство», позволяющая провести исследования технико-экономических показателей многокамерной двухвальной ГТУ с изохорным теплоподводом на частичных, переходных и стохастических режимах нагрузки, характерных для транспортных систем.

Как видно из проведенного анализа результатов, полученных в ходе имитационного моделирования движения транспортного средства по пересеченной местности, колебания значений воздействующего на установку момента нагрузки в пределах 24 % от постоянной составляющей момента сопротивления не привели к потере устойчивости работы рассматриваемой ГТУ, а следовательно, гусеничная машина может передвигаться по пересеченной местности с практически постоянной скоростью.

Список литературы:

1. *Транспортные машины с газотурбинными установками / Попов Н.С., Изотов С.П., Антонов В.В. и др. – Л.: Машиностроение, 1987. – 259 с.*
2. *Неустановившиеся режимы поршневых и газотурбинных двигателей авто-тракторного типа / Ждановский Н.С., Ковригин А.И., Шкрабак В.С., Соминич А.В. – Л.: Машиностроение, 1974. – 224 с.*
3. *Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1977. – 447 с.*
4. *Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др. – Харьков: Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с.*
5. *Куценко А.С., Марченко Н.А. Математическая модель рабочего процесса транспортной газотурбинной установки // Вестник ХГПУ: Сб. научн. тр. «Двигатели внутреннего сгорания». – Харьков: ХГПУ, 1999. – Вып. 60. – С. 81-85.*
6. *Венцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Физматгиз, 1964. – 576 с.*

УДК 621.431:681.518.54

А.А. Горячий, инж., С.В. Епифанов, д-р техн. наук

МЕТОДИКО-АЛГОРИТМИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ДВС

Автоматизированные системы параметрического диагностирования (АСПД) газотурбинных двигателей начали свое развитие с применения к маршевым двигателям летательных аппаратов и в настоящее время востребованы в области наземного применения для приводов газоперекачивающих агрегатов и передвижных электростанций. Аналогичными системами целесообразно оснастить и наземные нефте- и газоперекачивающие агрегаты с приводом на основе дизелей. Применение полноразмерных функциональных АСПД на автомобильном транспорте не может быть столь же эффективно из-за сравнительно слабых вычислительных мощностей бортовых микропроцессоров и неравномерности рабочих режимов объекта диагностирования [1]. Промежуточным вариантом могут являться системы для водного и железнодорожного транспорта, однако их алгоритмическое обеспечение будет составлять лишь подмножество того, что можно реализовать в условиях нефтеперекачивающей станции. Такие АСПД, имея множество сходных черт с АСПД газотурбинных двигателей, будут иметь и ряд отличий, связанных с особенностями контролируемого объекта.

Разработка математического обеспечения АСПД – сложная и трудоемкая задача, для успешного решения которой требуется методическая и экспериментальная база.

Анализ задач диагностирования сложных технических объектов показывает, что алгоритмы их решения базируются на применении одного из следующих общих методов диагностирования:

1. Допускового контроля;
2. Тренд-анализа;
3. Поиска неисправностей;
4. Прогнозирования.

Но, кроме основных алгоритмов контроля и диагностирования, работоспособность системы обеспечивают вспомогательные алгоритмы, которым в литературе уделяется гораздо меньше внимания, однако их значимость для работы диагностической системы чрезвычайно высока, а по трудоемкости разработки и отладки они не уступают основным алгоритмам.

Рассмотрим состав алгоритмического обеспечения АСПД и набор методик, которые являются основой для разработки алгоритмов диагностирования.

На рис. 1 представлена схема взаимодействия основных модулей программного комплекса АСПД

на различных этапах обработки информации от ее получения до отображения диагностических решений. В рассматриваемую схему не входят аппаратная часть измерительной системы и электронные цепи передачи данных. Исходной является информация, поступающая в обработку в цифровом виде. Программный комплекс (ПК) реализуется на базе персонального компьютера. Основными функциями программного комплекса являются хранение информации, настройка (конфигурирование) алгоритмов контроля, алгоритмическая обработка информации, визуализация промежуточных и окончательных результатов.

Функция *хранения данных* является важной составной частью программного комплекса. Исходные данные могут храниться в специальных форматах, поскольку их объем велик, а обработка может происходить последовательно. Данные с результатами первичной обработки и с результатами диагностирования целесообразно хранить в формате базы данных для удобства доступа.

Модель-генератор применяется на начальном этапе отработки алгоритмов, когда измерительные данные отсутствуют.

Алгоритмическое обеспечение системы состоит из алгоритмов предварительной и диагностической обработки. Алгоритмы могут применяться как в условиях стационарных диагностических систем, так и в бортовых системах. Функция *идентификации* служит для настройки математических моделей, и является инструментальным средством инженера-проектировщика. Таким же инструментальным средством является и *конфигуратор алгоритмов* – функция программного комплекса, посредством которой осуществляется его настройка. Функция *визуализации* результатов идентификации и контроля делает работу с программным комплексом более удобной.

Методы, предлагаемые для использования в АСПД, могут применяться как в оперативном режиме (то есть в режиме реального времени на работающем двигателе), так и по информации, зарегистрированной в накопителе. Методы реализуются в виде диагностических алгоритмов. Рассмотрим систематизированные группы алгоритмов, которые в различном составе присутствуют в любой конфигурации ПК АСПД.

Рассмотрим алгоритмы, работающие в ПК АСПД. Их можно разделить на две основные группы. Алгоритмы *предварительной обработки* вычисляют

параметры, которые выбраны в качестве диагностических. Основное требование к таким параметрам – их значения должны зависеть от технического состояния двигателя, и не зависеть от входных параметров (режим и атмосферные условия). Алгоритмы

диагностической обработки анализируют значения диагностических параметров и формируют рекомендации о возможности и перспективах дальнейшей эксплуатации двигателя, а возможно, и о месте нахождения неисправности.

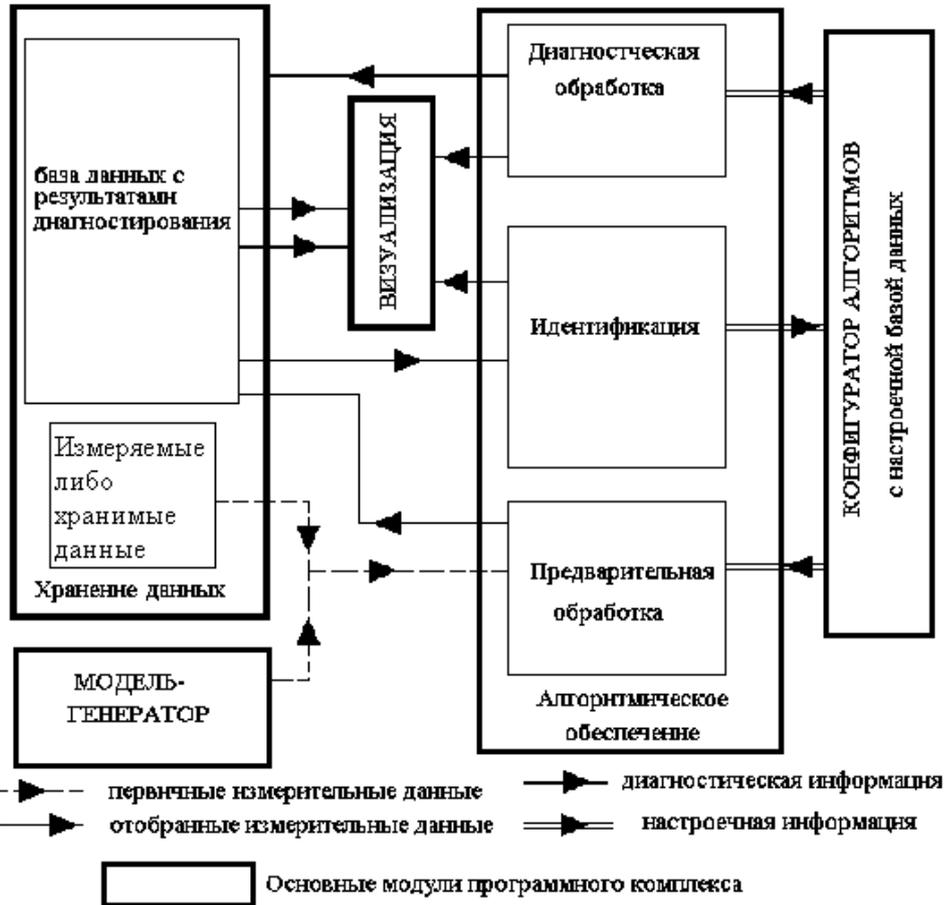


Рис. 1. Схема алгоритмической обработки информации в программном комплексе АСПД

Алгоритмы первичной обработки

1. Алгоритм подготовки входной информации.

Рассмотрим выполняемые функции.

— Проверка нахождения параметра в контрольном диапазоне.

– Вычисление статистических характеристик измеряемого параметра.

– Расчет сглаженного значения параметра.

– Расчет математического ожидания квадрата параметра M_i^2 .

– Расчет оценки дисперсии измеряемого параметра S_i^2 на текущем шаге.

Для сокращения объема хранимой при вычислениях информации желательно применение рекуррентных алгоритмов. Особое внимание при программной реализации методики следует уделить тому, чтобы не потерять точность вычислений на фоне потери машинной точности.

Для настройки алгоритма необходимо задать:

- допустимый диапазон измерения параметра;
- допуск на разовое приращение значения;
- предел критерия установившегося режима;
- предельное значение СКО;
- коэффициент сглаживания;

2. Алгоритм идентификации режима работы объекта.

Выполняемые функции:

- формирование признака «двигатель работает»;
- формирование номера зоны контроля для установления диапазона применяемой модели;

– формирование признака «установившийся режим» (УР);

Применение любой методики в АСПД может быть успешным только в случае четкого понимания того, в каких условиях и на каких режимах применение этой методики допустимо. Так, например, попытка использовать допусковый контроль путем сравнения текущего значения параметра со статической моделью его нормального состояния даст заведомо ложный результат в случае контроля на переходном режиме работы двигателя. Это происходит потому, что все соотношения между параметрами в статической модели не учитывают энерговыделение или энергопоглощение массами, движущимися ускоренно. Другой случай – когда модель нормального состояния представляет собой не одну, а несколько различных функций, каждая из которых верна только при заданной конфигурации двухпозиционных управляющих устройств (например, приводной нагнетатель воздуха включен/выключен).

Таким образом, для каждой из методик существует набор условий, при которых ее применение допустимо, и которые можно объединить в один признак, разрешающий применение методики, или указывающий какая из моделей нормального состояния должна быть применена. Некоторые из признаков носят общий характер для нескольких методик. Рассмотрим некоторые из них.

Признак «двигатель работает» формируется по результатам проверки совместного выполнения M из N условий $Y_i > C_i$, где Y_i – измеряемый либо вычисляемый параметр, по которому проверяется режим двигателя; C_i – константа – нижний уровень проверяемого параметра, характерный для работающего двигателя, $i=1,2,\dots,N$ – номер проверяемого условия, N – количество проверяемых условий (обычно 2-3), M – количество условий, которые должны выполняться, чтобы признать двигатель работающим (в частном случае $M=N$).

В качестве Y_i параметров могут выступать частоты вращения роторов, температура газов в горячей части двигателя, крутящий момент, давление за компрессором и т.п.

Признак *зоны контроля* формируется для того, чтобы из нескольких математических моделей одного параметра выбрать именно ту, которая описывает текущую область режимов работы двигателя и атмосферных условий, либо отвергнуть все и отменить контроль, если работа происходит в зоне, для которой математическая модель не идентифицировалась.

Большинство из проверок технического состояния двигателя производится в условиях энергетического равновесия контролируемой системы, когда не происходит ускоренного движения роторов, а элементы двигателя сохраняют постоянство температуры и не меняется положение органов управления. Косвенным признаком такой стабильности может служить стабильность некоторых параметров двига-

теля и внешних условий достаточно продолжительное время. Признак установившегося режима работы двигателя (УРД) формируется, когда условия стабильности выбранных параметров выполняются. Однако невозможно соблюсти условия полного равенства каждого из параметров его предыдущему значению вследствие измерительного шума; изменения внешних условий; влияния возмущений от регулятора двигателя. Поэтому нельзя ожидать абсолютной стабильности ни одного из наблюдаемых параметров, но можно считать стабильным режим, на котором параметр меняется на незначительную величину и медленно. Формирование критерия стабильности отдельного параметра может осуществляться сравнением его скорости изменения с предельным значением. Иные методы (например, Хальда-Аббе [11]) показали себя менее эффективными. Признак УРД можно считать сформированным, если выполняются условия стабильности для N выбранных при формировании соответствующего алгоритма параметров. В качестве таких параметров могут быть использованы частота вращения коленчатого вала, температуры в горячей части двигателя, расход топлива, температура масла в двигателе, а также постоянство положения органов управления двигателем.

Для настройки алгоритма необходимо задать:

- критерии оценки рабочего состояния двигателя;
- критерии определения зон контроля;
- состав параметров, по которым формируется признак УР.

3. Алгоритм расчета не измеряемых параметров.

В алгоритме рассчитываются параметры, не измеряемые непосредственно, но представляющие интерес для эксплуатации. Это могут быть: приведенные параметры двигателя, удельный и суточный расход топлива, производительность транспортировки нефти или газа, наработка двигателя на различных режимах, запасы устойчивости газоперекачивающих компрессоров, другие параметры станционного оборудования, и т.п. Методики их расчета не являются диагностическими, но сами параметры могут использоваться для анализа в диагностических методиках.

Особенность расчета приведенных параметров для ДВС состоит в том, что коэффициенты формул приведения сильно зависят от типа двигателя и не являются универсальными.

4. Алгоритм управления регистрацией информационных срезов и учет наработки.

Выполняемые функции:

- выбор участков работы, пригодных для диагностической обработки;

- учет общей наработки двигателя;
- подготовка информационного среза для регистрации.

Для работы с методиками тренд-анализа и прогнозирования, а в некоторых случаях и допускового контроля, целесообразно использовать информацию, прошедшую предварительную обработку. Таким образом отсеиваются переходные режимы, а параметры работы на установившихся режимах прореживаются (для уменьшения объема неинформативных данных) и сглаживаются (для снижения влияния случайной погрешности измерения). Прореживание заключается в том, что на регистрацию попадают информационные срезы с частотой, не превышающей заданную (один раз в час, один раз в 10 минут работы двигателя и т.д.), и только при наличии признака работы двигателя и признака установившегося режима. Сглаживание происходит путем осреднения на заданном интервале, либо рекуррентно. Интервал осреднения выбирается от 1 (без осреднения) до 60 предыдущих записей. Бинарные параметры при этом мажорируются (например, по правилу «два из трех»). Сформированный таким образом информационный срез сохраняется для диагностической обработки.

Для исследования процессов изменения технического состояния необходима привязка параметров двигателя ко времени его работы, поэтому в информационном срезе фиксируется также время наработки, учет которого происходит суммированием временных участков при наличии признака работы двигателя.

Для настройки алгоритма необходимо задать:

- периодичность регистрации информационных срезов;
- интервал осреднения параметров перед регистрацией.

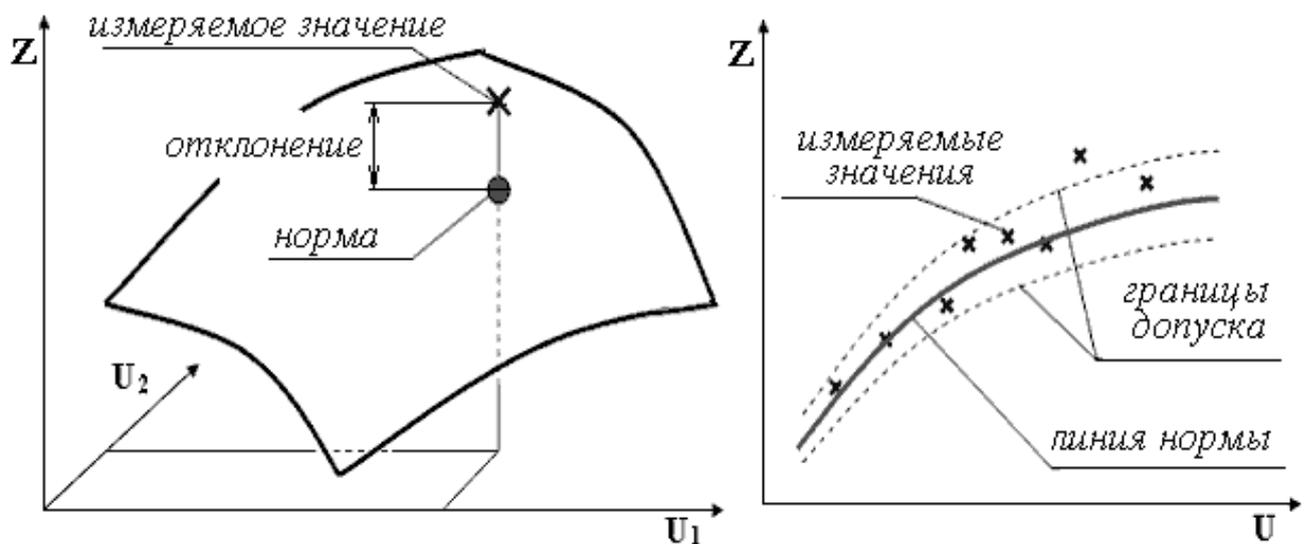


Рис. 2. Допусковый контроль

Показателями качества двигателя могут являться

Алгоритмы диагностического анализа

1. Алгоритм допускового контроля параметров двигателя.

Допусковый контроль заключается в следующем (рис.2). На этапе проектирования АСД выбираются контролируемые показатели \bar{Z} качества объекта и определяется их связь $\bar{Z} = f(\bar{Y})$ с измеряемыми параметрами \bar{Y} . Назначаются номинальные значения норм контролируемых показателей и допустимые отклонения – в сторону увеличения $\bar{D}_в$ и в сторону уменьшения $\bar{D}_н$. При контроле измеряют параметры объекта \bar{Y} , по ним вычисляют контролируемые показатели \bar{Z} , определяют их отклонения от номинальных значений $\Delta\bar{Z} = \bar{Z} - \bar{Z}_{ном}$ и проверяют для каждого i -го показателя условие $D_{н.i} < \Delta Z_i < D_{в.i}$. Если хотя бы одно из этих условий не выполняется, объект неисправен.

сами измеряемые параметры; тогда $\vec{Z} = \vec{Y}$. Возможно также контролировать техническое состояние двигателей по параметрам, которые непосредственно не измеряются. Так параметры двигателя могут быть приведены к стандартным атмосферным условиям, если для данной модели существует методика приведения.

Для вычисления номинальных значений используется математическая модель вида $\vec{Y} = F(\vec{U})$, где \vec{U} – вектор входных параметров (параметров, определяющих атмосферные условия и режим работы двигателя).

Важное практическое значение имеет случай применения регрессионных моделей, вида $\vec{Y} = \vec{F}(\vec{U}_p, \vec{U}_a, \vec{\alpha})$, где \vec{U}_p – режимные параметры, \vec{U}_a – параметры атмосферного воздуха, $\vec{\alpha}$ – параметры модели.

Эффективность контроля с использованием индивидуальной модели существенно зависит от следующих факторов состава входных параметров \vec{U} ; математической структуры модели $F(\vec{U})$; способа формирования модели.

Обычный вид функции F – полиномиальный. Состав режимных параметров \vec{U}_p определяется методами структурной идентификации, коэффициенты полинома $\vec{\alpha}$ определяются в ходе параметрической идентификации методами регрессионного анализа [2]. Алгоритм идентификации [3, 4] не входит непосредственно в алгоритмическое обеспечение обработки данных, а относится к настроечным функциям программного комплекса. Достоверность и точность идентификации при выбранной структуре модели существенно зависят от имеющейся экспериментальной информации.

Процедура сбора этой информации может быть реализована в режиме пассивного или активного эксперимента. Наибольший экономический эффект от применения параметрического диагностического анализа в эксплуатации может быть достигнут, если не требуется выполнять специальных работ по периодическому снятию характеристик двигателей. Вместо этого будем использовать информацию, накапливаемую в эксплуатационных условиях, но при этом необходимо контролировать плотность заполнения области определения. Иначе, в реальных условиях, информация будет накапливаться в локальной области и из-за влияния погрешностей измерений и структурной неадекватности идентифицируемой модели погрешности в зонах, слабо заполненных исходными данными, могут оказаться недопустимо большими. Чтобы избежать подобных ошибок, предлагается в режиме пассивного эксперимента прово-

дить активную селекцию данных, обеспечивая заполнение области изменения аргументов модели с заданной равномерностью.

В некоторых случаях (при контрольных испытаниях в производстве и ремонте) эта модель может быть общей для всех двигателей данного типа. Однако с целью повышения достоверности контроля в эксплуатации эта модель должна отражать индивидуальные особенности каждого экземпляра двигателя [5]. Так отклонение от нормы контролируемого параметра, свидетельствующее о развитии неисправности, может составить 3-5%, однако на такую же величину могут отличаться два новых исправных двигателя одной серии [6].

Вычисляемые при выполнении допускового контроля отклонения параметров от нормальных значений в дальнейшем можно использовать при распознавании неисправностей.

Еще одной проблемой, которая должна быть решена при реализации данного метода, является назначение допусков. При назначении допуска для допускового контроля на практике возможны два случая. В первом - допуск назначается исходя из приводимых в техдокументации двигателя предельно допустимых значений измеряемых параметров. Такой подход эффективен для задания допусков на отклонения параметров элементов системы управления. Во втором случае допуск назначается исходя из реального поведения диагностического параметра.

Таким образом, алгоритм допускового контроля выполняет следующие функции:

- вычисление нормы параметра;
- вычисление отклонения от нормы;
- проверка нахождения нормы в пределах допуска и формирование сообщения о результатах контроля.

Для настройки алгоритма необходимо задать:

- условия входа в алгоритм;
- состав контролируемых параметров;
- индивидуальную модель нормального состояния каждого контролируемого параметра;
- допуск на отклонение.

2. Алгоритм распознавания дефектных состояний двигателя.

Выявляет неисправный узел в зависимости от рассчитанных отклонений контролируемых параметров. Алгоритм описан в работе [7].

Для настройки алгоритма необходимы:

- описание дефекта в виде одного или двух векторов коэффициентов влияния распознаваемого дефекта на отклонения контролируемых параметров;
- значения отклонений контролируемых параметров, вычисленные в алгоритме допускового кон-

троля.

Одним из применений методики распознавания стала методика оценки диагностической ценности параметров, позволяющая выработать рекомендации по составу и точности измерительной системы [8];

3. Алгоритм отсева сбойных значений диагностических параметров.

При анализе параметров ГТД значения входных и вычисляемых параметров могут входить грубые выбросы (сбои). Выявить и исключить сбои позволяет сравнение каждого наблюдения со значениями, зарегистрированными в другие моменты времени. При этом проверяется, является ли отклонение данного наблюдения от остальных статистически допустимым, то есть, определяется ли оно случайным разбросом значений, связанным с характерным уровнем погрешностей.

Существует целая группа описанных в литературе статистических методов выявления грубых ошибок, позволяющих производить отбраковку аномальных данных (например, [9]). Для этого можно использовать критерии Колмогорова, Пирсона и др. В частности, если допустить предположение о нормальном распределении погрешностей измерений, то можно прибегнуть к правилу “трех σ ”.

4. Алгоритм тренд – анализа.

Задача тренд–анализа может рассматриваться как проверка стационарности случайного процесса результатов регистрации параметров технического объекта. В результате рассмотрения специальной литературы, посвященной вопросам статистического анализа, установлено, что рассматриваемая задача тренд–анализа может быть сведена к одной из трех задач математической статистики. Ниже перечислены эти задачи:

– Оценка случайности расхождения между заданным математическим ожиданием и выборочным средним.

– Оценка принадлежности двух выборок одной генеральной совокупности.

– Выявление закономерности в последовательности данных.

Каждая из указанных задач имеет свои методы решения и соответствующие статистические критерии. Эти методы достаточно полно описаны в литературе [10, 11].

Тренд–анализ является эффективным средством раннего обнаружения неисправностей, поэтому он широко используется в существующих системах диагностирования авиационных ГТД.

Особенностью предлагаемого подхода является использование в качестве параметров, для которых проводится анализ тех отклонений контролируемого

параметра от модели нормального состояния, которые были получены при работе алгоритма допускового контроля.

5. Алгоритм прогнозирования технического состояния.

Прогнозирование с точки зрения диагностирования технического состояния объекта – это процесс, в результате которого получают вероятностные данные о будущем состоянии этого объекта. Необходимость в прогнозировании обусловлена тем обстоятельством, что будущее многих явлений и процессов, происходящих в двигателе, неизвестное в данный момент, имеет большое значение для правильного принятия решений о дальнейшей эксплуатации двигателя в настоящем.

Известно большое количество методов, методик и способов прогнозирования [12, 13, 14], но все они основаны на двух крайних подходах: эвристическом и математическом. Наибольший интерес представляют математические методы прогнозирования, в отличие от эвристических не связанные с экспертными знаниями об объекте, для которых характерен подбор и обоснование математической модели исследуемого процесса, а также методов ее идентификации. Задача прогнозирования при этом сводится к решению уравнений, описывающих данную модель для заданного момента времени.

Среди математических методов прогнозирования в особую группу выделяются методы экстраполяции (статистические методы), основным достоинством которых являются простота реализации вычислительного алгоритма и малые затраты машинного времени. В качестве математического аппарата используются методы максимального правдоподобия, наименьших квадратов и др.

В состав диагностической системы могут быть включены различные алгоритмы, но следует учитывать, что некоторые из них используют в качестве исходной информации результаты работы других алгоритмов. На рис. 3 представлена иерархическая схема, отражающая возможность использования нижерасположенных алгоритмов от результата работы вышерасположенных. Таким образом, если в АСПД отсутствует или еще не сконфигурирован один из алгоритмов, то не могут быть настроены ни один из тех, к которым от него идут связи вниз.

Таким образом, можно выделить следующие результаты работы:

1. Обоснована возможность разработки автоматизированной системы функционального диагностирования мощных дизелей стационарного применения.

2. Описан необходимый состав и последовательность взаимодействия компонентов обработки информации.

3. Рассмотрен необходимый состав алгоритмического обеспечения комплекса и некоторые теоретические методики, необходимые для реализации алгоритмов.

4. Рассмотрены алгоритмы предварительной обработки измерительной информации;

5. Методами допускового контроля и тренд-анализа предлагается анализировать не сами параметры рабочего процесса, а отклонения контролируемых параметров от их нормальных значений, рассчитанных с использованием модели.

6. Модели нормального состояния должны отражать индивидуальные особенности двигателя, что обеспечивается методами параметрической идентификации.

7. Многие из упомянутых методик подробно разработаны, а алгоритмы реализованы и отлажены для иных технических объектов и позволяют применять их к диагностированию ДВС с минимальными доработками.

8. Теоретическая состоятельность и практическая полезность подобных систем подтверждаются опытом разработки и эксплуатации АСПД для газотурбинных приводов газокomppressorных станций и электростанций.



Рис.3. Иерархическая схема взаимодействия алгоритмов АСПД

Список литературы:

1. Горячий А.А. Проблемы повышения эффективности систем диагностирования ДВС на этапе проектирования // Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2003, № 1-2. – С 53 – 57. 2. Химмельблау Д. Анализ процессов статистическими методами / Под ред. В.Г. Горского: Пер. с англ. – М.: Мир, 1973. – 957 с. 3. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко, Г.Г. Грабовский, В.А. Дюков, С.А.

Кузьменко, Н.А. Рюмишн, А.А. Самецкий. – К.: Техніка, 1998. – 312 с. 4. Горячий А.А. Идентификация диагностических математических моделей ДВС // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр.* – Харьков: Нац. аэрокосмический ун-т «ХАИ», 2001. – Вып. 26 Двигатели и энергоустановки. – С. 256 – 260. 5. Ахмедзянов А.М., Дубравский Н.Г., Тунаков А.П. Диагностика состояния ВРД по термодинамическим параметрам. – М.: Машиностроение, 1983. – 206 с. 6. Иванков В.А., Белогуб А.В., Горячий А.А. О возможности форсировки двигателя СН-6Д (1Ч8/7.5) по мощности: Сб. науч. тр. ХГПУ. – 1998. – Вып. 6. В 4 ч. Ч. 2. – Харьков: Харьк. гос. политехн. ун-т, 1998. – С. 46 – 50. 7. Биргер И.А. Техническая диагностика. – М.: Машиностроение, 1978. – 238 с. 8. Епифанов С.В., Лобода И.И. Анализ диагностируемости ГТД параметрическими методами // *Авиационно-космическая техника и технология. Тр. Харьк. авиац. ин-та* 1994. – С. 73 – 76. 9. Шаракианэ А.С., Железнов И.Г., Ивницкий В.А. Сложные системы.: Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. шк., 1977. – 247 с. 10. Цветков Э.И. Основы теории статистических измерений. – Л.: Энергия, 1979. – 285 с. 11. Закс Л. Основы теории статистических решений.: Пер. с нем. – Л.: Энергия, 1979. – 285 с. 12. Бокс Дж., Дженкинс Г. Анализ временных рядов, прогноз и управление. – М.: Мир, 1974. – Вып. 1. – 408 с. 13. Ивахненко А.Г. Долгосрочное прогнозирование и управление сложными системами. – К.: Техніка, 1975. – 311 с. 14. Ивахненко А.Г., Лапа Р.Г. Предсказание случайных процессов. – К.: Наук. думка, 1971. – 416 с.

УДК 621.43.545

А.М. Божок, д-р техн. наук, К.Е. Долганов, д-р техн. наук

ДВУХИМПУЛЬСНЫЙ РЕГУЛЯТОР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДЛЯ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ИХ ДЛЯ ПРИВОДА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРОВ

Введение

Для привода электрических генераторов переменного тока аварийных и резервных электростанций, которые работают в течение года сравнительно небольшое число часов, можно использовать дизели тракторов, присоединяя их к электрическому генератору через вал отбора мощности трактора, когда возникает потребность в работе этих электростанций.

Для этого необходимо применить промежуточный редуктор для согласования частоты вращения коленчатого вала дизеля с синхронной частотой электрического генератора и улучшить показатели системы автоматического регулирования тракторного дизеля чтобы обеспечить выполнение требований ГОСТ 13822-82 и ГОСТ 10511-83 [1, 2] к системам автоматического регулирования частоты вращения первичных двигателей электрических агрегатов и электростанций, а

именно: наклон регуляторной ветви 3%, заброс частоты вращения после мгновенного сброса и наброса нагрузки не более 10%, длительность переходных процессов не более 5 с.

Для решения этой задачи на кафедре «Тракторы, автомобили и энергетические средства» Подольской аграрно-технической академии (ПГАТА, г. Каменец-Подольский) разработан двухимпульсный регулятор частоты вращения, в котором используется дополнительное регулирующее воздействие по нагрузке дизеля.

Двухимпульсный регулятор частоты вращения

На рис. 1 показана принципиальная схема двухимпульсного регулятора частоты вращения, в которой используется серийный всережимный регулятор частоты вращения по отклонению регулируемого параметра топливного насоса высокого давления (ТНВД) типа УТН-5, широко применяемого на тракторах.

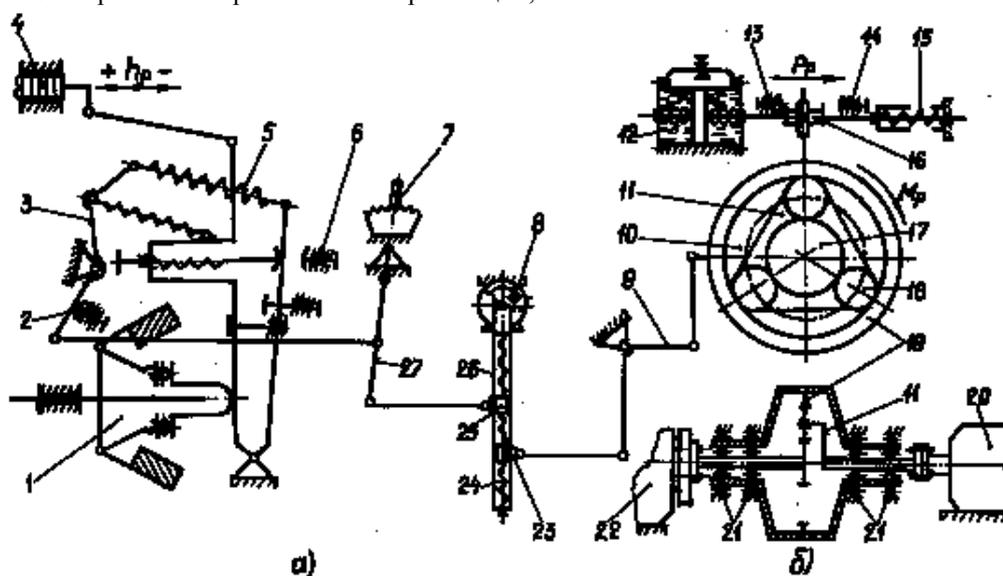


Рис. 1. Принципиальная схема двухимпульсного регулятора:

а) регулятор; б) планетарный редуктор.

1 – базовый центробежный всережимный регулятор частоты вращения дизеля; 2 – винт ограничения максимальной частоты вращения дизеля; 3 – рычаг управления регулятором частоты вращения; 4 – рейка ТНВД; 5 – пружина регулятора частоты вращения; 6 – винт ограничения максимальной деформации пружины регулятора; 7 – рычаг управления дизелем; 8 – маховичок для настройки наклона регуляторной ветви; 9 – двухплечий рычаг изменения направления передачи импульсов по нагрузке; 10 – планетарный редуктор, он же измеритель нагрузки; 11 – ведомое звено редуктора; 12 – гидравлический демпфер; 13, 14 – ограничители поворота остановленного звена планетарного редуктора; 15 – пружина измерителя нагруз-

ки; 16 – соединительное звено измерителя нагрузки; 17 – ведущая шестерня редуктора; 18 – сателлиты; 19 – остановленное звено редуктора; 20 – электрогенератор; 21 – подшипники; 22 – дизель; 23, 25 – ползун; 24 – винт; 25 – двуплечий рычаг; 26 – суммирующий рычаг; h_p – перемещение рейки ТНВД

В двухимпульсный регулятор входят: серийный центробежный регулятор 1, планетарный редуктор и он же измеритель нагрузки 10, двуплечий рычаг 9 изменения направления передачи импульсов по нагрузке, рычаг 26 с устройством для настраивания уклона регуляторной ветки, суммирующий рычаг 27 и рычаг управления дизелем 7. Регулятор 1 действует на рейку 4 ТНВД. Пружина 5 регулятора соединена с рычагом управления регулятором 3, с помощью которого можно изменять предварительное натяжение пружины 5, чем обеспечивается всережимное действие регулятора.

Рычаг 26 имеет продольный прорез, в который установлен винт 24 с правой и левой резьбой с размещенными на них ползунами 23, 25. Винт 24 можно вращать при помощи маховика 8 с конической зубчатой передачей, обеспечивая ползунам 23, 25 сближение или удаление при перемещении их вдоль прореза рычага 26.

Редуктор 10 установлен на подшипниках 21 с возможностью поворачиваться вокруг своей оси, остановленная шестерня 19 жестко прикреплена к его корпусу и шарнирно – к соединительному звену 16. Крутящий момент от ведущей шестерни 17 передается к ведомому звену 11 редуктора через сателлиты 18. Во время работы редуктора на его корпус через остановленную шестерню 19 передается реактивный момент M_p , который создает на звене 16 силу P_p . Эта сила уравнивается пружиной 15. Под действием силы P_p пружина 15 деформируется и редуктор поворачивается на некоторый угол, который зависит от величины момента M_p и силы P_p . Этот поворот передается на рычаг 9 и дальше через рычаг 26 на рычаг 3 управления регулятором. Максимальный угол поворота корпуса редуктора ограничивается винтами 13, 14.

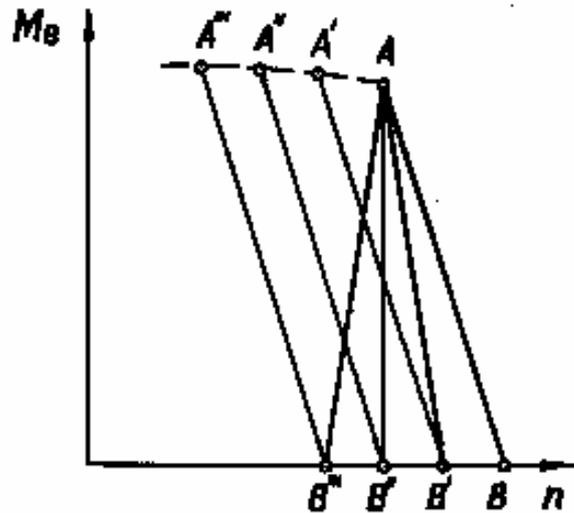


Рис. 2. К формированию регуляторных ветвей в двухимпульсном регуляторе

Регулятор работает таким образом. Рычаг управления 7 устанавливают в такое положение, при котором рычаг 3 упирается в винт 2, что соответствует работе дизеля на номинальном скоростном режиме при полной нагрузке (точка А, рис. 2). Когда включить полную нагрузку электрогенератора 20, корпус редуктора повернется, пружина 15 сожмется и соединительное звено 16 выйдет на упор в винт 14. Если зафиксировать редуктор в этом положении, то будет работать только регулятор 1. В данном случае, по мере уменьшения нагрузки, частота вращения дизеля будет увеличиваться, вследствие чего будет формироваться регуляторная ветвь АВ с положительным наклоном. А если корпус редуктора освободить, то по мере уменьшения нагрузки он будет поворачиваться под действием пружины 15 и поворачивать рычаги 9, 26, 27, а через них и рычаг 3 в сторону уменьшения натяжения пружины 2, что приведет к смещению начала действия регулятора 1 из точки А в точки А^I, А^{II}, А^{III} и соответственно смещению регуляторной ветви в положения А^IВ^I, А^{II}В^{II}, А^{III}В^{III}. В результате действия двух регуляторов частота вращения коленчатого вала дизеля на уравновешенных режимах будет изменяться незначительно (ветвь АВ^I) или останется постоянной (ветвь АВ^{II}) и даже может уменьшаться, вследствие чего регуляторная ветвь получит отрицательный наклон (ветвь АВ^{I-II}). Это зависит от передаточного числа рычажной передачи от корпуса редуктора 10 к рычагу 3. Это передаточное число можно изменять при помощи

маховичка 8 как на остановленном дизеле, так и во время его работы, и таким образом изменять наклон регуляторной ветви.

Как видно из приведенного выше описания, для присоединения к серийному регулятору частоты вращения измерителя нагрузки не требуется вносить изменения в конструкцию регулятора.

Исследование двухимпульсной САРЧ дизеля

Изготовлен экспериментальный образец двухимпульсного регулятора и приведены исследования на 4-цилиндровом тракторном дизеле 4Ч11/12,5 (ММЗ Д-50) с ТНВД УТН-5. Дизель установлен на электрическом тормозном стенде КИ-1363 Б.

Разработаны математическая модель САРЧ дизеля и программы для проведения вычислительных исследований статики и динамики САРЧ на ПЭВМ (программа здесь не приводится).

На рис. 3 показаны расчетные скоростные характеристики дизеля 4Ч11/12,5 (ММЗ Д-50) с двухимпульсным регулятором, на которые нанесены точки, полученные во время экспериментов. Характеристики рассчитаны для отрицательного 1, нулевого 2 и положительного 3 наклонов регуляторной ветви (соответственно наклоны – 0,059; 0; 0,059. На рис. 1: n — частота вращения коленчатого вала дизеля, а M_e — эффективный крутящий момент. Видно, что опытные точки хорошо совпадают с расчетными характеристиками. При всех этих наклонах САРЧ была устойчивой.

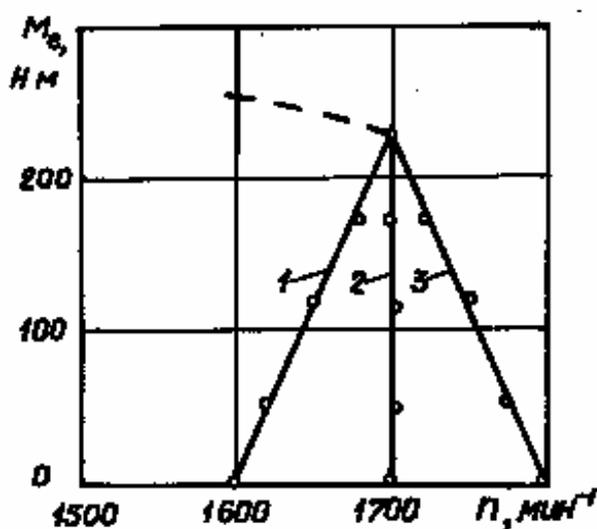


Рис. 3. Регуляторные ветви скоростной характеристики дизеля Д-50 с двухимпульсным регулятором частоты вращения

На рис. 4 показаны кривые переходных процессов в этой же САРЧ после мгновенного сброса и набора 100% нагрузки, записанные на осциллографе (сплошные линии) и рассчитанные с помощью математической модели на ПЭВМ (штриховые линии). Сравниваются переходные процессы с серийным одноимпульсным регулятором с наклоном регуляторной ветви 5,9% (кривые 1) и с опытным двухимпульсным регулятором с нулевым наклоном регуляторной ветви (кривые 2).

Прежде всего, отметим хорошее совпадение опытных и расчетных кривых, что свидетельствует об адекватности математической модели. А во-вторых, из рис. 4 видно, что с двухимпульсным регулятором с нагрузкой и без нагрузки частота вращения n одинаковая, равная 1700 мин^{-1} , а с одноимпульсным регулятором с нагрузкой она равна 1700 мин^{-1} , а без нагрузки – 1800 мин^{-1} . Забросы частоты вращения с одноимпульсным регулятором 7,3%, а с двухимпульсным – 4,4%. Переходные процессы в обоих случаях происходят с одним забросом частоты вращения, что свидетельствует о большом запасе устойчивости САРЧ.

Длительность переходных процессов с одноимпульсным регулятором составляет 1,5 с, а с двухимпульсным – 1,0 с.

По показателям переходных процессов оба регулятора обеспечивают выполнение требований упомянутых в начале статьи ГОСТов. Но с одноимпульсным регулятором — слишком большой наклон регуляторной ветви. Но, если его уменьшить, показатели переходного процесса ухудшатся и САРЧ может потерять устойчивость.

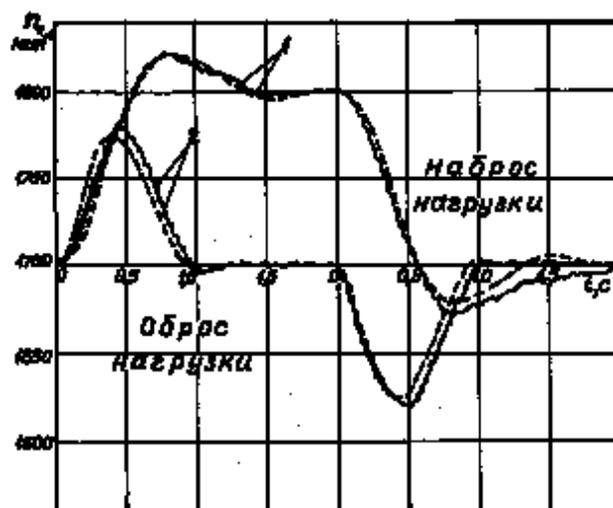


Рис. 4. Переходные процессы в САРЧ тракторного дизеля Д-50:

1 – с одноимпульсным регулятором;

2 – с двухимпульсным регулятором;

----- расчетные;

_____ опытные;

t — время

Заключение

Разработанный двухимпульсный регулятор частоты вращения с использованием дополнительного регулирующего воздействия по нагрузке, измеряемой с помощью планетарного редуктора, обеспечивает существенное улучшение статических и динамических показателей САРЧ дизеля с

обычным регулятором частоты вращения по отклонению регулируемого параметра. При этом в конструкцию серийного регулятора не требуется вносить изменения.

Список литературы:

1. ГОСТ 13822-82. Электроагрегаты и передвижные электростанции, дизельные. Общие технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1983.- 45 с.
2. ГОСТ 10511-83. Системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) судовых, тепловозных и промышленных дизелей. Общие технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 15 с.

УДК 621.432

**Е.Е. Александров, д-р техн. наук, В.М. Шатохин, канд. техн. наук,
Э.В. Гуценко, канд. техн. наук**

ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ НЕЛИНЕЙНЫХ МОДЕЛЕЙ МАШИННЫХ АГРЕГАТОВ С ДВС

Введение

Увеличение мощности и быстроходности современных ДВС неизбежно ведет к повышению динамических нагрузок в силовых передачах машинных агрегатов. Анализ и устранение опасных колебаний требуют при построении моделей с одной стороны учета технологических нелинейностей, а с другой – введения упругих муфт и демпфирующих устройств, характеристики которых чаще всего также являются нелинейными. Указанные факторы являются главной причиной многообразия и сложности динамических процессов в силовых передачах машин: смещения резонансов, деформирования резонансных кривых, многозначности колебаний, возникновения субгармонических режимов, что существенно осложняет решение задач анализа и тем более синтеза для многомерных моделей.

Несмотря на значительный прогресс в развитии численных и аналитических методов исследования нелинейных колебаний, универсальные, эффективные и при решении задач синтеза методы расчета установившихся движений в указанных системах разработаны недостаточно. Математические основы используемых в настоящее время алгоритмов, например в [1-3], не отвечают современному уровню развития методов нелинейной механики, плохо приспособлены к использованию более сложных и точных нелинейных моделей, современной вычислительной техники. В большинстве же работ по динамическому синтезу параметров указанных систем рассматриваются линейные модели, например в [1], что в значительной степени обусловлено громоздкостью и трудоемкостью решения задач анализа для нелинейных систем.

Перечисленные факторы затрудняют решение насущных вопросов практики по созданию современных транспортных средств, форсированных, надежных и долговечных машинных агрегатов с ДВС, удешевлению их конструирования и доводки: автоматизации проектирования машин, прогнозирования и улучшения их динамических качеств, принятия решений при сопоставлении аналогичных конструкций и т.п.

Развитие методов решения задач вибрационного синтеза возможно в основном по двум направлениям. Первое связано с поиском наиболее эффективных методов решения задач анализа, второе – с созданием совершенных оптимизационных процедур, требующих минимального числа решений задач анализа.

В статье изложена новая концепция решения задач анализа и синтеза многомерных нелинейных моделей указанных систем; экспериментальные данные

и результаты синтеза параметров нелинейной модели машинного агрегата транспортного ДВС.

Интегральные уравнений движения и их решение

В большинстве случаев модели силовых передач транспортных машин с ДВС имеют значительное число степеней свободы, несколько нелинейных элементов, подвержены периодическим воздействиям сложного негармонического характера.

Применение импульсно-частотных характеристик (ИЧХ) линейных частей моделей, позволяет представить уравнения движения указанных систем в форме интегральных уравнений типа Гаммерштейна, записанных относительно углов закручивания нелинейных соединений [4]. Трудоемкость их решения практически не зависит от размерности линейных контуров модели, что имеет принципиальное значение для решения задач анализа итерационными способами и еще в большей степени для решения задач синтеза.

В матричной форме уравнения имеют вид [4]

$$y(t) = \int_0^T \Phi(t - \tau) f(y) d\tau + g(t), \quad (1)$$

где $y(t) = [y_1(t), y_2(t), \dots, y_s(t)]^T$ – вектор углов закручивания нелинейных соединений (s – число нелинейностей; t – знак транспонирования);

$\Phi(t - \tau) = [\varphi_{i,j}^{(3)}(t - \tau)]$ ($i, j = \overline{1, s}$) – матрица ИЧХ;

$f(y) = [f_1(y_1), f_2(y_2), \dots, f_s(y_s)]^T$ – нелинейная вектор-функция,

$f_j(y_j) = c_j y_j - F_j(y_j)$;

$F_j(y_j)$ – нелинейная характеристика j -го нелинейного соединения;

$c_j \cdot c_j y_j$ – соответственно коэффициент жесткости и упругий момент в линеаризованном соединении;

$g(t) = [g_1(t), g_2(t), \dots, g_s(t)]^T$ – вектор-функция реакций линеаризованных нелинейных соединений на внешнее возбуждение;

$$g_j(t) = \sum_{k=10}^m \int \varphi_{j,k}^{(1)}(t - \tau) M_k(\tau) d\tau;$$

$M_k(\tau), \varphi_{j,k}^{(1)}(t - \tau)$ ($k = \overline{1, m}$) – возмущающие моменты и соответствующие ИЧХ;

T – период колебаний.

При решении интегральных уравнений колебаний хорошо зарекомендовал себя итерационный алгоритм метода Ньютона-Канторовича решения операторных уравнений, который для уравнения (1) имеет вид [4]

$$y_{n+1}(t) = y_n(t) - z_n(t) \quad (n = 0, 1, 2, \dots), \quad (2)$$

$$z_n(t) - \int_0^T \Phi(t-\tau) \mathbf{f}'_y(\mathbf{y}_n) \mathbf{z}_n(\tau) d\tau = -\mathbf{I}_n(t), \quad (3)$$

$$\mathbf{I}_n(t) = \int_0^T \Phi(t-\tau) \mathbf{f}(\mathbf{y}_n) d\tau + \mathbf{g}(t) - \mathbf{y}_n(t), \quad (4)$$

где $\mathbf{f}'_y = \text{diag}\{f'_{y_1}, f'_{y_2}, \dots, f'_{y_s}\}$ – диагональная матрица.

Алгоритм реализации метода на базе координатных функций

В зависимости от характера решений и вида нелинейностей возможны различные подходы к реализации формул (2)-(4). Наилучшие возможности для целей синтеза в диапазонах частот однозначных режимов предоставляет алгоритм, основанный на использовании координатных функций, благодаря гибкости и экономичности представления искомого решения [4]. Решение уравнения (1) ищется в виде тригонометрического ряда

$$\tilde{y}(t) = a_0 + \sum_{j=1}^m (a_{r_j} \cos r_j \omega t + b_{r_j} \sin r_j \omega t), \quad (5)$$

где a_0, a_{r_j}, b_{r_j} ($j = \overline{1, m}$) – неизвестные коэффициенты, причем $r_1 = 1, \omega = 2\pi/T$.

Рациональный выбор базисных функций облегчает использование резонансных и фильтрующих свойств системы, отраженных в ИЧХ.

Решение задачи сводится к определению вектора $\mathbf{u} = [u_1, u_2, \dots, u_{2m+1}]^T = [a_0, a_{r_1}, b_{r_1}, \dots, a_{r_m}, b_{r_m}]^T$ (6) из дискретного аналога формул (2)-(4) [4].

Интегральная форма метода гармонической линеаризации

Если система обладает фильтрующими или резонансными свойствами, последнее характерно для наиболее опасных динамических режимов в рассматриваемых моделях, то приемлемые с практической точки зрения результаты позволяет получать хорошо известный метод гармонической линеаризации. В работе [5] метод распространен на уравнения движения в интегральной форме, благодаря чему он оказался особенно эффективным при синтезе параметров моделей в области многозначности решений.

Как и при традиционном подходе, решение ищется в виде

$$y_j(t) = A_j^0 + A_j^c \cos \omega t + A_j^s \sin \omega t \quad (j = \overline{1, s}), \quad (7)$$

где A_j^0 – средняя деформация;

A_j^c, A_j^s – косинусная и синусная амплитуды основной гармоники деформации j -го нелинейного соединения.

Однако теперь выполнение каждой итерации требует решения система линейных алгебраических уравнений порядка $2s$, а не $2n$ (n – число обобщенных координат) [5].

Динамический синтез как задача нелинейного программирования

Задача динамического синтеза нелинейных силовых передачи состоит в определении параметров, обеспечивающих выбранные динамические критерии качества при учете ограничений, накладываемых на варьируемые параметры.

Варьируя вектор параметров $\mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_l]^T$ модели, который включает и параметры нелинейностей, необходимо добиться того, чтобы максимальное значение некоторого функционала $U(\mathbf{x}, \omega)$ в заданном частотном диапазоне Ω изменения частоты ω внешних периодических моментов стало минимальным

$$\min_{\mathbf{x} \in X} \max_{\omega \in \Omega} U(\mathbf{x}, \omega), \quad (8)$$

где X – область поиска допустимых решений, которая задается в виде линейных (конструктивных)

$$x_i^* \leq x_i \leq x_i^{**}, \quad x_i > 0 \quad (i = \overline{1, l}) \quad (9)$$

и нелинейных (функциональных)

$$G_i(\mathbf{x}) \leq 0 \quad (i = \overline{l+1, m}) \quad (10)$$

ограничений относительно варьируемых параметров;

x_i^* и x_i^{**} – наименьшее и наибольшее значение i -го варьируемого параметра x_i .

Поскольку целью динамического синтеза является снижение динамических нагрузок валопровода, в качестве целевой функции обычно целесообразно брать максимальные по частоте значения амплитуды упругого момента на наиболее нагруженном j -ом участке рассматриваемой системы

$$F(\mathbf{x}) = \max_{\omega \in \Omega} A_{M_j}(\mathbf{x}, \omega). \quad (11)$$

Особенности реализации этого подхода, в частности при наличии многозначных решений, характерных для нелинейных систем, изложены в [5].

Метод пошаговой оптимизации

Применение описанного алгоритма требует решения относительно большого числа трудоемких задач анализа. Поэтому естественным является

стремление к созданию алгоритмов синтеза, требующих минимального числа обращений к блоку решения задач анализа. Такую возможность во многих случаях обеспечивает использование метода пошаговой оптимизации. Суть его состоит в том, что выделенные выше итерационные процессы переставляются местами, т.е. на каждом шаге решения задачи анализа в работу включается оптимизационная процедура.

На начальном этапе для исходных параметров системы \mathbf{x}_0 выполняем не все итерации по нахождению $F(\mathbf{x}_0)$, а определяем только одну $F^{(1)}(\mathbf{x}_0)$. В большинстве случаев функции $F_0^{(1)}(\mathbf{x})$ и $F(\mathbf{x})$ оказываются близкими не только в окрестности \mathbf{x}_0 , но и во всей области X . Поэтому решив оптимизационную задачу для $F_0^{(1)}(\mathbf{x})$, получим значение вектора параметров \mathbf{x}_1 , которое будет ближе к оптимуму, чем исходная точка \mathbf{x}_0 . Аналогично предыдущему шагу решаем задачу оптимизации для функции $F_1^{(1)}(\mathbf{x})$ и т.д.

Как показывает практика расчетов, в большинстве случаев необходимость решения оптимизационных задач отпадает уже после первого шага, либо их решение требует гораздо меньшего числа вычислений целевой функции.

Синтез параметров двухвального транспортного дизеля

Важное место в современном двигателестроении занимают турбопоршневые двухвальные транспортные дизели, обладающие рядом высоких технических характеристик. Особенностью их конструкции является наличие зубчатой передачи, связывающей коленчатые валы, в которую для снижения динамической нагруженности валопровода на переходных режимах введена упругая муфта с предварительным натягом. Указанная муфта, технологические зазоры в соединениях к потребителям, нелинейные муфты в приводе к турбине и компрессору часто являются причиной возникновения опасных динамических процессов, требующих проведения соответствующих расчетно-экспериментальных исследований по выбору рациональных конструктивных параметров.

На рис. 1. представлена крутильная схема дизеля, связанного с потребителями (гидротормоза) эластичными муфтами с упругими втулками. Кроме нелинейной характеристики муфты, учитывающей технологические зазоры в шестернях главной передачи, показаны нелинейности к потребителям, обусловленные наличием зазоров в шлицевых соединениях. Приняты следующие обозначения: $I_1 \div I_6$, $I_7 \div I_{12}$ – соответственно цилиндрические массы выпускного и впускного валов; $I_{13} \div I_{17}$ – шестерни главной передачи; I_{18} – компрессор; I_{19} – турбина; I_{20} , I_{21} – гидротормоза.

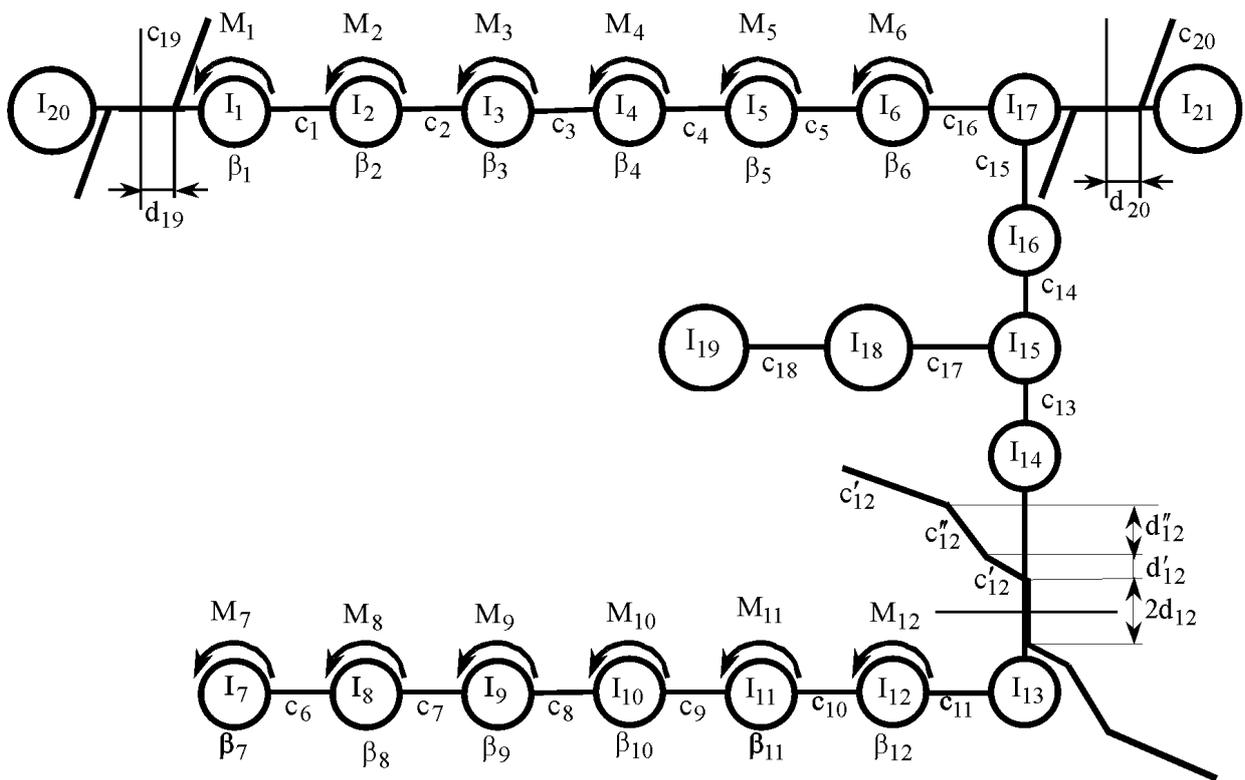


Рис. 1. Модель машинного агрегата с двухвальным дизелем

Схема муфты с предварительным натягом изображена на рис.2. В каждом из шести ее окон, расположенных на радиусе R , установлены параллельно две пружины с предварительным поджатием (диаметр пружины D ; диаметр проволоки d ; длина предварительно поджатой пружины L_1 ; рабочий ход δ).

В процессе доводочных испытаний фиксировались динамические крутящие моменты на наиболее нагруженных коренных шейках выпускного и впускного коленчатых валов c_3, c_{16}, c_{11} (см. рис.1).

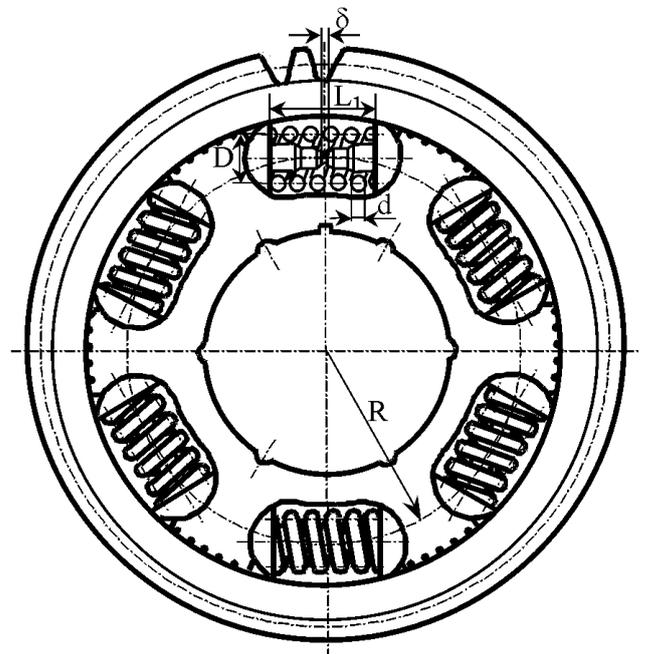


Рис. 2. Нелинейная упругая муфта

Были выявлены значительные динамические нагрузки на пусковых режимах $\omega = 37 \div 42$ рад/с ($n = 370 \div 420$ мин⁻¹), обусловленные интенсивными

колебаниями впускного вала с узлом на участке упругой муфты (рис. 3). Размахи момента M_{11} достигали 16,7 кН·м, а M_3 – 13,9 кН·м. Опыт же использования муфты показал, что при амплитудах момента более 7,5 кН·м она становится неработоспособной.

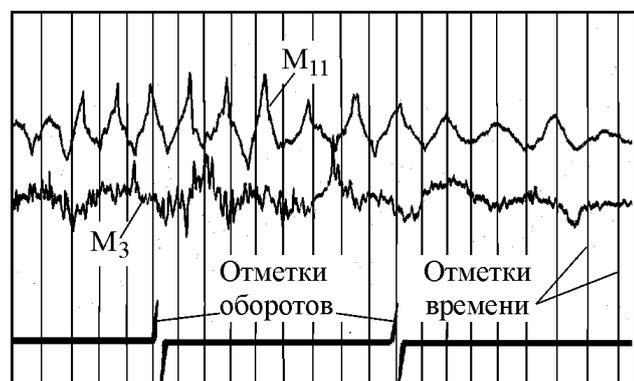


Рис. 3. Осциллограммы упругих моментов на запуске двигателя при проходе через резонанс

На наиболее вероятных эксплуатационных режимах вблизи $\omega = 260$ рад/с ($n = 2600$ мин⁻¹) выявлены, хотя и меньшие по размахам ($M_3 = 11,1$ кН·м; $M_{11} = 3,2$ кН·м), но представляющие опасность субгармонические колебания третьего порядка с узлом на выпускном валу (рис. 4). Интенсивность и положение этого резонанса в наибольшей степени зависит от спектральных свойств высокочастотного контура “выпускной вал-потребители”.

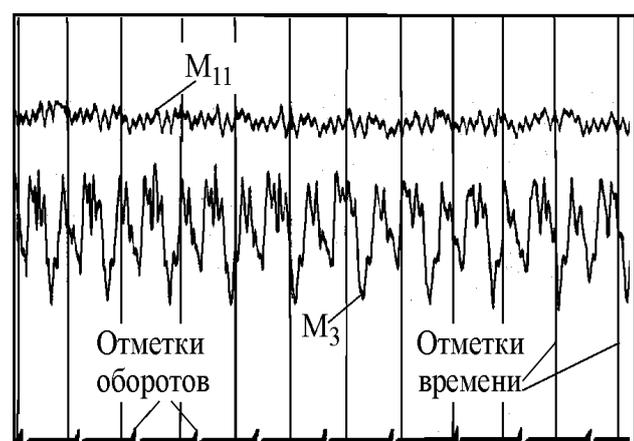


Рис. 4. Осциллограммы упругих моментов при субгармоническом резонансе 3-го порядка

Задача ставилась следующим образом: изменяя параметры упругой муфты и нелинейных соединений к потребителям, необходимо уменьшить интенсивность указанных резонансов и сместить их в менее опасные частотные диапазоны. В результате решения задач оптимизации с учетом конструктивных ограничений получены такие результаты. Следует изменить: d с 7,5мм до 6мм; D с 18мм до 17,5мм; δ с 1,2мм до 2,3мм; c_{19}, c_{20} с $1,7 \cdot 10^6$ Н·м до $6,1 \cdot 10^6$ Н·м.

На рис. 5 показаны исходные (A_M) резонансные кривые и аналогичные кривые для новых значений параметров (\tilde{A}_M). Следует иметь в виду, что в области более низких частот не только меньше уровень возмущения, но и проход через резонанс происходит интенсивнее.

Результаты изменения спектральных свойств высокочастотного контура представлены на рис. 6 ($A_M^{(1)}$ – амплитуда основной гармоники; $A_M^{(1/3)}$ – амплитуда субгармоники). Увеличение жесткости упоров нелинейностей привело к уменьшению уровня резонансных колебаний, смещению их к верхней границе эксплуатационных оборотов, а также к сужению диапазона субгармонических колебаний.

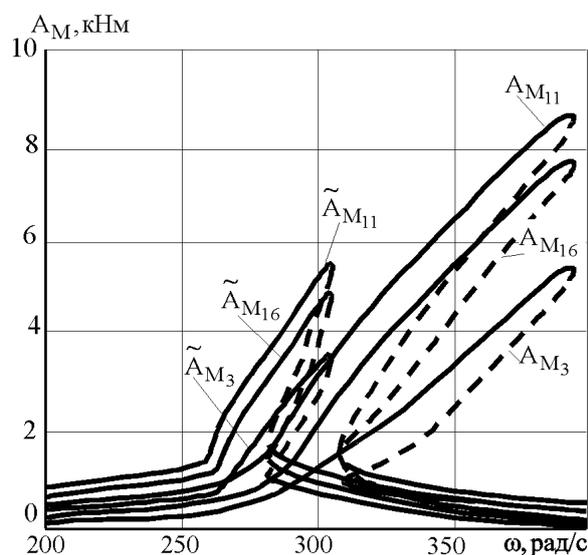


Рис. 5. Амплитуды упругих моментов на резонансе при запуске двигателя

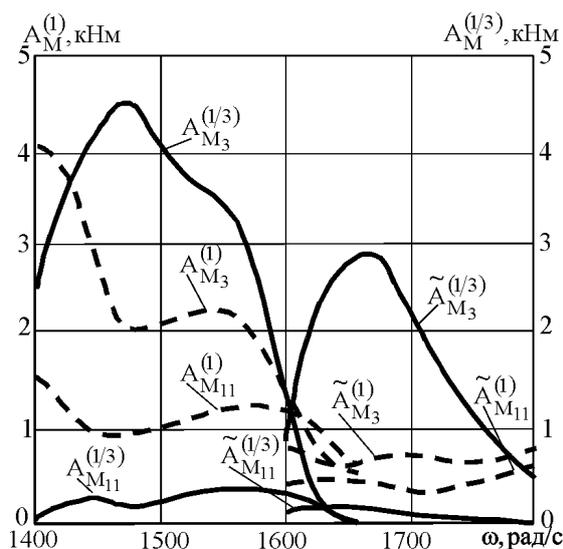


Рис. 6. Амплитуды основной гармоники и субгармоники упругих моментов на резонансе

Выводы

1. Изложена новая концепция параметрического синтеза нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС.
2. Разработаны математические модели динамических процессов в форме нелинейных интегральных уравнений, записываемых с помощью ИЧХ.
3. Предложены эффективные алгоритмы численного решения указанных уравнений, выбор которых определяется характером динамических процессов.
4. Рассмотрены особенности построения алгоритмов параметрического синтеза.
5. Приведены результаты синтеза параметров нелинейной модели машинного агрегата транспортного ДВС.
6. Обоснована перспективность применения интегральных уравнений движения для решения различных задач анализа и синтеза новых аналоговых конструкций.

Список литературы:

1. Вейц В.Л., Кочура А.Е. Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1978. – 352 с.
2. Основы динамики и прочности машин / Под ред. В.Л. Вейца. – Л.: Изд-во ЛГУ, 1978. – 262 с.
3. Алексеева С.В., Вейц В.Л., Кочура А.Е. Силовые передачи транспортных машин: Динамика и расчет. – Л.: Машиностроение, 1982. – 256 с.
4. Шатохин В.М. Застосування інтегральних рівнянь при дослідженні сталих динамічних процесів у нелінійних моделях машинних агрегатів // *Машинознавство*. – 2002. – № 4 (58). – С. 20 – 25.
5. Александров Е.Е., Шатохин В.М. Оптимизация параметров нелинейной модели машинного агрегата с дизелем ЗТД-4 для военных колесных и гусеничных машин // *Сб. науч. тр. военного ун-та*. – Харьков: Военный университет, 2003. – Вып. 5 (43). – С. 355 – 381.

УДК 621.183.621.313-752

І.І. Іващенко, інж., О.Г. Приймаков, канд. техн. наук

ВРАХУВАННЯ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ПРИ ОЦІНЦІ НЕРІВНОМІРНОСТІ ОБЕРТАННЯ ВАЛУ ДВИГУНА

Підвищення надійності та довговічності авіаційної наземної техніки - важлива складова науково-технічного забезпечення Військово-Повітряних Сил України. Проте, ця складова суттєво залежить від діагностування технічного стану та своєчасного відновлення дизелів цієї техніки. Метою даної статті є розробка та реалізація нового способу врахування крутильних коливань при оцінці нерівномірності обертання колінчастого валу дизельного двигуна.

Робота двигуна внутрішнього згорання супроводжується крутильними коливаннями валу двигуна. Їх вплив повинен бути обов'язково врахований при визначенні ступеня нерівномірності кутової частоти обертання. В даній роботі запропонований один з найбільш раціональних способів врахування впливу крутильних коливань при оцінці ступеня нерівномірності, оснований на введенні змінної системи відліку часу, яка визначається частотою крутильних коливань. Реалізація запропонованого способу для 10-ти циліндрового двохтактного дизеля приведена на рис. 1.

Елементи, які складають основу приладу, виконують наступні функції:

— датчик кутових відміток 1 та підсилювач 4 забезпечують отримання послідовності коротких імпульсів, які формуються в моменти приходу кожного поршня в верхню мертву точку;

— датчик циклів роботи 2 двигуна та підсилювач 5 забезпечують отримання послідовності коротких імпульсів, які формуються з кожним обертотом колінчастого валу двигуна;

— схеми ІІІ 6, ІІ 7 та RS - триггер 8 забезпечують початок роботи приладу;

— тригери 9-12 з лічильним входом забезпечують роботу розподілення імпульсів 28 та управляють роботою лічильників 19 та 20;

— датчик крутильних коливань 3 сумісно з управлінням генератора 14 виробляють імпульси зі змінною частотою слідування в залежності від величини крутильних коливань;

— схеми 17, 18 лічильники 19,20 та вібратори 15, 16 забезпечують вимірювання часових інтервалів між моментами приходу в верхню мертву точку поршнів двох суміжних за порядком роботи циліндрів;

— селектори 23, 24, схеми 25, 26, диференційовані блоки 21, 22 та схема порівняння 27 забезпечують порівняння часових інтервалів з граничними значеннями;

— розподільних імпульсів 28 забезпечують запис інформації в оперативний запам'ятовувачий пристрій 29 та блок реєстрації 30;

— схема 13 забезпечує закінчення циклу вимірювань.

Покажемо, що запропонований пристрій дозволяє підвищити точність визначення ступеня нерівномірності обертання валу двигуна.

Час τ , який затрачено на поворот валу двигуна на кут α між черговими мітками визначається із співвідношення:

$$\tau = \frac{\alpha}{\omega}, \quad (1)$$

де ω - кутова частота обертання валу.

Для визначення величини τ необхідно число N , записане в лічильнику 19 або 20 помножити на період слідування імпульсів T_{14} з виходу генератора імпульсів 14, тобто

$$\tau = N \cdot T_{14} \quad (2)$$

Позначимо через ω_0 кутову частоту обертання валу двигуна при відсутності крутильних коливань. З врахуванням крутильних коливань кутова частота валу двигуна ω_p дорівнює

$$\omega_p = \omega_0 + a \sin \omega_{кр} t, \quad (3)$$

де a - амплітуда крутильних коливань;

$\omega_{кр}$ - частота крутильних коливань.

При відсутності управляючої напруги на вході генератора 14 (при відсутності крутильних коливань) частота слідування імпульсів з його виходу дорівнює f_{14} , а при появі її на виході напруги \mathcal{U}_3 , яка змінюється за законом

$$\mathcal{U}_3 = k_3 a \cdot \sin \omega_{кр} t, \quad (4)$$

де k_3 - коефіцієнт пропорційності датчика крутильних коливань.

Частота f_{14} буде дорівнювати

$$f_{14p} = f_{14\delta} = k_3 k_{14} a \cdot \sin \omega_{кр} t, \quad (5)$$

де k_{14} - коефіцієнт пропорційності генератора 14.

Реальний час t_p повороту вала двигуна на кут α , з врахуванням крутильних коливань, визначається наступним чином

$$t_p = \frac{\alpha}{\omega_p} = \frac{\alpha}{\omega_0 + a \cdot \sin \omega_{кр} t}, \quad (6)$$

Використовуючи (2) та (5), представимо (6) у вигляді:

$$\alpha = \tau (\omega_0 + a \cdot \sin \omega_{кр} t) = \frac{N_p + (a \cdot s \sin \omega_{кр} t)}{f_{140} + k_3 k_{14} \cdot a \sin \omega_{кр} t}, \quad (7)$$

де N_p - число, яке записане в лічильнику з врахуванням крутильних коливань.

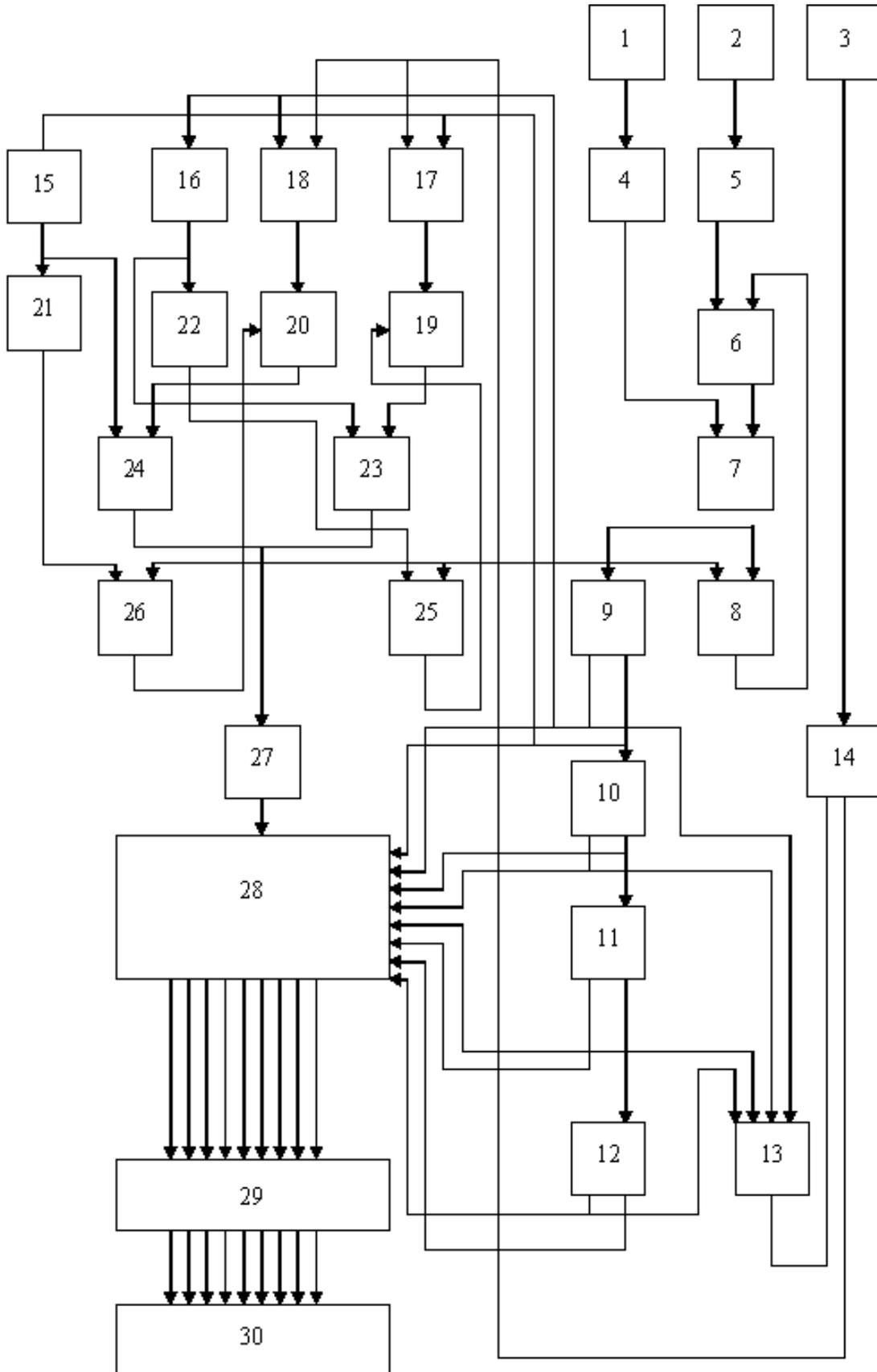


Рис. 1. Схема приладу, що моделює роботу 10-циліндрового двоохтатного дизеля АНТ

При відсутності крутильних коливань величина α визначається наступним чином

$$\alpha = \tau\omega_0 = \frac{N_0\omega_0}{f_{140}}, \quad (8)$$

де N_0 - число, яке записане в лічильнику без врахування крутильних коливань.

Так як ліві частини (7) та (8) рівні між собою, то слідує, що

$$\frac{N_p(\omega_0 + a \cdot \sin \omega_{кр}t)}{f_{14_0} + k_3k_{14}a \sin \omega_{кр}e} = \frac{N_0\omega_0}{f_{14_0}}, \quad (9)$$

Ступінь ідентичності робочих циклів наочно визначається на координатній площині ($G_{\Delta\omega_k}, G_{\omega_i}$).

Розрахунок коефіцієнтів варіації $G_{\Delta\omega_k}$ та G_{ω_i} проводиться при визначенні величини оптимального кута випередження подачі палива. Для розрахунку коефіцієнтів варіації попередньо визначають значення дисперсії:

- різниць між максимальними та мінімальними значеннями кутової частоти обертання в кожному циклі за серію послідовних циклів

$$D = \frac{\sum_{k=1}^n (\Delta\omega_k - m_{\Delta\omega_k})^2}{2}, \quad (10)$$

де $m_{\Delta\omega_k}$ - математичне очікування; n - число аналізованих робочих циклів; $\Delta\omega_k$ - сукупності максимальних та мінімальних абсолютних значень кутової частоти обертання валу, тобто всіх екстремальних значень за цикл ($\omega_{\Delta k}$)

$$D = \frac{\sum_{k=1}^n (\omega_{\Delta k} - m_{\omega_{\Delta k}})^2}{N}, \quad (11)$$

де N - число аналізованих екстремальних значень.

Максимальне значення кутової частоти обертання крутильного моменту визначається як параметрами робочого процесу k -го циклу, так і параметрами $(k-1)$ -го циклу та залежить:

— від величини корисної роботи газів в даному k -му циклі, яка визначається величиною потенціальної енергії робочого тіла, що перейшла в кінетичну енергію обертання колінчастого валу та визвавши пропорційне збільшення кутової частоти обертання в цьому k -ому періоді;

— від мінімальної частоти обертання валу в тому ж періоді (ω_{\min}), абсолютне значення якої, в свою чергу, визначається, в основному, відношенням значень позитивного обертаючого моменту в кінці ходу розширення $(k-1)$ -го циклу та негативного обертаючого моменту в кінці ходу стиснення k -го циклу.

Максимальне значення кутової частоти обертання колінчастого валу за період зміни сумарного обертового моменту є функція двох аргументів:

— „прирошення” кутової частоти обертання валу за той же робочий цикл $\Delta\omega_k$;

— мінімальне значення кутової частоти обертання валу за той же цикл ω_{\min_k} .

Визначення ступеня ідентичності послідовних циклів по дисперсії „прирошення” кутової частоти обертання $\Delta\omega_k$ дозволяє оцінювати ідентичність циклів за величиною, безпосередньо пропорційною роботі газів в кожному окремому циклі, а розгляд сукупності значень цієї дисперсії всіх екстремальних значень $\omega_{\Delta k}$ дозволяє враховувати також їх порядковий розподіл.

При оцінці технічного стану циліндрів, крім коефіцієнтів варіації, необхідно обов'язково враховувати ступінь нерівномірності частоти обертання валу двигуна δ , яка визначається як середнє значення різниці між найбільшим максимальним та мінімальним значеннями кутової частоти обертання за серію послідовних періодів зміни сумарного обертового моменту (50...60 циклів роботи всіх циліндрів двигуна).

Відомі способи визначення ступеня нерівномірності обертання колінчастого валу, оснований на відключенні одного або декількох циліндрів, не дозволяють забезпечити потрібну точність вимірювання величини δ . Пов'язано це з тим, що у випадку роботи двигуна тільки на одному циліндрі має місце значне перевантаження працюючого циліндру. За цієї умови робота цього циліндру істотно відрізняється від нормальних, які мають місце при роботі двигуна з усіма включеними циліндрами. У випадку, коли прагнуть забезпечити ідентичність умов роботи та умов випробувань, росте трудомісткість процесу діагностування. Це пов'язано з тим, що, по-перше, працюючі циліндри необхідно довантажувати до максимальної потужності та вимірювати при цьому частоту обертання валу двигуна, а, по-друге, необхідно проводити повторний замір частоти обертання валу двигуна, попередньо включивши раніше виключений циліндр. Нерівномірність частоти обертання повинна визначатися за результатами повторних замірів, одержаних після підключення кожного з почергово виключаємих циліндрів за наступною формулою [1-3]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\max} + \omega_{\min}}, \quad (12)$$

де ω_{\max} , ω_{\min} - відповідно максимальне та мінімальне значення частоти обертання валу двигуна за результатами повторних замірів.

Очевидно, що оцінка нерівномірності роботи окремих циліндрів двигуна, отримана за результатами вимірювань при відключенні одного циліндра точніше, ніж при відключенні декількох циліндрів. Однак і в цьому випадку при застосуванні відомих способів складність технології випробувань

зберігається, крім того, неодноразові зміни режиму роботи двигуна і, пов'язані з ними помилки в визначенні номінальної потужності працюючих циліндрів, приводять до низької достовірності діагностичної інформації.

Визначимо умови, при яких числа N_p та N_0 дорівнюють один одному. В цьому випадку з (10) випливає, що

$$\frac{\omega_0 + a \cdot \sin \omega_{кр} t}{f_{14} + k_3 k_{14} a \sin \omega_{кр} t} = \frac{N_0 \omega_0}{f_{14}}. \quad (13)$$

З (12) випливає, що в випадку, якщо f_{14} визначається з відношення

$$f_{14} = k_3 k_{14} \omega_0, \quad (14)$$

то величина числа, записаного в лічильниках 19 та 20, не буде залежати від крутильних коливань. Вираз (14) визначає правило, у відповідності з яким необхідно вибирати частоту, що управляє генератором імпульсів при відсутності управляючої напруги на його вході. Так як число, записане в лічильниках 19 та 20 не залежить від величини крутильних коливань, то воно може бути використане для оцінки нерівномірності роботи циліндрів. Порівнюючи це число в схемі порівняння 27 с граничними значеннями заданого діапазону, який визначається допустимим ступенем нерівномірності роботи циліндрів, легко зробити висновок про технічний стан того чи іншого циліндру двигуна. З врахуванням величини крутильних коливань.

Особливу групу утворюють пристрої, у яких для оцінки ступеню нерівномірності використовуються способи, що ґрунтуються на визначенні величин часу та шляху розгону двигуна в діапазоні заданих частот [2]. У відповідності з цими способами розгін двигуна здійснюється шляхом установки паливодозуючого органу на максимальну подачу палива. Вимірювання часу та шляху розгону починається з моменту досягнення валом двигуна верхнього встановленого рівня частоти обертання. Оцінку технічного стану двигуна проводять шляхом порівняння часу (числа обертів валу за час розгону та шлях розгону) згідно з еталонними значеннями [4-8]. В [2] пропонується додатково вимірювати час та шлях вибігу двигуна в заданому діапазоні частот обертання та порівнювати отримані результати з еталонними значеннями. В [3] пропонується, крім того, оцінювати стан кожного з циліндрів шляхом визначення часового інтервалу між положеннями поршня в верхній мертвій точці в такті стиску поршня та в нижній мертвій точці такту розширення для кожного з циліндрів двигуна. Власне оцінка виконується шляхом співставлення одержаних результатів з еталонними значеннями. Точність оцінки істотним чином залежить від точності прив'язки до верхньої мертвої точки в першому за порядком вимірювання циліндрі двигуна. Величини часу та шляху розгону дозволяють визначити прискорення валу двигуна, яке також може бути вико-

ристане як показник технічного стану дизеля авіаційної наземної техніки (АНТ) [7, 8].

Оцінка технічного стану циліндрів за величиною прискорення валу двигуна здійснюється в [5, 6] при прокрутці в несталому режимі роботи двигуна (розгоні або вибігу). Втрати потужності на подолання моменту інерції та тертя при прокрутках в однакових умовах залишаються практично постійними. Втрати на стиснення газу в циліндрах залежать від їх компресії та визначаються ступенем зношеності деталей циліндро-поршневої групи. Як параметр, який змінюється в залежності від компресії, приймають різницю прискорень колінчастого валу при декомпресуванні циліндрів та без нього.

В [7, 8] визначають прискорення в кожному з циліндрів двигуна за робочий хід його поршня на протязі повного циклу. Для визначення прискорення двигун розганяють та з моменту досягнення валом номінальної частоти обертання проводять безперервне вимірювання кутових швидкостей в границях кутів повороту колінчастого валу, відповідних робочим ходам кожного циліндру. У випадку багатоциліндрового двигуна, коли має місце перекриття робочих ходів в окремих циліндрах, вимірювання проводять в початкових частинах робочого ходу конкретного циліндру. Величина прискорення для першого циліндру E_1 обчислюється за формулою:

$$E_1 = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\tau_2 - \tau_1}, \quad (15)$$

де ω_1 , ω_2 – значення кутової швидкості в кінці такту стиску та в кінці такту розширення для першого циліндру, виміряні в моменти часу τ_1 та τ_2 .

Для другого, за порядком роботи, циліндру величина прискорення E_2 обчислюється за формулою:

$$E_2 = \frac{\omega_3 - \omega_2}{\tau_3 - \tau_2}, \quad (16)$$

де ω_3 – значення кутової швидкості в кінці такту розширення для другого циліндру, виміряне в момент часу τ_3 .

Величини E_3 і т.д. визначаються аналогічно величинам E_1 та E_2 . Висновок про технічний стан двигуна робиться по величині відхилення обчислених значень E від номінального значення прискорення на даному режимі роботи.

Розглянутому способу вимірювання прискорення властивий принциповий недолік, який заключається в складності технічної реалізації операції диференціювання та пов'язаний з неминучістю помилки в визначенні величини δ . Задачу визначення прискорення вдається вирішити порівняно просто при застосуванні в складі вимірювального пристрою активного фільтру, який складається з трьох послідовно включених інтегрованих операційних підсилювачів, охоплених зворотними зв'язками так, що їх результуюча

цільова функція $W(p)$ відповідає ланці третього порядку виду:

$$W(p) = \frac{k_1}{ap^3 + bp^2 + cp + 1}, \quad (17)$$

де k_1 – коефіцієнт прискорення; a, b, c – емпіричні коефіцієнти при похідних; $p = \frac{d}{dt}$ – оператор диференціювання.

Оскільки ланка, яка описана виразом (17), має цілком визначену смугу пропускання, яка залежить від вибору коефіцієнтів a, b, c , його можна розглядати як активний фільтр. Напруга $\mathcal{U}(\delta)$ на виході цього фільтру залежить від величини вхідної напруги, пропорційно поточному значенню кута здвигу фаз між дійсним та очікуємим положенням колінчастого валу. Оскільки напруга $\mathcal{U}(\delta)$ є одночасно вихідною напругою третього інтегрованого операційного підсилювача, то це означає, що на вхід даного підсилювача з виходу другого інтегрованого підсилювача поступає напруга $\mathcal{U}(\Delta\omega)$, пропорційна відхиленню фактичної та розрахункової кутових швидкостей обертання. Міркуючи аналогічно, одержимо, що на вхід другого інтегрованого операційного підсилювача поступає напруга $\mathcal{U}(E)$, пропорційна прискоренню колінчастого валу дизеля. величина $\mathcal{U}(E)$ може бути безпосередньо використана для оцінки технічного стану в зв'язку з тим, що величина надмірної роботи L_i i -го циліндру двигуна прямо пропорційна прискоренню. В ході оцінки ступеня нерівномірності кутової частоти обертання валу двигуна по величині прискорення треба виключити вплив на точність результатів оцінки нестабільності роботи паливної апаратури дизеля.

В [9, 10] було показано, що істотний вплив на величину ступеня нерівномірності кутової частоти обертання спричиняє якість регулювання та настрійки системи паливоподачі. Переважний вплив на величину δ чинять такі параметри як кут випередження та тривалість процесу подачі палива в циліндр двигуна. Природно, що коректність оцінки технічного стану двигуна визначається точністю настрійки системи паливоподачі. У зв'язку з цим операції оцінки технічного стану дизеля за величиною ступеня нерівномірності обертання повинна передувати операція оцінки якості регулювання системи паливоподачі.

Висновки

1. Проведений аналіз характеру взаємозв'язку між різними факторами, які визначають ступінь досконалості протікання робочого процесу в циліндрах внутрішнього згорання, та параметрами виробленої електроенергії дозволив встановити вплив технічного стану окремих вузлів та систем двигуна на величину нерівномірності обертання

його валу та обґрунтувати вимоги, пред'явлені до точності вимірювання діагностичного параметру.

2. Аналіз ступеня відповідності відомих методів та пристроїв для оцінки технічного стану двигунів внутрішнього згорання вимогам, пред'явленим до точності та достовірності процесу діагностування, дозволив теоретично обґрунтувати та запропонувати для визначення величини нерівномірності обертання валу двигуна використувати новий спосіб та пристрій, які дозволяють оцінити не тільки технічний стан окремих циліндрів, але й вияснити можливу причину несправності.

3. В процесі діагностування двигунів внутрішнього згорання за величиною нерівномірності обертання його валу необхідно здійснювати корекцію результатів оцінки ступеню нерівномірності з врахуванням крутильних коливань валу. Для автоматичного врахування впливу крутильних коливань на величину нерівномірності обертання валу необхідно вимірювання кутових інтервалів здійснювати зі змінним масштабом часу.

4. Показник нерівномірності обертання колінчастого валу дизеля (АНТ) є інтегральним показником його працездатності.

Список літератури:

1. Краснокутський В.Н., Шунайлов Г.О., Іващенко І.І. Вибродіагностика розцентрування спряжених валів. // Вестн. науки и техники. – 2002. - № 2-3. С.16-21. 2. Іващенко І.І., Приймаков О.Г. Прогнозування залишкового ресурсу та надійності дизелів авіаційної наземної техніки. // Вісн. Харк. держ. техн. ун-ту сільськ. господарства. – 2003. - № 17. - С. 289-294. 3. Приймаков О.Г., Іващенко І.І. Математичне моделювання процесу вибродіагностики. // Вестн. науки и техники. – 2002. - № 4. - С. 11-17. 4. Іващенко І.І., Приймаков О.Г. Діагностування працездатності опор ковзання для авіаційної наземної техніки. // Вестн. науки и техники. – 2003.- № 1. - С.9-14. 5. Іващенко І.І. Розробка методики визначення технічного стану дизельних двигунів комплексним вібраційним методом. // (Матеріали V Міжнародної науково-технічної конференції „АВІА-2003”) - Виробництво та експлуатація авіаційної техніки – 2003. - № 3. – С. 34.37-34.40. 6. Двигатели внутреннего сгорания/ Номенклатурный справочник Ч.1. - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1979. -88 с. 7. Двигатели внутреннего сгорания/ Номенклатурный справ. - М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1981, 96 с. 8. Способ оценки ресурса дизеля до первой переборки/ А.К. Костин и др. //Двигателестроение, 1981. - №11. - С. 47-48. 9. Приймаков О.Г., Масягін В.І. Втомленість авіаційних конструкцій та засоби її попередження // Інтегровані технології та енергозбереження. - Харків: НТУ „ХПІ”, № 1. – 2002. – С. 99-105. 10.Іващенко І.І., Приймаков О.Г., Шунайлов А.Г. Розробка інтегральних показників діагностування

технічного стану дизельних двигунів// Двигатели
внутреннего сгорания.-Харків: НТУ"ХПІ",№ 1-2- 2003.-С.57-61

Н.К. Рязанцев, д-р. техн. наук, Е.Н. Овчаров, инж.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТЕЙ ЛОПАТОЧНЫХ МАШИН В СОСТАВЕ ДВУХ-ТАКТНОГО ТУРБОПОРШНЕВОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ УСТАНОВКИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ПРИВОДА НАГНЕТАТЕЛЯ

У двухтактного турбопоршневого дизеля мощности лопаточных машин (ЛМ) составляют существенную часть от эффективной. Например, у специального дизеля 6ТД-2 при стендовой мощности 882 кВт, мощность компрессора составляет 331 кВт, а турбины 184 кВт. Поэтому повышение КПД ЛМ и уменьшение их дисбаланса ведет к значительному улучшению показателей двигателя.

Если же в привод нагнетателя установлен дифференциальный привод (рис. 1), то необходимо знать реальные мощности лопаточных машин, так как с этих величин начинается расчет самого привода. Преимущества дифпривода перед механическим изложены в [1].

Рассмотрим методику определения мощности ЛМ на примере двигателя 3ТД со стендовой мощностью 441 кВт.

Изначально на двигателе стоял механический привод с передаточными отношениями к компрессору и турбине $i_K=14,81$; $i_T=10,55$.

Расчетная точка механического привода:
 $n_K=38500 \text{ мин}^{-1}$; $n_T=27430 \text{ мин}^{-1}$; $n_{KB}=2600 \text{ мин}^{-1}$.

Расчетная точка дифпривода:
 $n_K=37380 \text{ мин}^{-1}$; $n_T=27640 \text{ мин}^{-1}$; $n_{KB}=2600 \text{ мин}^{-1}$ (1)

Общее уравнение дифференциального привода
 $n_K = 0,918 \cdot n_T + 4,62 \cdot n_{KB}$ (2)

Исходные мощности в расчетной точке (1)
 $N_K=138 \text{ кВт}$, $N_T=93,6 \text{ кВт}$ получены исходя из работы ЛМ в стационарном режиме на стенде с учетом реального падения КПД при работе в составе двигателя.

Тогда коэффициенты при (2) вычисляются следующим образом:

$$\frac{N_T}{N_K} \cdot \frac{n_K}{n_T} = 0,918; \left(\frac{N_K - N_T}{N_K} \right) \cdot \frac{n_K}{n_{KB}} = 4,62 \quad (3)$$

В приводе их необходимо обеспечить кинематически (рис. 1):

$$0,918 = \frac{z_b}{z_a + z_b} \cdot \frac{z_{12} \cdot z_8 \cdot z_9}{z_{11} \cdot z_6 \cdot z_{10}} = \frac{57}{27 + 57} \cdot \frac{25 \cdot 50 \cdot 60}{55 \cdot 56 \cdot 18},$$

$$4,62 = \frac{z_a}{z_a + z_b} \cdot \frac{z_1 \cdot z_4 \cdot z_9}{z_3 \cdot z_5 \cdot z_{10}} = \frac{27}{27 + 57} \cdot \frac{40 \cdot 66 \cdot 60}{36 \cdot 17 \cdot 18}.$$

Числа зубьев целые и не всегда удается точно обеспечить величины коэффициентов и, кроме того, главным ограничением является компоновка привода.

В расчетной точке (1) сам дифференциал в относительном движении является неподвижным (как

бы единой шестерней).

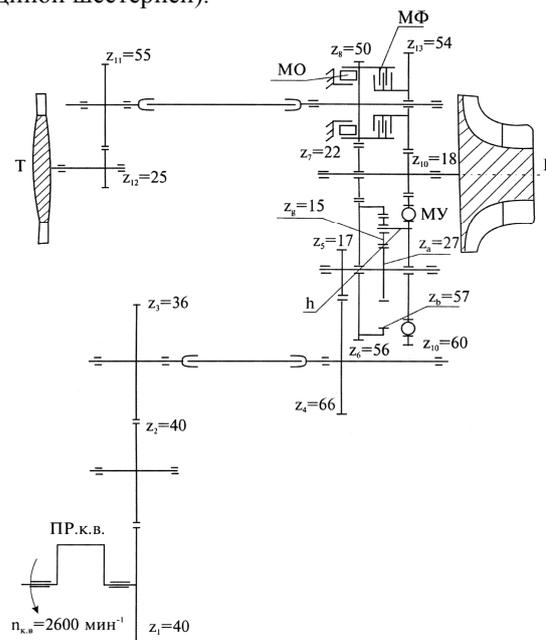


Рис. 1. Схема кинематическая:

K - компрессор; T - турбина; $МО$ - муфта обгонная; $МУ$ - муфта упругая; $МФ$ - муфта фрикционная; h - водило; b - эпициклическое колесо; a - солнечная шестерня; g - сателлит; к.в. - коленчатый вал

Солнечная шестерня (коленвал)

$$n_{KB} = \frac{z_1}{z_3} \cdot \frac{z_4}{z_5} \cdot 2600 = 11215 \text{ мин}^{-1}. \text{ Эпицикл (турбина)}$$

$$n_T = \frac{z_{12}}{z_{11}} \cdot \frac{z_8}{z_6} \cdot 27640 = 11217 \text{ мин}^{-1}. \text{ Водило (ком-}$$

$$\text{прессор)} n_K = \frac{z_{10}}{z_3} \cdot 37380 = 11214 \text{ мин}^{-1}.$$

При этом все потери от ЛМ и коленвала до дифференциала будут отнесены к самим этим агрегатам. Поэтому вычисленными могут быть только эффективные КПД ЛМ с дополнительными механическими потерями до дифференциала.

При различных способах соединения ЛМ с поршневой частью основное внимание уделяется их совместной работе.

В случае механического привода 2 или свободного турбокомпрессора 1 (рис. 2) лопаточные маши-

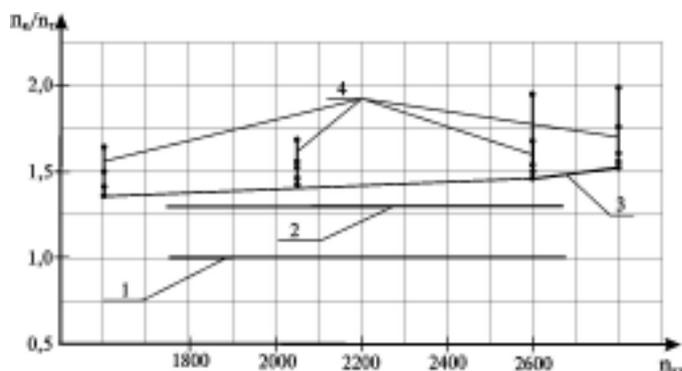


Рис. 2. Сравнение типов приводов:
1 - свободный турбокомпрессор; 2 - механический привод ТК дизеля ЗТД; 3 - внешняя скоростная характеристика дизеля с дифприводом; 4 - нагрузочные характеристики дизеля с дифприводом

У дифпривода наблюдается постоянное рассогласование по частоте вращения ЛМ ($n_K / n_T \neq \text{const}$) - кривая 3 по внешней характеристике, а по нагрузочным - 4, соотношение частот вращения достигает величины 1,9...2,0. Учитывая, что расход газа у ЛМ пропорционален частоте вращения ротора, при переходных процессах или по нагрузочным характеристикам относительное отставание турбины приводит к помпажу компрессора, что необходимо учитывать, выбирая её проходное сечение.

За оборот коленвала у 3-х цилиндрового двухтактного дизеля точка совместной работы компрессора и поршневой части трижды пробегает по ветви характеристики 1 (рис. 3) - за каждые $120^\circ \alpha_{KB}$. При этом на каждой точке ветви она находится по продолжительности различное время. При продувке цилиндра, ($114^\circ \alpha_{KB}$) расход достигает максимума и точка совместной работы ближе к хвосту характеристики, а остальные $6^\circ \alpha_{KB}$ - у линии помпажа. Сумма произведений текущего расхода на соответствующее время, деленная на общий промежуток времени, дает усредненный расход, который не лежит на ветви характеристики компрессора 1, которая снята на стенде. Такое же осреднение происходит и по P_K (π_K) и η_K^* у воздуха, поступающего в ресивер, где приборы измеряют интегральные величины. На рис. 3 это точка 3 с параметрами $\pi_K^* = 3,55$ и $\eta_K^* = 0,65$, тогда как на стендовой ветви характеристики $\eta_K = 0,78$ и линия совместной работы отстоит далеко от границы помпажа.

Парциальный отбор воздуха цилиндрами, сопро-

ны вращаются с пропорциональной частотой на всех режимах работы ($n_K / n_T = \text{const}$).

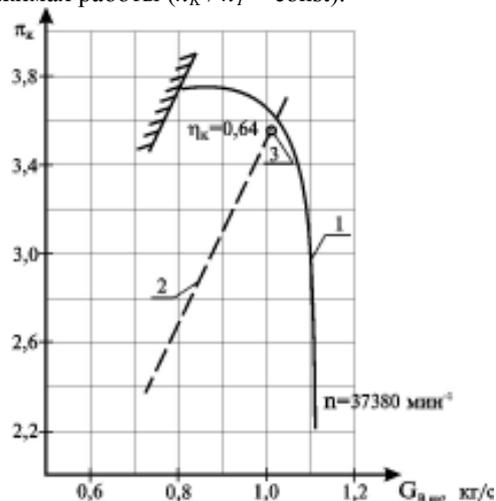


Рис. 3. Характеристика совместной работы компрессора и поршневой части:

1 - ветвь универсальной характеристики компрессора; 2 - линия совместной работы поршневой и лопаточной части дизеля по внешней характеристике; 3 - точка совместной работы компрессора на ветви 1

тивление на входе в компрессор, зависящее от расхода и др., деформируют характеристику компрессора и снижают его КПД, что приводит к увеличению затрачиваемой мощности компрессора для получения равного наддува. Подобные факторы относятся и к турбине - парциальный подвод газа, переменное давление по времени, противодавление за турбиной, зависящее от расхода газа.

Известны случаи, когда модернизировались стенды для испытания ЛМ со стационарным подводом рабочего тела на импульсные, с целью имитации давления в ресивере двигателя перед цилиндрами и в выхлопных патрубках перед турбиной с помощью окон во вращающихся шайбах, расположенных на пути движения газа.

На двигателе обеспечиваются измерения G_B и ΔH_{BC} перед компрессором, P_K и T_K за компрессором, P_T и T_K перед турбиной и ΔP_r , T_r - за турбиной.

На стенде, путем изменения разрежения на входе и противодавления на выхлопе, двигатель регулируется таким образом, чтобы остановить в относительном движении дифференциал - то есть получить расчетную точку (1).

Из замеров перед и за компрессором получаем π_K^* и G_B , подсчитывается L_{AD}^* и тогда

$$N_K = \frac{L_{AD}^* \cdot G_B \cdot 1,36}{1000 \cdot \eta_{ЭК}} \text{ л.с.},$$

где $\eta_{ЭК} = \eta_K^* \cdot \eta_{МEX}$.

Подставив полученное значение N_K в (3) получаем значение N_T . Варьируя сопротивлениями, на

стенде снимается несколько точек на одном режиме - в расчётной точке (1).

Результаты сведены в таблицу 1.

Таблица 1. Результаты эксперимента

№ п/п	$n_{KB}, \text{мин}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$N_K, \text{кВт}$	$N_T, \text{кВт}$	$n_K, \text{мин}^{-1}$	$n_T, \text{мин}^{-1}$	$t_{BC}, \text{°C}$	$\Delta H_{BC}, \text{мм вод.ст.}$	$G_B, \text{кг/с}$	π_K^*	$\Delta P_r, \text{кгс/см}^2$	$G_T, \text{кг/с}$	π_T	T_T^*, K	$C_2, \text{м/с}$	$\eta_{ЭТ}$
1	2600	373	174,3	118,4	37404	27654	20	-780	0,883	3,55	0,03	0,824	2,26	1035	106,2	0,67
2	2600	373	167,0	113,2	37368	27614	20	-1000	0,846	3,54	0,05	0,783	2,2	1064	105,3	0,66
3	2600	373	159,3	108,0	37360	27606	20	-1300	0,807	3,54	0,045	0,752	2,2	1114	109,0	0,64

Условия работы двигателя по ГОСТ $\Delta H_{BC} = -1350_{\pm 30}$ мм вод.ст. и $\Delta P_r = 0,3_{\pm 0,04}$ кгс/см².

Имея замеры и перейдя к заторможенным параметрам перед турбиной π_T и T_T^* определяем величину

$$L_T = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R T_T^* \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}} \right) \cdot \eta_{ЭТ} - \frac{C_2^2}{2} \quad (4),$$

где неизвестным является $\eta_{ЭТ}$.

Но удельную работу турбины можно получить также из формулы

$$N_T = \frac{G_T \cdot L_T \cdot 1,36}{1000}, \text{ л.с.},$$

где N_T получена выше.

Значения $\eta_{ЭТ}$ представлены в таблице 1.

Кроме того, по измеренным параметрам на турбине считается C_{Ad} и U/C_{Ad} . Для данного случая $U/C_{Ad} = 0,44$.

В результате первой постановки дифференциального привода на двигатель ЗТД выявлены недостатки:

1. Линия совместной работы ЛМ и поршневой части сдвинута в сторону повышенных расходов

(низкого КПД компрессора). Необходимо переместить ее ближе к линии помпажа, тогда затраченная мощность на привод компрессора приблизится к расчетной.

2. Турбина имеет низкую эффективность. Если установить $\Delta P_r = 0,3$ кгс/см² в 3-й строке таблицы, то $N_T = 80,1$ кВт, что ниже расчетной величины.

Вывод:

Работающий на стенде двигатель с дифференциальным приводом компрессора может служить инструментом для измерения параметров ЛМ, включая мощность, в объектовых условиях. Для этого достаточно осуществлять измерения газодинамических параметров перед и за компрессором.

Список литературы:

1. Н.К. Рязанцев, Е.Н. Овчаров, И.А. Краюшкин, Харьков, Украина, Регулирование передаточного отношения к компрессору наддува двухтактного дизеля за счет применения дифференциального привода. //Сборник научных трудов ХГПУ. - Вып.7, Часть 2. -1999./ Информационные технологии: наука, техника, технология, просвещение, здоровье. - 358 с.

УДК 621.822.6.001.4

С.В. Пилипенко, канд. техн. наук., А.Н. Дороженко, инж., В.К. Савич, инж., Д.Ю. Бородин, канд. техн. наук

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

В процессе совершенствования транспортных средств, укомплектованных двигателем 6ТД, необходимо было автоматизировать процесс управления. С этой целью был спроектирован и изготовлен узел для установки датчика скорости, монтируемый на двигателе.

Узел представляет собой зубчатое колесо с числом зубьев $Z = 40$ модуля $m = 2$ мм, ось которого установлена на двух симметрично расположенных подшипниках качения 7.000.103. На корпусе узла

крепится специально разработанный датчик ИДЧВ-3М, сигнал от которого используется для автоматизации управления транспортным средством.

Важность безотказной работы данного узла вызвала необходимость оценки работоспособности подшипников, как наиболее слабого звена конструкции. Решение данной задачи усложнялось отсутствием надёжной расчётной методики исследования [1, 2], поскольку рассматриваемые подшипники не нагружены ни осевой, ни радиальной нагрузкой. Они ис-

пытывают лишь воздействие переменного окружного усилия, вызванного неравномерностью вращения приводной шестерни.

Для решения поставленной задачи была разработана методика испытаний подшипникового узла, заключающаяся в воспроизведении режима его эксплуатационного нагружения и отработке на этом режиме базового числа циклов нагружений.

Реализация методики осуществлялась на специально разработанной установке, общий вид которой показана на рис.1, а принципиальная схема – на рис.2.



Рис. 1. Общий вид испытательной установки

Устройство представляет собой нагружающий узел 1 (рис. 1), состоящий из зубчатого колеса 2, ось которого установлена посредством подшипников на двух стойках 3. С одной стороны оси штатно крепится исследуемый подшипниковый узел 4, а с другой – три лопасти: одна – разгонная 5, установленная на большем радиусе и две – тормозящие 6, расположенные на меньшем радиусе, с окружным углом между собой, равным 90° . На лопасти через сопловые аппараты подаётся сжатый воздух от центральной магистрали, причём, предусмотрена регулировка подачи воздуха на тормозящие лопасти.

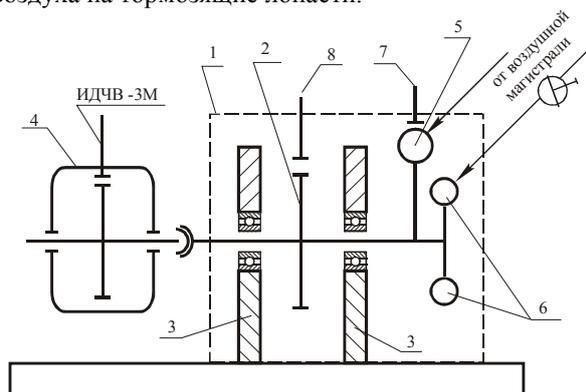


Рис. 2. Схема испытательной установки

Лопасты расположены в окружном направлении таким образом, что как только разгонная лопасть выходит из зоны действия струи воздуха, сразу же в

зону действия струи входят последовательно тормозящие лопасти.

Таким образом, за один оборот зубчатое колесо нагружающего узла проходит два этапа – этап разгона и этап торможения. Необходимую амплитуду неравномерности вращения колеса добивались воздействием на тормозящие лопасти путём изменения скоростного напора подаваемого воздуха.

Испытания проводились на частоте вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, что соответствует режиму работы двигателя с максимальной неравномерностью: $2A_{\text{max}} = 100 \text{ мин}^{-1}$.

Контроль частоты вращения зубчатого колеса нагружающего узла осуществлялся электронным частотомером, сигнал на который подавался от датчика 7, а величина неравномерности отслеживалась по электроннолучевому осциллографу, на который подавался сигнал с датчика 8 через измеритель крутильных колебаний.

На рис. 3 представлена осциллограмма контролируемых параметров.

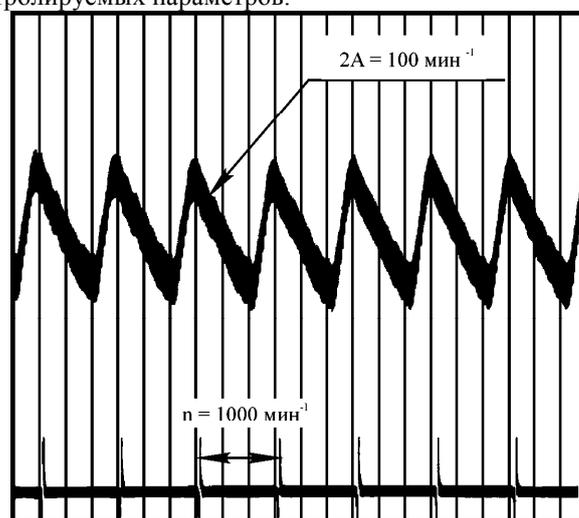


Рис. 3 Осциллограмма контролируемых параметров

В процессе испытаний, через каждые 1 млн. циклов нагружений осуществлялся контроль уровня смазки подшипников исследуемого узла. Для смазки применялся "Литол -24".

Испытания проводились на базе 10 млн. циклов нагружений. Такая база испытаний принята исходя из расчёта времени реализации максимального уровня нагруженности исследуемого узла за период регламентированной эксплуатации.

По окончании испытаний выполнялся тщательный осмотр и дефектовка исследуемого узла и элементов подшипников. Разрушений, следов износа и других изменений исследуемого узла не выявлено. Узел рекомендован для установки на двигатель.

Таким образом, предложенная методика позволяет относительно просто и недорого давать оценку работоспособности подшипников нагруженных окружным переменным усилием.

Список литературы:

1. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник, М.: Машиностроение, 1983., 544 с.
2. Подшипники качения: Справочник-каталог / В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевский, М.: Машиностроение, 1984., 280 с.

УДК 629.42

А.А. Лукьянов, инж.

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ДИАГНОСТИРОВАНИЮ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ

Дизель-генератор или любая его система – объект, который характеризуется рядом функций целевого назначения. При эксплуатации он (она) может принимать некоторые состояния, имеющие определенные свойства и определенные выходные параметры, которые под воздействием различных факторов могут изменять свои значения. Если в результате диагностирования установлено, что они соответствуют заданным значениям, то объект (система) считается технически исправным [1].

Степень достоверности оценки исправного состояния объекта зависит от того, насколько полно контролируемые параметры отражают его состояние. Кроме того, число контролируемых параметров должно быть достаточным для определения фактического состояния объекта с целью локализации неисправного элемента.

Выбор наиболее эффективных параметров возможен только на основе тщательного изучения функциональных связей и особенностей самого объекта [2-5].

Диагностируемый объект можно представить множеством элементов

$$M = \{m_1, m_2, m_3, \dots, m_n\}, \quad (1)$$

где индекс n , обозначает количество элементов объекта, имеющих множество функциональных параметров

$$F = \{f_1, f_2, f_3, \dots, f_l\}, \quad (2)$$

которые могут достигать значения l .

В объекте может быть множество неисправностей

$$N = \{n_1, n_2, n_3, \dots, n_i\}, \quad (3)$$

которые проявляются через множество симптомов

$$Z = \{z_1, z_2, z_3, \dots, z_j\}, \quad (4)$$

где индексы i и j означают количество неисправностей, возникающих в элементах, и количество симптомов соответственно.

Контроль исправного технического состояния объекта и локализация отказавшего элемента обеспечиваются множеством диагностических параметров

$$D = \{d_1, d_2, d_3, \dots, d_k\}, \quad (5)$$

количество, которых может быть k .

Значение каждого диагностического параметра d_k определяется одним симптомом или группой z_p .

Диагностические параметры могут быть зависимыми для всех или некоторых j и k , тогда

$$d_j \cap d_k = d_{jk} \quad (6)$$

и независимыми, $d_i \cap d_k = \emptyset$ для всех i и k при $i \neq j$.

Поскольку каждая неисправность, как правило, при работе объекта проявляется через определенные симптомы, то выбор множества диагностических параметров D должен основываться на анализе связей множества симптомов Z с множеством неисправностей N .

Методика выбора диагностических параметров D представляет анализ объекта диагностирования путем составления блок-схем структурных связей по выше приведенной методике.

Для диагностирования нецелесообразно и, практически, неосуществимо использовать все параметры множества D . Это повлечет за собой получение избыточной информации в связи наличием корреляционных связей между параметрами сложной системы объекта или перекрытие этих параметров по проверяемому множеству M элементов, а также недоступностью и трудностью их измерений. Следовательно, необходимо, определить оптимальное количество, диагностических параметров $D' \subset D$, которое должно:

- различать все возможные в условиях эксплуатации неисправности;
- обеспечивать наименьшее время и стоимость контроля.

Исходя из указанных требований к множеству диагностируемых параметров D , алгоритм оптимизации перечня параметров можно представить по градиентному методу. При этом в качестве направляющей функции используется отношение значения информации (математическое ожидание) \bar{J}_k , полученной при контроле параметра D_k множества элементов M , к величине затрат на этот контроль C_k

$$\bar{J}_k = H\{M_i\} \leftarrow p\{M_g \in M_k\} \lg_2 p\{M_g \in M_k\} - [1 - p\{M_g \in M_k\}] \lg_2 [1 - p\{M_g \in M_k\}] \quad (7)$$

$$C_k = c + \eta\tau(i) + \nu(i); \quad (8)$$

M_g – отказавший элемент;

c – стоимость контролирующего прибора;
 η – коэффициент пропорциональности между “ценой” простоя дизель-генератора или всего объекта, где был установлен данный дизель-генератор, и временем диагностирования;
 $\tau(i)$ – время, необходимое для контроля i -того параметра;
 $v\tau(i)$ – “цена” потерь от не выявленной неисправности.

Анализируя функцию $F(2)$ для предварительно определенного перечня параметров, можно определить такой набор параметров, который соответствовал бы получению максимальной информации о состоянии объекта или его систем при наименьших затратах времени и средств. Исходя из сказанного, если дизель-генератор рассматривать как последовательный преобразователь энергии: химической (запасенной в топливе) через тепловую в механическую, а затем в электрическую, тогда возможно оценить его техническое состояние по качеству этапного преобразования энергии. Очевидно, что наиболее обобщенным (интегральным) критерием качества протекания рабочих процессов в дизель-генераторах являются динамические показатели переходных процессов.

В динамическом режиме дизель-генератор необходимо рассматривать как систему автоматического регулирования (рис.1), у которой интегральными диагностическими параметрами выступают динамические показатели (рис.2) [8, 9].

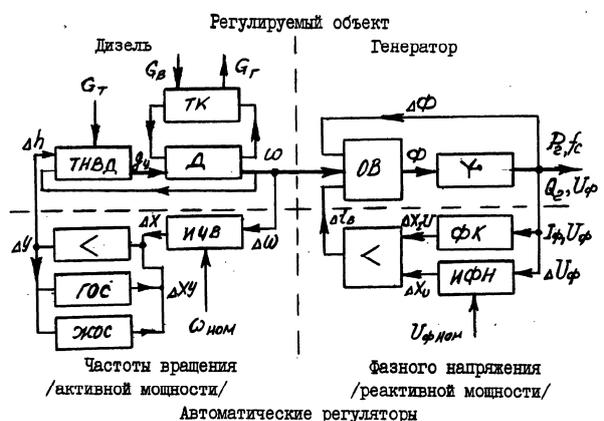


Рис. 1. Структурно-функциональная схема дизель-генератора со статическим возбуждением:

Д - дизель, ТК - турбокомпрессор, ТНВД - топливный насос высокого давления, ИЧВ - измеритель частоты вращения, ГОС и ЖОС - гибкая и жесткая обратные связи, ОВ - обмотка возбуждения. ФК - блок фазного компаундирования, ИФН - измеритель фазного напряжения; G_T, G_B и G_r - часовые расходы топлива, воздуха и отработанных газов, Φ - магнитный поток, P_2, Q_2 и U_ϕ - выходные активная и реактивная мощности и фазное напряжение

Так как на динамические показатели оказывают влияние, как качество работы регуляторов, так и состояние всех статических показателей, то они являются наиболее интегральными диагностическими показателями. Но в процессе эксплуатации дизель-генераторов их реализация затруднена из-за того, что для вызова переходного процесса необходим импульс наброса или сброса нагрузки с большой крутизной фронтов (одновременный наброс или сброс 100% нагрузки) или введения мощного синусоидального сигнала возмущения по нагрузке.

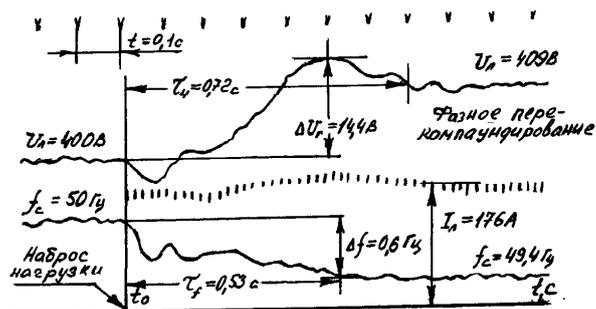


Рис. 2. Осциллограмма переходного процесса по частоте и напряжению при набросе активной нагрузки на дизель-генератор АСДА-100Т/400 (регулятор напряжения настроен на компенсацию падения напряжения в линии электропередачи)

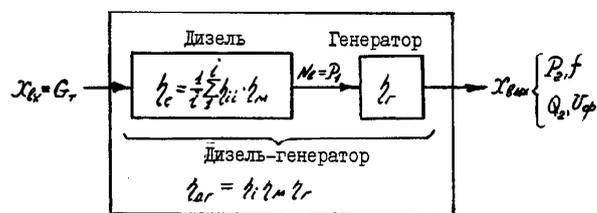


Рис. 3. Дизель-генератор, как четырехполюсник

В статическом режиме дизель-генератор может быть представлен как четырехполюсник (рис. 3), который характеризуется передаточной функцией

$$\eta_{\partial z} = \frac{1}{i} \sum_{i=1}^i \eta_{ii} \eta_m \eta_z = \frac{x_{вых}}{x_{вх}} = \frac{P_2}{V_T H_u} = \frac{1}{v_T H_u}, \quad (9)$$

где $\eta_{\partial z}, \eta_{ii}, \eta_m$ и η_z – к.п.д. дизель-генератора, индикаторный i – того цилиндра, механический и генератора, соответственно;

V_T и P_2 – часовой объемный расход топлива при H_u низшей теплотворной способности и мощность на валу генератора;

v_T – удельный объемный расход топлива.

Очевидно, функцию F можно заменить функцией $\eta_{\partial z}$ или $g_{\partial z}$ для оценки качества рабочих процессов дизель-генератора в целом, или функциями η_{ii}, η_m

и η_c для оценки качества преобразования химической энергии топлива через тепловую энергию в механическую, величину механических потерь и качество преобразования в генераторе механической энергии в электрическую.

Если воспользоваться методикой [10], то дизель-генератор без систем управления и защит, можно представить в функционально-структурном виде (рис.4).

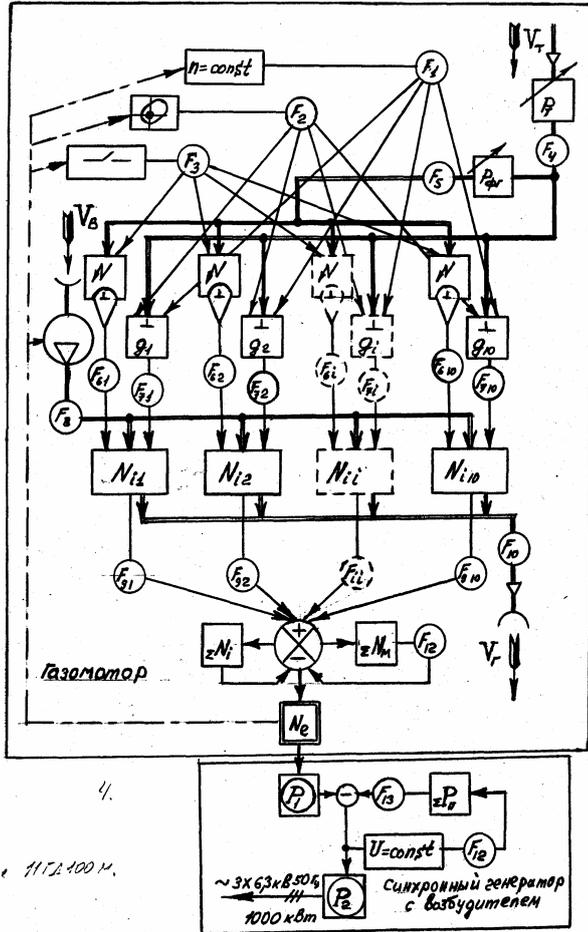


Рис.4. Структурно-функциональная схема дизель-генератора

Как видно из схемы, ее основными функциональными элементами являются:

- регулятор частоты вращения - F_1 ;
- система подачи топлива - F_2
- воздушный тракт - F_3
- тепловые процессы в цилиндре - F_4 ;
- выпускная система - F_5 ;
- механические потери в механизмах - F_6 ;
- синхронный генератор - F_7 ;
- регулятор напряжения - F_8 .

В свою очередь, каждый из перечисленных элементов схемы характеризуется многими параметрами, зависит от элементов системы и влияет на нее.

Анализ довольно не полного перечня факторов, влияющих на техническое состояние дизель-

генератора, показывает, что его общее техническое состояние может быть оценено по интегральному (обобщенному) диагностическому параметру, который охватывает всю совокупность функциональных зависимостей между процессами, протекающими в объекте при его эксплуатации.

Таковыми обобщенными параметрами могут, например, быть:

- цикловая неравномерность вращения коленчатого вала;
- удельный расход топлива;

Цикловая неравномерность вращения коленчатого вала позволяет «на верхнем уровне» определить ненормально работающий цилиндр двигателя и, таким образом, установить область поиска причин неисправности.

Однако, как показал опыт, для среднеоборотных много цилиндровых двигателей реализация этого метода связана с практическими трудностями из-за «фона» крутильных колебаний валопровода.

«Заброс» частоты вращения при мгновенных изменениях нагрузки успешно диагностирует только механизмы системы регулирования скорости, т.е. обладает определенной локальностью.

В качестве наиболее обобщенного и эффективного диагностического параметра, позволяющего на самом верхнем уровне фиксировать ненормальности в работе двигателя и определять направления дальнейших поисков их причин, является удельный расход топлива.

Список литературы:

1. Пархоменко П.П., Согомонян В.Г. Основы технической диагностики – М. Энергоиздат, 1981 –320 с.
2. Алексеев О.Г., Староселец В.Г. Алгоритмизация оптимального выбора параметров сложных систем для контроля их работоспособности. «Автоматика и телемеханика» 1965, №9 стр.1631 – 1638.
3. Алексеев О.Г., Староселец В.Г. Об оптимальном выборе параметров для контроля систем со сложной последовательностью обслуживания. «Автоматика и телемеханика», 1966, стр.107 – 114.
4. Гольдштейн О.С., Ютт В.С. К вопросу о работе оптимальной совокупности диагностических параметров. «Автомобильная промышленность» 1971, №5 стр.21 – 23.
5. Староселец В.Г. Определение основных параметров объекта контроля. «Известия АН СССР» Техническая кибернетика. 1971, №3, стр.103 – 104.
6. Берзаков Г.Ф. и др. Введение в техническую диагностику. М – Энергия, 1968 г., 224 с.
7. Пархоменко П.П. О технической диагностике. М. Знания 1063 –84 стр.
8. Толишин В.И. Устойчивость параллельной работы дизель-генераторов Л. Машиностроение. 1970, 200 стр.
9. Крутий Л.М. Диагностика дизель-электрических станций. «Особенности проектирования, эксплуатации и ремонта элементов и систем электоснабжения» Харьков ХВВКУ, 1976 г. стр.91 – 103.
10. Терещенков В.К. , Крутий Л.М. Ко-

нонов Б.Т. Первичные источники энергии. МО СССР
1979 – 554 стр.

А.Г. Кесарийский, инж.

ПРИМЕНЕНИЕ ЛАЗЕРНО-ИНТЕРФЕРЕНЦИОННЫХ МЕТОДОВ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЦИЛИНДРОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Введение

При конструировании двигателей внутреннего сгорания одной из важных задач является прочностной расчет деталей и узлов. Современная технология разработки двигателей внутреннего сгорания предполагает широкое применение автоматизированных методов математического моделирования. Использование комплексных CAD/CAM/CAE систем, оснащенных мощным инструментарием конечноэлементного математического анализа, не исключает необходимости применения экспериментального исследования напряженно-деформированного состояния конструкции в силу того, что для получения достоверных результатов расчета необходимо отчетливо представлять особенности взаимодействия элементов конструкции. Практическое применение автоматизированных систем анализа напряженно-деформированного состояния деталей и узлов ДВС показывает, что повышение темпов и качества разработки может быть достигнуто путем использования расчетных методов в сочетании с экспериментальными методами исследования напряженно-деформированного состояния ДВС.

Проблемы применения традиционных методов измерений

В машиностроении для исследования напряженно-деформированного состояния, широкое распространение получили методы электротензометрии [1]. Эти методы характеризует высокая чувствительность, сравнительная простота эксплуатации, широкий диапазон измерений, возможность исследования статических и динамических нагрузок, дистанционность, выполнение измерений на натуральных объектах. Весь этот комплекс свойств обеспечил широкое применение метода. По данным [2] методы электротензометрии, основанные на использовании тензорезисторов, применяются более чем в 80% исследований напряженного состояния, производимых в промышленности США.

Однако, в зонах высокоградиентных нагрузок сложно получить неискаженную информацию, а закрепление тензодатчика на исследуемой поверхности создает дополнительные проблемы в оценке достоверности измерений. Кроме того, в силу дискретного характера измерений, использование методов

электротензометрии не обеспечивает достаточной полноты информации. При проведении экспериментальных исследований, для конструктора особый интерес представляет оценка распределения деформаций и напряжений по детали, а так же выяснение физических особенностей взаимодействия деталей, входящих в конструкцию. В этом случае информация о деформировании детали в одной точке представляется явно недостаточной, а размещение большого числа датчиков (обеспечивающих возможность отображения информации в виде поля) зачастую сопряжено со значительными техническими сложностями.

Цилиндр двигателя, как основной элемент ДВС, во многом определяет его работоспособность. Исследование изменения геометрии зеркала цилиндра, например, радиальных перемещений под воздействием рабочих и технологических нагрузок, представляет одну из важных задач разработки двигателя. Использование электротензометрии не позволяет решить эту задачу в силу того, что тензодатчики регистрируют деформации только в плоскости их установки.

Решение проблем исследования деформации цилиндра

Повышение информативности исследований может быть достигнуто путем применения экспериментальных методов, обеспечивающих получение информации в виде поля деформации или перемещения. Среди широкого многообразия таких методов, следует особо выделить лазерно-интерференционные методы голографической и спекл-интерферометрии, практическое применение которых показало их высокую эффективность при исследовании ДВС [3,4]. Информация, получаемая в виде полей, легко переносится на узлы конечноэлементной сетки математической модели и используется в качестве граничных условий для дальнейшего анализа напряжений. В то же время специфика конст-

рукции ДВС не всегда позволяет применить стандартные методы и средства лазерно-интерференционных измерений, что требует применения специальных устройств.

Для исследования формоизменения внутренней поверхности цилиндра было разработано и изготовлено специальное устройство, позволяющее контролировать радиальные перемещения зеркала цилиндров с интерференционной точностью.

На рис.1 показана конструкция устройства для панорамной регистрации радиальных перемещений внутренней поверхности цилиндра.

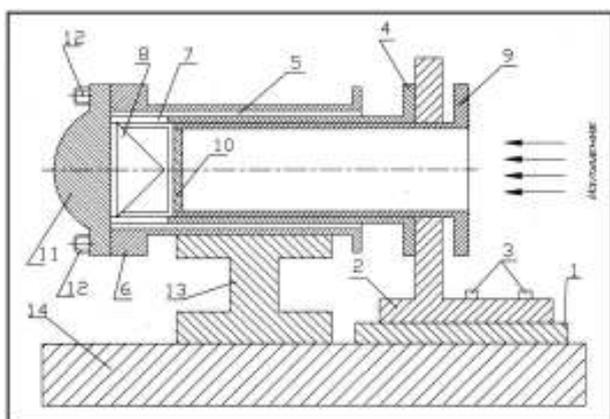


Рис.1. Схема устройства для регистрации деформации цилиндра

Устройство содержит базовую плиту 1, на которой размещен подвижный кронштейн 2, перемещающийся по направляющим штифтам 3. На кронштейне 2 жестко закреплена цилиндрическая втулка 4, вставляемая с зазором в исследуемый цилиндр 5 блока двигателя 6. Втулка 4 имеет тонкие кронштейны 7 для крепления зеркального конуса 8. Внутри втулки 4 размещен подвижный стакан 9, на торце которого установлена фотопластинка 10. Блок двигателя 6 с головкой 11 и крепежом 12 жестко закреплен при помощи опоры 13 к виброзащищенной платформе 14. На этой же платформе жестко закреплено основание 1 устройства для регистрации деформации цилиндра.

В процессе проведения измерений на торце подвижного стакана 9 закрепляют фотопластинку 10, например, при помощи пружинных зажимов. Затем

стакан 9 вводят во втулку 4 и перемещают до контакта фотопластинки 10 с конусом 8.

При регистрации интерферограмм коллимированное лазерное излучение направляют по нормали к фотопластинке 10. Излучение, проходя через фотопластинку, падает на поверхность конуса 8 и освещает исследуемый участок поверхности цилиндра. Отраженное этой поверхностью излучение снова попадает на конус 8 и отражается на фотопластинку 10. При этом реализуется схема регистрации отражательных голограмм по методу Ю.Н. Денисюка. После первого экспонирования проводят нагружение исследуемого двигателя, например, путем затяжки крепежа 12. Затем выполняют повторное экспонирование, извлекают стакан 9, снимают фотопластинку 10 и направляют ее в обработку.

Интерферограмма, полученная при использовании указанного устройства, показана на рис.2.

Получаемая информация позволяет проводить как анализ технического состояния конструкции при воздействии нагрузок, так и верифицировать математическую модель ДВС, используя поле перемещений, как, например, предложено в работах [5, 6]. Кроме того результаты измерений могут служить основой для разработки технологии оптимальной сборки блока и головки цилиндров.

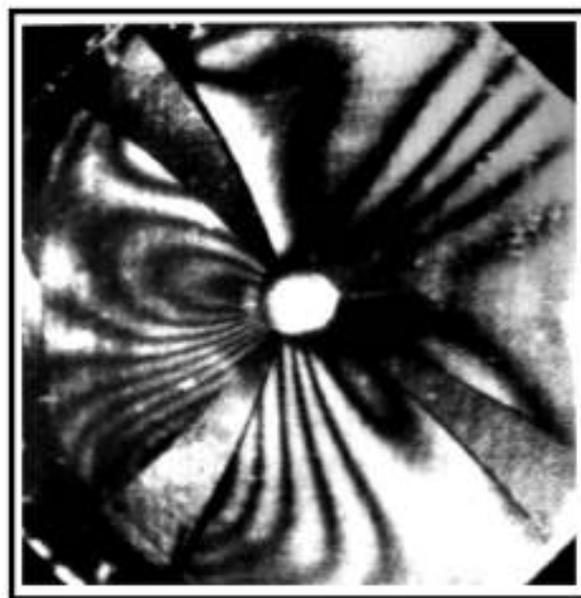


Рис.2. Интерферограмма деформации зеркала цилиндра

Предложенное устройство применялось при исследовании деформации зеркала цилиндров двигателей ВАЗ, МеМЗ и ЗМЗ.

В качестве примера приведено поле перемещений зеркала цилиндра двигателя ЗМЗ 40610 при из-

менении затяжки болтов крепления головки цилиндров. Полученная интерферограмма после расшифровки позволяет отобразить поле перемещений как в виде сечений цилиндра (рис.3).

Практическое применение устройства позволило провести его существенную модернизацию. Используя в качестве регистрирующего материала фотографические эмульсии на гибких, пленочных носителях и блок, состоящий из нескольких полупрозрачных зеркальных конусов, была обеспечена возможность регистрации панорамной развертки зеркала цилиндра без геометрических искажений по всей длине цилиндра. При этом устройство позволило совместно использовать методы голографической интерферометрии и спекл-фотографии. Такой комплексный подход обеспечил возможность регистрации пространственного вектора перемещений и простую обработку результатов исследования.

Дальнейшее совершенствование устройства направлено на замену фотографических материалов электронными средствами регистрации, что позволит перейти от лабораторного стиля измерений к приборному, при одновременном сокращении времени получения информации с десятков минут до нескольких секунд.

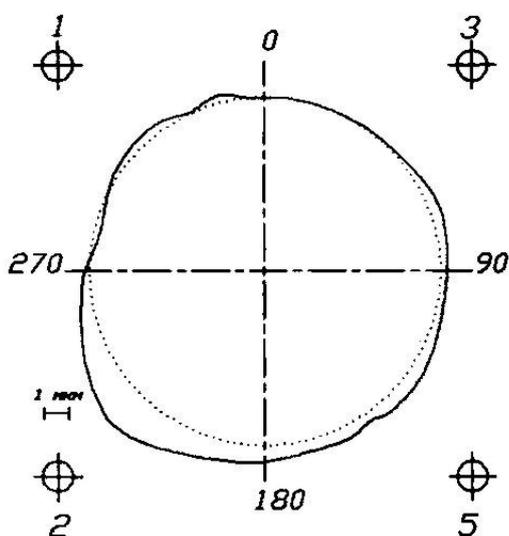


Рис.3. Формоизменение поперечного сечения цилиндра при затяжке крепежа так и в виде пространственного графика поля перемещений, как показано на рис.4

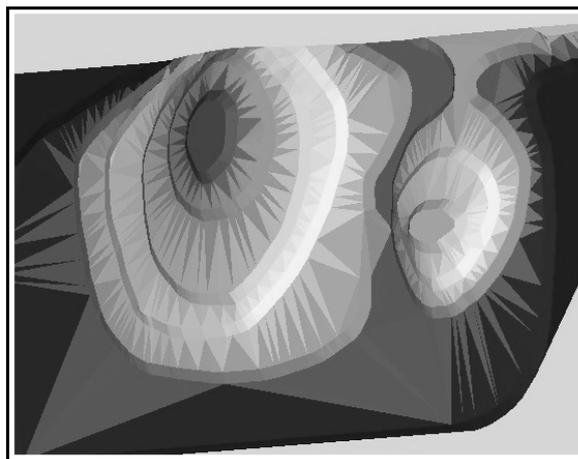


Рис. 4. 3-D представление поля перемещений

Интерферограммы и спекл-фотографии, получаемые при измерении формоизменения цилиндра, характеризуются высокой информационной насыщенностью. С целью получения полей деформаций и напряжений требуется дальнейшая их обработка с применением программно-вычислительных комплексов. Дальнейшее совершенствование методов и средств предполагает разработку интерактивных программ обеспечивающих непосредственную передачу данных в CAD/CAM/CAE систему.

Заключение

Предложенный способ регистрации формоизменения внутренней поверхности цилиндра и устройство для его реализации позволяют за один цикл измерений получить панорамную развертку деформации зеркала цилиндра. При этом одновременно могут быть зарегистрированы радиальная, аксиальная и тангенциальная составляющие вектора перемещений. Высокая чувствительность метода, составляющая 0.2–0.3 мкм, в сочетании с полевой формой представления информации позволяют использовать результаты измерений не только для анализа работоспособности конструкции, но и для верификации математических моделей, применяемых при разработке.

Список литературы:

1. Экспериментальная механика: В 2-х кн.: кн. 1.: Пер с англ. / Под ред. А. Кобаяси. – М.: Мир, 1990. – 616 с.
2. Perry C.C. The Resistance Strain Gage Revisited, W. Murray Lecture, 5th Int. Cong. Exp. Mech., Montreal, Quebec, (Canada, June 10 – 15), 1984.
3. Кесарийский А.Г. Голографические исследования рабо-

тоспособности двигателей внутреннего сгорания // Когерентная оптика и голография: Тр. XXV школы-симп. – Ярославль: Изд-во ЯГПУ, 1997 – С. 191 – 197.

4. Кесарийский А.Г. Голографические исследования деформации блока цилиндров двигателя внутреннего сгорания // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. – Харьков: Гос. Аэрокосмический ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 1999. – Вып. 9. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 335.

5. Kesarijskij A. Development of the methods of estimation of authenticity of the mathematical model of the parts and

units of an internal combustion engine// Transactions of the 5. Symposium “Numerical simulation in automotive engineering”, 5. Februar 2003, Graz, Austria.

6. Кесарийский А.Г. Комплексное применение методов голографической интерферометрии и конечноэлементного математического моделирования при обработке конструкции двигателя внутреннего сгорания // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Тр. Междунар. науч.-техн. конф., (23 - 25 апреля 2003). – Челябинск: Изд-во ЮурГУ, 2003. – С. 92 – 95

УДК 681.5.09

А.С. Кулик, д-р техн. наук, В.В. Нарожный, канд. техн. наук, А.В. Сальников, асп., С.Н. Фирсов, инж.

МОДИФИЦИРОВАННАЯ ПОЗИЦИОННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ АКТИВНОЙ ОТКАЗОУСТОЙЧИВОСТИ

Введение

В быстро меняющемся индустриальном мире задача технического и технологического перевооружения предприятий, разрабатывающих и производящих сложные технические изделия, является одной из наиболее актуальных. Качество и сокращение сроков производства продукции обеспечивается, в частности, использованием для ее производства отказоустойчивого оборудования и инструмента.

Следует выделить, что процесс совершенствования функциональных возможностей техники неизбежно связан с повышением ее надежности, живучести и безопасности. Тенденции роста убытков, связанных с отказом техники, наблюдается как в Украине, так и в других странах [1, 2, 3].

Для украинских предприятий, обладающих широким парком станочного оборудования с ЧПУ, но не имеющих финансовых возможностей его постоянного обновления, необходимо избрать путь модернизации и модификации.

Одним из перспективных направлений построения отказоустойчивых систем, в частности позиционных систем управления перемещением (ПСУП) станков с ЧПУ (сверлильных, дыропробивных и т.п.) является системный подход к обеспечению активной отказоустойчивости систем управления, предложенный профессором Куликом А.С. [4], включающий в себя глубокое диагностирование и гибкое восстановление работоспособности.

В процессе диагностирования ПСУП решается ряд взаимосвязанных задач: обнаружение отказов, поиск места отказа, установление класса отказа, определение вида отказа.

Вид отказа - это описание конкретного физического проявления отказа (ДСТУ 2860-94). Анализируя выбранное множество видов отказов, проводится их параметризация и формируются классы. Класс - это подмножество видов отказов, проявляющих себя идентично на доступных измерениях.

Обобщенная конструкция позиционной системы управления перемещением

Для обеспечения требуемой глубины диагностирования рассмотрена структура ПСУП (рис. 1). В состав такой системы входят:

- интерpolator стойки ЧПУ, вырабатывающий информацию о движении рабочего органа между двумя опорными точками на основании заложенной программы;
- усилитель мощности для каждой координаты, с которого подается напряжения на электродвигатель согласно выработанной интерполатором информации;
- редуктор (пара «винт-гайка») для каждой координаты, осуществляющий преобразование вращательного движения ротора электродвигателя в поступательное движение рабочего органа;
- датчик положения для каждой координаты (датчик угловой скорости с интегратором), производящий косвенное измерение положения рабочего органа;
- рабочий орган (стол) – объект управления, отрабатывающий линейные перемещения по двум координатам согласно заложенной программе.

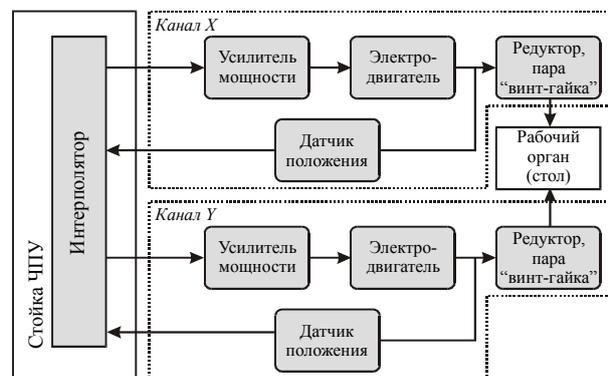


Рис.1. Обобщенная структурная схема ПСУП

При отсутствии отказов рассматриваемая система представима с помощью следующей функциональной схемы (рис. 2),

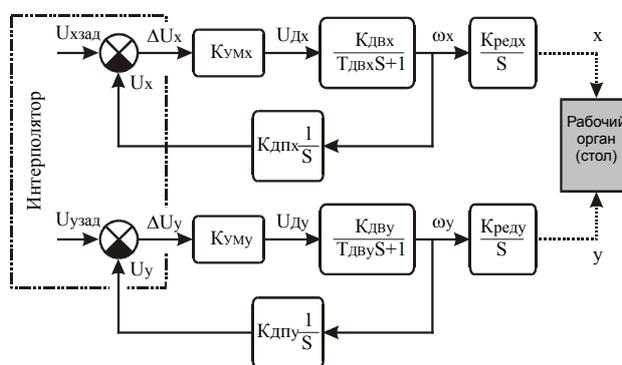


Рис.2. Обобщенная функциональная схема ПСУП

где $U_{Дх}$, $U_{Ду}$ – напряжения, подаваемые на электродвигатели;

ω_x, ω_y – угловые скорости вращения роторов электродвигателей;

φ_x, φ_y – углы поворота роторов двигателей (величины перемещения ходового винта);

x, y – величины перемещения рабочего органа (стола);

U_x, U_y – значения напряжений, соответствующие текущим значениям величин перемещения рабочего органа x, y ;

$U_{xзад}, U_{yзад}$ – значения напряжений, соответствующие заданным величинам перемещения;

$\Delta U_x = U_{xзад} - U_x, \Delta U_y = U_{yзад} - U_y$ – отклонения значений напряжений величин перемещения;

$K_{УМx}, K_{УМy}, K_{ДВx}, K_{ДВy}, K_{Дпx}, K_{Дпу}, K_{редx}, K_{редy}$ – коэффициенты передачи усилителей мощности, электродвигателей, датчиков положения, редукторов по соответствующим координатам;

$T_{ДВx}, T_{ДВy}$ – постоянные времени электродвигателей;

S – комплексная переменная преобразования Лапласа.

Для оценки динамических свойств представленной системы управления по двум координатам, ее поведение описывается передаточными функциями вида:

$$W_x(S) = \frac{K_{УДx} \cdot K_{редx}}{K_{УДx} \cdot K_{Дпx} + S(T_{ДВx} \cdot S + 1)}, \quad (1)$$

$$W_y(S) = \frac{K_{УДy} \cdot K_{редy}}{K_{УДy} \cdot K_{Дпy} + S(T_{ДВy} \cdot S + 1)}, \quad (2)$$

где $K_{УДx} = K_{УМx} \cdot K_{ДВx}$ – коэффициент передачи блока УМ+ЭД канала X ;

$K_{УДy} = K_{УМy} \cdot K_{ДВy}$ – коэффициент передачи блока УМ+ЭД канала Y .

Диагностируемость системы управления зависит от свойств структуры, т.е. способа соединения функциональных элементов и путей распространения информации об отказах, а также от сигнальных свойств, т.е. информационного объема измеряемых сигналов, вызванных соответствующими управляющими воздействиями [8].

Рассматриваемая ПСУП является разомкнутой системой управления (отсутствует обратная связь по положению рабочего органа), следовательно такая система управления в общем случае недиагностируема, поскольку косвенные признаки отказов ненаблюдаемы.

Для обеспечения диагностируемости рассматриваемой ПСУП предлагается ввести дополнительную структурную избыточность.

Обобщенная конструкция модифицированной позиционной системы управления перемещением

Обобщенная структурная схема модифицированной ПСУП представлена на рис.3.

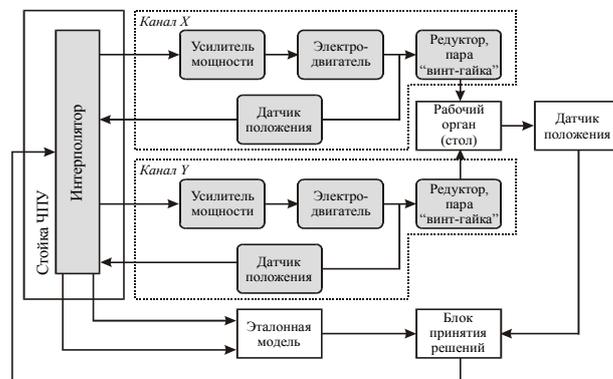


Рис.3. Обобщенная структурная схема модифицированной ПСУП

При отсутствии отказов рассматриваемая система представима с помощью следующей функциональной схемы (рис. 4).

Информационный сигнал U_p , соответствующий текущему положению рабочего органа, полученный при помощи датчика положения поступает в блок принятия решений. Сюда же поступает информационный сигнал U_{p0} с эталонной модели, вырабатываемый на основе математической модели (ММ) функционирования ПСУП в работоспособном состоянии, соответствующий положению рабочего органа, заложенному в программе.

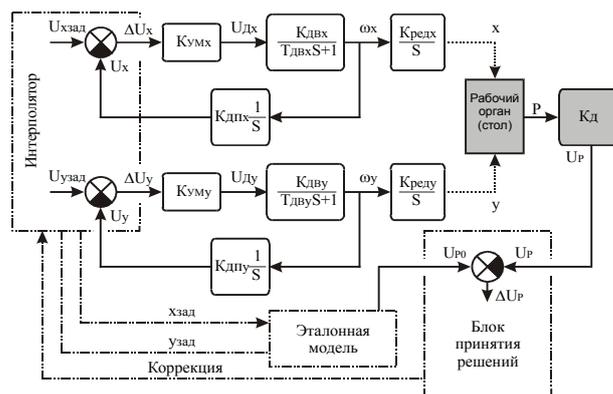


Рис.4. Обобщенная функциональная схема модифицированной ПСУП

В блоке принятия решений вырабатывается разность значений информационных сигналов $\Delta U_p = U_{p0} - U_p$, на основании которой и принимается решение о наличии отказа, месте возникновения, классе и виде отказа, а также вырабатывается информация о необходимой коррекции управляющей программы.

Используя [6, 7], соотношения (1), (2) и метод Эйлера для получения численного значения производной, проведен переход к описанию модифицированной ПСУП в пространстве состояний в дискретной форме:

$$\begin{bmatrix} x_1(n+1) \\ x_2(n+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T_0 \\ -K_{yD_x} \cdot K_{\text{дн}x} \cdot \frac{T_0}{T_{ДВ_x}} & 1 - \frac{T_0}{T_{ДВ_x}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1(n) \\ x_2(n) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ K_{yD_x} \cdot K_{\text{ред}x} \cdot \frac{T_0}{T_{ДВ_x}} \end{bmatrix} \cdot U_{x \text{ зад}}(n), \quad (3)$$

$$U_{P_x}(n) = [K_{\partial} \quad 0] \cdot \begin{bmatrix} x_1(n) \\ x_2(n) \end{bmatrix},$$

$$x_1(0) = 0, \quad x_2(0) = 0,$$

$$\begin{bmatrix} y_1(n+1) \\ y_2(n+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T_0 \\ -K_{yD_y} \cdot K_{\text{дн}y} \cdot \frac{T_0}{T_{ДВ_y}} & 1 - \frac{T_0}{T_{ДВ_y}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_1(n) \\ y_2(n) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ K_{yD_y} \cdot K_{\text{ред}y} \cdot \frac{T_0}{T_{ДВ_y}} \end{bmatrix} \cdot U_{y \text{ зад}}(n), \quad (4)$$

$$U_{P_y}(n) = [K_{\partial} \quad 0] \cdot \begin{bmatrix} y_1(n) \\ y_2(n) \end{bmatrix},$$

$$y_1(0) = 0, \quad y_2(0) = 0,$$

где T_0 – период квантования;

n – шаг квантования.

Для построения ММ функционирования модифицированной ПСУП в неработоспособном состоянии необходимо сформировать множество видов отказов исходя из целей исследования и опыта эксплуатации.

Поскольку каналы X и Y в рассматриваемой системе идентичные, то проводятся построения только для одного из каналов, например, канала X .

Использован ряд гипотез, которые сформированы в результате анализа реального потока видов отказов, происходящих в ПСУП:

— виды отказов появляются независимо друг от друга;

— характеристики видов отказов существенно не изменяются на интервале диагностирования;

— в период диагностирования другие отказы не происходят.

Сформировано множество видов отказов $D_{ПСУП_x} = \{d_{ix}\}$ для канала X модифицированной ПСУП:

а) d_{1x}, d_{2x} – соответственно увеличение и уменьшение коэффициента передачи блока УМ+ЭД канала X – невыход рабочего органа в заданную точку;

б) d_{3x}, d_{4x} – соответственно увеличение и уменьшение сопротивления якорной цепи электродвигателя привода канала X ;

в) d_{5x} – переориентация датчика угловой скорости в датчике положения в канале X ;

г) d_{6x} – обрыв сигнального провода датчика положения в канале X ;

д) d_{7x}, d_{8x} – соответственно положительная и отрицательная круговая деформация ходового винта редуктора привода канала – линейное смещение траектории обработки в системе координат;

е) d_{9x} – люфт ходового винта редуктора привода канала – нелинейное изменение траектории обработки в системе координат.

Проведена параметризация видов отказов и сформировано множество классов отказов $A_{ПСУП_x} = \{\alpha_{ix}\}$ для канала X :

а) «изменение коэффициента передачи блока УМ+ЭД канала X » (виды отказов d_{1x}, d_{2x}) – характеризуется изменением коэффициента передачи K_{yD_x} на величину ΔK_{yD_x} ;

б) «изменение инерционных свойств ЭД канала X » (виды отказов d_{3x}, d_{4x}) – характеризуется изменением постоянной времени электродвигателя $T_{ДВ_x}$ на величину $\Delta T_{ДВ_x}$;

в) «изменение коэффициента передачи ДП канала X » (виды отказов d_{5x}, d_{6x}) – характеризуется изменением коэффициента передачи $K_{\text{дн}x}$ на величину $\Delta K_{\text{дн}x}$;

г) «механический износ канала X » (виды отказов d_{7x}, d_{8x}, d_{9x}) – характеризуется изменением коэффициента передачи $K_{\text{ред}x}$ на величину $\Delta K_{\text{ред}x}$.

Сформировав классы видов отказов $A_{ПСУП_x} = \{\alpha_{ix}\}$ выполнен переход от (3) к описанию канала X ПСУП в пространстве состояний в дискретной форме в неработоспособном состоянии:

$$\begin{bmatrix} \tilde{x}_1(n+1) \\ \tilde{x}_2(n+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T_0 \\ -\tilde{K}_{yD_x} \cdot \tilde{K}_{\text{дн}x} \cdot \frac{T_0}{\tilde{T}_{ДВ_x}} & 1 - \frac{T_0}{\tilde{T}_{ДВ_x}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \tilde{x}_1(n) \\ \tilde{x}_2(n) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \tilde{K}_{yD_x} \cdot \tilde{K}_{\text{ред}x} \cdot \frac{T_0}{\tilde{T}_{ДВ_x}} \end{bmatrix} \cdot U_{x \text{ зад}}(n), \quad (5)$$

$$\tilde{U}_P(n) = \tilde{U}_{P_x}(n) = [K_{\partial} \quad 0] \cdot \begin{bmatrix} \tilde{x}_1(n) \\ \tilde{x}_2(n) \end{bmatrix},$$

$$\tilde{x}_1(0) = 0, \quad \tilde{x}_2(0) = 0,$$

где $\tilde{K}_{yD_x} = K_{yD_x} + \Delta K_{yD_x}$ – значение коэффициента передачи блока УМ+ЭД канала X с учетом прямого признака видов отказов из класса «изменение коэффициента передачи блока УМ+ЭД канала X »;

$\tilde{T}_{ДВ_x} = T_{ДВ_x} + \Delta T_{ДВ_x}$ – постоянной времени электродвигателя канала X с учетом прямого признака

ка видов отказов из класса «изменение инерционных свойств ЭД канала X »;

$$\tilde{K}_{\partial n_x} = K_{\partial n_x} + \Delta K_{\partial n_x} - \text{значение коэффициента}$$

передачи датчика положения канала X с учетом прямого признака видов отказов из класса «изменение коэффициента передачи ДП канала X »;

$$\tilde{K}_{редx} = K_{редx} + \Delta K_{редx} - \text{значение коэффициента}$$

передачи редуктора канала X с учетом прямого признака видов отказов из класса «механический износ канала X ».

В силу идентичности каналов X и Y модифицированной ПСУП, все вышеприведенные для канала X рассуждения справедливы и для канала Y .

Заключение

В результате проведенных исследований представлено описание модифицированной позиционной системы управления перемещением в пространстве состояний в дискретной форме в работоспособном состоянии.

Предложена модифицированная ПСУП, в которой для обеспечения диагностируемости введена дополнительная структурная избыточность.

Определено множество видов отказов на основе анализа надежностных характеристик, опыта эксплуатации, вероятности возникновения отказов по оценкам экспертов.

Проведена параметризация множества видов отказов и сформированы классы видов отказов, что позволило описать модифицированную позиционную систему управления перемещением в пространстве состояний в дискретной форме в работоспособном состоянии.

Полученные модели функционирования модифицированной ПСУП в работоспособном и неработоспособном состоянии в дальнейшем предполагается использовать при построении диагностического обеспечения модифицированной позиционной системы управления перемещением.

Список литературы:

1. Проблемы технического перевооружения промышленных предприятий // Мир техники и технологий. – 2002. – № 4. – С. 8.
2. Бурдюк А.П. Ремонт и модернизация систем ЧПУ // Мир техники и технологий. – 2002. – №2. – С. 22.
3. Кулик А.С., Нарожный В.В., Сальников А.В. Состояние и перспективы обеспечения активной отказоустойчивости станков с ЧПУ в период их модификации // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. науч. тр. – Харьков: ХАИ, 2002. – Вып. 32. – С. 97 – 101.
4. Кулик А.С. Сигнально-параметрическая диагностика систем управления. – Харьков: Гос. аэрокосмический ун-т «ХАИ»; Бизнес Информ, 2000. – 260 с.
5. Кулик А.С. Автоматизация диагностирования систем управления летательных аппаратов. – Харьков: ХАИ, 1994. – 61 с.
6. Андреев Ю.Н. Управление конечномерными линейными объектами. – М.: Наука, 1976. – 424 с.
7. Мироновский Л.А. Аналоговые и гибридные модели динамических систем. – Л.: ЛИАП, 1985. – 115 с.
8. Кулик А.С. Обеспечение отказоустойчивости систем управления: Учеб. пособие. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т., 1991. – 90 с.
9. Алгоритмическое обеспечение отказоустойчивости систем автоматического управления – обзор / В.М. Глузов, С.Д. Земляков, В.Ю. Рутковский, А.В. Силаев // Автоматика и телемеханика. – 1988. – № 9. – С. 3 – 33.

УДК.621.923.9

С.Н. Нижник, инж., В.И. Куципак, инж., В.А. Матюхин, инж., О.В. Покатав, инж., В.Н. Фандеев, инж.

СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ МАГНИТНО-АБРАЗИВНОМ ПОЛИРОВАНИИ ПЛОСКОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ И ВЛИЯНИЕ НА НИХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ

Введение

Магнитно-абразивная обработка (МАО) представляет собой процесс обработки деталей в среде магнитно-абразивного порошка, удерживаемого силами магнитного поля в рабочей зоне. Магнитно-абразивный материал располагается между полюсами электромагнитов, создавая режущий инструмент,

плотностью которого можно варьировать в широких пределах, изменяя напряженность магнитного поля в зазорах.

Формулирование проблемы

Удаление припуска при МАП осуществляется

преимущественно абразивным путем с диспергированием абразивного обрабатываемого материала в стружку, удалением возникающих химических пленок и пластическим выглаживанием поверхности заготовки нерезущими участками зерен порошка. Для осуществления таких воздействий необходимы силы резания. При МАП появление таких сил обязательно наличие магнитного поля.

Решение проблемы. Определение сил резания

Экспериментально получены зависимости сил резания, действующие в рабочем зазоре при одностороннем МАП плоскости ферромагнитной заготовки (из стали 45) однополюсным электромагнитным индуктором. Определены силы резания P : P_z , P_y и P_x , являющиеся результатом действия всех зерен порошка в рабочем зазоре, но приведенные к наружному диаметру вращающегося полюса индуктора, равному 100 мм (рис. 1).

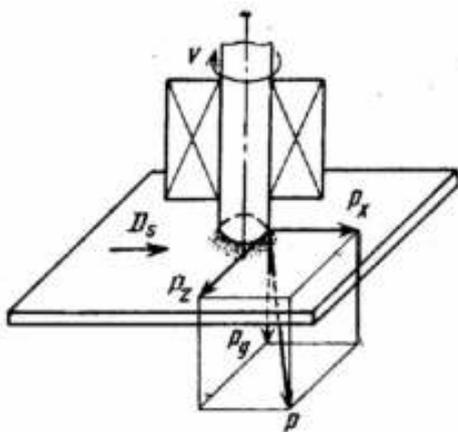


Рис. 1. Схема направления действия сил резания при полировании плоскости однополюсным электромагнитным индуктором

При этом главная составляющая силы резания P_z направлена так же, как скорость главного движения V , радиальная составляющая силы резания P_y действует перпендикулярно к обрабатываемой плоскости, а направление осевой составляющей силы резания P_x совпадает с направлением движения подачи D_s .

Основными технологическими факторами, влияющими на значение сил резания при плоском полировании, являются магнитная индукция в рабочем зазоре (усредненное значение), высота рабочего

зазора δ , зернистость порошка v , скорость главного движения резания V , движение подачи D_s и исходный параметр шероховатости Ra_1 . Обобщенные зависимости от этих факторов для всех трех составляющих силы резания имеют вид [2]:

$$P_y = \frac{48B^{4,5} v^{0,8} Ra_1^{0,2}}{v^{0,5} D_s^{0,2} \delta^{0,4}};$$

$$P_z = \frac{616B^{0,5} D_s^{1,1} v^{0,2} Ra_1^{1,2}}{v^{1,6} \delta^{0,8}};$$

$$P_x = \frac{5600B^3 D_s^{0,8} v^{1,2} Ra_1^{0,2}}{v^{0,6} \delta^{1,3}}.$$

Наибольшее значение имеет радиальная составляющая силы резания P_y . В приведенном эксперименте на рабочей торцевой плоскости полюса не было концентраторов магнитного потока, расположенных перпендикулярно к вектору скорости главного движения резания V . Поэтому значения силы P_z оказались существенно (в 5—10 раз) меньшими, чем силы P_y . Основным фактором, влияющим на силу резания, является магнитная индукция. Увеличение скорости V способствует уменьшению сил P_y и P_x , а сила P_z при этом несколько возрастает. Порошки более крупной фракции создают и более высокие значения сил резания, причем особенно сильно размер зерна сказывается на значениях P_y и P_x . С увеличением исходного параметра шероховатости поверхности Ra_1 из-за повышающихся сил трения в контакте порошка с заготовкой все составляющие силы резания возрастают на начальном этапе полирования. Особенно сильным оказывается влияние Ra_1 на величину P_z . Приведенные выше формулы получены применительно к обработке незакаленной стали 45 и могут быть пригодны для случая обработки других ферромагнитных сталей с близкими механическими характеристиками. При окружной скорости полюса 0,8-2,0 м/с сила $P_z = 80...100$ Н.

С помощью экспериментов установлено влияние на значение давления в зависимости от магнитных свойств заготовки, магнитной индукции в рабочем зазоре, высоты рабочего зазора. В табл.1 приведены значения давлений порошка при полировании материалов с разной магнитной проницаемостью при скорости главного движения резания $V = 1$ м/с, высоте рабочего зазора $\delta = 1$ мм, скорости движения подачи $D_s = 100$ мм/мин.

Таблица 1. Давления порошка при полировании

Обрабатываемые	μ	Давление, МПа
----------------	-------	---------------

материалы		P_{max}	$P_{среды}$	P'_{max}
Немагнитные: титановый сплав ВТ-3	1	0,094	0,059	0,621
Среднемагнитные: инструментальная сталь У8А	500	0,257	0,133	0,738
Высокомагнитные: конструкционная сталь Ст20	2000	0,262	0,135	0,745

В пределах рабочего зазора порошок оказывает неравномерное давление, как на заготовку, так и на индуктор (рис. 2).

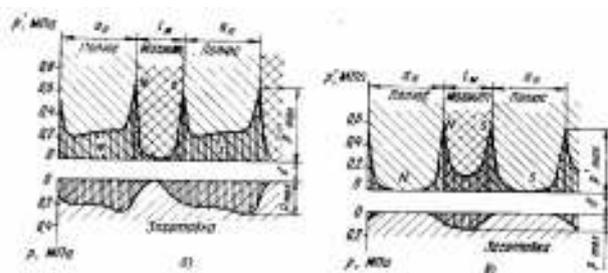


Рис. 2. Расчетные эпюры давления порошка на заготовку и индуктор с постоянными магнитами при полировании магнитной (а) и немагнитной (б) заготовок.

Увеличение высоты рабочего зазора δ сопровождается уменьшением плотности магнитного потока и давлений порошка. При полировании детали из стали У8 (HRC₃ 43-45) увеличение δ от 0,6 до 3,0 мм привело к снижению давления порошка на заготовку в 7,5 раза, а на индуктор – в 2,4 раза. При полировании немагнитных материалов такие же изменения δ привели к снижению давлений на заготовку в 4 раза и на индуктор – в 1,5 раза.

Если одновременно с увеличением зазора δ регулировать магнитную индукцию B на полюсах, поддерживая ее постоянной, то давление порошка на производительность полирования при съеме металла сохраняются примерно постоянными при $\delta=0,6...2,0$ мм.

Увеличение магнитной индукции B в постоянном по высоте рабочем зазоре приводит к увеличению роста производительности в результате роста давлений порошка. Большие давления на поверхности полюса определяют большие силы трения в контакте зерен порошка с поверхностью полюса и меньшую свободу перемещений зерен относительно полюсов индуктора по сравнению с зёрнами, находящимися в контакте с заготовкой. Поэтому полированию подвергается именно поверхность заготовки,

поскольку одним из необходимых условий полирования является относительное перемещение абразивных зерен и поверхности. Влияние скорости резания на давление порошка связано с действием вихревых токов, возникающих в материале электропроводной заготовки при ее движении относительно магнитного индуктора. Поскольку значения вихревых токов пропорциональны скорости движения заготовки относительно индуктора, то и давление порошка зависит от скорости этого движения. Расчеты показали, что в диапазоне используемых при МАП скоростей (0 – 2 м/с) снижение давлений на магнитную заготовку незначительно и не превышает 3 %. В этом же диапазоне скоростей максимальные давления на индуктор возрастают на 3 %. Наиболее сильно сказывается на действующих давлениях влияние вихревых токов в заготовке при большой толщине полюсов магнитопроводов (рис. 3).

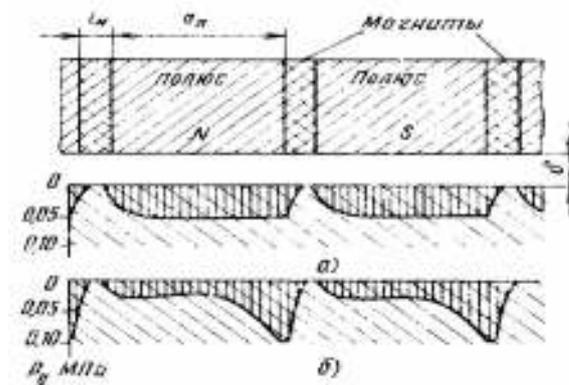


Рис. 3. Эпюры давления порошка на ферромагнитную заготовку при большой толщине a_n полюсов индуктора и скорости резания: а) $V=0$; б) $V=1$ м/с.

Заключение

Качество обработанных поверхностей методом магнитно-абразивной обработки зависит и производительность данного метода зависит от многих технологических факторов, которые зачастую подбираются экспериментальным путем. Приведенные закономерности давления порошка в рабочих зазорах индукторов на постоянных магнитах позволяют правильно выбрать режимы полирования и оптимизировать конструкции таких индукторов.

Список литературы:

1. Барон Ю.М. Магнитно-абразивная и магнитная обработка изделий и режущих инструментов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 270 с. 2. Отделочно-абразивные методы обработки / Л.М. Кожурко, А.А. Панов, Э.Б. Пономарева, П.С. Чистосердов. – Минск.: Вышэйшая школа, 1983. – 180 с.

УДК 621.73.043.011

*М.Н. Багмет, канд. техн. наук, И.А. Жданов, инж., С.К. Колтун, студ.,
В.Н. Фандеев, инж.*

ИЗОТЕРМИЧЕСКОЕ И СВЕРХПЛАСТИЧНОЕ ДЕФОРМИРОВАНИЕ ПРИ ГОРЯЧЕЙ
ОБЪЕМНОЙ ШТАМПОВКЕ ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВОВ

Введение

Способом прецизионной горячей объемной штамповки в течение многих лет изготавливают стальные детали, важные функциональные поверхности которых не подвергаются дальнейшей обработке [1]. Требуемое ужесточение допусков требует по сравнению со стандартной штамповкой значительно больших затрат, которые должны компенсироваться за счет экономии на стоимости обработки и материала.

Геометрически сложные детали из титановых сплавов и высокотемпературных сплавов (например, сплавы на основе никеля) являются большим потенциалом для снижения расходов вследствие высокой стоимости самих материалов и их обработки резанием. Поэтому было предложено обрабатывать эти материалы прецизионной горячей объемной штамповкой (технология, обеспечивающая получение изделий заданной или примерно заданной формы).

Постановка задачи и цель исследования

Технология, разработанная для стали, для новых материалов [2] только частично обеспечила получение удовлетворительных результатов, так как эти материалы обладают высоким сопротивлением деформации в очень узком диапазоне ковочных температур.

Как правило, расходы на изготовление и износ штампов при прецизионной горячей объемной штамповке под молотами, механическими или винтовыми прессами были так велики, что стоимость изделий становилась неэкономичной. Это часто приводило к компромиссу при приближении к конечной форме и, следовательно, прецизионной поковки получить не могли.

При горячей объемной штамповке в штампах из стали предельная температура нагрева штампа составляет примерно 500...700 °С. Для того, чтобы значительно не превысить эту температуру при штамповке, штамп предварительно нагревают только до 200 °С, заготовка (температура при загрузке, например, 1150 °С) должна быть быстро окончательно отштампована при небольшом времени контакта под давлением для того, чтобы повышение температуры штампа было ограничено.

Охлаждение заготовки примерно на 600-1000 °С в более холодном штампе, а также высокая скорость деформации вызывают возрастание сопротивления деформации материала заготовки и ведут к затруднению заполнения полости штампа и к повышению износа штампа. Изделия с большой поверхностью требуют мощного кузнечно-прессового оборудования, которое соответственно дороже.

В середине 60-х годов в Технологическом исследовательском институте штата Иллинойс, США был разработан способ изотермической горячей объемной штамповки титановых сплавов [3]. Новым являлось применение инструментальных материалов, которые дают возможность использовать сверхпластичность, связанную с низкой скоростью деформации [4-6]. В состоянии сверхпластичности материал становится

очень мягким и пластичным, поэтому возможно произвести прецизионную штамповку поковок сложной формы из сплавов на основе никеля или титана.

Целью данной работы является анализ состояния и принципов изотермической штамповки и штамповки в состоянии сверхпластичности жаропрочных сплавов.

Изотермическое деформирование. Принцип способа

Основным принципом изотермической горячей объемной штамповки является равенство температуры деформирования и штампа. Устраненная при этом потеря тепла заготовкой в штампе обеспечивает возможность медленной деформации при мягком, пластичном состоянии материала при относительно небольших усилиях деформации. Это дает возможность изготовления изделий с тонкими фасонными элементами на относительно небольших прессах.

Зависимость скорости от напряжения текучести, как правило, выражается следующей формулой:

$$k_f = C \cdot \varphi^m \quad (1)$$

где k_f – напряжение текучести;

m – экспонент скорости;

C – коэффициент;

$\varphi = v/h$ – скорость деформации, где h – соответствующая высота, v – скорость штампа.

Экспонент скорости m определяет зависимость скорости деформации и сопротивления деформации

$$m = \frac{\partial \log k_f}{\partial \log k_\varphi} \quad (2)$$

Для упрощенной оценки можно принять, что усилие деформации пропорционально напряжению текучести k_f . Зависимость усилий деформации может быть приближенно выражена:

$$\frac{F_k}{F_{is}} = \left(\frac{v_k}{v_{is}} \right)^m \quad (3)$$

где v – скорость штампа;

F – усилие деформации;

i_s – индекс для изотермической штамповки;

k – индекс для традиционной штамповки.

При горячей штамповке (диапазон температур $T_U = (0,4 - 0,8) \cdot T_m$, где T_U – температура деформации и T_m – температура плавления в К) для большинства металлических материалов m примерно равно 0,1 – 0,25.

Металлические материалы находятся в состоянии сверхпластичности тогда, когда достигают величины m в пределах 0,3 – 0,8. Для $m = 0,5$ и $V_k/V_{is} = 0,01$ достижимо уменьшение усилия деформации в 10 раз.

Для изотермической горячей объемной штамповки или для деформирования в области сверхпластичности, следовательно, можно применять маленькие, относительно дешевые гидравлические прессы. С другой стороны, технология требует больших расходов по сравнению с традиционной горячей штамповкой: жаропрочных материалов штампов (например,

сплавов на основе никеля до 900 °С, молибденовых сплавов до 1200 °С), мощной системы нагрева штампов, устройств для измерения и регулирования температуры штампа и заготовки, специальных систем смазки для особых условий деформирования, гидравлических специальных прессов для низких скоростей штамповки с системой охлаждения стола и ползуна, а также устройств для создания вакуума или защитной атмосферы при применении штампов из молибдена, эта атмосфера не требуется для штампов из сплавов на основе никеля.

Для возможности применения штампов из сплавов на основе никеля разработана технология штамповки в штампе, температура которого примерно на 200 °С ниже, чем температура поковки. Это требует более высокой скорости штампа или меньшего времени контакта под давлением.

Деформирование в состоянии сверхпластичности

Сверхпластичными металлические материалы называют в случае сильной зависимости напряжения

текучности от скорости деформации $m = \frac{\partial \log k_f}{\partial \log k_\phi} \geq 0,3$

и необычно низкого напряжения текучности при очень высокой способности к деформации.

Условия для возникновения сверхпластичности: температура деформации $T_U > 0,4T_m$, К; скорость деформации $\phi = v/h$ относительно низка (при сверхпластичной штамповке обычно длительность контакта под давлением 1 – 30 мин), величина зерна меньше 10 – 20 мкм во время деформирования.

При сверхпластичной объемной штамповке особое значение имеют классы материала титановых сплавов на основе никеля. Эти сплавы обычно являются труднодеформируемыми (высокое сопротивление деформации, ограниченный диапазон ковочных температур, реакция поверхности). С другой стороны, из определенных сплавов этих классов можно без особых затрат получать полуфабрикаты со сверхпластичными свойствами, например, из титанового сплава Ti-6Al-4V.

Штампы и штамповые материалы для изотермической штамповки

Штампы для изотермической штамповки отличаются от традиционных штампов для прецизионной штамповки применением жаропрочных материалов в качестве материалов штампа (сплавы на основе никеля, молибденовые сплавы при штамповке титановых сплавов или сплавов на основе никеля), нагревом штампов до температуры деформирования. Штампы для изотермической штамповки значительно дороже, чем соответствующие стальные штампы. Причина этого заключается главным образом в высокой стоимости штамповых материалов, наряду с этим в дополнительных расходах на контролируемый нагрев штампов и опору штампов, которая должна обеспечить возможность передачи усилий от стола пресса.

Для изотермической штамповки титановых сплавов требуется термостойкость в диапазоне при-

мерно от 850 до 950 °С, при штамповке сплавов на основе никеля даже примерно до 1150 °С. Для такого диапазона температур в штампах применяют следующие материалы: высокотемпературные сплавы, главным образом сплавы на основе никеля; металлы или их сплавы с высокой температурой плавления (например, молибден); керамические материалы (например, нитрид кремния или карбид кремния).

Для изотермической штамповки титановых сплавов примерно при 850-900 °С пригодны только сплавы на основе никеля с максимальной теплостойкостью.

Значительным преимуществом применения сплавов на основе никеля в качестве материала штампов является то, что они обладают достаточно хорошей неокисляемостью при 900 °С и поэтому могут подвергаться изотермической штамповке без защитной атмосферы непосредственно на воздухе. Некоторые фирмы ограничили температуру штампа при изготовлении различных поковок примерно от 750 до 850 °С, однако сохранили температуру заготовок из титановых сплавов примерно в 950 °С и повысили скорость деформации. Другая тенденция развития направлена для титановых сплавов на применение сплавов, которые могут деформироваться при температурах от 750 до 850 °С – сплавов, близких к β -сплавам.

При изотермической штамповке сплавов на основе никеля признание получил молибденовый сплав TZM (титан-циркон-молибден). Процессковки при температурах ниже температур рекристаллизации TZM вызывает „упрочнение”, действие которого сохраняется примерно до 1200 °С (начало рекристаллизации).

С точки зрения теплостойкости и предела прочности на сжатие перспективны также такие керамические материалы, как карбид кремния и нитрид кремния. Однако, керамические материалы – хрупкие и не выдерживают пиков напряжений растяжения, возникающих при пластическом деформировании.

Смазочные материалы для изотермической штамповки

Требования к смазочным материалам для изотермической штамповки значительно отличаются от требований, предъявляемых к смазочным материалам для традиционной горячей объемной штамповки. Максимальные температуры на границах раздела выше (около 950 °С для титановых сплавов и 1150 °С для сплавов на основе никеля). При штамповке в заданный размер недопустима реакция с поверхностью заготовки (штампа), которая могла бы вызвать изменение свойств. Местное разрушение разделительного смазочного слоя между заготовкой и штампом приводит к (диффузионной) сварке заготовки со штампом и, как правило, вызывает повреждения.

В Западной Европе были созданы и испытаны соответствующие системы смазочных материалов для изотермической штамповки. Следует отметить, что в настоящее время отсутствуют надлежащие смазочные материалы для изотермической штамповки титановых сплавов или сплавов на основе никеля.

Прессы для изотермической (сверхпластичной) объемной штамповки

Гидравлические прессы благодаря многосторонним возможностям регулирования их усилия, количества эффективных ходов и рабочих скоростей могут легко приспосабливаться к соответствующей технологии, материалу и его пластическим свойствам (деформируемости). При изотермической (сверхпластичной) объемной штамповке большое время контакта под давлением может быть достигнуто только на гидравлических прессах. Затруднительным является то, что при осуществлении технологии TZM весь пресс должен быть вакуум-плотно изолирован.

Заготовки для изотермической штамповки. Выбор заготовок

При сравнимых механических свойствах в последнее время решающим для применения способа штамповки является экономичность.

Известны примеры экономии на стоимости материалов у сильно структурированных заготовок примерно до 50%. При определении количества операций штамповки следует принять во внимание то, что зачастую готовая поковка может быть отштампована из заготовки за одну операцию.

Уменьшение потребного усилия при медленном изотермическом или сверхпластичном деформировании обеспечивает возможность обработки на очень маленьких прессах. Установки для изотермической штамповки по сравнению с традиционными прессами усилием от примерно 50000 кН являются настоящей альтернативой.

При изготовлении детали из Ti-6Al-4V применение изотермической или сверхпластичной прецизионной штамповки обеспечивает экономию примерно 30% на обработку резанием [5]. Этому потенциалу снижения расходов противостоят факторы удорожания изотермической штамповки за счет стоимости штампов. Большая длительность штамповки приводит к удорожанию процесса штамповки, изготовление прецизионных штампов с маленькими допусками требует повышения расходов на разработку конструкции для сведения брака к оправданному пределу.

Точный контроль процесса при изотермической штамповке обеспечивает получение поковок с однородными свойствами, т.е. снижение расходов на испытания. Для авиационной промышленности это является важным фактором безопасности и стоимости.

Исследования показали, что поковки из титанового сплава Ti-6Al-4V, полученные изотермической штамповкой с окончательно обработанной поверхностью можно применять и при переменных нагрузках. При этом поверхность должна быть подвергнута дробеструйной обработке для получения высоких значений показателей усталостной прочности.

Поковки из титановых сплавов

В литературе описано большое количество экспериментальных поковок из титановых сплавов, изготовленных изотермической штамповкой или штамповкой в нагретых штампах. Среди них есть примеры, которые впечатляют большими возможностями формообразования, особенно в диапазоне сверхпластич-

ности. Например, переднее колесо военного самолета диаметром 320 мм с толщиной стенки стойки только 32 мм и массой около 10 кг было отштамповано из Ti-6Al-6V-2Sn (высокотемпературный титановый сплав) за одну операцию при температуре 900-925 °С. Среднее удельное усилие составляло 124 МПа. Колесо было изготовлено в Технологическом исследовательском институте штата Иллинойс.

Поковки из сплавов на основе никеля

Фирма „Пратт и Уитни“ (США) - производитель приводных механизмов, разработала процесс штамповки, запатентованный под названием „Гаторайзинг“, использующий сверхпластичность сплавов на основе никеля. С помощью этого способа возможна объемная горячая штамповка в состоянии сверхпластичности турбинных дисков, причем их форма очень близка к заданной. Стоимость материалов и обработки благодаря этому значительно снижается. Полученная структура значительно однороднее, чем у отливок или поковок, полученных традиционной горячей объемной штамповкой.

Заключение

Важным значением этой технологии является то, что эксперименты на моделях без всяких проблем могут быть перенесены на изделия большого размера, благодаря чему могут быть устранены дорогие штамповочные эксперименты на готовых поковках для определения оптимальной геометрии заготовки и параметров штамповки.

Этот способ, который используют многие фирмы, дает возможность использовать для прецизионных поковок сплавы, которые ранее применяли только в качестве литейных сплавов.

Список литературы:

1. Meier R. *Gesenkschmieden mit erhöhter Maßgenauigkeit: Genauschieden // Präzisionsschmieden. VDI-Z. 120. – 1978. – № 20. – S. 911 – 917.*
2. Altan T., Boulger F.W. u.a. *Forging Equipment, Materials and Practices. MCIC-HB-03. – National Inf. Service (NTIS). – 1973.*
3. Пат. США No. 3635068 / *Hot forming of titanium and titanium alloys // Watmough T., Schey J.A. – vom 18. – Jan. 1972.*
4. Schöder G., Winter K. *Superplastische Werkstoffe – ein Überblick // Ind. Anz. 92. – 1970. – № 20. – S. 425-430.*
5. Schelosky H. *Beitrag zum Verhalten superplastischer Werkstoffe beim Massivumformen // Bericht aus dem Institut f. Umformtechnik, TU Stuttgart. – 1976. – № 37. – Verlag W. Girardet, Essen.*
6. Scgubert F. *Superplastizität an pulvermetallurgisch hergestellten hochwarmfesten Nickellegierungen // Thyssen Techn. Berichte. 6. – 1974. – № 1. – S. 53 – 58.*

УДК 621.43.052

Марченко А.П., Петросянц В.А., Самойленко Д.Е., Минак А.Ф., Обозный С.В., Косулин А.Г. Улучшение технико-экономических показателей транспортного дизеля путем регулирования турбокомпрессора с безлопаточным направляющим аппаратом // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 3-6.

Рассмотрены основные способы регулирования турбокомпрессоров, среди которых выбран наиболее эффективный для применения на современных автотранспортных двигателях украинского производства. Представлены основные результаты экспериментального исследования по влиянию регулирования в турбокомпрессорах с безлопаточным направляющим аппаратом на показатели экономичности, приемистости, мощности 6-ти цилиндрового V – образного двигателя. Сделаны выводы об эффективности указанного способа регулирования турбины. Ил. 6. Библиогр. 10 назв.

УДК 621.43 : 629.113

Абдулгасис У.А., Подзноев Г.П., Абдулгасис А.У. Блочные модули коррекции состава воды в системах ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 6-9.

Рассмотрены основные технологические показатели коррозионных процессов и определены их главные параметры в охлаждающей системе ДВС, подлежащие корректировке. Проанализированы и оценены наиболее приемлемые для условий работы автотранспорта традиционные методы очистки воды и определены возможности их применения для ДВС. Рассчитаны примерные параметры блочных модулей ступенчатой корректировки состава охлаждающей воды до требуемых кондиций. Библиогр. 9 назв.

УДК 629.122

Иванков В.А. Комплексная оптимизация ходкости малых судов и их двигательно-движительных комплексов по экономическим и экологическим критериям // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 10-12.

Рассмотрены вопросы комплексной оптимизации ходкости судовой транспортной системы в составе корпуса малого судна, движителя, системы передачи мощности и двигателя по экономическим и экологическим критериям с учетом специфики судоходных для малых судов водных ресурсов Украины. Ил. 1. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.436

Быков В.И., Долганов К.Е., Лисовал А.А. Дизели СМД для автобусов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 13-17.

Приведены описания конструкций и технические данные 6-цилиндровых дизелей СМД-31А.15 и СМД-31Б.15 с вертикальным расположением цилиндров и дизеля СМД-31.30 с горизонтальным расположением цилиндров, предназначенных для городских автобусов большого и особо большого классов. Табл. 2. Ил. 7. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.431.72.013.2

Алехин С.А., Пелепейченко В.И., Куницын П.Е., Перерва П.Я., Бородин Д.Ю. Анализ влияния интенсивности закрутки воздушного заряда на рабочий процесс тепловозного двухтактного дизеля БДН с охладителем наддувочного воздуха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 18-19. Показано, что применение охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) на тепловозной модификации дизеля БДН потребовало изменения максимального угла закрутки по высоте впускного окна цилиндра. Установлено, что наилучшие технико-экономические показатели дизеля БДН с ОНВ обеспечиваются при максимальном угле закрутки впускного окна по высоте $\varphi_3=42^\circ$ (вместо штатного значения $\varphi_3=35^\circ$). Ил. 1. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.43.038

Керимов З.Х. Некоторые результаты математического моделирования волновых процессов в двухфазной среде в дизельной топливовпрыскивающей системе // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 20-24.

Приводится описание разработанной методики математического моделирования неустановившегося двухфазного газожидкостного потока с пузырьковой структурой в трубопроводе высокого давления. Методика применяется в составе гидродинамической математической модели дизельной топливовпрыскивающей системы. Высокая адекватность модели подтверждается сравнением результатов расчетов с экспериментальными осциллограммами. Представлены некоторые результаты численных исследований волновых процессов в двухфазной среде. Ил. 6. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.436.03

Рязанцев Н.К., Богаевский А.Б., Перерва П.Я. Выбор закона подачи топлива для дизеля 588ДА дизель-поезда ДЭЛ – 01 // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 24-26.

Предложена методика определения закона подачи топлива на основе трёхмерных сеточных моделей. В качестве объекта выбран силовой агрегат дизель-поезда ДЭЛ-01 типа 588ДА с двухтактным 6-ти цилиндровым дизелем. При исследовании использовались характеристики топливных насосов дизеля и приводного центробежного нагнетателя. Табл. 3. Ил. 3. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.43.018

Дьяченко В.Г. Дизель или двигатель с искровым зажиганием? // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С. 27-29.

Приведены значения параметров рабочих процессов, экономичности, экологических характеристик вихрекамерного автомобильного дизеля и двигателя с искровым зажиганием при соотношении степеней расширения и сжатия 1:1 и 2,5:1. Показано, что двухтактный двигатель с искровым зажиганием, непосредственным впрыскиванием и продолженным

расширением имеет существенные преимущества в сравнении и с дизелем и с четырехтактным двигателем с искровым зажиганием. Ил. 2. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.436

Парсаданов И.В., Третьяков С.И. Оценка влияния угла начала подачи топлива на показатели динамической напряженности и топливной экономичности быстроходного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С. 30-33.

Экспериментально установлена взаимосвязь между геометрическим и действительным углом начала впрыскивания топлива. Проведен анализ влияния действительного угла начала впрыскивания топлива на динамическую напряженность и топливную экономичность быстроходного дизеля. Даны рекомендации для регулирования угла начала впрыскивания топлива по скоростной характеристике и проведения дальнейших исследований. Ил. 5. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.43

Лобов Н.В. Оценка эффективности процесса газообмена в двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 1. – С. 33-36.

Приведена методика расчета потерь свежего заряда при осуществлении процесса газообмена. Основу расчета составляет верифицированная трехмерная газодинамическая модель ДВС. В качестве вычислительного «ядра» в модели использован метод крупных частиц (метод Давыдова). Ил. 2. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.43.052: 629.113

Абрамчук Ф.И., Байдала А.В. Результаты исследования способов увеличения глубины охлаждения наддувочного воздуха автобусного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 37-43.

Рассмотрены результаты математического моделирования работы двух систем охлаждения наддувочного воздуха автобусного дизеля 6 ЧН 13/12. Получены данные об эффективности двухступенчатого охлаждения наддувочного воздуха при высоких давлениях наддува. Табл. 1. Ил. 6. Библиогр. 14 назв.

УДК 621.43

Маливанов М.В., Хмелёв Р.Н. Разработка комплекса математических моделей для описания газодинамических процессов в ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 43-45.

Статья посвящена разработке математического и программного обеспечения, позволяющего решать разнообразные задачи, связанные с расчетом течения газа в проточных частях двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Приведены примеры расчетов. Ил. 4. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43

Марченко А.П., Прохоренко А.А., Осетров А.А., Смайлис В., Сенчила В. Сравнительная оценка

эффективности применения растительных топлив в дизельном двигателе. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 46-51.

В статье сравнивается эффективность использования дизельного топлива, смесей рапсового масла с дизельным топливом в различных пропорциях и этилового эфира рапсового масла в дизельном двигателе. В качестве критериев сравнения предложены средние эксплуатационные эффективные расход топлива и КПД, а также удельный выброс оксидов азота, определенные по различным испытательным циклам. В качестве рационального для дизеля СМД-23 топлива предлагается смесь, состоящая из 75% дизельного топлива и 25% рапсового масла. Ил. 4. Библиогр. 13 назв.

УДК 621.436.068.4

Рязанцев Н.К., Бычков В.З., Перерва П.Я., Щербаненко Г.В. Экологические показатели 2-х и 4-х тактных форсированных двигателей военнотранспортных машин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 52-53.

В статье впервые рассмотрены экологические показатели при сравнительных испытаниях 2-х и 4-х тактных форсированных двигателей военнотранспортных машин (ВТМ). Показано, что при равной форсировке по среднему эффективному давлению (p_e) 2-х и 4-х тактные дизельные двигатели 6ТД и В-46-6 ВТМ по удельным выбросам токсичных компонентов продуктов сгорания находятся на одном уровне. Табл. 2. Ил. 1. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.43.019.863

Мищенко Н.И., Химченко А.В., Крамарь С.Н., Супрун В.Л. Влияние силового механизма на работу двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой при регулировании степени сжатия // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 54-57.

Описаны результаты расчетов и экспериментальных исследований двухтактных бензиновых двигателей с переменной степенью сжатия – классического с кривошипно-шатунным механизмом и бесшатунного с кривошипно-кулисным механизмом. Рассмотрено влияние кинематики поршня и степени сжатия на параметры этих двигателей. Показано существенное преимущество бесшатунного двигателя по технико-экономическим показателям. Ил. 5. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.43.016

Тринёв А.В., Авраменко А.Н., Амброзик А. Анализ теплонапряженного состояния выпускного клапана форсированного тепловозного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 58-60.

Представлены результаты расчетных исследований теплонапряженного состояния деталей клапанного узла форсированного тепловозного дизеля. Задание граничных условий при решении задачи теплопроводности проводится с использованием экспериментальных данных, полученных при термометрии вы-

пускного клапана на эксплуатационном режиме дизеля. Анализируются составляющие теплонапряженного состояния клапана для перспективного форсированного режима нагружения. Решение задачи проводится с использованием метода конечных элементов. Ил. 4. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436

Пылев В.А., Шеховцов А.Ф., Викторов В.С., Турчин В.Т. Общие тенденции развития и пути совершенствования компьютерных технологий поддержки жизненного цикла ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 61-69.

Показана необходимость интеграции этапов функционирования автоматизированной системы научных исследований и компьютерного интегрированного производства двигателей внутреннего сгорания. Сформулированы общие задачи, требующие решения в процессе функционирования такого комплекса. Разработана новая методика оценки уровня адекватности математической модели с учетом модели эксплуатации двигателя. Табл. 6. Ил. 3. Библиогр. 17 назв.

УДК 621.892.09

Мельникова Е.П. Повышение износостойкости гильз цилиндров двигателей // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 70-72.

В работе проведено сравнение эффективности двух видов смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС): керосина с минеральным маслом и разработанной силикатной СОТС при хонинговании. Результаты эксплуатационных испытаний гильз цилиндров, обработанных с применением различных СОТС, иллюстрируются на примере наиболее ответственных деталей цилиндрической группы ДВС – гильз цилиндров двигателей ЗМЗ-53. Табл. 2. Ил. 7. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.436.224

Тринев А.В., Гончар П.Д. Использование локального воздушного охлаждения для улучшения теплонапряженного состояния головки цилиндров форсированного автотракторного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 73-76.

Рассмотрены способы снижения теплонапряженного состояния головки цилиндров и выбран наиболее оптимальный – локальное воздушное охлаждение седла выпускного клапана и клапанной перемычки. Проанализированы различные конструкции охлаждаемых седел и выбрана наиболее рациональная. Подготовлен моторный стенд для проведения термометрирования головки цилиндров в 16 точках при её локальном охлаждении. Табл. 1. Ил. 5. Библиогр. 4 назв.

УДК 539.3:629.017

Воробьев Ю.С., Барнат В. Численный анализ напряженно-деформированного состояния в многодисковых сцеплениях и тормозах при неполном

контакте дисков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 76-78.

С использованием методов конечных и граничных элементов представлено численное моделирование контактных явлений, которые происходят в многодисковых сцеплениях и тормозах при неполном контакте дисков. Проведен анализ напряженно-деформированного состояния и локализации напряжений в таких системах. Ил. 2. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436

Белогуб А.В., Стрибуль А.С. Влияние зазоров, технологических допусков сопряженных деталей и работы трения на внешний профиль поршня // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 79-81.

Оценено влияние зазоров и технологических допусков сопряженных деталей на профиль боковой поверхности поршня. Приведены рекомендации по построению профиля с учетом указанных факторов. Ил. 5. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.43

Мотлохов А.В., Рыкова И.В., Степанко В.Г., Амброзик А. Влияние типа двигателя на эксплуатационную экономичность автомобиля // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 82-84.

Приведено сравнение удельного эффективного и путевого расходов топлива двигателей легкового автомобиля с одинаковым рабочим объемом, но с различными системами питания топливом. Раскрыты причины изменения расхода топлива при использовании данных систем. Предложена конструкция перспективной силовой установки для легкового автомобиля малого класса. Ил. 1. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.43.019.7

Бородин Ю.С., Бычков В.З., Клименко Н.В., Щербаненко Г.В. Снижение нагароотложений в двухтактных форсированных двигателях военнотехнических машин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 85-86.

В работе представлены результаты исследований и испытаний, показывающие, что снижение нагароотложений в двигателях может быть существенно уменьшено за счёт подбора моторного масла. Разработанный метод оценки моющих и антинагарных свойств масел позволяет значительно сократить объёмы испытаний и обеспечить дифференциацию моторных масел по эксплуатационным свойствам. Табл. 1. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.438

Марченко Н.А. Имитационное моделирование движения транспортного средства по пересеченной местности // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 87-89.

В статье построена имитационная модель «силовая установка – транспортное средство», позволяющая провести исследования технико-экономических показателей многокамерной двухвальной ГТУ с изо-

хорным подводом теплоты в камере сгорания на частичных, переходных и стохастических режимах нагрузки, характерных для транспортных систем. Ил. 2. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.431:681.518.54

Горячий А.А., Епифанов С.В. Методико-алгоритмическое обеспечение автоматизированной подсистемы параметрической диагностики ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 90-96.

Приведены этапы и компоненты диагностической обработки измерительной информации в программном комплексе параметрического функционального диагностирования ДВС. Перечислены алгоритмы и методики, необходимые для реализации такой системы. Обоснована возможность и целесообразность ее применения для диагностирования технического состояния мощных дизелей стационарного применения. Ил. 3. Библиогр. 14 назв.

УДК 621.43.545

Божок А.М., Долганов К.Е. Двухимпульсный регулятор частоты вращения для тракторных дизелей при использовании их для привода электрических генераторов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 97-99.

Описана принципиальная схема двухимпульсного регулятора частоты вращения для дизелей тракторов, которые используются для привода электрических генераторов переменного тока аварийных и резервных электростанций. Приводятся результаты исследований. Ил. 4. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.432

Александров Е.Е., Шатохин В.М., Гущенко Э.В. Динамический синтез нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 100-104.

Изложена новая концепция решения задач анализа и синтеза многомерных нелинейных моделей машинных агрегатов с ДВС. Уравнения движения с помощью импульсно-частотных характеристик записаны в форме интегральных уравнений. Их число равно числу нелинейностей, поэтому трудоемкость решения задачи анализа практически не зависит от числа степеней свободы модели. Это имеет важное значение при решении задач синтеза. Рассмотрены алгоритмы решения задач синтеза. Приведены экспериментальные данные и результаты синтеза параметров нелинейной модели машинного агрегата с транспортным ДВС. Ил. 6. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.183.621.313-752

Иващенко И.И., Приймаков А.Г. Учет крутильных колебаний при оценке неравномерности вращения вала двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 105-109.

В данной статье предложен один с наиболее рациональных способов учета влияния крутильных колебаний при оценке ступени неравномерности враще-

ния вала двигателя, в частности, коленчатого вала двигателя основанный на введении переменной системы отсчета времени, которая определяется частотой крутильных колебаний. Ил. 1. Библиогр. 10 назв.

УДК 621.43.052

Рязанцев Н.К., Овчаров Е.Н. Определение мощностей лопаточных машин в составе двухтактного турбопоршневого дизеля путем установки дифференциального привода нагнетателя // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 110-112.

В статье приведена методика определения мощностей лопаточных машин, которые входят в состав двухтактного турбопоршневого дизеля. Мощности определялись на базе двигателя ЗТД, оснащённого на время стендовых испытаний дифференциальным приводом. Табл. 1. Ил. 3. Библиогр. 1 назв.

УДК 621.822.6.001.4

Пилипенко С.В., Дороженко А.Н., Савич В.К., Бородин Д.Ю. Экспериментальная оценка работоспособности подшипникового узла // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 112-113.

Предложена методика экспериментальной оценки работоспособности подшипников, нагруженных переменным окружным усилием. Описаны конструкция и принцип действия испытательной установки для реализации данной методики. Представлены результаты исследования подшипникового узла. Ил. 3. Библиогр. 2 назв.

УДК 629.42

Лукьянов А.А. Методологический подход к диагностированию дизель-генераторов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 114-116.

Техническое состояние дизель-генератора в установленном и нестационарном режимах может быть определено по косвенным интегральным показателям. Таким показателем, или интегральным диагностическим параметром может быть удельный расход топлива. Для его вычисления необходимо знать текущие значения мощности и расхода топлива. Ил. 4. Библиогр. 10 назв.

УДК 621.43.001.57

Кесарийский А.Г. Применение лазерно-интерференционных методов для исследования цилиндров поршневого двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 117-119.

На примере практического использования голографической интерферометрии для исследования деформации внутренней поверхности цилиндра показана эффективность применения лазерно-интерференционных методов для повышения конструктивного совершенства двигателей внутреннего сгорания. Ил. 4. Библиогр. 6 назв.

УДК 681.5.09

Кулик А.С., Нарожный В.В., Сальников А.В., Фирсов С.Н. Модифицированная позиционная

система управления перемещением при решении задачи обеспечения активной отказоустойчивости // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 120-123.

В статье представлено описание позиционной системы управления перемещением в работоспособном состоянии. Предложена модифицированная позиционная система управления перемещением. Определено множество видов отказов, проведена параметризация видов отказов, сформированы классы видов отказов для рассматриваемой системы управления. На основании полученной информации проведено описание модифицированной позиционной системы управления перемещением. Ил. 4. Библиогр. 8 назв.

УДК 621.923.048

Нижник С.Н., Куципак В.И., Матюхин В.А., Покатов О.В., Фандеев В.Н. Силы резания при магнитно-абразивном полировании плоскостей деталей и влияние на них технологических факторов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 123-125.

Рассмотрен метод обработки магнитно-абразивного полирования плоских поверхностей, экспериментально получены зависимости сил резания, дейст-

вующие в рабочем зазоре при одностороннем магнитно-абразивном полировании плоскости ферромагнитной заготовки, приведены значения давлений порошка при полировании материалов с разной магнитной проницаемостью. Представлены расчетные эпюры давления порошка на заготовку и индуктор с постоянными магнитами при полировании магнитной и немагнитной, приведены изменения значений давления порошка на заготовку в зависимости от обрабатываемого материала и величины рабочего зазора. Табл. 1. Ил. 3. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.73.043.011

Багмет М.Н., Жданов И.А., Колтун С.К., Фандеев В.Н. Изотермическое и сверхпластическое деформирование при горячей объемной штамповке жаропрочных сплавов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 126-128.

Рассмотрены принципы изотермической штамповки и штамповки в состоянии сверхпластичности жаропрочных сплавов, прессы, материалы штампов, смазочные материалы и заготовки для изотермической штамповки. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.43.052

Марченко А.П., Петросянц В.А., Самойленко Д.Є., Мінак А.Ф., Обозний С.В., Косулін А.Г. Покращення техніко-економічних показників транспортного дизеля шляхом регулювання турбокомпресора з безлопатковим направляючим апаратом // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 3-6.

Розглянуті основні засоби регулювання турбокомпресорів, серед яких обраний найбільш ефективний для застосування на сучасних автотранспортних двигунах українського виробництва. Представлені основні результати експериментального дослідження щодо впливу регулювання у турбокомпресорах з безлопатковим направляючим апаратом на показники економічності, приємності, потужності 6-ти циліндрового V – образного двигуна. Зроблені висновки щодо ефективності вказаного засобу регулювання турбіни. Іл. 6. Бібліогр. 10 назв.

УДК 621.43 : 629.113

Абдулгасис У.А., Подзноев Г.П., Абдулгасис А.У. Блочные модули коррекции складу води в охолоджуючих системах ДВЗ // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 6-9.

Розглянуто основні технологічні показники корозійних процесів та визначені їх головні параметри в охолоджуючій системі ДВЗ, що підлягають корегуванню. Проаналізовані та оцінені найбільш припустимі для умов роботи

автотранспорту традиційні методи очищення води та визначені можливості їх застосування для ДВЗ. Розраховані приблизні параметри блочних модулів ступеневого корегування складу охолоджуючої води до питомих кондицій. Бібліогр. 9 назв.

УДК 629.122

Іванков В.О. Комплексна оптимізація ходової якості малих суден та їх двигуно-рушійних комплексів по економічним і екологічним критеріях // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 10-12.

Розглянуто питання комплексної оптимізації ходкості суднової транспортної системи в складі корпусу малого судна, рушії, системи передачі потужності та двигуна по економічним і екологічним критеріям з урахуванням специфіки судноплавних для малих суден водних ресурсів України. Іл. 1. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.436

Биков В.І., Долганов К.Є., Лісовал А.А. Дизелі СМД для автобусів // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 13-17.

Наведено опис конструкцій і технічні дані 6-циліндрових дизелів СМД-31А.15 і СМД-31Б.15 з вертикальним розташуванням циліндрів і дизеля СМД-31.30 з горизонтальним розташуванням циліндрів, які призначені для міських автобусів великого та особливо великого класів. Табл. 2. Іл. 7. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.431.72.013.2

Альохін С.О., Пелепейченко В.І., Куніцин П.Є., Перерва П.Я., Бородин Д.Ю. Аналіз впливу інтенсивності закручення повітряного заряду на робочій процес тепловозного двотактного дизеля 6ДН з охолоджувачем наддувного повітря // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 18-19.

Показано, що застосування охолоджувача наддувного повітря (ОНП) на тепловозній модифікації дизеля 6ДН вимагає зміни максимального кута закручення по висоті впускного вікна циліндру. Встановлено, що найкращі техніко-економічні показники дизеля 6ДН з ОНП забезпечуються при максимальному куті закручення впускного вікна по висоті $\varphi_3=42^\circ$ (замість штатного значення $\varphi_3=35^\circ$). Іл. 1. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.43.038

Керімов З.Х. Деякі результати математичного моделювання хвильових процесів у двофазному середовищі в дизельній системі паливо впорскування // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 20-24.

Наведено опис розробленої методики математичного моделювання несталого двофазного газорідинного потоку з бульбачковою структурою у трубопроводі високого тиску. Методика використовується в складі гідродинамічної математичної моделі дизельної системи паливовпорскування. Висока адекватність моделі підтверджується порівнянням результатів розрахунків з експериментальними осцилограмами. Представлені деякі результати чисельних досліджень хвильових процесів у двофазному середовищі. Іл. 6. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.436.03

Рязанцев М.К., Богаєвський О.Б., Перерва П.Я. Вибір закону подачі палива для дизеля 588ДА дизель-потягу ДЕЛ – 01 // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 24-26.

Запропоновано методику визначення закону подання палива на основі тривимірних сіткових моделей. В якості об'єкта вибрано силовий агрегат дизель-потягу ДЕЛ-01 типу 588ДА із двотактним 6-ти циліндровим дизелем. При дослідженні використовувалися характеристики паливних насосів дизеля та привідного відцентрового нагнітача. Табл. 3. Іл. 3. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43.018

Дяченко В.Г. Дизель чи двигун з іскровим запалюванням? // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 27-29.

Приведено значення параметрів робочих процесів, економічності, екологічних характеристик вихорокамерного автомобільного дизеля і двигунів з іскровим запалюванням при співвідношенні ступенів розширення та стиску 1:1 і 2,5:1. Показано, що двотак-

тний двигун з іскровим запалюванням, безпосереднім впорскуванням і продовженим розширенням має суттєві переваги в порівнянні з дизелем і з чотири-тактним двигуном з іскровим запалюванням. Іл. 2. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.436

Парсаданов І.В., Третяков С.І. Оцінка впливу кута початку впорскування палива на показники динамічної напруженості та паливної економічності швидкохідного дизеля // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 30-33.

Експериментально встановлено взаємозв'язок між геометричним та дійсним кутом початку впорскування палива. Проведений аналіз впливу дійсного кута початку впорскування палива на динамічну напруженість та паливну економічність швидкохідного дизеля. Надано рекомендації для регулювання кута початку впорскування палива по швидкісній характеристиці та проведення подальших досліджень. Іл. 5. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.43

Лобов М.В. Оцінка ефективності процесу газообміну в двотактному двигуні з кривошипно-камерною продувкою // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 33-36.

Наведено методику розрахунку втрат свіжого заряду при здійсненні процесу газообміну. Основу розрахунку складає верифіцирована тримірна газодинамічна модель ДВЗ. В якості розрахункового «ядра» моделі використано метод крупних часток (метод Давидова). Іл. 2. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.43.052: 629.113

Абрамчук Ф.І., Байдала О.В. Результати дослідження способів збільшення глибини охолодження наддувного повітря автобусного дизеля // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 37-43. Розглянуто результати математичного моделювання роботи двох систем охолодження наддувного повітря автобусного дизеля 6 ЧН 13/12. Одержано дані щодо ефективності двоступеневого охолодження наддувного повітря при високих тисках наддування. Табл. 1. Іл. 6. Бібліогр. 14 назв.

УДК 621.43

Маліованов М.В., Хмельов Р.Н. Розробка комплексу математичних моделей для опису газодинамічних процесів у ДВЗ // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 43-45.

Статтю присвячено розробці математичного і програмного забезпечення, яке дозволяє вирішувати різноманітні задачі, пов'язані з розрахунком течії газу в проточних частинах двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ). Наведено приклади розрахунків. Іл. 4. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43

Марченко А.П., Прохоренко А.О., Осетров О.О., Смайліс В., Сенчіла В. Порівняльна оцінка ефективності використання рослинних палив у дизельному двигуні. // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 46-51.

У статті порівнюється ефективність використання дизельного палива, сумішей рапсової олії з дизельним паливом у різних пропорціях та етилового ефіру рапсової олії в дизельному двигуні. Як критерії порівняння запропоновані середні експлуатаційні ефективні витрати палива та ККД, а також питомі викиди оксидів азоту, визначені за різними випробувальними тестами. Як раціональне для дизеля СМД-23 паливо запропонована суміш, яка складається з 75% дизельного палива та 25% рапсової олії. Іл. 4. Бібліогр. 13 назв.

УДК 621.436.068.4

Рязанцев М.К., Бичков В.З., Перерва П.Я., Щербаненко Г.В. Екологічні показники 2-х і 4-х тактних форсованих двигунів військово-гусеничних машин // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 52-53.

У статті вперше розглянуті екологічні показники при порівняльних випробуваннях 2-х і 4-х тактних форсованих двигунів військово-гусеничних машин (ВГМ). Показано, що при рівному форсуванні по середньому ефективному тиску (p_e) 2-х і 4-х тактні дизельні двигуни 6ТД і В-46-6 ВГМ по питомих викидах токсичних компонентів продуктів згорання знаходяться на одному рівні. Табл. 2. Іл. 1. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.43.019.863

Міщенко Н.І., Хімченко А.В., Крамар С.Н., Супрун В.Л. Вплив силового механізму на роботу двотактного двигуна з кривошипно-камерною продувкою при регулюванні ступеня стиску // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 54-57.

Описано результати розрахунків і експериментальних досліджень двотактних бензинових двигунів з перемінним ступенем стиску – класичного з кривошипно-шатунним механізмом і безшатунного з кривошипно-кулісним механізмом. Розглянуто вплив кінематики поршня і ступеня стиску на параметри цих двигунів. Показано істотну перевагу безшатунного двигуна за техніко-економічними показниками. Іл. 5. Бібліогр. 7 назв.

УДК 621.43.016

Триньов О.В., Авраменко А.М., Амброзик А. Аналіз теплонапруженого стану випускного клапана форсованого тепловозного дизеля // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 58-60.

Представлено результати розрахункових досліджень теплонапруженого стану деталей клапанного вузла форсованого тепловозного дизеля. Завдання гранич-

них умов при рішенні задачі теплопровідності проводяться з використанням експериментальних даних, отриманих при термометрії випускного клапана на експлуатаційному режимі дизеля. Аналізуються складові теплонапруженого стану клапана для перспективного форсованого режиму навантаження. Рішення задачі проводиться з використанням методу кінцевих елементів. Іл. 4. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.436

Пильов В.О., Шеховцов А.Ф., Вікторов В.С., Турчін В.Т. Загальні тенденції розвитку та шляхи удосконалення комп'ютерних технологій підтримки життєвого циклу ДВЗ // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 61-69.

Показано необхідність інтеграції етапів функціонування автоматизованої системи наукових досліджень та комп'ютерного інтегрованого виробництва двигунів внутрішнього згорання. Сформульовано загальні задачі, що потребують свого розв'язання в процесі функціонування такого комплексу. Розроблено нову методику оцінки рівня адекватності функціональної математичної моделі з урахуванням моделі експлуатації двигуна. Табл. 6. Іл. 3. Бібліогр. 17 назв.

УДК 621.892.09

Мельникова О.П. Підвищення зносостійкості гільз циліндрів двигунів // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 70-72.

У роботі проведено порівняння ефективності двох видів мастильно-охолоджувальних технологічних середовищ: керосину з мінеральною олією та розробленого силікатного середовища під час хонінгування. Результати експлуатаційних дослідів гільз циліндрів, оброблених з уживанням різних середовищ, ілюструються на прикладі найбільш відповідальних деталей циліндро-поршневої групи ДВЗ – гільз циліндрів двигунів ЗМЗ-53. Табл. 2. Іл. 7. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.436.224

Триньов О.В., Гончар П.Д. Використання локального повітряного охолодження для покращення теплонапруженого стану головки циліндрів форсованого автотракторного дизеля // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 73-76.

Розглянуті засоби зниження теплонапруженого стану головки циліндрів та обрано найбільш оптимальний – локальне повітряне охолодження сідла випускного клапану та клапанної перемички. Проаналізовані різні конструкції сідел, які охолоджуються, та обрано найбільш раціональну. Підготовлено моторний стенд для проведення термометрії головки циліндрів у 16 точках при її локальному охолодженні. Табл. 1. Іл. 5. Бібліогр. 4 назв.

УДК 539.3:629.017

Воробійов Ю.С., Барнат В. Чисельний аналіз напружено-деформованого стану в багатодискових зачепленнях та гальмах при неповному контакті дисків // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 76-78.

З використанням методів скінчених та граничних елементів представлено чисельне моделювання контактних явищ, що відбуваються в багатодискових зачепленнях та гальмах при неповному контакті дисків. Проведено аналіз напружено-деформованого стану та локалізація напружень в таких системах. Іл. 2. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.436

Білогуб О.В., Стрибуль О.С. Вплив зазорів, технологічних допусків сполучених деталей та роботи тертя на зовнішній профіль поршня // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 79-81.

Оцінено вплив зазорів і технологічних допусків сполучених деталей на зовнішній профіль бокової поверхні поршня. Приведені рекомендації щодо побудови профілю з урахуванням вказаних факторів. Іл. 5. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.43

Мотлохов А.В., Рикова І.В., Степанко В.Г., Амброзик А. Вплив типу двигуна на експлуатаційну економічність автомобіля // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 82-84.

Приведено порівняння питомої ефективної і шляхової витрат палива двигунів легкового автомобіля з однаковим робочим об'ємом, але з різними системами живлення паливом. Розкрито причини зміни витрати палива при використанні даних систем. Запропоновано конструкцію перспективної силової установки для легкового автомобіля малого класу. Іл. 1. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.43.019.7

Бородін Ю.С., Бичков В.З., Клименко Н.В., Щербаненко Г.В. Зниження нагаровідкладень у двотактних форсованих двигунах військовогусеничних машин // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 85-86.

У роботі наведені результати досліджень і випробувань, які показують, що зниження нагаровідкладень у двигунах може бути істотно зменшене за рахунок підбора моторної оливи. Розроблений метод оцінки миючих і антинагарних властивостей оливо дозволяє значно скоротити обсяги випробувань та забезпечити диференціацію моторних оливо по експлуатаційним властивостям. Табл. 1. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.438

Марченко Н.А. Імітаційне моделювання руху транспортного засобу по пересічній місцевості // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 87-89.

У статті побудована імітаційна модель «силова установка – транспортний засіб», що дозволяє провести дослідження техніко-економічних показників багатоканальної двохвальної ГТУ з ізохорним підведенням теплоти в камері згоряння на часткових, перехідних і стохастичних режимах навантаження, характерних для транспортних систем. Іл. 2. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.431:681.518.54

Горячий О.О., Єпіфанов С.В. Методико-алгоритмічне забезпечення автоматизованої підсистеми параметричного діагностування ДВЗ // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 90-96.

Наведено етапи та компоненти діагностичної обробки вимірюваної інформації у програмному комплексі параметричного функціонального діагностування ДВЗ. Наведено алгоритми та методики, необхідні для реалізації такої системи. Обґрунтована можливість та доцільність її застосування для діагностування технічного стану потужних дизелів стаціонарного призначення. Іл. 3. Бібліогр. 14 назв.

УДК 621.43.545

Божок А.М., Долганов К.Є. Двухімпульсний регулятор частоти обертання для тракторних дизелів при використанні їх для приводу електричних генераторів // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 97-99.

Описана принципова схема двухімпульсного регулятора частоти обертання для дизелів тракторів, які використовуються для приводу електричних генераторів перемінного струму аварійних і резервних електростанцій. Наводяться результати досліджень. Іл. 4. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.432

Александров Є.Є., Шатохін В.М., Гущенко Е.В. Динамічний синтез нелінійних моделей машинних агрегатів з ДВЗ // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2004. – №1. – С. 100-104.

Викладена нова концепція рішення задач аналізу та синтезу багатомірних нелінійних моделей машинних агрегатів з ДВЗ. Рівняння руху з допомогою імпульсно-частотних характеристик записано в формі інтегральних рівнянь. Їх число дорівнює числу не лінійності, тому трудомісткість рішення задачі аналізу практично не залежить від числа ступенів свободи моделі. Це має важливе значення при рішенні задач синтезу. Розглянуті алгоритми рішення задач синтезу. Наведено експериментальні дані та результати синтезу параметрів нелінійної моделі машинного агрегату з транспортним ДВЗ. Іл. 6. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.183.621.313-752

Івашенко І.І., Приймаков О.Г. Врахування крутильних коливань при оцінці нерівномірності

обертання валу двигуна // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 105-109.

В даній статті запропоновано один з найбільш раціональних способів врахування впливу крутильних коливань при оцінці ступеня нерівномірності обертання валу двигуна, зокрема, колінчастого валу двигуна, оснований на введенні змінної системи відліку часу, яка визначається частотою крутильних коливань. Лл. 1. Бібліогр. 10 назв.

УДК 621.43.052

Рязанцев М.К., Овчаров Є.М. Визначення потужностей лопаткових машин у складі двотактного турбопоршневого дизеля шляхом установки диференціального привода нагнітача // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 110-112.

У статті приведена методика визначення потужностей лопаткових машин, що входять до складу двотактного турбопоршневого дизеля. Потужності визначалися на базі двигуна ЗТД, оснащеного на час стендових випробувань диференціальним приводом. Табл. 1. Лл. 3. Бібліогр. 1 назв.

УДК 621.822.6.001.4

Пилипенко С.В., Дорошенко О.М., Савич В.К., Бородін Д.Ю. Експериментальна оцінка працездатності підшипникового вузла // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 112-113.

Запропоновано методику експериментальної оцінки працездатності підшипників, навантажених перемінним окружним зусиллям. Описано конструкцію та принцип дії випробувальної установки для реалізації даної методики. Представлено результати дослідження підшипникового вузла. Лл. 3. Бібліогр. 2 назв.

УДК 629.42

Лук'янов О.О. Методологічний підхід до діагностування дизель-генераторів // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 114-116.

Технічний стан газового мотор-генератора у статичному і динамічному режимах може бути визначений за допомогою побічного інтегрального параметру. Таким параметром, або інтегральним діагностичним параметром може бути питома витрата палива. Для його обчислення необхідні вимірювання потужності та поточна витрата палива. Лл. 4. Бібліогр. 10 назв.

УДК 621.43.001.57

Кесарійський О.Г. Використання лазерно-інтерференційних методів для дослідження циліндрів поршневих двигунів // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 117-119.

На прикладі практичного використання голографічної інтерферометрії для дослідження деформації

внутрішньої поверхні циліндру показано ефективність використання лазерно-інтерференційних методів для підвищення конструктивної досконалості двигунів внутрішнього згорання. Лл. 4. Бібліогр. 6 назв.

УДК 681.5.09

Кулік А.С., Нарожний В.В., Сальніков А.В., Фірсов С.М. Модифікована позиційна система керування переміщенням при вирішенні задачі забезпеченні активної відмовостійкості // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 120-123.

У статті надано опис позиційної системи керування переміщенням у працездатному стані. Запропонована модифікована позиційна система керування переміщенням. Визначена множина видів відмов, проведена параметризація видів відмов, сформовані класи видів відмов для системи керування, що розглядається. На основі отриманої інформації проведено опис модифікованої позиційної системи керування переміщенням. Лл. 4. Бібліогр. 8 назв.

УДК 621.923.048

Нижник С.Н., Куципак В.І., Матюхін В.А., Покатов О.В., Фандєєв В.Н. Сили різання при магнітно-абразивному поліруванні площин деталей та вплив на них технологічних факторів // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 123-125.

Розглянуто метод обробки магнітно-абразивного полірування плоских поверхонь, експериментально отримані залежності сил різання, що діють у робочому зазорі при однобічному магнітно-абразивному поліруванні площини феромагнітної заготовки, приведені значення тисків порошку при поліруванні матеріалів з різною магнітною проникністю. Представлено розрахункові епюри тиску порошку на заготовку й індуктор з постійними магнітами при поліруванні магнітної і немагнітної, приведені зміни значень тиску порошку на заготовку в залежності від оброблюваного матеріалу і величини робочого зазору. Табл. 1. Лл. 3. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.73.043.011

Багмет М.М., Жданов І.О., Колтун С.К., Фандєєв В.М. Ізотермічне і сверхпластичне деформування при гарячому об'ємному штампуванні жароміцних сплавів // Двигуни внутрішнього згорання. – 2004. – №1. – С. 126-128.

Розглянуто принципи ізотермічного штампування і штампування в стані сверхпластичності жароміцних сплавів, преси, матеріали штампів, мастильні матеріали і заготівлі для ізотермічного штампування. Бібліогр. 6 назв.

UDC 621.43.052

Marchenko A.P., Petrosanz V.A., Samoilenko D.E., Minak A.F., Oboznij S.V., Kosulin A.G. Technical and economical indexes improvement of the transport diesel engine by variable geometry turbocharger with vaneless directing device // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 3-6.

The basic ways for turbocharger regulation are considered. The most effective regulation for modern Ukrainian motor transportation drives is selected. The basic results of the experimental research on influence of regulation in turbochargers with vaneless directing device on indexes of profitability, speedily and powerlity are submitted for 6 cylinder V – type engine. Outputs about efficiency of the markeded regulation way are made. Il. 6. Bibliogr. 10 names.

UDC 621.43: 629.113

Abdulgazis U.A., Podznoev G.P., Abdulgazis A.U. Correction block modules of water composition in cooling ICE-systems // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 6-9.

Main technological indicators of corrosion processes are considered and stated in their parameters in cooling DVS-system, subject to correction traditional water clearing methods are analysed and valued acceptable under the transport work condition. The possibility of usage for internal combustion engine (ICE) are defined approximate parameters of block modules are accounted for step-by-step correction of cooling water composition to required condition. Bibliogr. 9 names.

UDC 629.122

Ivankov V.A. Integrated development of craft's performance and of their propulsive sets in economical and ecology criteria // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 10-12.

Considered are the problems of integrated development of ship's performance of craft in composition of hull, propeller, reducer and engine in their economical and ecology criteria in consideration of specific character of navigable for craft water resources of Ukraine. Il. 1. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.436

Bykov V.I., Dolganov K.Ye., Lisoval A.A. Diesels SMD for buses // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 13-17.

Description of designs and technical data of the upright 6-cylinders diesels SMD-31A.15 and SMD-31B.15 and flat diesel SMD-31.30 for urban buses of the big and very big classes are given. Table 2. Il. 7. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.431.72.013.2

Alyohin S.A., Pelepeychenko V.I., Kunicyn P.E., Pererva P.Ya., Borodin D.Yu. Analysis of influence of air charge swirl rate upon operational process of the diesel two-stroke engine 6dn with supercharging air cooler // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P.

18-19.

There has been stated that usage of supercharging air cooler (SAC) upon diesel 6DN modification would require changing of maximum swirl angle per cylinder inlet opening height. There has been also determined that the optimal technical and economic parameters of the diesel 6DN with SAC are ensured at inlet opening maximum swirl angle per height $\varphi_s=42^0$ (instead of the design value $\varphi_s=35^0$). Il. 1. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.43.038

Kerimov Z.Kh. Some results of mathematical modeling of wave processes in two-phase medium in the diesel fuel injection system. // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 20-24.

Description of developed method of mathematical modelling of unsteady two-phase gas-liquid flow with bubble structure in the high pressure pipe line is given. The method is used at hydrodynamic mathematical modelling of diesel fuel injection system. High adequacy of the model is confirmed by comparison with the experimental oscillograms. Some results of numerical investigations of wave processes in two-phase medium are presented. Il. 6. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.436.03

Ryazantsev N.K., Bogayevsky A.B., Pererva P.Ya. Selection of fuel feeding principle for the diesel engine 588DA of the diesel train DEL– 01 // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 24-26.

There has been proposed the technique of determination of fuel feeding principle on the basis of 3D grid models. As an object there has been chosen the diesel train DEL - 01 unit of 588DA type with the 6-cylinder 2-stroke engine. While researching there have been used the diesel fuel pumps and the driving centrifugal supercharger characteristics. Table 3. Il. 3. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.43.018

Dyachenko V.G. Diesel engine or spark ignition engine? // Internal combustion engines. – 2004. – № 1. – P. 27-29.

Work processes parameters, efficiency and ecological characteristics of swirl chamber diesel engine and spark ignition direct injection engines with ratio expansion ratio to compression ratio 1:1 and 2,5:1 are considered. It is indicated, that two-stroke spark ignition direct injection engines with long expansion has advantages in comparison with diesel engine and with four stroke spark ignition engine. Il. 2. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.436

Parsadanov I.V., Tretyakov S.I. Estimation influence of a corner of the fuel injection beginning on dynamic intensity and fuel profitability parameters of a high-speed diesel // Internal combustion engines. – 2004. – № 1. – P. 30-33.

The interrelation between a geometrical and real corner of the fuel injection beginning is experimentally established. The analysis of influence of the real corner of the

fuel injection beginning on dynamic intensity and fuel profitability of a high-speed diesel is carried out. The recommendations for regulation of a corner of the fuel injection beginning under the high-speed characteristic and realization of the further researches are given. Il. 5. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.43

Lobov N.V. The valuation of the efficiency of scavenging process in two-stroke engines with loop scavenging // Internal combustion engines. – 2004. – № 1. – P. 33-36.

The method of calculation of fresh charge losses in scavenging process is presented. The calculation is based on the verified three-dimensional gas dynamic model of two-stroke engines. Large Particle Method (Davidov's Method) is used as calculating basis in the model. Il. 2. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.43.052: 629.113

Abramchuk F.I., Baidala A.V. Results of investigating the means of increasing cooling depth of supercharging air of bus diesel // Internal combustion engines. – 2004. – №1. – P. 37-43.

The results of mathematical modelling of two systems of bus diesel 6CH13/12 cooling supercharging air have been considered. Data on efficiency of two-stage supercharging air cooling at high supercharging pressure have been obtained. Table 1. Il. 6. Bibliogr. 14 names.

UDC 621.43

Maliovanov M.V., Khmelyov R.N. Development of a mathematical model complex for description of gas dynamic processes in the ICE // Internal combustion engines. – 2004. – №1. – P. 43-45.

A paper is dedicated to development of mathematical background and software, which allow to solve various problems related to calculation of the gas flow in the internal combustion engine (=ICE) flowing parts. Numerical examples are given. Il. 7. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.43

Marchenko A.P., Prokhorenko A.A., Osetrov A.A., Smailis V., Senchila V. Comparative estimation of effective use of vegetable oil based fuels in diesel engine. // Internal combustion engines. – 2004. – №1. – P. 46-51.

The comparative effectiveness of use in diesel engine diesel fuel, blends made from rapeseed oil and diesel fuel in different proportions and rapeseed oil ethyl ester is considered in the article. As parameters of comparison the average exploitation effective fuel consumption, thermal efficiency and adequate emissions of nitrogen oxides calculated according to different cycle procedures are proposed. The blend 75% diesel fuel and 25% rapeseed oil are proposed as rational. Il. 4. Bibliogr. 13 names.

UDC 621.436.068.4

Ryazantsev N.K., Bychkov V.Z., Pererva P.Y., Sherbanenko G.V. The ecological characteristics of mili-

tary track-type vehicle 2 and 4 stroke forced engines // Internal combustion engines. – 2004. – №1. – P. 52-53.

In the article for the first time there have been considered the ecological characteristics of military track-type vehicle (MTTV) 2 and 4 stroke forced engines during comparison tests. It is demonstrated that at equal forcing under mean effective pressure p_e 2 and 4 stroke forced diesel engines stand on the same level as to toxic components specific releases of combustion products. Table 2. Il. 1. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.43.019.863

Mishchenko N.I., Himchenko A.V., Kramar S.N., Suprun V.L. The influence of the power mechanism on the two-stroke engine with a crank-chamber scavenging while regulating a degree of compression // Internal combustion engines. – 2004. – №1. – P. 54-57.

Results of calculations and experimental researches of two-stroke petrol engines with a variable degree of compression – a classical engine with a crank mechanism and an absent-connecting-rod engine with an oscillating crank gear are described. Influence of kinematics of the piston and a degree of compression on parameters of these engines is considered. The essential advantage of the absent-connecting-rod engine regarding technical-and-economic indices is shown. Il. 5. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.43.016

Trinev A.W., Avramenko A.N., Ambrozik A. Analysis of the heat-stressed condition of the exhaust valve of the augmented diesel engine // Internal combustion engines. – 2004. – №1. – P. 58-60.

Results of calculated probes of a heat-stressed condition of details valves a node of an augmented diesel engine are submitted. The definition of boundary conditions at the decision of a problem of a thermal conduction will be carried out with use of the experimental data obtained at thermometry of an outlet valve on an operation condition of a diesel engine. Are analyzed making heat-stressed conditions of the valve for a perspective excessive rate lading. The decision of a problem will be carried out with use of a finite element method. Il. 4. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.436

Pylyov V.O., Shekhovtsov A.F., Viktorov V.S., Turchin V.T. The common tendencies of development and way of perfection of computer technologies of support of life cycle ICE // Internal combustion engines. – 2004. – №1. – P. 61-69.

The necessity of integration of stages of functioning of the automated system of scientific researches and complex integrated manufacture of internal combustion engines is shown. The common tasks requiring decisions are formulated during functioning such complex. The new technique of an estimation of a level of adequacy to mathematical model is developed in view of model of operation of the engine. Table 6. Il. 3. Bibliogr. 17 names.

UDC 621.892.09

Melnikova O.P. The increasing of engines cylinder sleeve wear resistance // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 70-72.

The efficiency comparison of two types of lubricating and cooling technological fluids – kerosene with mineral oil and elaborated silicate LCTF while honing – is carried out. The results of operation tests of cylinders' sleeve treated with the use different LCTF are illustrated with the most suitable parts of cylinder – piston group of ICEs – engines' cylinder sleeve of ZMZ-53. Table 2. Il. 7. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.436.224

Trinev A.V., Gonchar P.D. Using of local air cooling for improvement of a heat-stressed condition of the head of cylinders of a forced auto tractor diesel engine // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 73-76.

The ways of decrease of a heat-stressed condition of the head of cylinders are considered and is chosen optimal – local air cooling of an exhaust valve seat and the valves crosspiece. The various designs of cooled seats are analyzed and most rational is chosen. The motor stand for realization thermometry of the head of cylinders in 16 points prepared at its local cooling. Tables 1. Il. 5. Bibliogr. 4 names.

UDC 539.3:629.017

Vorobyov Yu.S., Barnat W. Numerical analysis of stress-strain state in multidisk couplings and brakes by incomplete disk contact // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 76-78.

The numerical modelling of contact phenomena occurring in multidisk coupling and brakes by incomplete disk contact in considering in work at use of methods of finite and boundary elements. The analysis of stress-strain state and stress localization in that systems is considered. Il. 2. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.436

Belogub A.V., Stribul A.S. The influence of clearances, technological tolerances of mated parts and friction work onto piston's lateral face shape // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 79-81.

In article the influence of clearances and technological tolerances of mated parts onto piston's lateral face shape are evaluated. The recommendations for construction of shape accounting this factors are given. Il. 5. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.43

Motlohov A.V., Rykova I.V., Stepanko V.G., Ambrozik A. The influence such as the engine on operation profitability of the automobile // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 82-84.

Comparison of brake specific and travelling fuel consumption of the car engines with an identical displacement volume, but with different systems of fuel feeding is considered. The reasons of change of the fuel con-

sumption are detected at use of these systems. The construction of a perspective power-plant for the car of a small class is offered. Il. 1. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.43.019.7

Borodin Y.S., Bychkov V.Z., Klimenko N.V., Sherbanenko G.V. Decreasing of scale-scurf in military track-type vehicle 2 stroke forced engines // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 85-86.

In the report there are demonstrated the results of the researches and the tests, proving that decreasing of scale-scurf in engines may be greatly accomplished due to motor oil selection. The developed method of oil washing and anti-scale properties rating lets us decrease greatly the range of tests and ensure motor oil differentiation regarding service properties. Table 1. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.438

Marchenko N.A. Imitation modeling of vehicle moving on cross-country // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 87-89.

In paper, it is considered imitation model «power unit – vehicle» that allow to research of technical and economic indices two-shaft multichamber GTI with an isochoric heat supply on partial, transitional and stochastic load modes, typical of transport systems. Il. 2. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.431:681.518.54

Goryachiy A.A., Epifanov S.V. The methodic and algorithmic supporting for ICE automatic parametric diagnostics subsystem // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 90-96.

Measured information diagnostic processing phases and components for internal combustion engines parametric functional diagnosing program complex are brought. Required for realization of that system algorithms and methodic are itemized. The possibility and expediency of it using for powerful stationary diesel engines technical conditions diagnosing are grounded. Il. 3. Bibliogr. 14 names.

UDC 621.43.545

Bojok M., Dolganov K. Ye. Two-impulse controller of tractor diesel rotor speed at their using for electric generator drive // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 97-99.

There is described a principal scheme of two-impulse controller of rotor speed for tractor diesels used as alternative current generators of emergency and stand-by electric stations. Results of investigations are presented. Il. 4. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.432

Alexandrov E.E., Shatokhin V.M., Guschenko E.V. Dynamic synthesis of nonlinear models of machine aggregates with explosion engine // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 100-104.

The new concept of analysis and synthesis tasks solution

of multivariate nonlinear models for machine aggregates with explosion engine is stated. The equations of driving with the help of pulse-frequency characteristics in the shape of integral equations are noted. Their number is equal to number of nonlinearities, therefore complexity of analysis task solution practically does not depend on number of degree of model freedoms. It is of great importance during solution of synthesis tasks. Algorithms of synthesis tasks solution are considered. Experimental data and outcomes of nonlinear model parameter synthesis of a machine aggregate with a transport explosion engine are reduced. Il. 6. Bibliogr. 5 names.

UDC. 681.183.621.313-752

Ivashenko I.I., Priymakov O.G. The registration of twisting fluctuations at an estimation of the engine shaft rotation's nonuniformity // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 105-109.

In the present article it is proposed one of the most rational ways of the registration of rotary fluctuations' influence at an estimation of a degree of the engine crankshaft rotation's nonuniformity, which is based on the introduction of the changeable time-reading system, defined by rotary fluctuations' frequency. Il. 1. Bibliogr. 10 names.

UDC 621.43.052

Ryazantsev N.K., Ovcharov E.N. The impeller machines as two-stroke turbo-piston engine member power determine by the way of a differential drive of the supercharger use // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 110-112.

The supercharger and turbine as the two-stroke turbo-piston diesel members real power has been determined on the 3TD engine basis which has the supercharger and turbine-to-crankshaft differential gear during it operation on the test bench and the computation design procedure is adduced in this article. Table 1. Il. 3. Bibliogr. 1 names.

UDC 621.822.6.001.4

Pilipenko S.V., Drogenko A.N., Savich V.K., Borodin D.Y. Experimental estimate of bearing unit performance // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 112-113.

There has been suggested the method of experimental estimate of bearings performance, charged with alternate hoop stress. There have been described the test station structure and principle of operation for the very method realization. There have been demonstrated the results of bearing unit test. Il. 3. Bibliogr. 2 names.

UDC 629.42

Lukyanov A. Methodological approach to diagnosis of diesel-generators // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 114-116.

The technical condition of gas motor generators is possible for estimating on integrated diagnostic parameters on transitive and static modes of operation. In operation last where as diagnostic criterion the specific volumetric

charge of fuel on a rated load acts is most acceptable, i.e. fuel power a method. Il. 4. Bibliogr. 10 names.

UDC 621.43.001.57

Kesariysky A.G. Application of laser-interference methods for research of cylinders of reciprocating engines // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 117-119.

On an example of practical usage of an holographic interferometry for research of deformation of an internal surface of the cylinder, the operational effectiveness of laser-interference methods for increase of construction perfection of internal-combustion engines is rotined. Il. 4. Bibliogr. 6 names.

UDC 681.5.09

Kulik A.S., Narognyy V.V., Salnikov A.V., Firsov S.N. Modified position control system of movement at the decision of the problem of support of active fault tolerance // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 120-123.

The description of a position control system of movement in efficient status is submitted. The modified position control system of movement is offered. The set of kinds of faults is determined, the parameterization of kinds of faults is carried out, the classes of kinds of faults for a considered control system are formed. On the basis of the received information the description of the modified position control system of movement is made. Il. 4. Bibliogr. 8 names.

UDC 621.923.048

Niznik S.N., Kutsipak V.I., Matuhin V.A., Pokatov O.V., Fandeev V.N. Forces of cutting at magnetic-abrasive processing of planes of details and influence on them of technology factors // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 123-125.

The method of processing magnetic-abrasive processing of flat surfaces is considered, the dependences of forces of cutting working in a working backlash are experimentally received at unilateral magnetic-abrasive buffing of a plane ferromagnetic of preparation, the importance of pressure of a powder are given at buffing of materials with different magnetic permeability. Are submitted settlement epure of pressure of a powder on preparation and inductor with constant magnets at buffing magnetic and not magnetic, the changes of importance of pressure of a powder on preparation are given depending on a processable material and size of a working backlash. Tables 1. Il. 3. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.73.043.011

Bagmet M.N., Gdanov I.A., Koltun S.K., Fandeev V.N. Isothermal and superplastic deformation at hot volumetric forging of heat resistance alloys // Internal combustion engines. – 2004. - №1. - P. 126-128.

The principles of isothermal forging and forging in a condition of superplasticity of heat resistance alloys, presses, materials of stamps, lubricant materials and blanks for isothermal forging are considered. Bibliogr. 6 names.

Наукове видання

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальний за випуск А.О. Прохоренко

Підп. до друку 16.08.2004 Формат 60×90 1/8. Папір
офсетний.
Гарнітура Times. Riso-друк. Ум. друк. арк. Обл.-вид.
арк.
Наклад 300 прим. Зам. № . Ціна договірна.