

# ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2007

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

Госиздание

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

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Н.К. Рязанцев, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

А.А. Прохоренко, *к. т. н., доц.*

У.А. Абдулгазис, *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.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

Я.С. Егоров, *д. т. н., проф.*

С.В. Елифанов, *д. т. н., проф.*

С.А. Ерощенко, *д. т. н., проф.*

В.Н. Зайончковский, *д. т. н., проф.*

А.И. Крайнюк, *д. т. н., проф.*

А.П. Кудряш, *д. т. н., проф.*

А.С. Куценко, *д. т. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

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.*

А.Ф. Шеховцов, *д. т. н., проф.*

## СОДЕРЖАНИЕ

### ОБЩИЕ ПРОБЛЕМЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

А.В. Грицюк, А.С. Куценко, О.А. Грицюк

Математический анализ перспективности отечественных малолитражных автомобильных дизелей серии 4ДТНА на этапе их проектирования. .... 3

В.А. Пылев, С.А. Кравченко, А.А. Прохоренко,  
Е.Г. Заславский, В.В. Шпаковский

Шахтный газ – моторное топливо для двигателей внутреннего сгорания. .... 10

А.А. Лисовал

Методика и результаты испытания микропроцессорного регулятора с программно-измерительным комплексом в его составе. .... 15

### КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.Ф. Шеховцов, А.В. Тринева, А.Н. Авраменко

Разработка конечноэлементной модели теплонапряженного и деформированного состояния головки цилиндров быстроходного дизеля. .... 20

А.В. Тринева, А.Н. Авраменко, С.В. Обозный, В.И. Вахрушев

Исследование условий локального воздушного охлаждения огневого днища головки цилиндров с использованием безмоторного стенда. .... 31

А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб

Разработка и научное обоснование методики эффективного проектирования поршней двигателей внутреннего сгорания. .... 38

А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк, А.В. Денисов, Г.А. Щербачев

Особенности математического моделирования гидромеханических процессов электрогидравлической форсунки. .... 44

В.А. Романов, В.С. Кукис

Повышение мощностных, экономических и экологических показателей поршневых ДВС путем использования систем аккумулирования энергии. .... 53

А.И. Крайнюк, А.А. Крайнюк, С.В. Алексеев, М.А. Брянцев

Расчет и выбор основных параметров каскадного об-  
менника давления. .... 57

### РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В ДВС

А.А. Прохоренко

Исследование влияния двухстадийного сгорания на индикаторные показатели автотракторного дизеля. .... 63

## АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

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

rykova@kpi.kharkov.ua

<i>С.А. Ероценков, В.А. Корогодский, О.В. Василенко</i> <b>Анализ экономических и экологических показателей двухтактного двигателя ДН-4М с карбюратором и непосредственным впрыском топлива. . . . .</b>	70
<i>С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, И.А. Краюшкин, Ю.А. Анимов</i> <b>Сравнительный анализ одно- и двухступенчатого компрессора для наддува высокофорсированных дизелей. . . . .</b>	76
<i>Е.В. Белоусов, Т.П. Белоусова</i> <b>Моделирование термодинамических циклов при слоевом сжигании твердых топлив в поршневом двигателе. . . . .</b>	81
<i>Г.П. Подзноев, У.А. Абдулгазис</i> <b>Возможности повышения эффективности термодинамического цикла дизеля путем использования альтернативного энергоносителя. . . . .</b>	87
<i>Н.А. Марченко, А.Н. Ганжа</i> <b>Анализ циклов многокамерных ГТУ. . . . .</b>	92

#### ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

<i>Л. П. Клименко, О. Ф. Прищепов</i> <b>Методологические аспекты решения проблемы повышения экологической безопасности двигателей внутреннего сгорания технологическими методами. . . . .</b>	96
---	----

#### ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

<i>В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов, С.А. Феоктистов, С.М. Маслий, В.В. Осейчук</i> <b>Повышение ресурса тепловозных дизелей применением гальвано-плазменной обработки рабочих поверхностей поршней. . . . .</b>	101
<i>А.У. Стельмах, Т.В. Терновая, Н.В. Клименко, Г.В.Щербаненко</i> <b>На пути к безызносному трению. . . . .</b>	104
<i>К.Ю. Федоровский</i> <b>Повышение эффективности систем охлаждения судовых двигателей. . . . .</b>	109
<i>И.В. Парсаданов, А.Н. Пойда, Д.Г. Сивых</i> <b>Модель идентификации режимов работы автотракторных дизелей в условиях эксплуатации. . . . .</b>	114
<i>И.И. Неяченко, В.А. Егоров</i> <b>Управление подачей топлива в бензиновом ДВС на режиме пуска-прогрева. . . . .</b>	119
<i>Т.К. Пылева, В.Т. Турчин</i> <b>Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения двигателей машин различного назначения. . . . .</b>	125

#### ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

<i>А.П. Поливянчук, С.В. Зубов</i> <b>Совершенствование измерительного комплекса для оценки выброса твердых частиц. . . . .</b>	133
<i>О.М. Трунов</i> <b>Програмне забезпечення для визначення складу пального та викидних газів за даними спектрограм. . . . .</b>	137
<i>Е.И. Оксень, В.Г. Цокур, Д.Е. Оксень</i> <b>Исследование особенностей сигналов акустической эмиссии, возникающих в кинематических парах двигателя при работе со знакопеременными нагрузками. . . . .</b>	141

#### ГИПОТЕЗЫ, ПРЕДЛОЖЕНИЯ

<i>П.М. Канило, И.Н. Колупаев, К.В. Костенко</i> <b>Термохимическое преобразование пылеугольного топлива в СВЧ-плазме. . . . .</b>	147
<i>А.А. Тропина</i> <b>Математическое моделирование взаимодействия дугового разряда с турбулентным потоком газа. . . . .</b>	150
<b>Наши поздравления. . . . .</b>	158
<b>РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ. . . . .</b>	159

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2007, №1. – с.169.

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

Издается по решению Ученого совета НТУ "ХПИ" протокол № 6 от 05.07.07 г.

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

УДК 621.431.73

*А.В. Грицюк, канд. техн. наук, А.С. Куценко, д-р техн. наук, О.А. Грицюк, бакалавр*

## **МАТЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВНОСТИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ МАЛОЛИТРАЖНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ СЕРИИ 4ДТНА НА ЭТАПЕ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

### **Введение**

Малолитражные дизели в настоящее время преимущественно используются в таких секторах экономики как транспорт, сельскохозяйственная и строительно-дорожная техника, малая автономная энергетика, объекты Министерства обороны и т.п. Только в сельском хозяйстве большинство фермерских земель, садоводческих, овощеводческих, бахчеводческих плантаций обрабатываются малогабаритной техникой, в которой в качестве силового агрегата используется малолитражный дизель.

К сожалению, до последнего времени дизелестроение в Украине не получило должного развития. Особенно большое отставание от мировых лидеров наблюдается в создании отечественных дизелей для легковых и малотоннажных грузовых автомобилей, на долю которых приходится большая часть городских и междугородних перевозок. Ликвидировать такое существенное отставание и остаться в числе энергетически развитых стран невозможно без математического анализа развития современного мирового автомобилестроения, сопоставления показателей перспективных и отечественных малолитражных дизелей, выработки концепции развития их элементной базы с одновременной организацией производства на принципиально новой технологической основе.

Актуальность данного математического анализа, состоит в прогнозировании на этапе проектирования показателей отечественного малолитражного дизеля с одновременной оценкой возможности обеспечения этих показателей в конструкциях малолитражных дизелей серии 4ДТНА разработки Харьковского конструкторского бюро по двигателестроению.

### **1. Постановка задачи и информационная база для ее решения**

В настоящее время ведущие автомобилестроительные фирмы расширяют применение дизелей на легковых и малотоннажных грузовых автомобилях. Наибольшее применение эти дизели имеют в Западной Европе. По исследованиям фирмы Perkins (Великобритания) на 53% новых французских и 20% новых германских легковых автомобилях установлены дизели. По данным фирмы Peugeot (Франция) 62% покупателей среднего класса во Франции и 29,8% в Европе предпочитают автомобиль с дизелем. Причина необычного роста спроса на автомобили с дизелями проста: расход дизельного топлива на 100 км составляет от 5 до 7 л и с учетом более низкой цены по сравнению с бензином "евросупер" расходы на эксплуатацию таких автомобилей могут снизиться почти в два раза [1]. Темпы роста применения дизелей в мире довольно стабильны и составляют примерно 1% в год от общего количества марок автомобилей [2]. Высокие темпы развития дизелей усложняют и без того непростую задачу обоснования параметров и прогнозирования их показателей на этапе проектирования. Мировая практика показывает, что при создании новых двигателей следует избегать копирования аналогичных конструкций, пусть даже и достаточно современных. Необходимо ориентироваться на тенденции развития дизелей, на закономерности эволюции их параметров и показателей, а также на перспективы совершенствования отдельных деталей, узлов и агрегатов. Только при этих условиях можно вести разработку с расчётом на опережение достигнутых результатов.

**Основной задачей** данной работы является исследование с помощью методов математического анализа взаимозависимости между несколькими признаками, определяющими конструктивные параметры и эксплуатационные показатели современных малолитражных дизелей, определение временных рядов сформировавшихся тенденций их развития, перенесение этих тенденций в будущее для оценки перспективности решений, закладываемых КП ХКБД в конструкцию нового автомобильного дизеля 4ДТНА2. При решении поставленной задачи использованы тенденции развития двигателей легковых автомобилей и данные о дизелях ведущих производителей за последние 10 лет [2,3].

## 2. Методическое обеспечение решения задачи

### 2.1. Выбор методов математического анализа

Развитие конструкции любого современного дизеля идет в направлении повышения литровой мощности с одновременным улучшением топливо-экологических показателей. При этом конструктивные параметры двигателя закладываются на этапе конструирования и остаются неизменными в течение всего периода производства. Ошибка при проектировании определяет негативную судьбу двигателя. Важность принятия решения подтверждается анализом массива данных об основных конструктивных параметрах современных малолитражных автомобильных четырехцилиндровых двигателей ведущих мировых производителей с 1996 по 2005 год (рис. 1). Представленная на этом рисунке область распределения существующих значений основных конструктивных параметров однотипных дизелей различных фирм даёт представление о сложности задачи конструктора и необходимости предварительного анализа.

Проблема выявления взаимосвязи между конструктивными параметрами и эксплуатационными

показателями дизелей решена оценкой меры взаимной информации путём расчёта информационного коэффициента связи [4, 5] с дальнейшим вычислением линейных и множественных коэффициентов корреляции для параметров, определяющих конструкцию дизеля.

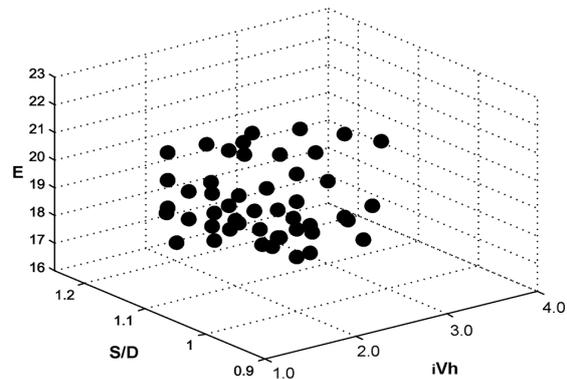


Рис. 1. Основные конструктивные параметры современных малолитражных автомобильных дизелей

По ежегодным математическим ожиданиям этих параметров проведен анализ значений коэффициентов автокорреляции и выявлено наличие линейной тенденции временных рядов искомым показателем. После приведения временного ряда исходных данных к линейному тренду сделан прогноз перспективности того или иного показателя разрабатываемых КП ХКБД автомобильных дизелей на ближайшие годы.

### 2.2. Расчётное исследование и анализ результатов

Для расчётного исследования использовалась информация о 78 современных малолитражных автомобильных дизелях. Ограничение объёма выборки проведено по компоновочному признаку, количеству цилиндров, наличию турбонаддува и охладителя наддувочного воздуха. По данным последних исследований российских учёных [2] современные автомобильные малолитражные дизеля в абсолютном большинстве (93 - 99%) строятся по рядному принципу, имеют четыре цилиндра, оборудуются агрега-

тами наддува с одновременным применением охладителей наддувочного воздуха. Эти ограничения и определили объём выборки, несмотря на то, что он не совсем достаточен для подобного анализа.

**2.2.1. Анализ на основе информационных показателей связи**

В качестве меры информационной связи между результативным (эксплуатационным) признаком ( $x_2$ ) и факторным (конструктивным) признаком ( $x_1$ ) принят информационный коэффициент связи.

$$R(x_1, x_2) = \frac{I(x_1, x_2)}{\sqrt{H(x_1) \cdot H(x_2)}}, \quad (1)$$

где  $I(x_1, x_2) = H(x_1) + H(x_2) - H(x_1, x_2)$  - информация, содержащаяся в векторе  $x_2$  по вектору  $x_1$ ;

$$H(x_i) = -\sum_{i=1}^n p_i \cdot \ln p_i \text{ - энтропия вектора } x_i;$$

$$H(x_1, x_2) = -\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n p_{ij} \cdot \ln p_{ij} \text{ - совместная энтропия векторов } x_1 \text{ и } x_2;$$

$n$  - количество дизелей в выборке.

В качестве основных выбраны те конструктив-

ные параметры, которые определяют компоновку двигателя с возможностью его адаптации в МТО транспортного средства, массо-габаритные показатели и возможность унификации узлов и деталей в процессе модернизации дизеля в серийном производстве.

Выбранные конструктивные параметры и данные расчётного исследования по определению информационного коэффициента связи между этими параметрами и эксплуатационными показателями дизелей приведены в таблице 1. Данные таблицы показывают наличие связи с выбранными конструктивными параметрами (отсутствие информации равно нулю) для всех эксплуатационных показателей, что подтверждает правильность их выбора в качестве основных.

Вместе с тем данные таблицы не содержат величин равных или близких к единице, что указывает на отсутствие однозначных зависимостей и подтверждает возможность достижения важных эксплуатационных показателей при различном рациональном сочетании нескольких конструктивных признаков.

Таблица 1. Значения информационных коэффициентов связи между основными конструктивными параметрами и эксплуатационными показателями дизелей

Конструктивные параметры	Для эксплуатационных показателей						
	Номинальная мощность	Максимальный крутящий момент	Частота вращения при $M_{кр\max}$	Литровая мощность	Средняя скорость поршня	Скоростной коэффициент	Коэффициент приспособляемости
Рабочий объём	0,331	0,285	0,092	0,106	0,119	0,074	0,101
Отношение S/D	0,132	0,119	0,176	0,149	0,076	0,115	0,076
Степень сжатия	0,060	0,084	0,127	0,067	0,197	0,076	0,123

С этой целью определена мера совместного (попарного) информационного влияния на каждый из эксплуатационных показателей дизеля ( $x_3$ ) одновременно двух конструктивных параметров ( $x_1$  и  $x_2$ ).

$$R((x_1, x_2), x_3) = \frac{I((x_1, x_2), x_3)}{\sqrt[3]{H(x_1) \cdot H(x_2) \cdot H(x_3)}}, \quad (2)$$

$$I((x_1, x_2), x_3) = I(x_1, x_2, x_3) - I(x_1, x_2), \quad (3)$$

$$I(x_1, x_2, x_3) = \sum_{i=1}^3 H(x_i) - H(x_1, x_2, x_3) \quad (4)$$

$$H(x_1, x_2, x_3) = -\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n p_{ijk} \cdot \ln p_{ijk}, \quad (5)$$

Численные значения информационных коэффициентов связи для трёх параметров приведены в таблице 2.

Известно, что  $I((x_1, x_2), x_3) \geq I(x_1, x_2)$ , т.е. совместное информационное влияние  $x_1$  и  $x_2$  всегда не меньше влияния  $x_1$ , однако полученное при исследо-

вании существенное увеличение информационного коэффициента свидетельствует о качественной и устойчивой взаимосвязи эксплуатационных показателей от комплекса заложенных при проектировании дизеля конструктивных параметров.

Таблица 2. Значения информационных коэффициентов связи для трёх параметров дизелей

Конструктивные параметры	Для эксплуатационных показателей						
	Номинальная мощность	Максимальный крутящий момент	Частота вращения при $M_{кр_{max}}$	Литровая мощность	Средняя скорость поршня	Скоростной коэффициент	Коэффициент приспособляемости
Рабочий объём и степень сжатия	0,730	0,699	0,605	0,566	0,591	0,550	0,600
Рабочий объём и отношение S/D	0,523	0,537	0,385	0,354	0,574	0,377	0,446
Степень сжатия и отношение S/D	0,322	0,337	0,302	0,299	0,413	0,230	0,325

### 2.2.2. Корреляционный анализ

Наличие явной взаимосвязи между эксплуатационными показателями и конструктивными параметрами дизелей при комплексном объединении последних позволило провести дальнейший корреляционный анализ с целью количественного определения тесноты связи с помощью коэффициентов корреляции. При этом слабая информационная связь (табл. 1) при рассмотрении индивидуальных связей между двумя признаками сделала нецелесообразными исследования по определению значений коэффициентов парной корреляции. Они представляют интерес только для вычисления множественных коэффициентов корреляции между результативным (эксплуатационным) признаком ( $x_3$ ) и двумя факторными (конструктивными) признаками ( $x_1$  и  $x_2$ ).

Данные, полученные в результате расчёта множественных коэффициентов корреляции при использовании того же массива исходных данных, представлены в таблице 3. Как видно из таблицы, каждая из анализируемых пар конструктивных параметров оказывает очень сильное влияние на какой-либо из

эксплуатационных показателей, имея максимальное значение множественного коэффициента корреляции, равное 1. Вместе с тем, такие эксплуатационные показатели малолитражного автомобильного дизеля, как средняя скорость поршня и коэффициент приспособляемости мало зависят от конструктивных факторов. Это легко объяснимо, т.к. рассматриваемая выборка двигателей ограничена дизелями, оборудованными агрегатами наддува, которые и формируют внешнюю характеристику, а имеющие место частоты вращения коленчатых валов на режимах максимальной мощности на данном этапе развития малолитражного дизелестроения ещё не достигли своих предельно допустимых значений.

$$K(x_3) = \sqrt{\frac{\kappa^2(x_3, x_1) + \kappa^2(x_3, x_2) - \frac{-2\kappa^2(x_1, x_2) \cdot \kappa(x_3, x_1) \cdot \kappa^2(x_3, x_2)}{1 - \kappa^2(x_1, x_2)}}{1 - \kappa^2(x_1, x_2)}} \quad (6)$$

Также очевидно, что наиболее значимым при проектировании малолитражного дизеля является

правильное согласование значений двух из трёх основных конструктивных параметров, а именно рабочего объёма и степени сжатия.

Таблица 3. Значения множественных коэффициентов корреляции

Конструктивные параметры	Для эксплуатационных показателей						
	Номинальная мощность	Максимальный крутящий момент	Частота вращения при $M_{кр\max}$	Литровая мощность	Средняя скорость поршня	Скоростной коэффициент	Коэффициент приспособляемости
Рабочий объём и степень сжатия	0,723	0,681	1	0,247	0,288	0,950	0,229
Рабочий объём и отношение S/D	0,946	1	0,197	0,891	0,271	0,315	0,261
Степень сжатия и отношение S/D	0,098	0,07	1	0,272	0,507	0,933	0,194

### 2.3. Определение закономерности эволюции основных конструктивных параметров

Анализ тенденций развития основных конструктивных параметров проведен на основе временных рядов. Математическое ожидание каждого из трёх конструктивных параметров рассчитаны по ежегодным выборкам дизелей выпущенных с 2001 по 2005 год включительно. Для них и подсчитаны коэффициенты автокорреляции первого и второго порядков, которые измеряют зависимость между соседними годами и через год.

$$r_1 = \frac{\sum_{t=2}^n (y_t - \frac{\sum_{t=2}^n y_t}{n-1}) \cdot (y_{t-1} - \frac{\sum_{t=2}^n y_{t-1}}{n-1})}{\sqrt{\sum_{t=2}^n (y_t - \frac{\sum_{t=2}^n y_t}{n-1})^2 \cdot \sum_{t=2}^n (y_{t-1} - \frac{\sum_{t=2}^n y_{t-1}}{n-1})^2}} \quad (7)$$

$$r_2 = \frac{\sum_{t=3}^n (y_t - \frac{\sum_{t=3}^n y_t}{n-1}) \cdot (y_{t-2} - \frac{\sum_{t=3}^n y_{t-2}}{n-2})}{\sqrt{\sum_{t=3}^n (y_t - \frac{\sum_{t=3}^n y_t}{n-1})^2 \cdot \sum_{t=3}^n (y_{t-2} - \frac{\sum_{t=3}^n y_{t-2}}{n-2})^2}} \quad (8)$$

Таблица 4. Значения коэффициентов автокорреляции

где  $y$  - временной ряд;

$n$  - количество элементов временного ряда;

$t$  - уровень временного ряда.

Поскольку прямым эксплуатационным показателем совершенства дизеля является литровая мощность, то значение коэффициентов автокорреляции дополнительно проанализировано как для неё, так и для других эксплуатационных показателей. Данные расчёта представлены в таблице 4.

Анализ данных таблицы и позволил сделать вывод о наличии в большинстве изучаемых временных рядов линейной тенденции. Для рабочего объёма малолитражного дизеля коэффициенты автокорреляции недостаточно велики, но после логарифмического преобразования нелинейность легко устраняется, и этот временной ряд также хорошо прогнозируется линейной функцией.

Исходные данные и их преобразования к линейным трендам представлены на рис. 2.

Из приведенных данных видно, что прогнозируемые математические ожидания основных конструктивных параметров малолитражных автомобильных дизелей выпуска 2007 года имеют следующие значения:

Коэффициенты автокорреляции	Для основных конструктивных параметров и эксплуатационных показателей									
	Рабочий объём	Степень сжатия	Отношение S/D	Номинальная мощность	Максимальный крутящий момент	Частота вращения при $M_{кр\max}$	Литровая мощность	Средняя скорость поршня	Скоростной коэффициент	Коэффициент приспособляемости
$r_1$	0,125	0,995	0,674	0,611	0,530	0,787	0,996	0,757	0,670	0,106
$r_2$	0,376	0,996	0,938	0,293	0,518	0,741	1	0,9	0,878	0,997

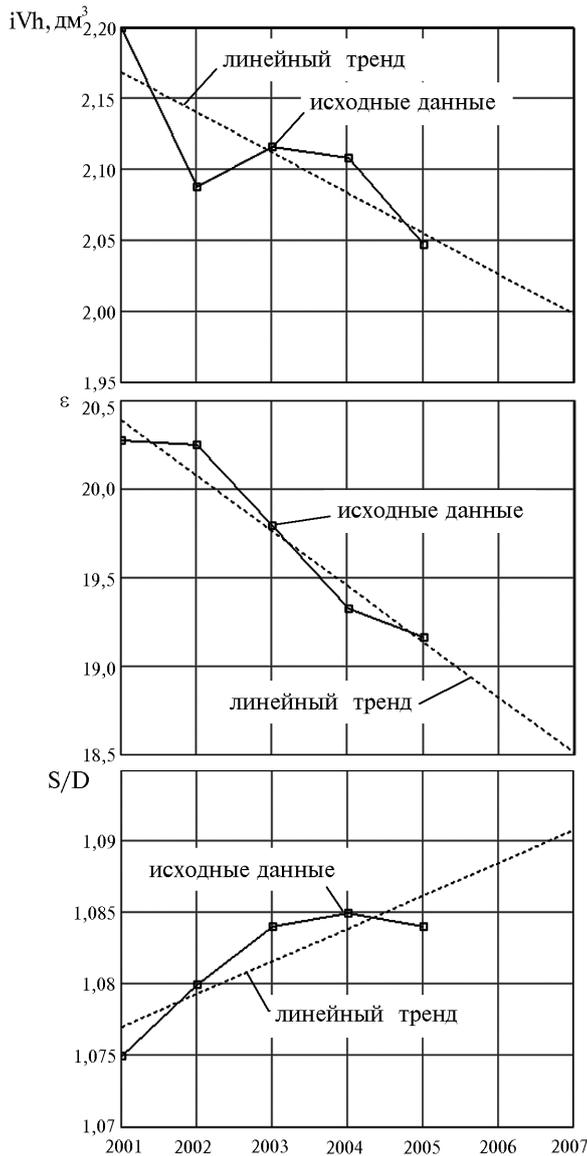


Рис. 2. Математические ожидания основных конструктивных параметров малолитражных автомобильных дизелей

- рабочий объём дизеля,  $\text{дм}^3$  - 1,998;
- степень сжатия - 18,52;
- отношение S/D - 1,09.

### 3. Прогнозируемые показатели мирового уровня и общие рекомендации по совершенствованию малолитражных дизелей серии 4ДТНА

Объединение результатов проведенного исследования с результатами исследований [2] позволяет не только дать сравнительную оценку показателей автомобильных дизелей серии 4ДТНА разработки КП ХКБД с аналогичными показателями современных дизелей мирового автомобилестроения, а, самое главное, сделать прогноз их перспективности и выдать рекомендации по достижению этих показателей. В таблице 5 проведено сопоставление эксплуатационных показателей, конструктивных параметров, компоновочных решений, применённой элементной базы для современных дизелей мирового автомобилестроения и для отечественных серии 4ДТНА. Данные таблицы 5 показывают, что уровню современного дизеля соответствуют дизели 4ДТНА1 и 4ДТНА2, а уровню перспективного дизеля - только дизель 4ДТНА2. При этом наиболее значимые конструктивные параметры отечественных дизелей ( $iV_h$  и  $\epsilon$ ), закладываемые на этапе проектирования, полностью соответствуют перспективе автомобильного малолитражного дизелестроения, и успех развития конструкции дизеля 4ДТНА2 полностью зависит от совершенства его элементной базы.

Таблица 5. Сравнительный анализ малолитражных автомобильных дизелей

Технико-экономические характеристики, комплектация, конструктивные параметры и эксплуатационные показатели	Марка дизеля			
	Современный дизель (фактический диапазон значений) Перспектива на 2007 год (расчетное значение)	4ДТНА	4ДТНА1	4ДТНА2
Число цилиндров (i)	4	4	4	4
Расположение цилиндров в дизеле	R (рядное)	R	R	R
Рабочий объём дизеля ( $iV_h$ ), $dm^3$	$\frac{1,40 - 3,20}{2,00}$	1,99	1,99	1,99
Диаметр цилиндра, мм	73 - 99	88	88	88
Ход поршня, мм	79 - 105	82	82	82
Отношение S/D	$\frac{0,92 - 1,21}{1,09}$	0,93	0,93	0,93
Степень сжатия ( $\epsilon$ )	$\frac{17 - 22}{18,52}$	17,6	18,0	18,5
Удельная масса дизеля (Gуд), кг/кВт	4 - 2	2,6	2,2	1,85
Конструкция камеры сгорания	<u>НВ и РК</u> Неразделенная камера (НВ)	Вихревая камера (РК)	РК	НВ
Система топливоподачи	Непосредственного действия и аккумуляторные Аккумуляторные (Common Rail)	Непосредственного действия	Непосредственного действия	Common Rail
Способ наполнения цилиндров	Регулируемый турбонаддув (РТ)	Турбонаддув	РТ	РТ
Промежуточное охлаждение воздуха	Охладитель наддувочного воздуха (ОНВ)	Отсутствует	Отсутствует	ОНВ
Количество клапанов на цилиндр	$\frac{2 \text{ и } 4}{4}$	2	2	4
Схема установки распределительных валов	Верхнее расположение распредвала и клапанов (ОНС)	ОНС	ОНС	ОНС
Литровая мощность ( $N_{л}$ ), кВт/л	$\frac{25 - 55}{41,36}$	27,7	33,3	40,7
Среднее номинальное эффективное давление ( $P_e$ ), МПа	$\frac{0,75 - 1,7}{1,27}$	0,83	0,95	1,16
Номинальная мощность ( $N_e$ ), кВт	$\frac{50 - 121}{82,73}$	55,1	66,2	80,9
Частота вращения при номинальной мощности ( $n_{ном}$ ), $min^{-1}$	$\frac{3500 - 4500}{3920}$	4000	4200	4200
Максимальный крутящий момент ( $M_{max}$ ), Н·м	$\frac{124 - 373}{249,3}$	162	177	221
Частота вращения при максимальном крутящем моменте ( $n_{кр}$ ), $min^{-1}$	$\frac{2750 - 1400}{1880}$	2400	2200	2000
Средняя скорость поршня ( $C_p$ ), м/с	$\frac{11 - 14}{11,96}$	10,9	11,5	11,5
Скоростной коэффициент ( $K_p$ )	$\frac{0,79 - 0,33}{0,48}$	0,6	0,52	0,48
Коэффициент приспособляемости ( $K_m$ )	$\frac{1,1 - 1,45}{1,29}$	1,22	1,18	1,20
Удельный эффективный расход топлива ( $g_e$ ), г/кВт·ч	290 - 240	272	265	245

### Заключение

Представленные методика и результаты математического анализа взаимосвязи конструктивных параметров и эксплуатационных показателей современных малолитражных автомобильных дизелей позволяют значительно облегчить: разработчикам - задачу создания новых конструкций автомобильных дизелей с перспективными показателями; изготовителям - принятие аргументированного решения по организации промышленного производства.

Полученные результаты позволили обосновать параметры отечественных малолитражных автомобильных дизелей серии 4ДТНА, дать оценку перспективности принятых решений и впервые показать конкретную перспективность отечественного дизеля 4ДТНА2.

### Список литературы:

1. Блинов А.Д., Голубев П.А., Драган Ю.Е., Дрозденко В.Ф. *Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / Под. ред. Папонова В.С. и Минеева А.М. - М.: НИЦ "Инженер". - 2000. - 332 с.*
2. Драгомиров С.Г., Драгомиров М.С. *Основные тенденции развития двигателей легковых автомобилей за последнее десятилетие (1996 - 2005 г.г.) // Тр. 10 межд. науч.-практич. конф. "Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей" - Владимир: ВлГУ. - 2005. - 25 с.*
3. Мир легковых автомобилей // *Автокаталог. Вып. 3-13. - М.: ЗАО "КЖИ" За рулём"*, 1995 - 2005.
4. Яглом А.М., Яглом И.М., *Вероятность и информация. - М.: Наука, 1973. - 512 с.*
5. Кузин Л.Т. *Основы кибернетики. - М.: Энергия, 1973 - 504 с.*

УДК 621.436

**В.А.Пылев, д-р техн. наук, С.А. Кравченко, канд. техн. наук,  
А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, Е.Г. Заславский, канд. техн. наук,  
В.В. Шпаковский, канд. техн. наук**

## ШАХТНЫЙ ГАЗ – МОТОРНОЕ ТОПЛИВО ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ограниченные запасы традиционных видов топлива, существенная зависимость украинской экономики от внешних поставщиков топливных ресурсов определяет комплекс вопросов, связанных с получением и потреблением энергии как проблему энергобезопасности государства. В этой связи Правительством Украины выпущен ряд организующих документов, направленных на разработку и внедрение мероприятий по использованию альтернативных и нетрадиционных видов топлива. Основным доку-

ментом здесь является «Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года». Практическая реализация совокупности положений указанной программы предопределяет высокую актуальность работ данного направления.

К одному из рассматриваемых новых видов топлива сегодня относят шахтный газ, в основном представляющий смесь метана с воздухом. Газ выделяется в шахтах при добыче угля. Его смесь с кислородом при определенных соотношениях становится

взрывоопасной [1]. Поэтому, для обеспечения безопасной работы в шахтах поддерживают нижний предел метана в смеси не более 5%, а верхний – не менее 32%. Вместе с тем опыт мирового двигателестроения свидетельствует о разработке и использовании в газовых двигателях метано-воздушной смеси с содержанием метана, подаваемом в основную камеру сгорания, не менее 27%.

Помимо взрывоопасности, метан является одним из газов, создающих парниковый эффект. Содержание метана в атмосфере быстро растет, ежегодно увеличиваясь на 0,6% (при увеличении объема диоксида углерода на 0,4%) [2].

Большое количество выбросов метана в атмосферу происходит именно при добыче каменного угля. При этом в 2000 году его мировые выбросы составили 25 млрд. м<sup>3</sup>, а утилизировано с получением энергии лишь 1,3 млрд. м<sup>3</sup>. Таким образом, кардинальное увеличение потребления шахтного газа предопределяет получение положительного эффекта в решении энергетической проблемы, а также имеет существенный экологический эффект.

В мире существует большое количество шахт со значительными запасами метана, оцениваемыми в 260 трлн. м<sup>3</sup>. Наиболее значительные ресурсы при этом сосредоточены в КНР, России, США, Австралии, ЮАР, Индии, Польше, Великобритании, Украине. В Украине ежегодные выбросы метана составляют примерно 10% от мировых. Из шахт Дон-

басса извлекается 2,5 млрд. м<sup>3</sup>, Львовско-Волынского бассейна – около 60 млн. м<sup>3</sup>. Лишь 8% указанного количества используется в качестве топлива, причем малоэффективно, преимущественно как печное топливо [3]. При этом по доле утилизованного метана Украина практически в 2,5 раза отстает от мирового показателя.

В 2004 году на «Шахте им. Засядько» началось проектирование мощной когенерационной станции с использованием шахтного газа в качестве моторного топлива. Первая очередь станции электрической мощностью 36 МВт и тепловой 35 МВт на энергоблоках с 12-ю форкамерными газовыми двигателями типа 20ЧН19/22 фирмы GE Jenbacher была введена в эксплуатацию в 2006 году на восточной промышленной площадке шахты. Безусловно, такой способ утилизации шахтного газа следует считать одним из наиболее эффективных и требует распространения на других украинских шахтах.

Важно отметить, что мировые производители газовых двигателей ориентируются на максимально возможный сегмент потребительского рынка. В качестве примера в табл.1 представлен ряд модификаций газовых двигателей, подтверждающий сказанное. Вместе с тем, из таблицы видно, что шахтный газ, несмотря на имеющийся опыт его практического использования, здесь не приводится.

Таблица 1. Примеры когенерационных установок компании GE Jenbacher

Двигатель	Страна использования	Используемый газ	Электрическая мощность, кВт
18xJGC 320 GS-L.L	Великобритания	Свалочный газ	18 500
3xJGC 316 GS-B.L	Индия	Газ очистных сооружений	
12xJGC 316 GS	Испания	Коксовый газ	
5xJGC 320 GS-S.L	Россия	Попутный нефтяной газ	3 775
12xJGC 620 GS-P.LC	Россия	Попутный нефтяной газ	36 000
1xJGC 620 GS-P.L	Россия	Попутный нефтяной газ	2 000
5xJGC 620 GS-B.LC	Россия	Биогаз	12 150
5xJGC 620 GS-B.LC	Россия	Свалочный газ	12 500
6xJGC 620 GS-N.LC	Россия	Природный газ	18 060

**Целью настоящей работы** является анализ проблем, возникающих при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания на шахтном газе, и установление возможных путей их преодоления.

Как уже отмечалось, основным компонентом шахтного газа является метан. Технологический процесс вентиляции шахт предполагает смешивание шахтного газа с приточным воздухом и последующую принудительную эвакуацию смеси из шахты. При этом, как показывает практика, концентрация метана в смеси может изменяться по источникам газа (а также во времени) в широких пределах – от 5 до 60%.

В указанных условиях для стабильной работы двигателей необходимо иметь специальный узел газоподготовки, включающий возможность частичного использования в топливной смеси природного газа из промышленных газовых магистралей. Наиболее рациональными являются схемы питания, предусматривающие возможность повышения процентного содержания метана, направляемого в форкамеру, свыше 32%.

Исходя из задачи эффективной утилизации шахтного газа, возможны два варианта использования двигателей внутреннего сгорания.

Первый вариант предполагает постоянную работу двигателей на проектной мощности станции с максимальным получением электрической и тепловой энергии. Реализация такого проекта требует учета специфики переменной во времени концентрации поступающего из шахт метана и, соответственно, использования конструкций двигателей, способных работать практически лишь на форкамерном газе в случае недостаточной калорийности смеси. Опыт разработки двигателей таких конструкций имеет, например, ГП «Завод им. Малышева». Очевидно, что при падении калорийности шахтного газа требуется повышенный расход природного из промышленной магистрали.

Второй вариант в качестве первоочередной цели предполагает утилизацию шахтного газа при ми-

нимальных расходах промышленного. В этом случае получение электрической и тепловой энергии когенерационной станцией определяется калорийностью поступающей из шахты смеси в каждый момент времени. С падением процентного содержания метана в шахтном газе имеют место периодические остановки части двигателей станции. Количество таких пусков-остановов значительно превышает регламентируемое производителем их количество для двигателей электрических станций. Последнее обстоятельство приводит к снижению ресурса основных деталей, снижению других показателей надежности. В данном случае остро необходимым является внедрение комплекса мероприятий по продлению ресурса, повышению надежной эксплуатации машин.

Другой, не менее важной трудностью эффективной эксплуатации двигателей внутреннего сгорания на шахтном газе является организация бездетонационного горения топлива (каптивированного метана).

Детонационные явления, возникающие в результате самовоспламенения горючей смеси в зонах, удаленных от фронта ламинарного пламени, внешне проявляются в виде металлического стука в цилиндре. При этом работа двигателя с детонацией приводит к резкому сокращению срока его службы из-за чрезмерных тепловых и механических нагрузок, воздействующих на детали камеры сгорания и цилиндро-поршневой группы.

Возникновение детонации в газовом двигателе в первую очередь определяют следующие факторы: степень сжатия; коэффициент избытка воздуха; форма камеры сгорания; угол опережения зажигания; температура смеси на впуске; нагрузка (режим работы двигателя); метановое число топлива.

Перечисленные факторы имеют неравнозначное влияние на детонацию при эксплуатации двигателя конкретной конструкции. Так, например, степень сжатия является конструктивным параметром,

определяющим эффективность рабочего процесса, а потому не подлежит изменению либо оптимизации. Коэффициент избытка воздуха определяется оптимальными условиями сгорания смеси и в газовых двигателях составляет величину  $\alpha=1,6...1,8$ , позволяющую обеспечить полное сгорание топлива и снизить возможность детонации. Очевидно, что величина  $\alpha$  регулируется системой автоматического управления в зависимости от нагрузки и состава топлива. Системой автоматического управления двигателя регулируется также угол опережения зажигания.

Температура рабочей горючей смеси на впуске ограничена сверху склонностью к возникновению детонации, а снизу ( $t \approx 40^\circ\text{C}$ ) – конденсацией тяжелых углеводородов (пентана и выше) и воды.

Снижение нагрузки однозначно приводит к снижению тенденции к детонации, также регулируется системой автоматического регулирования составом и количеством топлива.

Таким образом, единственным независимым параметром, влияющим на возникновение детонации в газовом двигателе при его эксплуатации является такая физическая характеристика газового топлива, как метановое число.

Метановое число, предложенное в 60-х годах XX столетия фирмой AVL, является аналогом октанового числа и представляет собой процентное содержание по объему метана (МЧ = 100 ед.) в эталонной газовой смеси с водородом (МЧ = 0 ед.), которая имеет ту же детонационную стойкость, что и исследуемое топливо. В соответствии с паспортными данными газовых двигателей топливо должно иметь метановое число не менее 90 ед.

Определение метанового числа смеси газов – достаточно сложная и продолжительная по времени задача. Существуют расчетные методики определения метанового числа, разработанные фирмой AVL и Caterpillar, являющиеся коммерческими, закрытыми для широкой публикации. Открытой является мето-

дика CARB [4], в соответствии с которой метановое число определяется по формуле

$$\text{МЧ} = 1,624\{-406,14 + 508,04(\text{H/C}) - 173,55(\text{H/C})^2 + 20,17(\text{H/C})^3\} - 119,1, \quad (1)$$

где H/C – отношение количества атомов водорода к количеству атомов углерода в углеводородных компонентах топлива.

Рассмотрим для примера возможный средний состав шахтного газа, приведенный в таблице 2.

Исходя из приведенного в табл.2 состава газа значение метанового числа, определенного по формуле (1) соответствует величине 95 ед. Однако, как отмечается в работе [4], расчет метанового числа по методике CARB дает завышенные результаты. Так, например, метановому числу 100 по методике AVL соответствует значение 108 ед. по методике CARB.

Таблица 2. Состав шахтного газа

Компонент	Объемная доля, %
CH <sub>4</sub>	38,0
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1,3
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,3
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,06
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,03
N <sub>2</sub> + Ar	51,0
CO <sub>2</sub>	0,1
O <sub>2</sub>	8,9
NH <sub>3</sub>	0,3
Cl	
SO <sub>2</sub>	
H <sub>2</sub> S	
CO	
H <sub>2</sub>	0,01

На основании данных [4] методом наименьших квадратов нами получена зависимость

$$\text{МЧ}_{\text{AVL}} = 59,4 - 0,39\text{МЧ}_{\text{CARB}} + 0,0071\text{МЧ}_{\text{CARB}}^2. \quad (2)$$

При этом, погрешность определения МЧ, соответствующего методике AVL не превышает 2 ед.

Расчет, выполненный с помощью полученной зависимости (2), показывает, что метановому числу

95 ед. по методике CARB соответствует  $MЧ = 86$  по методике AVL. Таким образом, фактическое метановое число шахтного газа оказалось ниже допустимого, что может явиться причиной детонации при работе двигателя с полной нагрузкой.

Нами выполнен анализ резервов повышения метанового числа путем увеличения объемной доли  $CH_4$  в топливной смеси за счет добавки в шахтный газ природного метана из промышленной магистрали. Зависимости метанового числа топлива и процентного по объему содержания метана в топливе от относительного количества добавленного магистрального метана приведена на рис. 1.

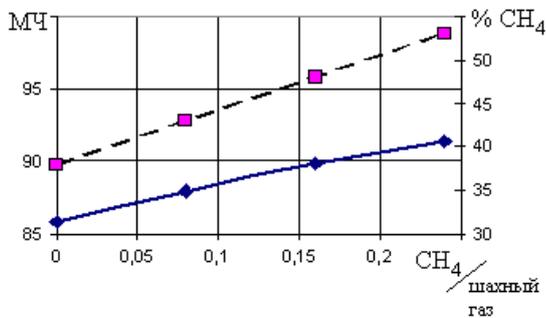


Рис. 1. МЧ и содержание метана в газовом топливе в зависимости от относительного количества добавленного магистрального метана:

- ◆— — МЧ;
- — содержание метана в топливе.

Видно, что увеличение объемной доли  $CH_4$  в топливной смеси шахтного и природного газов к значительному увеличению метанового числа не приводит.

В связи с указанным, основными направлениями увеличения детонационной стойкости шахтного газа являются:

- удаление из газового топлива (либо уменьшение содержания) наиболее тяжелых углеводородов, имеющих высокую склонность к детонации;
- увеличение содержания в газовой смеси  $CO_2$ , являющегося своеобразной антидетонационной присадкой для газового топлива [5]. Одной из возможностей такой модификации топлива является его

частичное сжигание [6], в т.ч. за счет воздуха, имеющегося в шахтном газе, без доступа дополнительного. В пользу последнего пути говорит возможность получения в указанном процессе работы (теплоты), получаемой в составе комбинированной когенерационной установки.

Последнее направление работ требует дальнейшего, более детального анализа. Также практический интерес здесь представляют исследования по повышению детонационных свойств топлива путем использования схем с рециркуляцией отработавших газов.

В целом с целью повышения эффективности использования двигателей когенерационных станций, применяющих в качестве моторного топлива шахтный газ, необходимыми являются следующие работы:

1. Разработка и внедрение комплекса новых мероприятий, направленных на бездетонационное протекание рабочего процесса двигателей, работающих на шахтном газе с переменной во времени концентрацией метана.
2. Разработка и реализация оптимизированных алгоритмов вывода двигателей на потребный уровень мощности и сброса мощности в условиях неаварийных остановов.
3. Разработка и реализация алгоритма управления двигателем в условиях аварийного останова модуля.
4. Применение прогрессивных мероприятий упрочнения боковой поверхности поршней, направленное на существенное уменьшение износов в сопряжении гильза-поршень, особенно в условиях частых пусков-остановов.

Указанный перечень работ направлен на существенное смягчение тепловых и силовых пиковых воздействий, воспринимаемых ответственными узлами и деталями двигателя, повышение его показателей надежности. При этом нами используется ряд

рабочих гипотез, новых методик и технологий, включая исследования и использование механизмов уменьшения износов и механических потерь в сопряжении поршень-гильза; влияния мгновенных тепловых потоков, каталитического воздействия, электретов, совокупности физико-химических процессов на бездетонационное протекание рабочего процесса в двигателях, работающих на шахтном газе.

**Список литературы:**

1. Шехурдин А.В. Горное дело. –М.: Недра, 1979.
2. Энергетические установки и окружающая среда /

Под общ. ред. В.А.Маляренко. Х.:ХГАГХ, 2002.  
3. Карп И.Н. Метан угольных пластов / Экотехнологии и ресурсосбережение, 2005. №1. С. 5-8. 4. Paper Study on the Effect of Varying Fuel Composition on Cummins Gas Engines. M. Landau, Southern California Gas Company, 2005. 5. G. Brecq, J. Bellettre, M. Tazerout, T. Muller Knock prevention of CHP engines by addition of N<sub>2</sub> and CO<sub>2</sub> to the natural gas fuel. Applied Thermal Engineering. Vol. 23, Issue 11, 2003, P.P. 1359-1371. 6. Final Report "Biomass Gasification Evaluation of Gas Turbine Combustion". U.S. Department of Energy. 2003.

УДК 621.436

*А.А. Лисовал, канд. техн. наук*

**МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ МИКРОПРОЦЕССОРНОГО РЕГУЛЯТОРА С ПРОГРАММНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫМ КОМПЛЕКСОМ В ЕГО СОСТАВЕ**

**Введение**

Постоянное ужесточение европейских норм на выбросы токсичных компонентов с отработавшими газами (ОГ) в атмосферу способствует широкому применению на автомобильных дизелях и на автомобилях электронных регуляторов и бортовых микропроцессорных систем управления. Такие системы могут быстро обрабатывать достаточно большое количество входящих сигналов от датчиков, осуществлять оптимальную настройку двигателя на эксплуатационные режимы, постоянно осуществлять бортовую диагностику систем, которые непосредственно влияют на токсичность ОГ, и сигнализировать водителю о неполадках.

Микропроцессорные системы управления для транспортных дизелей необходимо разрабатывать и производить на современной электронной элемент-

ной базе. Программное обеспечение необходимо разрабатывать самостоятельно.

**Обзор публикаций**

Началом работ в данном направлении послужили разработки систем питания и электронного регулирования подачи газа для газодизеля [1].

Выполнено теоретическое обоснование необходимости связанного управления подачей топлива и давлением наддувочного воздуха для дизелей с газотурбинным наддувом [2]. Реализация связанного управления осуществляется по разработанной методике с помощью микропроцессорного регулятора (МР) на базе микроконтроллера серии PIC 16 фирмы Microchip [3]. Архитектура основана на концепции отдельных шин и областей памяти для данных и для команд (Гарвардская архитектура). Шина данных и

память данных (ОЗУ) - имеют ширину 8 бит, а программная шина и программная память (ПЗУ) имеют ширину 14 бит. Такая концепция обеспечивает простую, но мощную систему команд, разработанную так, что битовые, байтовые и реестровые операции работают с высокой скоростью и с перекрытием по времени выборок команд и циклов выполнения. 14-битовая ширина программной памяти обеспечивает выборку 14-битовой команды в один цикл. Двухступенчатый конвейер обеспечивает одновременную выборку и исполнение команды. Все команды выполняются за один цикл, исключая команды переходов.

### Цель и задачи исследования

Целью данного исследования является проверка правильности функционирования и отладки составленного программного обеспечения, испытания программно-измерительного комплекса (ПИК) как неотъемлемой составной части МР дизеля. Испытания ТНВД совместно с разработанным микроконтроллерным регулятором, получение внешней скоростной и частичных характеристик ТНВД и сопоставление их с характеристиками ТНВД, оснащенного механическим регулятором.

### Разработка МР с программно-измерительным комплексом

Экспериментальный образец МР разработан для дизеля СМД-23.07 и состоит из: электронного блока управления (ЭБУ), который управляет положением органа топливоподачи через исполнительный механизм (ИМ); резервной системы регулирования (РСР); ПИК.

На рис.1 показана структурная схема МР с ПИК, на основе которой разработан экспериментальный образец МР. ЭБУ имеет электрический выход приёма-передачи, к которому можно присоединить компьютер и измерить параметры дизеля в режиме реального времени, осуществить настройку характеристик регулятора изменением данных в про-

грамме управления. ЭБУ с датчиками, с блоком приёма-передачи, компьютером и разработанным программным обеспечением мы назвали программно-измерительным комплексом. Применение ПИК позволяет существенно упростить процедуры отладки программ, обеспечивает запись в компьютер динамических характеристик ТНВД, существенно сократить время, необходимое на разработку МР, уменьшить затраты на изготовление экспериментального образца.

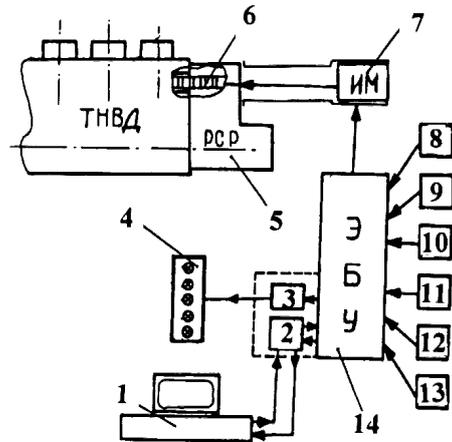


Рис. 1. Структурная схема МР с ПИК:

1 - компьютер; 2 - блок приёма-передачи данных; 3 - блок согласования; 4 - панель световой индикации технического состояния дизеля и регулятора; 5 - РСР, которая кинематически связана с рейкой 6; 6 - рейка ТНВД; 7 - ИМ на базе сервоэлектродвигателя постоянного тока с обратной связью по положению вала; 8 - датчик частоты вращения коленчатого вала дизеля; 9 - датчик положения педали акселератора; 10 - датчик давления наддува; 11 - датчик температуры наддувочного воздуха; 12 - датчик положения рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД); 13 - датчик температуры топлива; 14 - ЭБУ

Разработанный экспериментальный образец МР с ПИК защищен патентом Украины [4].

В экспериментальном МР загрузка исходными данными микроконтроллера ЭБУ, контроль за его работой, внесение изменений в программы управления осуществляется через компьютер 1, который через блок 2 подсоединяется к ЭБУ.

### Алгоритм управления

Основной алгоритм управления в микроконтроллере разбит на модули (подпрограммы), которые обеспечивают выполнение следующих функций:

- пуск холодного дизеля;
- регулирование пусковой цикловой подачи в зависимости от температуры охлаждающей жидкости;
- переход на устойчивую работу на минимальном холостом ходу с учетом температуры охлаждающей жидкости;
- устойчивая работа в диапазоне от минимального до максимального холостого хода;
- формирование внешней скоростной характеристики с учетом давления наддува и необходимости положительного корректирования топливоподачи;
- формирование частичных скоростных характеристик горизонтального вида или с пологим наклоном;
- ограничение максимальной частоты вращения коленчатого вала дизеля;
- штатная остановка дизеля;
- остановка дизеля по аварийным параметрам или при переходе на РСР.

В алгоритм управления ЭБУ введена дополнительная функция – постоянное диагностирование технического состояния систем топливоподачи, наддува и электронной части регулятора. Результаты тестирования выводятся на панель световой индикации.

### Методика, этапы и результаты испытаний

Методика проведения испытаний предусматривает коррекцию калибровок датчиков, запись с помощью ПИК характеристик ТНВД, чтение кодов неисправностей из памяти МР.

Для проверки работоспособности МР и правильности функционирования программного обеспечения были выполнены этапы испытаний:

1. Выбор и калибровка на двигателе датчиков для экспериментального МР.

2. Определение динамических характеристик сервоэлектродвигателя (ИМ) при “мгновенной” подаче и последующем сбросе цифрового сигнала управления и различной нагрузке на выходном валу ИМ.

3. Безмоторные испытания ПИК на ТНВД типа ЛСТНФ 410010, установленном на топливном стенде, для проверки написания программного обеспечения.

4. Замена всережимного механического регулятора на ТНВД экспериментальным МР с ПИК и определение в ходе безмоторных испытаний характеристик ТНВД: с фиксированной рейкой (фиксацию рейки осуществлял ИМ); частичных скоростных характеристик горизонтального вида и с пологим наклоном; внешней скоростной характеристики.

5. Моторные испытания ПИК на дизеле СМД-23.07 с серийным механическим всережимным регулятором для исследования переходных процессов дизеля и в его системах регулирования топливоподачи и газотурбинного наддува.

6. Моторные испытания экспериментального МР с ПИК на дизеле СМД-23.07 для отладки подпрограмм, которые обеспечивают функции пуска, остановки, ограничения максимальной частоты вращения коленчатого вала дизеля, устойчивую работу в режиме холостого хода.

7. Моторные испытания экспериментального МР с ПИК на дизеле СМД-23.07 под нагрузкой на тормозном стенде.

На сегодняшний день начаты работы по седьмому этапу испытаний. На рис. 2 показана фотография ЭБУ, установленного на тормозном стенде с дизелем СМД-23.07, на рис. 3 – фотография ИМ, установленного на ТНВД типа ЛСТНФ 410010 в ходе безмоторных испытаний.

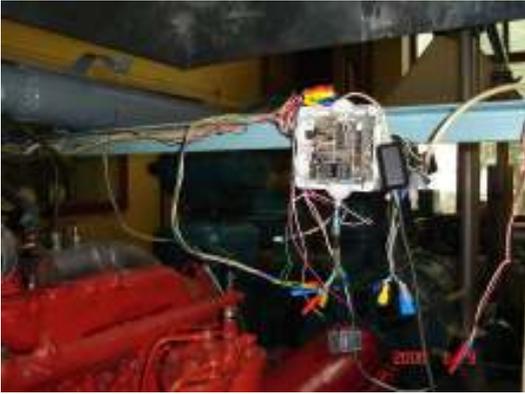


Рис. 2. Экспериментальный образец ЭБУ микропроцессорного регулятора для дизеля СМД-23.07

### Результаты испытаний

На рис. 4 показаны внешняя и частичные скоростные характеристики ТНВД типа ЛСТНФ 410010 с экспериментальным МР, полученные в ходе безмоторных испытаний. На рис. 4 обозначено:  $n_n$  - частота вращения кулачкового вала ТНВД;  $V_{ц}$  - цикловая подача топлива;  $\varphi$  - положение электронной педали управления (акселератора) в процентах.

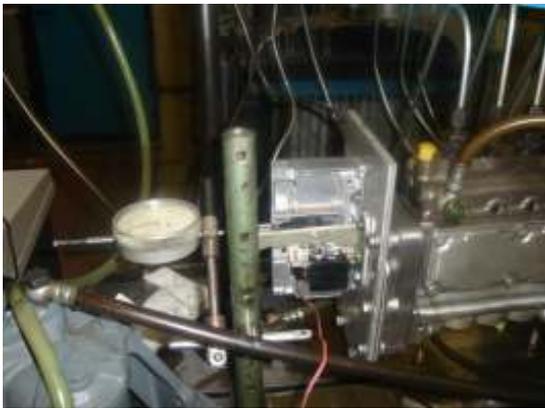


Рис. 3. Экспериментальный образец исполнительного механизма МР на ТНВД

Пунктирной линией нанесена внешняя скоростная характеристика ТНВД с серийным механическим всережимным регулятором.

В ходе моторных испытаний поле скоростной характеристики было разбито на зоны и после изменения настройки программы частичные характери-

стики в диапазоне  $\varphi = 0...75\%$  приняли более плавный вид, подобно показанным частичным характеристикам при  $\varphi = 0\%$  и  $25\%$ .

Моторные испытания ПИК на дизеле СМД-23.07 проведены для цифровой записи переходных процессов при разгонах и замедлениях дизеля под нагрузкой и в режиме свободного ускорения. Исследовали различные варианты настройки турбокомпрессора ТКР-7,5ТВ. ПИК опрашивал и обрабатывал информацию от датчиков: частоты вращения коленчатого вала; положения рычага управления регулятором ТНВД (аналог электронной педали); давлений в системе турбонаддува; положения вала исполнительного механизма МР; и приборов для определения: дымности ОГ; отметки времени начала и конца расхода 50 г топлива.

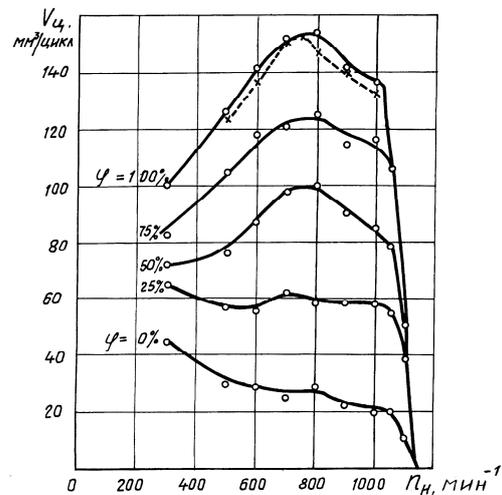


Рис. 4. Внешняя и частичные скоростные характеристики ТНВД

Пример цифровой записи разгона дизеля СМД-23.07 от  $1000 \text{ мин}^{-1}$  при начальной нагрузке 20Н до  $1300 \text{ мин}^{-1}$  при нагрузке 510 Н показан на рис.5.

На рис. 5 обозначено: 1 – частота вращения коленчатого вала дизеля; 2 – перемещение рычага управления ТНВД; 3 – давление наддува после компрессора; 4 – дымность ОГ; 5 – отметка времени расхода дизелем 50 г топлива;  $\tau$  – реальное время изме-

рения (50 делений шкалы - 1с);  $V_i$  – цифровой код сигналов от датчиков.

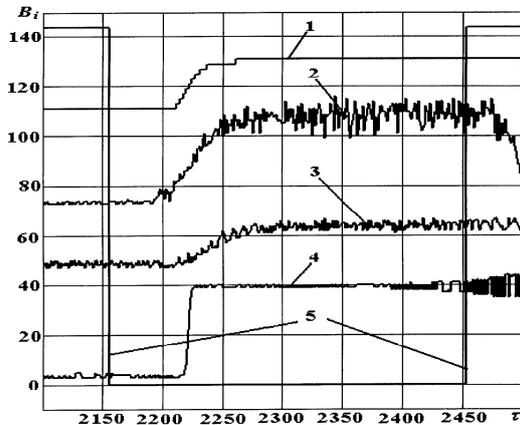


Рис. 5. Графическое изображение цифровой записи разгона дизеля СМД-23.07 под нагрузкой

#### Заключение

Разработан и испытан экспериментальный образец микропроцессорного регулятора для дизеля, в состав которого входит с программно-измерительный комплекс. Безмоторные и моторные испытания на дизеле СМД-23.07 подтвердили рабо-

тоспособность элементов МР и правильность функционирования программного обеспечения и ПИК как составной части МР. ПИК позволяет осуществлять цифровую запись переходных процессов при исследованиях и испытаниях систем регулирования.

#### Список литературы:

1. Долганов К.Е., Лисовал А.А., Майфет Ю.П., Вознюк И.С., Кострица С. В. Система питания и регулирования для автомобильного газодизеля // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2004.- №5. – С. 66-69.
2. Лисовал А.А. Необхідність зв'язаного управління подачею палива і повітря в дизелі з газотурбінним наддувом // Автошляховик України.– 2006. – №2. – С. 17 – 19.
3. Лисовал А.А. К вопросу о методике разработки микропроцессорного регулятора //Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. - №2. – С. 34 – 38.
4. Патент 21481 України на корисну модель, кл. F02D1/08. Регулятор частоти обертання дизеля з програмно-вимірювальним комплексом /Лисовал А.А., Костриця С.В., Гуменчук М.І. - №и2006 10575; Заяв. 06.10.2006; Опубл. 15.03.2007. Бюл. №3.

УДК 621.43.016

*А.Ф. Шеховцов, д-р техн. наук, А.В. Тринёв, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, асп.*

## **РАЗРАБОТКА КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО И ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ**

### **Введение**

Головка цилиндров современного автотракторного дизеля является одним из наиболее теплонапряженных элементов камеры сгорания. Обязательным условием, необходимым для дальнейшего совершенствования конструкции головки цилиндров форсированных автотракторных дизелей является расчетно – экспериментальный анализ теплонапряженного состояния и деформаций блочной головки цилиндров.

Получение экспериментальных данных о распределении напряжений и деформаций в головке цилиндров, даже при использовании безмоторных стендов, связано со значительными техническими сложностями, а на работающем двигателе – крайне затруднительно.

Целью данной работы было проведение расчетного анализа полей температур, напряжений и деформаций с использованием современных программных комплексов, основанных на методе конечных элементов (МКЭ).

Расчетный анализ был проведен в стационарной трехмерной постановке задач теплопроводности и механики, что сделало возможным адекватно задавать граничные условия (ГУ) и, соответственно, положительно сказалось на точности и адекватности разработанной модели головки цилиндров.

Основными требованиями для головок цилиндров автотракторных дизелей, учитывая условия их эксплуатации, являются: минимальные градиенты температур, эффективный теплоотвод от наиболее нагретых участков головки, возможность циркуляции охлаждающей жидкости с заданной скоростью,

исключающей отложение накипи на поверхностях полостей охлаждения, способность материала головки длительное время сопротивляться термоусталостному разрушению, а также минимальная масса и габариты.

#### Анализ публикаций

Исследованию теплообменных процессов в головке и крышке цилиндров были посвящены работы [1 – 6], среди которых можно выделить фундаментальную работу проф. Г.Б. Розенблита [1], в которой приводятся результаты экспериментальных исследований стационарных и нестационарных процессов сложного теплообмена в головке цилиндров дизеля семейства СМД и крышке цилиндра дизеля Д70.

В работе [1] исследовались высокочастотные микротеплосмены на огневой поверхности днища головки за цикл и низкочастотные макротеплосмены, возникающие при смене режимов работы дизеля. В результате проведенных сложных экспериментальных исследований проф. Г.Б. Розенблиту удалось установить амплитуду колебаний температуры на поверхности огневого днища головки и глубину проникновения температурной волны в огневое днище за цикл.

Для огневого днища головки цилиндров дизеля СМД глубина проникновения температурной волны не превышает нескольких миллиметров, а амплитуда колебаний на установившемся режиме  $7^{\circ}\text{C}$  [1].

Такая особенность нестационарного теплообмена в деталях камеры сгорания автотракторного дизеля дала возможность проф. Г.Б. Розенблиту сделать вывод о целесообразности использования максимальных, за цикл, значений температур на поверхности огневого днища, для последующего задания ГУ задачи теплопроводности и расчетного моделирования теплового состояния головки цилиндров.

Также следует отметить работу авторов [7], в которой исследовалось влияние технологических,

конструктивных и эксплуатационных факторов на ТНС головок цилиндров дизелей семейства ЯМЗ. В этой работе были проведены исследования влияния формы и толщины огневого днища, качества и способностей литья головок цилиндров, условий эксплуатации, а также материала головки и способа его термообработки на распределение составляющих теплонапряженного состояния.

Решение задачи ТНС головки цилиндров в трехмерной постановке связано со значительными сложностями, связанными, главным образом, с созданием точной геометрической модели, учитывающей сложную внутреннюю и внешнюю геометрию головки, разбивкой модели на конечные элементы, выбором методики задания ГУ задач теплопроводности и механики, а также возможностями вычислительной техники. Вышеуказанные сложности сдерживали развитие расчетного анализа ТНС головок цилиндров.

В работах авторов [2, 3] геометрическая модель значительно упрощалась, большинство внутренних элементов головки просто не учитывалось. Упрощенно задавались впускной и выпускной каналы, стенки, ограничивающие полости охлаждения огневое днище, отверстия под седла клапанов [2].

Недостаточная дискретизация расчетной модели на КЭ [2] приводила к невозможности нанесения конечноэлементной сетки с достаточной плотностью в месте резкого изменения геометрии, что приводило к искажению результатов моделирования.

Наличие информации о составляющих ТНС и деформациях головки цилиндров даст возможность конструктору прогнозировать надежность головки цилиндров при увеличении уровня форсирования у современных автотракторных дизелей.

Расчетно - экспериментальные исследования по определению составляющих ТНС деталей камеры сгорания до недавнего времени проводились, пре-

имущественно, на дизелях с  $P_e$  не более 0.9 – 1.1 МПа [1 – 6].

На сегодняшний день двигателестроение развивается по пути повышения уровня форсирования и улучшению технико – экономических и экологических показателей автотракторных дизелей.

Так, например, дизель Российского производства ЯМЗ 6Р-ЧН13/15 имеет уровень форсирования по среднему эффективному давлению  $P_e = 1,8 – 2,1$  МПа, при  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  [8].

Такое существенное увеличение уровня форсирования, неизбежно сказывается на максимальных температурах и давлениях цикла, что приводит к ухудшению условий работы деталей камеры сгорания и, соответственно, увеличению составляющих теплонапряженного состояния головки цилиндров.

В соответствии с рекомендациями авторов [7] максимально возможный уровень температур для чугунных головок цилиндров не должен превышать  $350 \text{ }^\circ\text{C}$ , а для головок из алюминиевых сплавов  $220 – 230 \text{ }^\circ\text{C}$  [7].

Максимальная температура головки цилиндров дизеля СМД-23 на режиме с  $N_e = 105 \text{ кВт}$  и  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  ( $P_e = 0.9 \text{ МПа}$ ) зарегистрирована в перемычке между седлом выпускного клапана и отверстием под форсунку и достигает  $315 \text{ }^\circ\text{C}$  [6], что близко к предельной температуре для материала головки – специального чугуна.

Наиболее проблемными участками головок цилиндров являются перемычки между седлами клапанов одного и того же цилиндра и перемычки между седлом выпускного клапана и отверстием под форсунку. Именно на этих участках головок цилиндров в процессе эксплуатации появляются термоусталостные трещины [2], которые делают невозможным дальнейшую эксплуатацию такой головки.

Из проведенного литературного обзора видно, что проблема повышения надежности головок цилиндров для современных форсированных дизелей

является актуальной и требует дальнейших расчетно – экспериментальных исследований, связанных с уточнением ГУ задач теплопроводности и механики, разработке адекватных моделей расчетного анализа и эффективных конструктивных решений по улучшению ТНС и снижению деформаций головок цилиндров.

#### Цель и постановка задачи

Цель данной работы - анализ составляющих теплонапряженного и деформированного состояния блочной головки цилиндров и разработка рекомендаций по повышению надежности головки при увеличении уровня форсирования дизеля.

В представленной работе были поставлены задачи:

- разработать геометрическую модель головки цилиндров;
- разработать конечноэлементную модель головки с достаточным уровнем дискретизации;
- выполнить расчетный анализ полей температур, напряжений и деформаций головки цилиндров для вариантов с серийным ( $P_e = 0.9 \text{ МПа}$ ) и перспективным ( $P_e = 2.1 \text{ МПа}$ ) уровнем форсирования;
- подготовить рекомендации по повышению надежности блочной головки цилиндров.

#### Основные этапы и результаты моделирования

Объект исследования – головка цилиндров дизеля СМД-23.

Конструкция головки цилиндров четырехтактного четырехцилиндрового дизеля СМД-23 представляет собой монолитную отливку из специального чугуна весом  $51.8 \text{ кг}$ . Геометрическая модель головки цилиндров была выполнена по чертежам завода – изготовителя (завод “Серп и Молот”, г. Харьков).

Для крепления к блоку цилиндров головка имеет 17 отверстий диаметром  $17.5 \text{ мм}$  под силовые

шпильки. Топливные форсунки ФД22 расположены со стороны впускного коллектора и находятся под углом к плоскости огневого днища головки. Отверстие для выхода носика распылителя в камеру сгорания расположено между седлами впускного и выпускного клапанов.

С целью уменьшения термического сопротивления в зоне перемычки между седлами клапанов, со стороны отверстия под носик распылителя форсунки на поверхности огневого днища выполнена фрезеровка максимальной глубиной 3 мм.

Двухклапанная головка цилиндров дизеля СМД-23 имеет отверстия под седла впускного клапана диаметром 53 мм, и выпускного диаметром 46 мм.

Огневого днища головки имеет толщину 10 мм, толщина боковых стенок изменяется по высоте от 6

до 8 мм.

В представленной работе задача стационарного теплонапряженного и деформированного состояния головки цилиндров решалась в прямоугольных декартовых координатах. Трехмерная постановка задачи позволила учесть неравномерность температурного поля и составляющие осевых усилий задачи механики.

В соответствии с рекомендациями [1, 3], при задании ГУ задачи теплопроводности, на теплообменных поверхностях огневого днища со стороны камеры сгорания, а также внутренних поверхностях впускных и выпускных каналов, средний по времени коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{\text{ср}}$  и средняя результирующая температура газа  $t_{\text{рез}}$  задавались в виде известных зависимостей [1].

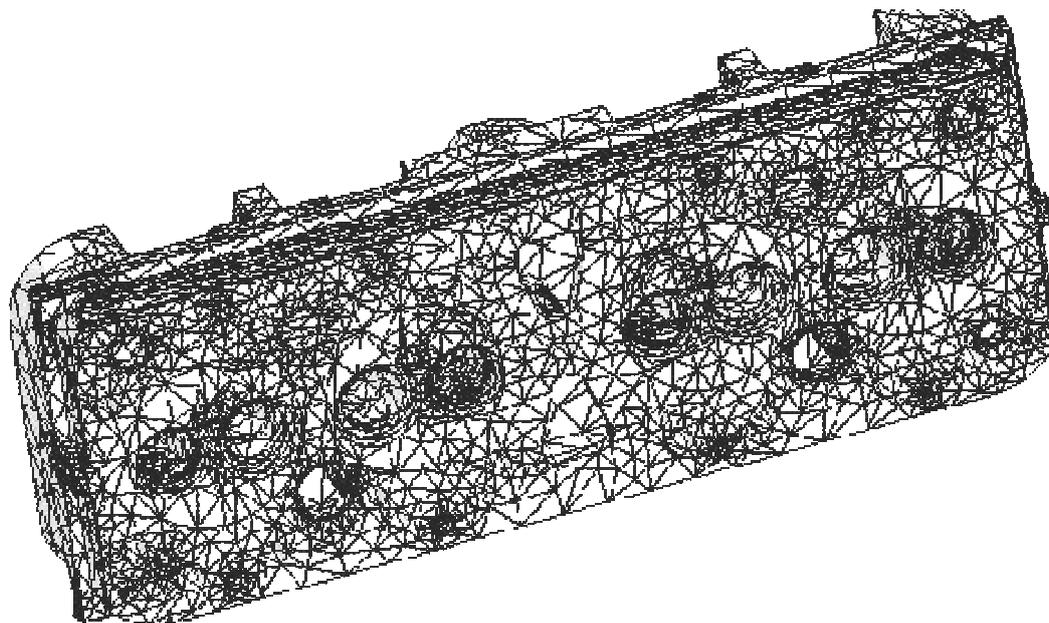


Рис.1. Разбивка головки цилиндров на конечные элементы

Граничные условия задачи теплопроводности назначались с учетом экспериментальных данных термометрии головки цилиндров дизеля СМД-23 на режиме с  $N_e = 105 \text{ кВт}$  и  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  ( $P_e = 0.9 \text{ МПа}$ ) представленных в работе [6]. Данный режим

был выбран в качестве базового для расчета ТНС и деформаций головки цилиндров.

В качестве режима с перспективной форсировкой был выбран режим с  $P_e = 2.1 \text{ МПа}$ .

На теплообменных поверхностях полостей охлаждения коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  и результирующая температура  $t_{рез}$  задавались на основе рекомендаций работ [1, 9].

Конечноэлементная модель головки цилиндров (рис.1) состоит из 72425 конечных элементов и 132280 узловых точек. Для разбивки модели на КЭ используется тетраэдрическая форма конечного элемента.

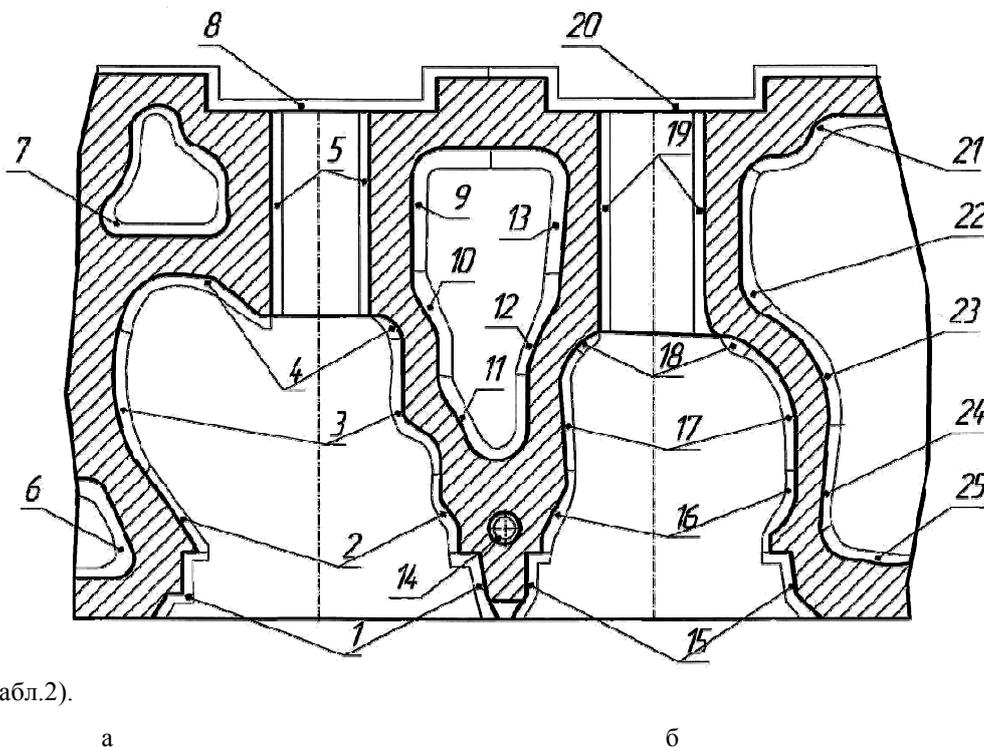
Для задания ГУ задачи теплопроводности на теплообменной поверхности головки цилиндров был выделен 31 участок. Схема задания граничных условий задачи теплопроводности представлена на рис.2 и 3, а значения ГУ в табл.1.

Увеличение уровня форсирования ( $P_e = 2.1$  МПа) неизбежно приводит к росту максимальных температур, давлений и скоростей движения газа в цилиндрах, что сказалось на ГУ задачи теплопровод-

Для удобства задания ГУ на теплообменных поверхностях системы охлаждения, впускного и выпускного каналов, расчетная модель головки цилиндров была разрезана горизонтальной секущей плоскостью (рис.4).

В результате такого разреза были получены две части головки цилиндров: верхняя и нижняя из, которых была собрана расчетная модель головки цилиндров, которая в последствии использовалась для расчета полей температур, напряжений и деформаций, при этом на поверхностях контакта верхней и нижней части необходимо задавать тип соединения – неразъемное соединение. Нижняя часть отсеченной модели головки представлена на рис. 5.

Граничные условия задачи механики по поверхности огневого днища со стороны камеры сгорания, а именно, давление в цилиндрах, выбиралось



ности (табл.2).

Рис. 2. Схема задания ГУ 3<sup>го</sup> рода для каналов: впускного (а) и выпускного (б)

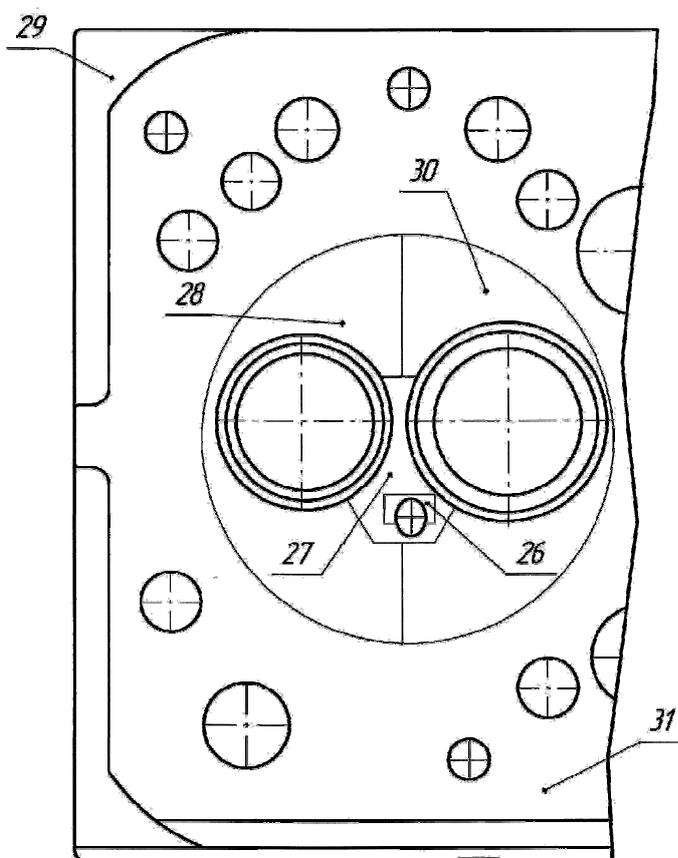


Рис. 3. Задание ГУ 3<sup>20</sup> рода на поверхности огневого днища головки

равным максимальному давлению сгорания  $P_z$ . Величина этого давления у базового и перспективного вариантов принималась соответственно 13,2 и 16 МПа. Нагрузки от гаек затяжки силовых шпилек прикладывались в виде распределенной силы  $F_M$  к площадке контакта шайбы с поверхностью головки. Усилие затяжки рассчитано в соответствии с рекомендациями [2].

$$F_M = \frac{M_z}{K_{np} d},$$

где  $K_{np}$  – приведенный коэффициент трения в резьбе и на опорной поверхности гайки,  $M_z$  - момент затяжки гайки,  $d$  - наружный диаметр резьбы.

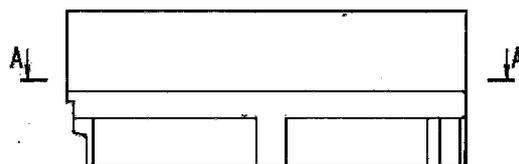


Рис. 4. Сечение головки горизонтальной плоскостью

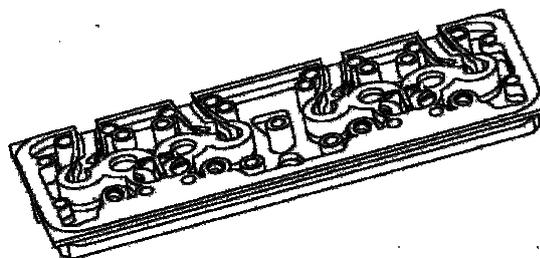


Рис. 5. Отсеченная модель головки

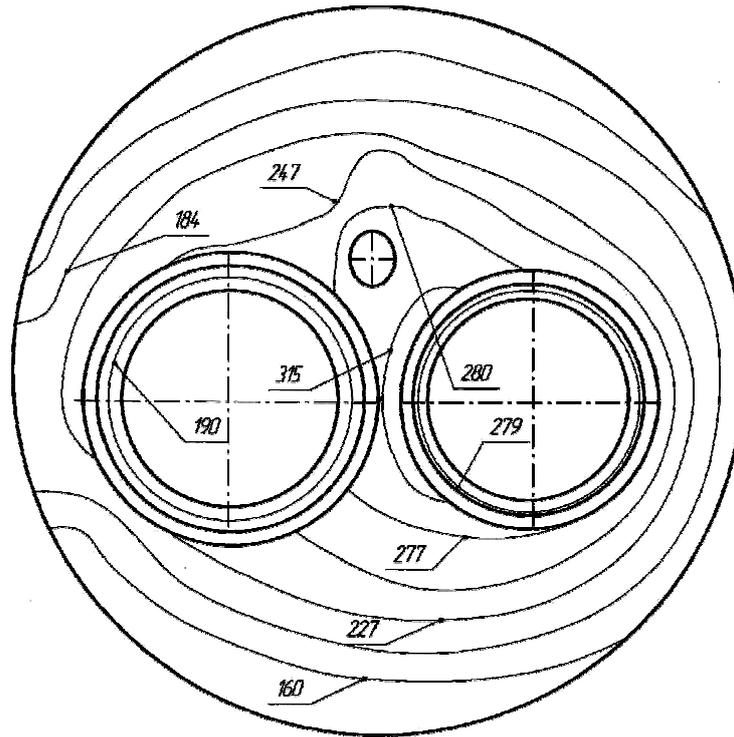


Таблица 1. Граничные условия теплообмена для номинального режима

Режим	$P_e = 0,9 \text{ МПа}$				
	ГУ 3 <sup>го</sup> рода		Зона	ГУ 3 <sup>го</sup> рода	
	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{С}$		$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{С}$
1	750	500	16	700	600
2	700	480	17	680	600
3	670	250	18	650	585
4	650	180	19	300	150
5	300	130	20	6	150
6	1800	100	21	1200	80
7	1600	90	22	1600	90
8	6	140	23	1700	90
9	1400	80	24	1750	95
10	1600	85	25	1800	100
11	1650	90	26	650	650
12	1600	90	27	750	630
13	1400	85	28	650	590
14	2000	90	29	8	110
15	750	650	30	650	470
			31	2	115

Таблица 2. Граничные условия теплообмена для режима с перспективной форсировкой

Режим	$P_e = 2,1 \text{ МПа}$				
	ГУ 3 <sup>го</sup> рода		Зона	ГУ 3 <sup>го</sup> рода	
	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{С}$		$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	$t, \text{ }^\circ\text{С}$
1	975	700	16	910	840
2	910	672	17	884	830
3	871	350	18	845	819
4	845	280	19	390	210
5	390	182	20	6	130
6	2340	140	21	1560	95
7	2080	126	22	2080	100
8	6	95	23	2210	100
9	1800	112	24	2300	105
10	2080	100	25	2340	110
11	2145	105	26	845	910
12	2080	110	27	975	880
13	1820	105	28	845	826
14	2600	110	29	8	154
15	950	910	30	845	658
			31	2.6	161

Рис. 6. Температура огневого днища



а

б

Рис. 7. Поля температур (а), °С и интенсивностей напряжений, МПа в сечении выпускного канала вертикальной плоскостью для режима с серийной форсировкой ( $P_e = 0.9$  МПа)

Податливость поверхности дна головки цилиндров в зоне контакта с прокладкой головки в вертикальном направлении принималась равной нулю.

Корректность способа задания и достоверность значений самих ГУ задач теплопроводности и механики оказывают решающее влияние на результаты расчетного анализа.

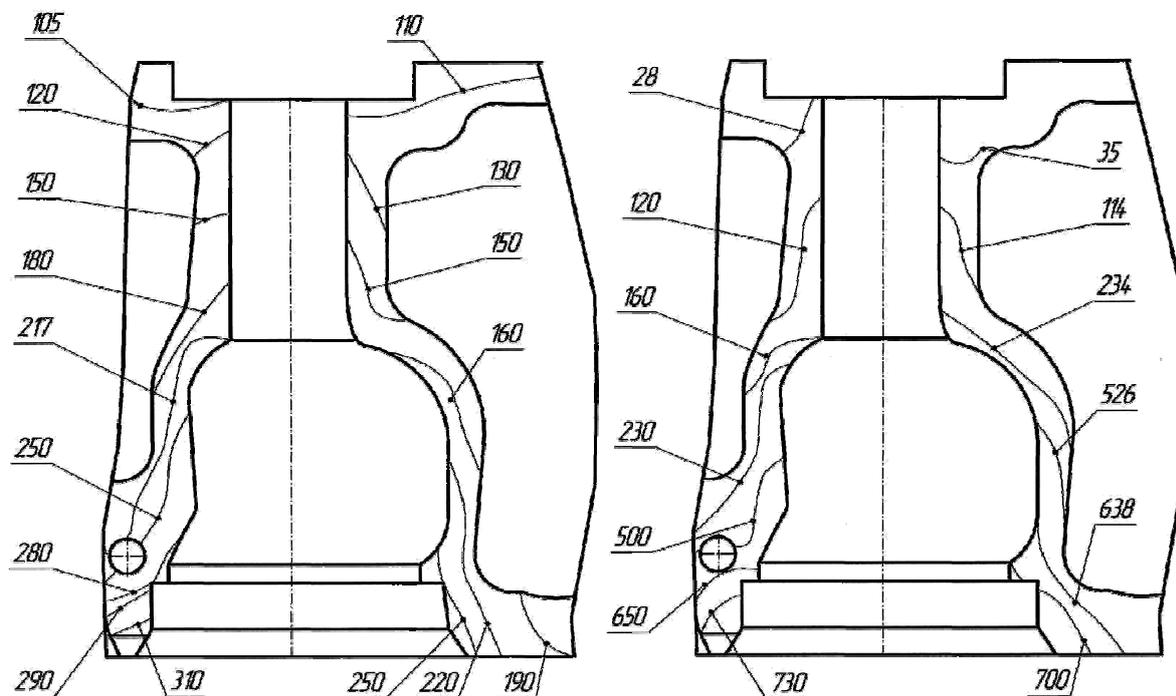
Результаты расчетного моделирования температурного состояния головки цилиндров сравнивались с результатами термометрии [6], и уточнялись при решении серии тестовых задач.

Погрешность в определении температурного поля головки цилиндров по сравнению с экспери-

На рис. 6 и 7 представлены поля температур и интенсивностей напряжений огневого дна головки цилиндров.

Результаты расчетного анализа температур, напряжений и деформаций блочной головки цилиндров с базовым уровнем форсирования ( $P_e = 0.9$  МПа) сводятся к следующему.

На рис. 6 представлено температурное поле огневого дна головки цилиндров. Для наглядности отображения изотерм диаметр окружности, ограничивающей зону огневого дна, был выбран равным 140 мм (рис. 6 и 9). Распределение температур по огневому дну имеет высокую степень неравно-



ментальным меньше 3%. Такая точность в определении теплового состояния головки цилиндров свидетельствует о корректности ГУ и адекватности модели.

мерности. Температура в зоне перемычки между седлами клапанов достигает 315 °С. На периферийных участках огневого дна температура изменяется от 184 до 160 °С.

В районе седла впускного клапана температура достигает  $190\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а в районе седла выпускного клапана  $279\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

На рис. 7 представлено сечение выпускного канала вертикальной плоскостью. Температуры по высоте выпускного канала изменяются от  $250\text{ }^{\circ}\text{C}$  в районе седла и до  $180\text{ }^{\circ}\text{C}$  у его вершины. По высоте колдца под направляющую втулку температура изменяется от  $150$  до  $105\text{ }^{\circ}\text{C}$  (рис.7).

Распределение интенсивностей напряжений по высоте выпускного канала представлено на рис.7. Максимальные значения интенсивностей напряжений отмечаются в районе перемычки между седлами клапанов и достигают  $730\text{ МПа}$ .

По высоте выпускного канала интенсивности напряжений изменяются от  $638\text{ МПа}$  вблизи посадочной поверхности седла выпускного клапана до  $160\text{ МПа}$  у его вершины (рис.7).

Такой уровень напряжений в перемычке между седлами клапанов объясняется высокими градиентами температур и недостаточным теплоотводом от центральной части огневого днища.

Для режима с базовой форсировкой ( $P_e = 0.9\text{ МПа}$ ) максимальный прогиб огневого днища головки со стороны

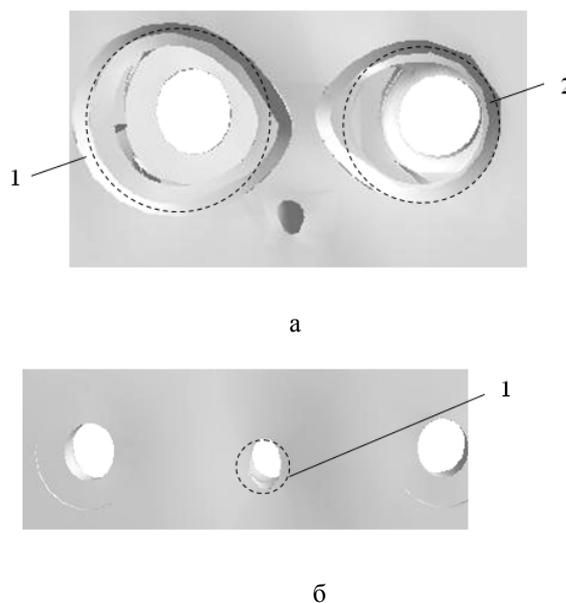


Рис. 8. Перекос кромок отверстий под седла впускного – 1 и выпускного – 2 клапанов (а), и деформация отверстия (1) под центральную шпильку (б); пунктирными линиями показаны первоначальные (недеформированные) контуры отверстий

противоположной отверстию под форсунку, достигает  $0.06\text{ мм}$ , что приводит к перекосу кромок отверстий под седла клапанов.

Перекос кромок отверстий под седла и деформация отверстия под центральную шпильку блока цилиндров представлены на рис. 8.

Для кромки отверстия под седло впускного клапана перекос составляет

Рис. 9. Распределение температур по поверхности огневого днища головки для режима с перспективной форсировкой ( $P_e = 2.1$  МПа)

0.07 мм, а для выпускного 0.09 мм. Из рисунка видно, что даже при серийном уровне форсирования ( $P_e = 0.9$  МПа) происходит излом оси отверстия в колодце под направляющую втулку клапана и

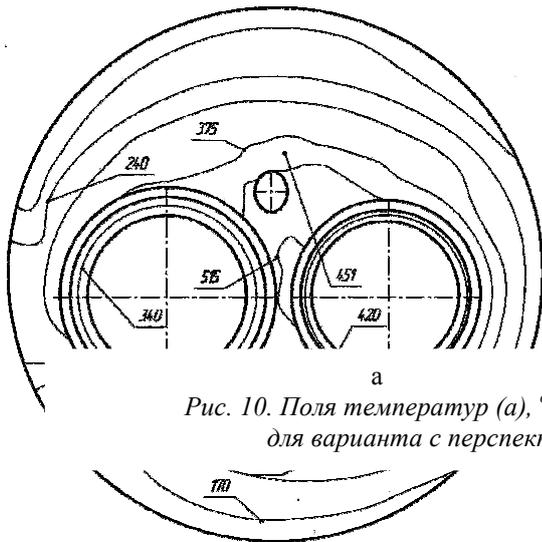
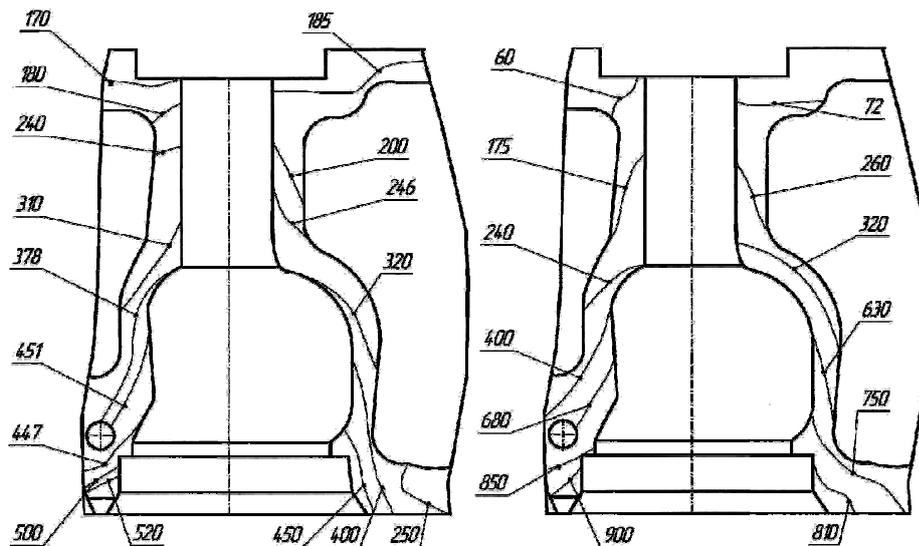


Рис. 10. Поля температур (а), °С и интенсивностей напряжений (б), МПа для варианта с перспективной форсировкой ( $P_e = 2.1$  МПа)

отверстия под седло.

Такой перекося ухудшает работу деталей кла-



панного узла.

Расчетный анализ температур, напряжений и деформаций головки цилиндров с перспективным

уровнем форсирования ( $P_e = 2.1$  МПа) сводятся к следующему.

При увеличении уровня форсирования отмечается значительный прирост составляющих теплонапряженного и деформированного состояний.

В среднем, по поверхности огневого днища температуры увеличились на 150 - 200 °С по сравнению с базовым вариантом (рис. 9.). Максимальная температура в зоне перемычки между седлами клапанов достигает 515 °С, что существенно выше чем допустимые температуры для чугуновых головок цилиндров [7].

эмпе-  
і, ко-  
значительном термическом сопротивлении центральной части днища по высоте и неэффективности теплоотвода от наиболее нагретых участков.

По высоте выпускного канала температура изменяется от 520 °С в районе седла клапана и до 370 °С у его вершины (рис. 10. а). В зоне колодца под

направляющую втулку клапана температура изменяется по высоте колодца от 310 до 180 °С.

На рис. 10. б представлено распределение интенсивностей напряжений по высоте выпускного канала для расчетного варианта с перспективной форсировкой. Интенсивность напряжений в зоне перемычки между седлами клапанов достигает 900 МПа, что превышает критические напряжения для материала головки – специального чугуна.

По высоте выпускного канала интенсивности напряжений изменяются от 680 до 240 МПа.

Воздействие тепловых и механических нагрузок приводит к значительной деформации огневого днища головки. Огневое днище выгибается в сторону камеры сгорания со стороны отверстия под форсунку на 0.114 мм. При этом перекося отверстий под седла для выпускного клапана составляет 0.12 мм, а для впускного 0.1 мм, что приводит к излому оси отверстия в колодце под направляющую втулку клапана и отверстия под седло.

Такой перекося затрудняет работу клапанного механизма и может привести к обрыву клапана во втулке.

Высокие значения напряжений и градиентов температур, а также существенные деформации огневого днища приводят к образованию термоусталостных трещин в перемычке между седлами клапанов и снижают надежность головки цилиндров при перспективном уровне форсирования ( $P_e = 2.1$  МПа).

### Выводы

В результате проведенного расчетного анализа можно отметить:

– температурное поле головки цилиндров характеризуется высокой степенью неравномерности в горизонтальном и вертикальном направлениях;

– центральная часть огневого днища обладает значительным термическим сопротивлением, из-за расположенных в центральной части бобышек впускного и выпускного каналов, что приводит к ухудшению теплоотвода и значительным градиентам температур;

– режим с базовой форсировкой характеризуется высоким уровнем термомеханических напряжений, достигающих в районе перемычки между седлами клапанов 730 МПа;

– для варианта с перспективной форсировкой ( $P_e = 2.1$  МПа) отмечается прирост температур в среднем на 150 – 200 °С, что приводит к значительным термомеханическим деформациям и напряжениям головки цилиндров;

– интенсивность напряжений для варианта с перспективной форсировкой превышает критические значения для материала головки – специального чугуна;

– в некоторых случаях, в качестве критерия для оценки прочности детали, выполненной из чугуна, учитывая характер работы этой детали, следует использовать не только интенсивности напряжений но и оценивать растягивающие напряжения, критические значения которых существенно меньше чем значения интенсивностей напряжений.

– перекося кромок отверстий под седла клапанов у расчетного варианта с перспективной форсировкой в несколько раз больше чем у варианта с серийной форсировкой;

– для повышения надежности головок цилиндров современных автотракторных дизелей необходимо вносить конструктивные изменения, направленные на интенсификацию теплоотвода от наиболее нагретых участков головки, использовать локального охлаждения зоны перемычки между седлами клапа-

нов, увеличивать жесткость и прочность огневого днища, а также снижать термическое сопротивление центральной части днища, что позволит уменьшить температурные градиенты;

– требуется дальнейшее уточнение ГУ задач теплопроводности и механики в ходе моторных и безмоторных испытаний.

**Список литературы:**

1. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с. 2. Чайнов Н.Д., Григорьев О.А. Трехмерная конечноэлементная модель анализа термических перемещений и напряжений головки цилиндров тракторного дизеля / “Известия вузов”. Машиностроение. – 1988, № 5 – С. 79 – 83. 3. Третьяк Е.И. Математическое моделирование трехмерной нестационарной теплопроводности крышки цилиндра в декартовых координатах и поэлементный анализ потерь в стенке / Двигатели внутреннего сгорания. – 1990, № 52 – С. 68 – 77. 4. Казачков Р.В., Кох Г.А., Гоцкало Б.Л. Исследование теплового состояния днища крышки цилиндра среднего оборотного судового дизеля / Двигатели внутреннего сгорания. – 1979. - № - С. 113 – 118. 5. Миль-

штейн Л.Г., Исаев Е.В. Определение кинематических граничных условий при расчете термических напряжений в блочных головках цилиндров / Двигателестроение. – 1985. - №9 – С. 22 - 26. 6. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьяк Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К.; Под общ. ред. Шеховцова А.Ф. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности. – К.: Техника, 1992. – 272 с. 7. Чернышев Г.Д., Хачиян А.С., Пикус В.И. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей; Под общ. ред. Чернышева Г.Д. - М.: Машиностроение, 1986. – 216 с.: ил. 8. Курилов А.Г., Гальговский В.Р., Субботин Ю.Г., Попов Ю.В. Направления разработок нового семейства дизельных двигателей ЯМЗ для тяжелой транспортной техники / Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. Владимир 2001. – С. 162 – 164. 9. Тринев А.В., Авраменко А.Н. Математическая модель теплонапряженного состояния крышки цилиндра / Двигатели Внутреннего Сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2006, № 2. - С. 18 - 28.

УДК 621.43.016

**А.В.Тринёв, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, асп., С.В. Обозный, инж.,  
В.И. Вахрушев, инж.**

**ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ ЛОКАЛЬНОГО ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ  
ОГНЕВОГО ДНИЩА ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ  
БЕЗМОТОРНОГО СТЕНДА**

### **Введение**

В представленной работе, с использованием расчетно – экспериментальной методики, был выполнен анализ влияния локального воздушного охлаждения огневого днища на изменение теплового состояния отсека блочной головки цилиндров. Для проведения эксперимента был разработан безмоторный стенд.

Целью проведенного исследования было уточнение граничных условий (ГУ) задачи теплопроводности по участкам теплообменной поверхности каналов локального воздушного охлаждения.

ГУ задачи теплопроводности уточнялись путем решения обратной задачи теплопроводности с использованием результатов термометрии отсека головки цилиндров на безмоторном стенде.

Основным преимуществом локального охлаждения является возможность дискретно снижать температуру наиболее нагретых участков огневого днища, уменьшать перепад температур между центральной частью огневого днища и периферией, снижая тем самым, термические напряжения и деформации огневого днища головки цилиндров.

Выбор рациональной схемы размещения каналов локального воздушного охлаждения, а также геометрических размеров самих каналов, учитывая конструктивные особенности конкретной головки цилиндров требуют дополнительных исследований с использованием, как расчетных, так и экспериментальных методов.

### **Анализ публикаций**

Использование безмоторных стендов, для анализа теплового и деформированного состояния деталей камеры сгорания широко использовалось в работах отечественных и зарубежных авторов.

Так, например, проф. Г.Б. Розенблит использовал безмоторный стенд для анализа влияния параметров циркуляционного масляного охлаждения на тепловое состояние поршня дизелей семейства Д100 [1].

На каф. ДВС НТУ “ХПИ” проф. А.Ф. Шеховцовым и проф. Ф.И. Абрамчуком был разработан ряд безмоторных стендов для испытания поршня ДВС и стенд для испытаний на термомеханическую усталость материалов камеры сгорания [2].

Безмоторные стенды для моделирования теплонапряженного состояния выпускного клапана использовались зарубежными моторостроительными компаниями, например, такими как Caterpillar [3].

Как правило, использование безмоторных стендов является единственно возможным способом получения достоверных данных о тепловом и деформированном состоянии деталей камеры сгорания.

Применительно к решаемой в данной работе задаче, необходимость создания именно безмоторного стенда по исследованию условий локального воздушного охлаждения отсека блочной головки цилиндров, была продиктована необходимостью изменения конструкции серийной головки цилиндров, а именно, требовалась увеличить высоту приливов между бобышками впускного и выпускного каналов и огневым днищем, а также увеличить толщину огневого днища в зоне перехода боковых стенок головки в днище.

Такие незначительные изменения конструкции головки цилиндров позволят наиболее рационально расположить каналы локального охлаждения в огневом днище, что положительно скажется на эффективности охлаждения.

Рост уровня форсирования современных автотракторных дизелей [4] сопровождается значительным увеличением составляющих теплонапряженного и деформированного состояния деталей камеры сгорания (КС).

Возрастающие требования к надежности и долговечности ДВС, в первую очередь к надежности деталей КС требуют использования новых подходов по снижению составляющих теплонапряженного и деформированного состояния.

Наличие достоверных значений ГУ  $3^{го}$  рода по участкам теплообменной поверхности каналов локального воздушного охлаждения позволит еще на стадии проектирования, с использованием современных программных комплексов оценить эффективность влияния локального охлаждения огневого днища на распределение температур, напряжений и деформаций по объему головки цилиндров.

Наличие такой информации позволит конструктору выбрать наиболее рациональную схему подвода охладителя и режимы охлаждения.

Таким образом, из проведенного литературного обзора видно, что исследования, посвященные анализу путей повышения надежности головок цилиндров являются актуальными.

#### Цель и постановка задачи

Целью данной работы было получение значений ГУ задачи теплопроводности по участкам теплообменной поверхности каналов локального воздушного охлаждения с использованием безмоторного эксперимента и расчетных методов.

В проведенной работе ставились такие задачи:

- разработать конструкцию безмоторного стенда по исследованию условий локального воздушного охлаждения днища головки цилиндров;
- получить экспериментальную зависимость влияния локального охлаждения на температурное поле отсека блочной головки цилиндров;
- разработать математическую модель отсека головки цилиндров;
- восстановить значения ГУ  $3^{го}$  рода на участках теплообменной поверхности отсека головки цилиндров и каналов локального охлаждения, решив обратную задачу теплопроводности;

- сделать выводы и рекомендации по перспективам использования локального воздушного охлаждения огневого днища для головок цилиндров современных форсированных дизелей.

#### Основные этапы и результаты моделирования

Объект исследования – отсек блочной головки цилиндров дизеля СМД-23Н.

Отсек головки цилиндров представляет собой фрагмент серийной головки, выполненной из специального чугуна. Огневое днище отека имеет толщину 10 мм, а толщина боковых стенок изменяется от 6 до 8 мм.

Общий вид отсека головки цилиндров представлен на рис. 1.

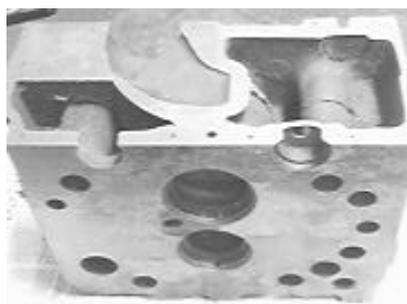


Рис. 1. Отсек головки цилиндров

На рис. 2. представлен отсек головки, оснащенный термомпарами и системой каналов для подвода охлаждающего воздуха к седлам впускного и выпускного клапанов.



Рис. 2. Оснащенный термопарами отсек головки цилиндров

Отверстия для подвода охлаждающей жидкости из блока цилиндров в головку, а также боковая поверхность осеченной части были закрыты при помощи стальных пластин, а места стыков обработаны термостойким герметикам.

Принципиальная схема безмоторного стенда представлена на рис. 3. Стенд содержит отсек головки

цилиндров 1, оснащенный термопарами 2, установленными в огневом днище, ресивер для выхода охлаждающего воздуха из отсека 3, плавильную электроду печь открытого типа 4, трансформатор 5 с регулируемым напряжением на выходе от 0 до 250 В переменного тока, переключатель 6, 7 – прибор для регистрации сигналов от термопар А565, расходомер охлаждающего воздуха 8, термометр сопротивления 9 для определения температуры охлаждающего воздуха, ресивер 10, поршневой компрессор 11, пружинный манометр для контроля давления охлаждающего воздуха 12 с диапазоном измерений от 0 до 6 кгс/см<sup>2</sup>, ресивер охлаждающего воздуха 13, штуцер 14 подвода охлаждающего воздуха в отсек головки и 15 – прибор для регистрации сигнала от термометра сопротивления А566.

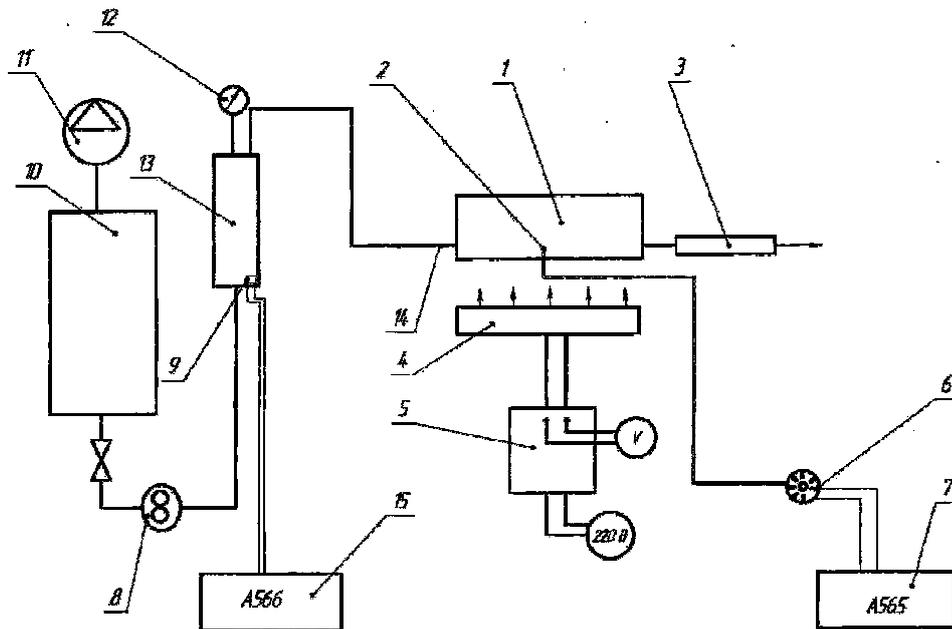


Рис. 3. Принципиальная схема безмоторного стенда

Стенд работает следующим образом.

Отсек головки цилиндров 1 нагревается до заданного температурного режима при помощи плавильной электроду печи 4 за счет теплообмена свободной конвекцией и теплообмена излучением. Отсек головки

опирается на фрагмент штатной прокладки головки цилиндров, что позволяет реализовать равномерный подвод теплоты к огневому днищу по диаметру цилиндра – 120 мм.

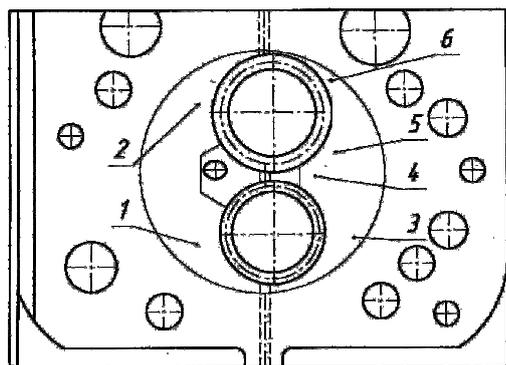


Рис. 4. Расположение термопар в огневом днище

Температурный режим выдерживается при помощи изменения выходного напряжения трансформатора таким образом, чтобы температурное поле огневого днища было близким к реальным температурам огневого днища головки цилиндров.

Температура огневого днища контролировалась шестью хромель-алюмелевыми термопарами, установленными в огневом днище.

Температуры в контрольных точках сравнивались с экспериментальными данными термометрии блочной головки цилиндров дизеля СМД-23Н на режиме с  $N_e = 105 \text{ кВт}$  [2].

Предварительно сжатый поршневым компрессором 11 воздух, из ресивера 10, через регулировочный кран и расходомер 8, поступает в ресивер 13. Далее сжатый воздух подавался по воздухоподводящей магистрали к штуцеру подвода воздуха 14 и

далее, через систему каналов в огневом днище сжатый воздух поступал из отсека головки в ресивер 3.

Расход охлаждающего воздуха через систему контролировался при помощи расходомера и частотомера. Давление охлаждающего воздуха контролировалось образцовым пружинным манометром 12, а температура при помощи термометра сопротивления 9 и прибора А566.

Схема расположения термопар в огневом днище отсека головки цилиндров представлена на рис. 4, а схема заделки термопар в огневое днище на рис. 5.

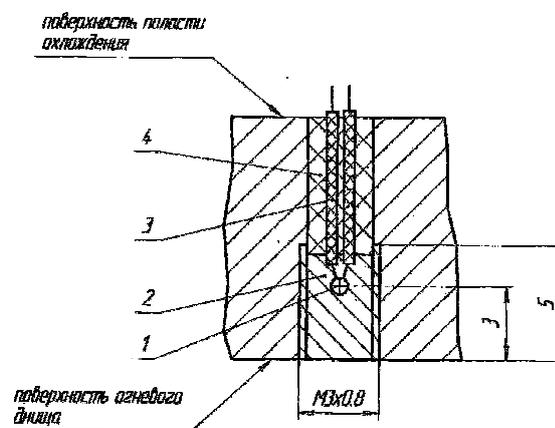


Рис. 5. Схема заделки термопар в огневое днище

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

Таблица 1. Основные результаты экспериментального исследования

Значения температур в контрольных точках по огневому днищу, °C							Параметры охлаждающего воздуха		
							Темп-а	Давление	Расход
№	1	2	3	4	5	6	$T_{\text{возд}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$P_{\text{возд}}, \text{ МПа}$	$G_{\text{возд}}, \text{ м}^3/\text{ч}$
1	236	240	214	230	246	241	без охлаждения		
2	214	210	213	211	214	221	16.58	0.1	5.7
3	201	200	198	199	193	204	17.42	0.2	6.2
4	179	176	180	177	170	183	18.6	0.3	7

Для проведения термометрии огневого днища головки использовались хромель – алюмелевые тер-

мопары, с диаметром провода 0.2 мм в оплетке. Диаметр шарика спая термопары равен 0.7 мм.

Горячий спай термопары устанавливался в резьбовое отверстие в огневом днище на заданной глубине, фиксировался и заливался расплавленным свинцом (рис. 5), выводы проводов изолировались, выводились на наружную поверхность головки и подпаивались к колодке (рис. 2).

В проведенном расчетно - экспериментальном исследовании охлаждающий воздух подводился через каналы в огневом днище к седлу выпускного и впускного клапанов и стравливался через ресивер в атмосферу (рис. 6).

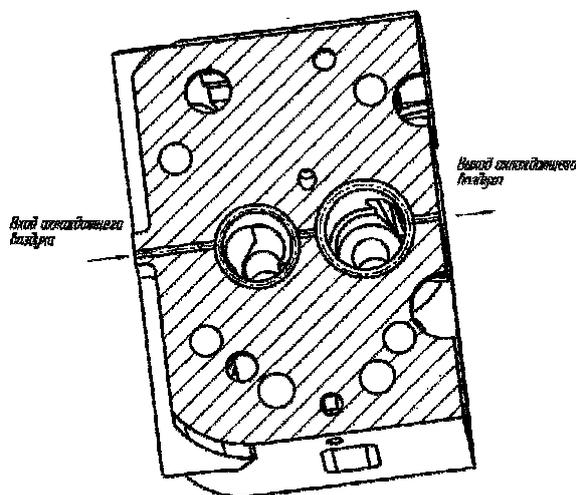


Рис. 6. Схема подвода и отвода охлаждающего воздуха в огневом днище

На конструкцию такой схемы подвода и отвода охлаждающего воздуха, когда охлаждающий воздух стравливается не в выпускной тракт, а в атмосферу, был получен патент Украины [5].

Диаметр каналов в огневом днище равен 4 мм, а расстояние от оси канала до поверхности огневого днища – 6 мм.

Для циркуляции охлаждающего воздуха по посадочной поверхности седел выпускного и впускного клапанов на этой поверхности были выполнены кольцевые проточки высотой 2.7 мм и глубиной 2.5 мм. Эксперимент был проведен без охлаждающей

жидкости в полостях охлаждения отсека головки цилиндров.

В проведенном экспериментальном исследовании давление охлаждающего воздуха выбиралось равным 0.1, 0.2 и 0.3 МПа.

Значения температур в контрольных точках по огневому днищу, а также температура, давление и расход охлаждающего воздуха приведены в табл.1.

Для определения значений ГУ 3<sup>го</sup> рода на участках теплообменной поверхности отсека головки цилиндров и каналов локального воздушного охлаждения была решена обратная задача теплопроводности.

Для решения поставленной задачи был разработан ряд математических моделей: геометрическая модель отсека головки цилиндров дизеля СМД-23Н, конечноэлементная и модель теплового состояния отсека головки.

Задача решалась в трехмерной стационарной постановке задачи теплопроводности в декартовых координатах.

Конечноэлементная модель отсека головки цилиндров (рис. 6) состоит из 54135 конечных элементов и 93305 узловых точек. Для разбивки модели на конечные элементы (КЭ) используется тетраэдрическая форма КЭ.

Для задания ГУ задачи теплопроводности на поверхности огневого днища отсека головки было выделено 2 участка: один участок, равный по размеру диаметру цилиндра 120 мм, а второй – участок контакта прокладки с поверхностью огневого днища. Схема задания граничных условий задачи теплопроводности представлена на рис. 7, а значения ГУ в табл.2.

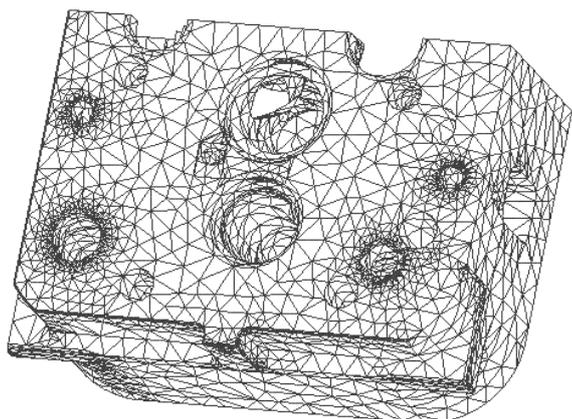


Рис. 6. Разбивка отсека головки цилиндров на КЭ

На поверхностях полостей охлаждения и на внешней поверхности отсека головки ГУ 3<sup>го</sup> рода задавались на основании рекомендаций работ [1, 2] и корректировались с учетом полученных значений температур при помощи контактной терморпары по-

очередно устанавливаемой на выбранные поверхности отсека в ходе эксперимента.

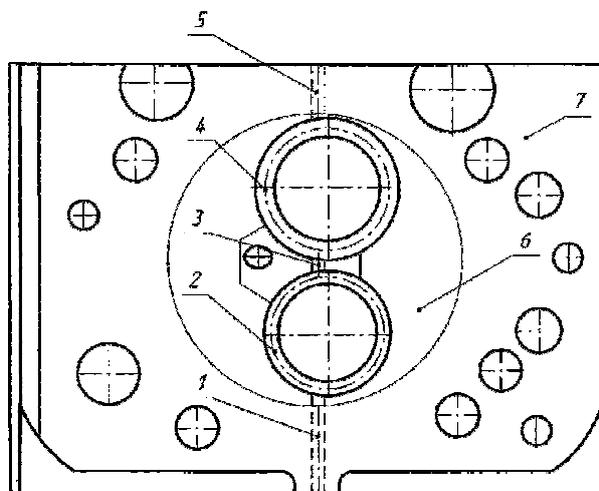


Рис. 7. Схема задания ГУ 3<sup>го</sup> рода на поверхностях каналов локального воздушного охлаждения и огневом днище

Таблица 2. Граничные условия теплообмена

Режим охлаждения		Давление охлаждающего воздуха $P_{\text{возд}} = 0.1 \text{ МПа}$						
Зона		1	2	3	4	5	6	7
ГУ 3 <sup>го</sup> рода	$\alpha, \text{ Вт/м}^2\text{К}$	450	400	360	320	300	100	2
	$t, ^\circ\text{C}$	30	50	50	70	85	450	115

Авторами была выполнена серия тестовых задач по определению температурного поля отсека головки цилиндров для различных режимов, с давлением охлаждающего воздуха равным 0.1, 0.2 и 0.3 МПа.

В результате решения обратной задачи тепло-

проводности удалось восстановить значения ГУ 3<sup>го</sup> рода по участкам теплообменной поверхности каналов локального воздушного охлаждения.

Полученные в результате расчетного моделирования значения ГУ 3<sup>го</sup> рода представлены в табл. 3.

Таблица 3. Результаты расчета значений ГУ 3<sup>го</sup> рода

Зона	ГУ 3 <sup>го</sup> рода					
	$P_{\text{возд}} = 0.1 \text{ МПа}$		$P_{\text{возд}} = 0.2 \text{ МПа}$		$P_{\text{возд}} = 0.3 \text{ МПа}$	
	$\alpha$ $\text{Вт/м}^2\text{К}$	$t$ $^\circ\text{C}$	$\alpha$ $\text{Вт/м}^2\text{К}$	$t$ $^\circ\text{C}$	$\alpha$ $\text{Вт/м}^2\text{К}$	$t$ $^\circ\text{C}$
1	450	30	550	27	650	25
2	400	50	520	45	625	40
3	360	50	480	50	580	48
4	320	70	450	70	560	60
5	300	85	420	80	540	70

**Выводы**

В результате проведенного расчетно – экспериментального исследования можно отметить:

- разработанный авторами безмоторный стенд позволяет достаточно точно исследовать влияние локального воздушного охлаждения огневого днища на температурное поле отсека головки цилиндров;
- для размещения каналов локального воздушного охлаждения в огневом днище требуется незначительные изменения конструкции головки цилиндров;
- наибольший эффект снижения температуры огневого днища отсека головки цилиндров наблюдается для режима с давлением охлаждающего воздуха 0.3 МПа, при этом расход воздуха через систему локального воздушного охлаждения не превышает 7 м<sup>3</sup>/ч;
- при давлении охлаждающего воздуха 0.3 МПа температура на периферийных участках огневого днища снижается в среднем на 50 – 60 °С, а вблизи седел клапанов на 80 – 120 °С;
- полученные в результате решения обратной задачи теплопроводности значения ГУ 3<sup>го</sup> рода по участкам теплообменной поверхности каналов локального воздушного охлаждения можно в дальнейшем использовать для расчета теплонапряженного и деформированного состояния головок цилиндров со-

временных форсированных дизелей с охлаждаемыми седлами выпускного и впускного клапанов.

**Список литературы:**

1. Розенблит Г.Б. *Теплопередача в дизелях.* – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
2. Абрамчук Ф.И., Марченко А.П., Разлейцев Н.Ф., Третьяк Е.И., Шеховцов А.Ф., Шокотов Н.К.; Под общ. ред. Шеховцова А.Ф. *Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности.* – К.: Техника, 1992. – 272 с.
3. Apparatus and method for testing internal combustion engine valves. Satish et al (US). пат. США, 6647770 В2, МПК <sup>7</sup> G01M15/00, № 10/097,686. Заявл. Мар. 13, 2002, Опубл Nov. 18, 2003. НПК 73/119.
4. Курилов А.Г., Гальговский В.Р., Субботин Ю.Г., Попов Ю.В. *Направления разработок нового семейства дизельных двигателей ЯМЗ для тяжелой транспортной техники / Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС. Владимир 2001.* – С. 162 – 164.
5. Система локального воздушного охлаждения головки цилиндров. Патент Украины на полезную модель № 13660 / Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М., Гончар П.Д. – и 2005 09327; Заявл. 04.10.2005; Опубл. 17.04.2006, Бюл. № 4.

## РАЗРАБОТКА И НАУЧНОЕ ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДИКИ ЭФФЕКТИВНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПОРШНЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Современные тенденции в двигателестроении приводят к тому, что к двигателю предъявляются все более жесткие требования по надежности, токсичности, экономичности, различным удельным показателям. Детали двигателя испытывают все возрастающие нагрузки с одной стороны, а с другой наблюдается снижение их массы и материалоемкости, что требует проведения оптимизационных работ с целью создания конструкции, позволяющей сочетать в себе одновременно две эти тенденции, а также более тщательного расчета на прочность и долговечность. Одной из основных деталей ДВС является поршень и многие параметры двигателя определяются тем, как он спроектирован. В частности, работоспособность поршня определяет работоспособность двигателя в целом, а форма профиля боковой поверхности оказывает влияние на шумность и токсичность двигателя.

В различных литературных источниках широко освещается тема проектирования поршней [1,2]. Особое внимание уделено проектированию и расчету поршней дизельных двигателей [3-7] и, в частности, такому важному конструктивному элементу как камера сгорания, испытывающему высокие термические нагрузки. Поршни легкотопливных ДВС подвержены воздействию меньших давлений и температур, чем поршни дизелей и к ним традиционно не предъявлялись столь жесткие требования при проектировании, что подтверждается бедностью литературных источников по этой теме. Однако с ростом скоростей вращения коленчатого вала ДВС появилась необходимость облегчить все подвижные детали двигателя, в том числе и поршень. В результате возросли удельные нагрузки, что привело к потребности создания поршней равнопрочной конструкции. Особое внимание в таких поршнях уделяется жесткости юбки и оптимальному распределению напряжений в области бобышки над поршневым пальцем. При этом должен быть обеспечен необходимый отвод тепла от доньшика поршня с целью предотвращения его перегрева.

В настоящее время широко используются программы конечно-элементного расчета, позволяющих с достаточной точностью определить напряженно-деформированное состояние (НДС) деталей. Однако важным моментом в использовании этого метода является корректность задания граничных условий, чего не всегда удается добиться ввиду принимаемых допущений с целью упрощения расчета.

Таким образом, необходим научно обоснованный подход проектирования и расчета, определения и уточнения граничных условий, а также выбора модели нагружения, позволяющий получить достоверный результат НДС поршня еще на стадии проектирования.

Целью данной работы является разработка и научное обоснование методики эффективного проектирования поршней современных ДВС, а именно выбор и обоснование путей создания конструкции поршня с заданными параметрами. При этом решались следующие задачи:

1. Создание расчетной модели поршня, выбор и обоснование граничных условий нагружения, обеспечивающих достоверность результатов расчета НДС поршня.
2. Формулирование постановки обратной задачи теории упругости применительно к проектированию поршня ДВС.
3. Определение влияния тепловой и динамической составляющих на НДС поршня.
4. Постановка целей и задачи физического эксперимента; создание установки и методики экспериментального исследования НДС поршня.
5. Практическое применение методики проектирования поршней современных ДВС.

Данная статья является составляющей частью научно-исследовательской работы, проводимой силами конструкторского отдела ОАО "АВТРАМАТ" в области проектирования современных поршней широкой номенклатуры с использованием вычислитель-

ной техники и применением CAD/CAM/CAE программ (SolidWorks, Cimatron, LwmFlow) и разработки методики эффективного проектирования изделий, внедряемой на предприятии.

Исходным пунктом в методике проектирования поршня является постановка задачи, подразумевающая выдачу технического задания (ТЗ) на поршень, на основании которого и других дополнительных данных проводится тепловой расчет двигателя и, определяется давление в цилиндре, необходимое для дальнейшего расчета поршня на прочность (рис.1). На основании ТЗ, теплового расчета двигателя, литературных источников [6,7], экспериментальных данных и существующих аналогов формируются геометрические ограничения, накладываемые на поршень. Важным ограничивающим фактором является масса, поэтому большое внимание уделяется оптимизации конструкции по массе с сохранением необходимых прочностных свойств поршня, а также обеспечения заданной жесткости и хорошего теплоотвода от доньшка.

Следующим этапом после создания 3-D модели, является создание модели силового и теплового нагружений для расчета методом конечных элементов (МКЭ) [8]. В результате этих расчетов получают поля напряжений и деформаций соответственно от силового воздействия и температуры, а также поле распределения температур (рис.2).

Этап предварительного проектирования заканчивается оценкой результатов расчетов, при этом оценочным критерием являются критерий работоспособности по прочности. При неудовлетворительном результате проводится коррекция трехмерной модели и цикл повторяется.

После принятия окончательного варианта модели формируется профиль поршня [9]. Параллельно этому проводится проектирование и изготовление оснастки для его производства. По окончании этого этапа изготавливается опытная партия поршней.

Следующий крупный этап – экспериментальные исследования и их анализ. Экспериментальные исследования можно разделить на три основных типа: температурные, ресурсные и прочностные.

При температурных исследованиях экспериментальным путем определяется температурное поле поршня [8]. Для этого поршень препарируется термо-

индикаторами ИМТК (измерители максимальной температуры, кристаллические) [10]. Такой тип решения предпочтителен ввиду трудности измерения температуры поршня с помощью термопар и, в частности, передачи сигнала от подвижных термодатчиков к неподвижному измерительному комплексу.

По результатам экспериментальных данных проводится идентификация граничных условий, которая заключается в нахождении условий теплообмена на поверхности поршня, обеспечивающих расчетное температурное поле, значения температур которого в контрольных точках совпадают со значениями температур, полученных экспериментально. При этом путем численного эксперимента выявляются параметры граничных условий, наиболее влияющие на распределение температур в поршне. При необходимости в модель вносятся изменения, и цикл повторяется, как было описано выше.

В ходе прочностных исследований проводится идентификация модели нагружения и определяется коэффициент коррекции. Для измерения деформаций (напряжений), в ходе натурного эксперимента, поршень препарируют тензодатчиками. Наибольшее распространение в современной высокотемпературной тензометрии нашли проволочные и фольговые тензорезисторы. Однако они, имея значительные размеры массу, не могут обеспечить достаточную точность измерения и устойчивую работу при значительном уровне инерционных нагрузок и высоких температурах, характерных для работающего двигателя.

Существенным шагом в решении этой проблемы является применения высокотемпературных пленочных тензорезисторов на автономной подложке. Как показали исследования, пленочные тензорезисторы обладают хорошей чувствительностью, а высокая рабочая температура и значительная вибростойкость являются решающим фактором при выборе типа тензорезистора для оценки вибронпряженного состояния поршней ДВС. [11].

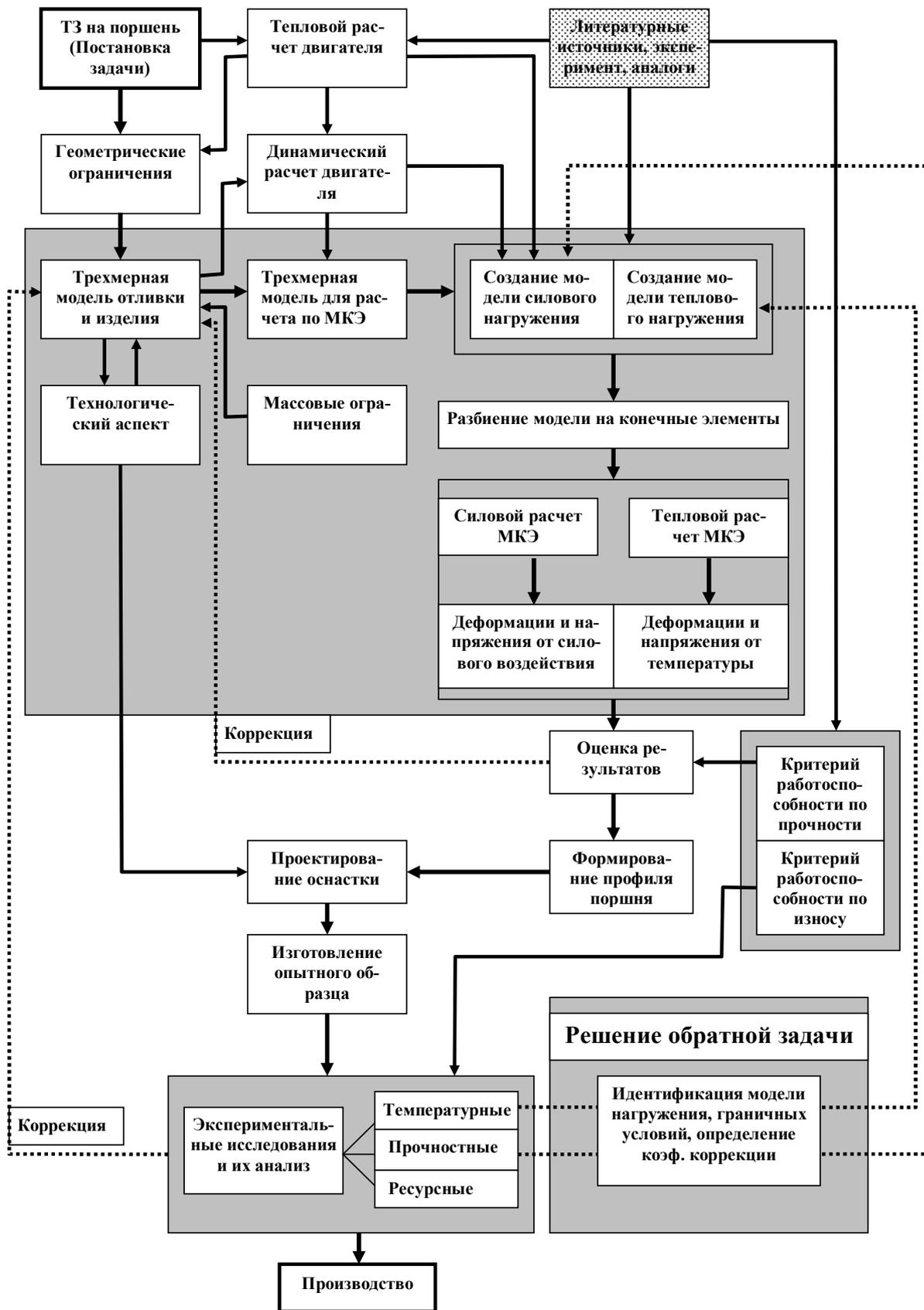


Рис.1. Схема проектирования поршня ДВС



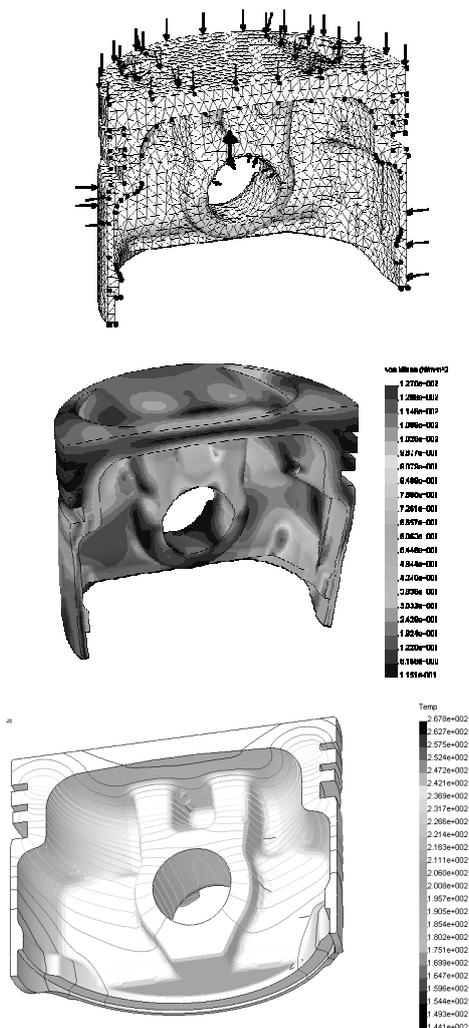


Рис.2. Модель нагружения и результаты расчета

Информация, полученная при помощи тензодатчиков, может быть обработана тремя следующими способами:

- Передана контактным способом на внешнее запоминающее устройство (ЗУ);
- Передана бесконтактным способом (по радиоканалу, через инфракрасный порт) на внешнее ЗУ;
- Записана на подвижное ЗУ, закрепленном непосредственно на объекте исследования.

В первом случае необходимо обеспечить надежный контакт и бесперебойную передачу сигнала, что представляет достаточно сложную задачу. Во втором – необходимо установить достаточно дорогую приемопередающую пару внутри двигателя и обеспечить её защиту от воздействия внешних факторов. Наиболее простым видится третий вариант, когда информация записывается на ЗУ, установленное непосредственно на поршне, а после окончания измерений переписывается на внешнее ЗУ. Недостатком в этом варианте является то, что для снятия данных требуется провести демонтаж поршня.

Однако проведение полноценного натурального эксперимента является трудоемким и дорогостоящим мероприятием. Поэтому на первичном этапе допустимо проведение последнего без учета термической и динамической составляющих нагружения. Результаты его являются основой оценки приемлемости допущений, принятых при задании граничных условий в упрощенном расчете напряженно-деформированного состояния, обусловленного механическими воздействиями на поршень. Такое допущение принято ввиду того, что температурные нагружения оказывают незначительное влияние на распределение напряжений в теле поршня легкотопливного

ДВС и основной задачей является определение корректности задания граничных условий именно для силового нагружения. В частности, необходимо определить площадь и форму пятна контакта пар: поршневой палец - бобышка поршня, и юбка поршня – стенка цилиндра.

В предложенном варианте проводится статическое нагружение неподвижно закрепленного поршня без подвода теплоты. Установка для нагружения поршня (рис.3) имитирует условия его закрепления в цилиндре двигателя [12]. В этом случае перечень подготовительных работ значительно сокращается и упрощается сам эксперимент.

Кроме того, установка обладает малыми габаритами, имеет простую конструкцию и позволяет проводить нагружения для различных поршней близкого типоразмера с минимальными доработками установки, что выгодно отличает её от известных аналогов, базирующихся на деталях серийных ДВС. Например, известен случай, когда для нагружения поршня использовалась одна секция блока цилиндров, а вместо головки была установлена заглушка со штуцером для подвода масла от гидронасоса [7]. Для переналадки установки необходимо лишь заменить втулку 21 и поршневой палец 8, а также укомплектовать испытуемый поршень резиновыми кольцами нужного типоразмера.

Нагружения поршня проводятся в соответствии с выбранными режимами работы двигателя для характерных точек, взятых из индикаторной диаграммы, текущего положения поршня и шатуна и геометрии собственно поршня. Для этих точек определяются такие параметры, как давление в цилиндре, угол поворота коленчатого вала (угол наклона шатуна), величина ускорения поршня.

Ресурсные испытания проводятся на моторном стенде по утвержденной программе [13]. Важнейшим оценочным параметром при этих испытаниях является критерий работоспособности по износу.

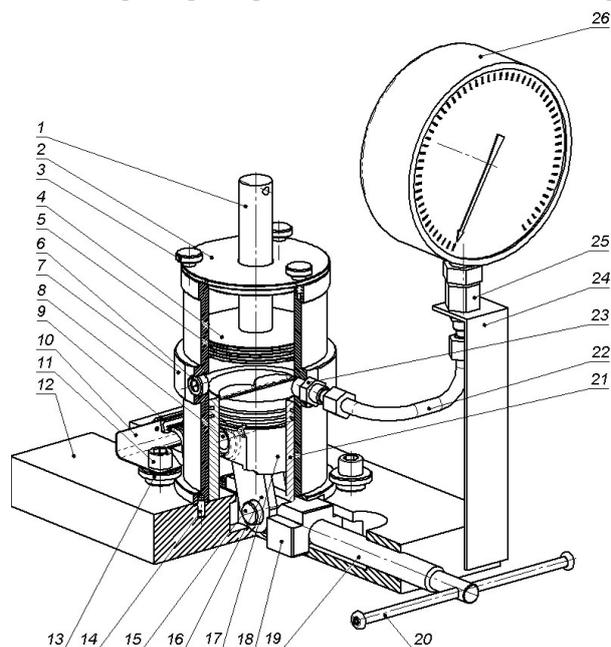


Рис.3. Испытательная установка

По окончании полного цикла экспериментальных исследований и их анализа, проводится необходимая коррекция модели поршня и литейной оснастки, а также остальные работы согласно приведенной схеме. При получении положительного результата в ходе экспериментальных исследований поршень принимается к производству.

Как уже было сказано выше, в ходе расчетных работ, часто возникают ситуации, когда необходимо удостовериться в корректности установленных граничных условий или уточнить их. Другими словами, необходимо решить обратную задачу. Обратные задачи широко известны и применяются в различных сферах, в частности, в термодинамике. Их можно разделить на следующие группы: коэффициентные, геометрические, граничные и эволюционные. В данной работе осуществлена постановка обратной задачи теории упругости применительно к поршню ДВС и предложен вариант решения [14].

Прямая задача теории упругости заключается в следующем: зная геометрические параметры объекта, свойства материала и параметры нагружения необходимо определить напряжения и деформации.

Исходя из этого, можно сформулировать постановку обратной задачи теории упругости в такой форме: используя значения деформаций (напряжений) в контрольных точках, полученных при помощи физического эксперимента, необходимо определить параметры, характеризующие граничные условия. А именно – площадь и форму пятен контакта юбки поршня с цилиндром двигателя, и поршневого пальца с отверстием в бобышке поршня, а также давление в этих зонах. Такая обратная задача относится к группе геометрических.

Решение задачи в общем случае заключается в рассмотрении вектора невязки [14]

$$\bar{\Delta} = \bar{Y} - \bar{Y}', \quad (1)$$

Где  $\bar{Y}$  - вектор измерения системы (перемещения, деформации, напряжения в отдельных точках объекта);  $\bar{Y}'$  - вектор прогноза измерений, вычисляемый по модели системы.

$$\bar{Y} = H\{\bar{\varepsilon}\} + \bar{\gamma}, \quad (2)$$

где  $H$  – матрица измерений;

$\{\bar{\varepsilon}\}$  – вектор деформированного состояния;

$\bar{\gamma}$  – случайные погрешности измерений  $\gamma_i$ , образующие вектор погрешностей.

На основании выражения (1) составляется функция невязки системы. Решением обратной задачи теории упругости является минимизация функции невязки системы по искомым параметрам  $\bar{B}$ . Чаще всего используется квадратичная функция невязки (оценивание методом наименьших квадратов):

$$\Phi(\bar{B}) = \bar{\Delta}^T \bar{\Delta}. \quad (3)$$

Результаты таких решений обратной задачи будем называть оптимальными оценками. Возможны два типа оптимального оценивания: оценивание вектора состояния и оценивание различных параметров системы. Для того чтобы получить оценку искомым параметрам, необходимо провести минимизацию функции невязки по вектору искомым параметрам - назовем эту задачу идентификацией параметров системы. Система называется локально идентифицируемой, если её квадратичная функция невязки имеет минимум:

$$\Phi(\bar{B}) = \min [\bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B})]^T [\bar{Y} - \bar{Y}'(\bar{B})] \quad (4)$$

Следует отметить, что вектор неизвестных параметров  $\bar{B}$  может включать в себя любое количество неизвестных коэффициентов уравнений модели (параметров) и граничные условия, не нарушающие условие локальной идентифицируемости системы.

Таким образом, получив экспериментальным путем значения деформаций или напряжений в контрольных точках, и, решая обратную задачу теории упругости, можно оценить корректность задания граничных условий, накладываемых при решении прямой задачи теории упругости и уточнить их.

В ходе проведенной работы были получены следующие результаты:

- предложен усовершенствованный подход при проектировании поршней ДВС, основанный на использовании обратной задачи теории упругости.

- сформулирована постановка обратной задачи теории упругости применительно к проектированию деталей ДВС, в частности поршня.

- разработаны и обоснованы методы исследования напряженно-деформированного состояния поршня ДВС.

Предложенная методика эффективного проектирования применялась при проектировании ряда поршней и хорошо зарекомендовала себя в условиях производства на предприятии «АВТРАМАТ».

**Список литературы:**

1. Автомобильные двигатели / Под ред. д-ра техн. наук И.С. Хоха. - изд. 2-е, перераб. И доп. - М.: Машиностроение, 1977. - 592 с., ил.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / Вырубов Д.Н., Ефимов С.И., Иващенко Н.А. и др. / Под ред. А.С. Орлина, М.Г.Круглова. - изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1984. -- 384 с., ил.
3. Расчет температурных полей поршня методом конечных элементов. Using of finite elements method for field temperature in piston / Jaskolski J., Budzik G. // Соверш. мощност., экон. и экол. показателей ДВС: Матер. 7 Междунар. науч.-практ. семин., Владимир, 25-27 мая, 1999.— Владимир, 1999.— С. 118-119.— Рус.
4. Физическое моделирование термомеханической усталостной и длительной прочности поршней при изменении степени форсирования и условий эксплуатации тракторных и комбайновых дизелей. / Г.А. Мелекесцев // Диссертация на соискание ученой степени ктн. - Харьков: ХПИ, 1993.
5. Научные основы обеспечения длительной прочности поршней быстроходных дизелей при использовании САПР. / Пылев В.А. // Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. - Харьков: ХПИ, 2002.
6. Система проектирования поршней ЛВС / Feng Li-yan, Song Xi-geng // Dalian ligong daxue xuebao=J. Dalian Univ. Technol. — 2000. — 40, № 3.— С 317-319.— Кит.; рез. англ.
7. Разработка конструкции и исследование теплонапряженного состояния поршня дизеля для энергонасыщенного трактора. / А.И. Ворожейнов // Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. - Харьков: ХИИТ, 1990.
8. Исследование температурного поля поршня. / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев // Авиационно-космическая техника и технология. - Харьков, 2002. Вып. 31. - С. 120-123.
9. Расчетно-экспериментальное формирование образующей поршня тепловозного дизеля. / А.В. Белогуб, А.Г. Щербина, А.А. Зотов // Авиационно-космическая техника и технология. - Харьков, 2001. Вып. 26. - С. 100-102.
10. Егоров Я.А., Коваленко К.А.. Исследование температурного поля деталей ЦПГ высокооборотного двухтактного ДВС / Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. Тр. - Харьков: ХАИ, 2001. - Вып. 26. Тепловые двигатели и энергоустановки. - С. 96-99.
11. Тензорезистор для оценки напряженно-деформированного состояния поршня двигателя внутреннего сгорания / Ю.А. Гусев, Д.Ф. Симбирский, А.В. Белогуб, А.А. Зотов // Авиационно-космическая техника и технология. - Харьков, 2002. Вып. 34. - С. 185-187.
12. Исследование напряженно-деформированного состояния поршня / А.А. Зотов // Авиационно-космическая техника и технология. - Харьков, 2003. Вып. 42/7. - С. 165-167.
13. Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. ГОСТ 14846-81 (СТ СЭВ 765-77). Государственный комитет СССР по стандартам. Москва. Издание официальное.
14. Экспериментально-расчетные методы определения силовых граничных условий решением обратной задачи теории упругости / А.В. Олейник, А.А. Зотов, Ю.А. Гусев, А.В. Белогуб // Вестник двигателестроения. Научно-техн. журнал. - Запорожье, ОАО "Мотор Сич", 2004. №2 - С.109-112.

УДК 621.436.038

**А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, А.Л. Григорьев, д-р техн. наук,  
А.В. Грицюк, канд. техн. наук А.В. Денисов, асп., Щербаков Г.А., инж.**

**ОСОБЕННОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ  
ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ  
ФОРСУНКИ**

**Введение**

ХКБД и ряде институтов Харькова (ХНАДУ, НТУ «ХПИ», НТЦ ХФТИ) ведутся работы по созданию отечественной дизельной топливной аппаратуры с электронным управлением. Исследования про-

водятся по ряду альтернативных направлений, в том числе – при использовании новых физических принципов и материалов. Научная часть проекта финансируется за счёт средств госбюджета Украины.

Одним из этапов этой работы является детальное изучение имеющихся аналогов, в частности – электромагнитной форсунки для аккумуляторной системы Common Rail, выпускаемой фирмой BOSCH для автомобильных дизелей. Для выполнения расчётной части исследования разработана математическая модель форсунки, отличающаяся от аналогов рядом оригинальных элементов.

Известно, что для ТС непосредственного действия характерный масштаб времени составляет 0,1 – 0,05 мс; для ТС с электронным управлением впрыскивания переходные процессы, происходящие в полостях управления форсунки, занимают несколько микросекунд. Поэтому использовать без адаптации известные методики гидродинамического расчета [1, 2] для топливных систем аккумуляторного типа с электронным управлением невозможно. Для описания гидромеханических процессов в ТС с электронным управлением используются динамические модели высокого уровня, в которых учитывается большинство известных факторов, влияющих на усилие электромагнита, давления топлива в полостях форсунки, а также скорости иглы, управляющего клапана и якоря.

Усилие электромагнита зависит не только от силы тока, но и от величины зазора между якорем и магнитопроводом, а также (при наличии вихревых токов) – от скорости перемещения якоря. Движение якоря влияет на изменение тока в управляющей цепи и зарядку бустерного конденсатора. Поэтому в предлагаемой методике расчёт гидромеханических процессов, происходящих в полостях форсунки и её запорных элементах, выполняется одновременно с моделированием электродинамических процессов в цепи управления и в электромагните.

Методика расчёта магнитной цепи быстродействующего электромагнита клапанного типа дополнена рядом уточнений и представлена в работах [3 – 5]. В частности, учтён магнитный гистерезис и вих-

ревые токи в якоря, а также неоднородность магнитной цепи, связанная с особенностями геометрии магнитопровода. Учтено влияние потоков рассеивания и магнитное насыщение цепи, наблюдаемое в её зазорах при работе форсунки, зависимость проницаемости материала магнитопровода от напряжённости поля и температуры. При моделировании цепи управления соленоидом описаны реальная электрическая схема и алгоритм, определяющий фазы работы форсунки для короткого и длинного импульса, серии импульсов, импульса зарядки конденсатора. Методика расчёта электромагнита не трудоёмка и сводится к интегрированию двух дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} [T_f + T_u] \cdot \frac{dI_M}{dt} = \frac{U}{R} - I_M - [T_f + T_u] \cdot \frac{2 \cdot B}{\mu_0 \cdot \omega} \cdot v_{як}, \\ T_k \cdot \frac{d(U/R)}{dt} = -I \end{cases}, \quad (1)$$

где  $\omega$  – число витков катушки электромагнита;  $t$  – время;  $U$  – напряжение;  $R$  – сопротивление электрической цепи;  $I$  – управляющий (сетевой) ток;  $\mu_0$  – магнитная постоянная;  $v_{як}$  – скорость перемещения якоря;  $T_f$ ,  $T_k$ ,  $T_u$  – постоянные времени для электромагнита, конденсатора и вихревого тока, соответственно.

При определении коэффициентов этих уравнений программа строит петли гистерезиса для вложенных частных циклов [3].

Электродинамические процессы в электрогидравлической форсунке (ЭГФ) нами рассмотрены в предыдущих работах [3, 4], а особенности математического моделирования гидромеханических процессов будут определены в данной статье.

#### Анализ публикаций

Исследованию электромагнитной форсунки для топливной системы Common Rail посвящена работа [6]. При моделировании перемещения элементов

ЭГФ (иглы, штока, клапана управления) использована схема масса-пружина-демпфер.

Полученная модель была реализована в среде MATLAB/SIMULINK; обыкновенные дифференциальные уравнения были решены по неявной схеме, применяемой при моделировании жестких механических систем. Задача о течении топлива в трубопроводе авторами решается с использованием конечно-разностного метода Лакса-Фредрикса, описанного в [7].

В работе [8] представлены результаты моделирования процесса топливоподачи в аккумуляторной топливной системе при помощи программного комплекса AMESim 4.0. Для повышения точности моделирования авторы учитывают деформацию мультипликатора ЭГФ, а также уточняют значение коэффициента расхода распылителя с учетом явления кавитации. Ценными в данной работе также представляются результаты расчетно-экспериментального исследования изменения давления у штуцера форсунки в период впрыскивания топлива.

Учеными МГТУ [9] предлагается расчет топливоподачи производить по линеаризованной методике распада разрыва. Использование данной методики позволяет учитывать большинство факторов, формирующих реальный процесс топливоподачи. Данная методика авторами работы [9] используется, в том числе, для расчета аккумуляторной топливной аппаратуры с электронным управлением.

Разработанный в МАДИ комплекс математических моделей дизеля включает модель аккумуляторной топливной системы с ЭГФ [10]. При моделировании процесса топливоподачи принимается ряд допущений: процессы изотермические, плотность топлива и скорость звука постоянны, движение топлива – одномерное, не учитываются утечки в прецизионных парах и т. д.

Перечисленные математические модели разработаны за рубежом и поэтому, по целому ряду при-

чин, в том числе экономических, применение их в отечественной практике проблематично. Кроме того, такие модели, как [10], не могут считаться моделями высокого уровня из-за большого количества принятых допущений.

Из отечественных разработок можно отметить работу [11]. Для расчета течения топлива по каналам ЭГФ авторы применили решение волнового уравнения – решение Д'Аламбера. Однако известно [9], что данный подход позволяет с приемлемой точностью описывать топливоподачу при давлениях до 100 МПа, малой роли газовой фазы и тепловых эффектов, гидродинамического трения. Следовательно, для моделирования гидромеханических процессов, где давление в системе превышает 100 МПа, решение Д'Аламбера волнового уравнения не является оптимальным выбором.

#### **Цель и постановка задачи**

Цель работы – предложить математическую модель для описания гидродинамических процессов в ЭГФ. Для достижения поставленной цели необходимо учесть факторы, влияющие на изменение давления топлива в полостях форсунки, а также скорости иглы, управляющего клапана и якоря. Именно это является задачей данной работы.

#### **Объект исследования – гидромеханическая схема форсунки с электронным управлением**

Проведенный анализ показал, что при создании методики электрогидродинамического расчета топливной системы с электронным управлением необходимо располагать математической моделью, описывающей гидромеханическую схему, приведенную на рис. 1.

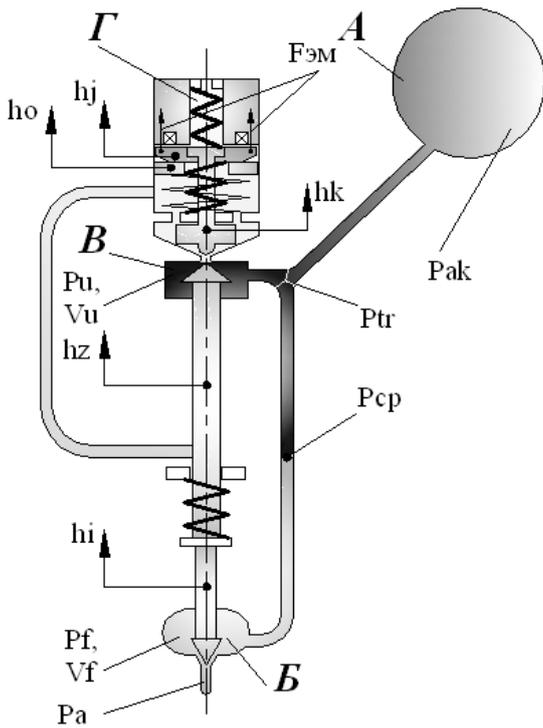


Рис. 1. Расчетная схема ЭГФ

Данная схема заложена в конструкцию ЭГФ разработки зарубежных фирм (в частности – ЭГФ фирмы Bosch), а также отечественной электромагнитной форсунки разработки КП ХКБД. В отличие от форсунок для топливных систем непосредственного действия в рассматриваемой схеме необходимо определить изменение давления топлива в полости управления  $P_u$ , аккумулятора  $P_{ак}$ , величины перемещения  $h_j$ ,  $h_o$ ,  $h_k$ ,  $h_z$ ,  $h_i$  якоря, опоры якоря, клапана, мультипликатора и иглы, соответственно. Для определения закона перемещения клапана ЭГФ необходимо знать силу  $F_{эм}$  магнитного притяжения электромагнита, изменяющуюся в процессе топливоподдачи в зависимости от силы тока, величины зазора между якорем и магнитопроводом и от скорости перемещения якоря.

### Особенности математической модели для расчета ЭГФ

#### Решение задачи о течении топлива

Задача о течении топлива в линии высокого давления ЭГФ решается при помощи телеграфного уравнения

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} - \alpha^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + K \frac{\partial U}{\partial t} = 0, \quad (2)$$

где  $U$  – скорость течения топлива,  $t$  – время,  $x$  – продольная координата,  $K$  – фактор гидродинамического сопротивления,  $\alpha$  – скорость распространения волн давления в топливе.

Для решения уравнения (2) нами используется метод характеристик, предложенный Ю.Я. Фоминым [2] и применяемый при расчете топливной системы аккумуляторного типа в работах зарубежных ученых [12]. Особенности гидромеханической схемы ЭГФ потребовали модернизации данного метода. В топливной аппаратуре традиционного типа, для которой разрабатывался метод характеристик, импульс давления распространяется от насоса к форсунке по одному каналу, чем и определяется последовательность расчета полостей системы. В топливной системе аккумуляторного типа этот порядок нарушен.

Так, от полости В управления (рис. 1) импульс давления передается в полости Б распылителя по двум каналам:

- в виде волны упругой деформации по мультипликатору и игле со скоростью около 5 м/мс;
- по линии высокого давления топливоподводящего канала со скоростью около 1,4 м/мс.

В связи с разной скоростью они приходят к распылителю в разное время.

Другой важной особенностью схемы является то, что управление процессом осуществляется не у источника сжатого топлива (в данном случае – полости А гидроаккумулятора), а у промежуточной полости управления В.

В модернизированном методе характеристик (см. рис. 2) используется два начальных сечения: полость управления В и карман распылителя Б. Ка-

нал между этими полостями разделен на два участка одинаковой длины; внутреннее сечение, в котором стыкуются эти участки, имеет давление  $P_{cp}$  (см. рис. 1). В точке стыка учитывается условие непрерывности значений давления и скорости топлива.

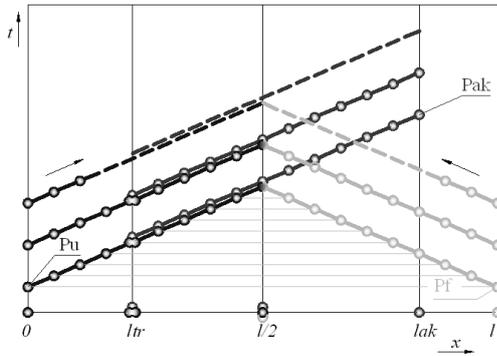


Рис. 2. Сетка характеристик телеграфного уравнения для расчета ЭГФ

На первом участке расположен тройник, от которого берут начало дополнительные характеристики, распространяющиеся к полости А гидроаккумулятора. Наклон всех характеристик определяется местным значением скорости звука.

Учет переменности скорости  $\alpha$  – необходимый атрибут современных методов расчета [9].

Задача о течении топлива в линии высокого давления решается с учетом начальных и граничных условий. Пренебрегая утечками топлива по прецизионным зазорам, начальные условия для ЭГФ принимаем следующие:

- скорость течения топлива равна нулю;
- давление топлива в полостях А, Б, В равны значению  $P_{ak}$ .

Граничные условия описываются известными [2] дифференциальными уравнениями сплошности потока в полостях ЭГФ и движения иглы, мультипликатора и клапана с учетом их деформации.

В полостях высокого давления А, Б, В учитывается сжимаемость топлива. В полости Г низкого давления учитывается инерционность топлива при перемещениях клапана, якоря и его опоры, что создаёт

эффекты присоединенных масс, соизмеримых с массами этих элементов.

### Использование моделей с распределенными параметрами

Усилия пружин (иглы, клапана, якоря и опоры) определяются с учётом колебаний их витков, для чего используется модель эквивалентного стержня [13] (рис. 3) и её аналитические формулы. Аналогичные модели использованы для описания напряжённо-деформированного состояния иглы, мультипликатора и стержня управляющего клапана.

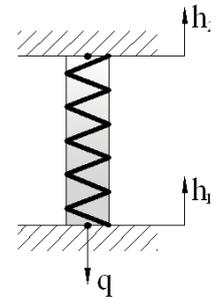


Рис. 3. Модель эквивалентного стержня

Формулы для расчета реакций  $q$  в пружинах и стержнях с учетом их колебаний приведены ниже:

$$q(t) = z \cdot \left( \begin{array}{l} h_{np} + 0,5 \Delta h_1(t) + \sum_{j=1}^{t/T_{np}} df^j \cdot \Delta h_1(t - jT_{np}) - \\ - 0,5 \cdot (1 + df) \sum_{j=0}^{t/T_{np}-0,5} df^j \cdot \Delta h_2(t - (j + 0,5) \cdot T_{np}) \end{array} \right),$$

$$\Delta h_{1,2}(t) = \left( T_{np} \cdot h_{1,2}(t) + \frac{2 \cdot (1 - df)}{1 + df} \cdot h_{1,2}(t) \right),$$

$$T_{np} = 2 \sqrt{\frac{m}{z}},$$

где  $m$  – масса;  $z$  – коэффициент жесткости;  $T_{np}$  – основной период колебаний;  $df = 0.9 \dots 0.97$  – декремент затухания;  $h_{np}$  – предварительная деформация;  $h_{1,2}(t)$  – перемещения торцов.

### Результаты моделирования форсунки фирмы Bosch

Результаты расчета, представленные на рис. 4, показывают, что деформация  $\Delta h$  мультипликатора в

этой системе (0,17 – 0,2 мм) соизмерима с ходом иглы (0,25 мм).

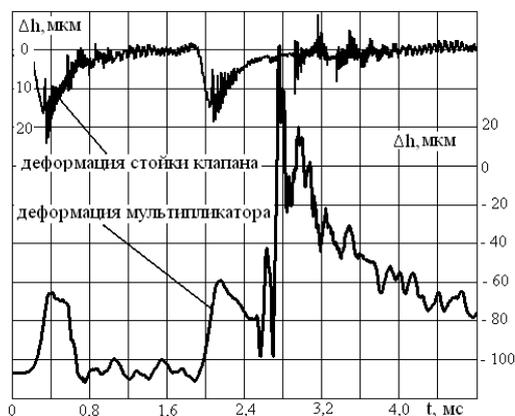


Рис. 4. Деформация деталей ЭГФ

О данной особенности рассматриваемой системы также указывают разработчики российской ЭГФ (НИКТИД, г. Владимир) и авторы работы [8]. В данных работах отмечается, что деформация мультипликатора составляет до 36 % хода иглы ЭГФ при давлении в аккумуляторе 140 МПа, а пренебрежение фактором данной деформации приводит к ошибке при определении момента начала перемещения иглы.

В работах [9, 10] раскрыты причины возникновения на характеристиках подачи топлива участков провала (или малой крутизны графика, как показано на рис. 5). Авторы указанных работ видят причины этого эффекта в изменении динамики движения клапана с выходом на упор, волновыми процессами в нагнетательном трубопроводе, наличием или отсутствием касания иглой упора. Приведенные выше результаты расчета показывают, что нестабильная топливоподача также может являться следствием деформации мультипликатора и стержня клапана.

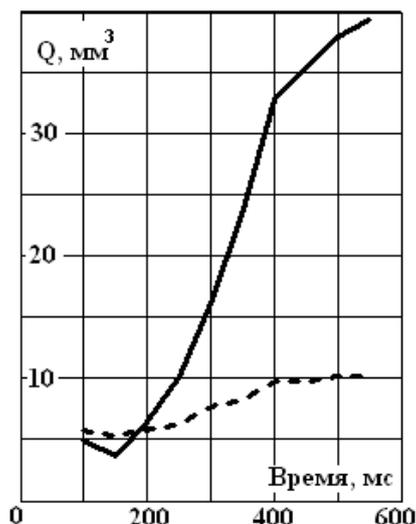


Рис. 5. Зависимость цикловой подачи от продолжительности фазы удержания (давление в аккумуляторе 140 МПа)

Рассмотренные особенности учтены при разработке математической модели, которая используется для анализа гидродинамических процессов, происходящих в ЭГФ фирмы Bosch [14]. Результаты моделирования процесса топливоподачи при давлении в аккумуляторе 143 МПа частично отображены на рис. 6.

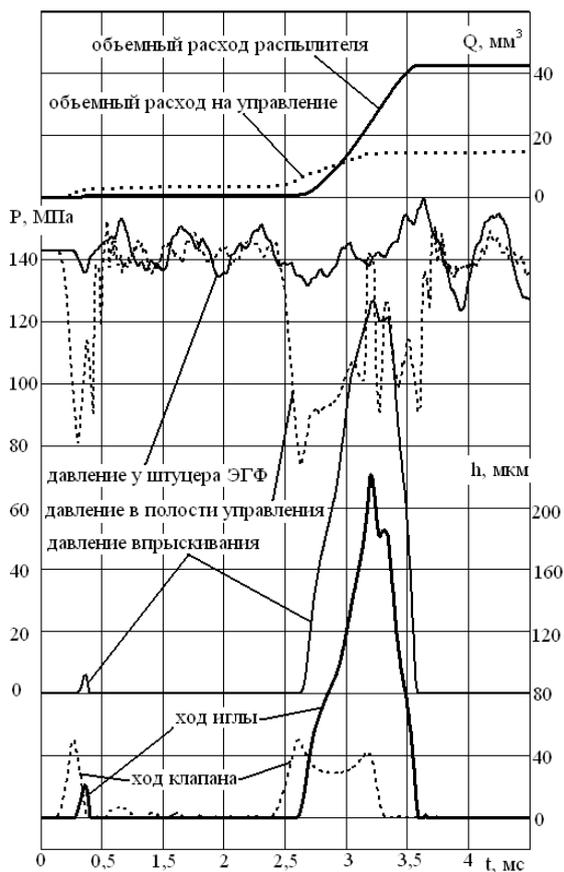


Рис. 6. Расчетные кривые гидродинамических процессов в полостях ЭГФ Bosch

На основе модели разработана методика и программа динамического расчёта форсунки (в среде MathCAD). Применение этой методики позволило изучить основные принципы, положенные в основу выбора конструктивных параметров форсунки CR, а также выявить имеющиеся недостатки, что является отправной точкой для её совершенствования. В частности, оказалось, что асимметрия магнитных полюсов уменьшает влияние технологических отклонений на характеристики движения клапана. Реализованное шихтование якоря не даёт права пренебрегать вихревыми токами. Для сохранения стабильности процесса топливоподачи необходимо ограничивать скорость гидротолкателя при ударе запорного конуса о дно втулки. Используемая конструкция

опоры якоря для многофазного впрыскивания малоэффективна.

### Принципы организации топливоподачи в топливной системе с ЭГФ

В ТС с ЭГФ реализовать эффективный процесс топливоподачи возможно только при совместном выборе характеристик цепи управления, электромагнита, гидромеханической схемы. При этом, как отмечалось в [4], критерием эффективности является не только достижение требуемой интенсивности впрыскивания, но и сохранение стабильности основных показателей при технологических и др. отклонениях параметров системы (то есть, обеспечение робастности новой топливной аппаратуры). Эта проблема решается за счёт особенностей магнитной цепи (см. [4]) и алгоритма управления.

Выяснилось, что для организации короткого импульса впрыскивания топлива управляющий клапан должен разогнаться с предельной интенсивностью, а после удара клапана об упор сила магнитного притяжения уменьшается до нуля. Для организации основного импульса клапан подводится к упору с малой скоростью, обеспечивающей его перемещение вблизи упора с минимальным провалом. Кроме того, величина тока удержания корректируется с учётом давления топлива в аккумуляторе, а при проектировании магнитной цепи обеспечивается необходимый запас по тяговой характеристике электромагнита.

### Результаты моделирования

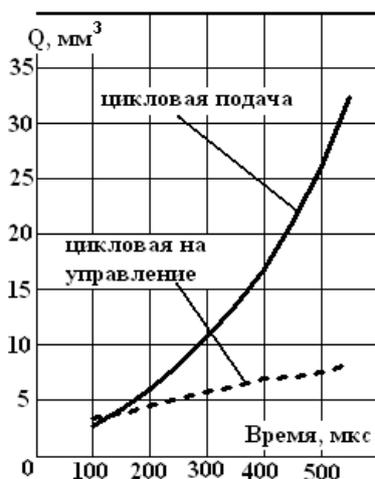
#### ЭГФ отечественной конструкции

С помощью данной математической модели проводятся работы по созданию первой отечественной ЭГФ, разрабатываемой для перспективного высокооборотного двигателя серии 4ДТНА. Перед специалистами поставлена задача регулируемого (однофазного и двухфазного) впрыскивания топлива в диапазоне давлений 30 – 150 МПа и продолжитель-

ностью основной фазы порядка 1 мс. Опытный образец новой топливной аппаратуры разработан конструкторами КП ХКБД. Зависимости цикловой подачи топлива от длительности импульса, обеспечиваемые этим образцом в диапазонах малых и средних подач, показаны на рис. 7.



а)



б)

Рис. 7. Зависимость цикловой подачи от продолжительности импульса (давление в аккумуляторе 140 МПа) а) – для короткого импульса; б) – при изменении длительности фазы удержания для основной подачи

Определено, что в проектируемой ЭГФ максимальная величина деформации мультипликатора при давлении 140 МПа составляет 0,05 мм. Аналогичная величина для штока клапана – 0,02 мм.

Нами исследовано влияние диаметра и длины топливопровода на характеристики впрыскивания в разрабатываемой ЭГФ. Очевидно, что, использование волнового процесса в топливопроводе является эффективным способом управления характеристикой впрыскивания. На рис. 8 – 10 показан выбор рациональных параметров длины и внутреннего диаметра топливопровода, соединяющего ЭГФ и аккумулятор.

Данный расчет проведен для двухфазного впрыскивания при постоянных значениях параметров управляющего импульса (максимальный ток – 20 А, ток удержания – 10 А, время форсированного импульса – 0,10 мс, время удержания – 1,0 мс, пауза между предварительным и основным импульсом – 1,2 мс). Давление в аккумуляторе при расчете принято 83 МПа.

Длина и диаметр топливопровода определяют, соответственно, фазовые и амплитудные характеристики изменения давления РF у штуцера форсунки. Так, например, при диаметре 1,1 мм и длине 320 мм в начальный период впрыскивания происходит уменьшение давления РF до значения 44 МПа (см. рис. 8). Медленное нарастание давления РF затягивает процесс топливоподачи и снижает максимальное давление впрыскивания до 60 МПа. Продолжающийся после посадки иглы ЭГФ рост давления РF до величины 120 МПа и выше может привести к дополнительному несанкционированному впрыскиванию топлива.

С увеличением внутреннего диаметра топливопровода до 2,0 мм амплитуда изменения давления РF (см. рис 9) снижается до 10 МПа. Вследствие этого максимальное давление впрыскивания увеличивается до 83 МПа, а повторного подъема иглы распылителя не происходит.

Расчетные зависимости давления впрыскивания от диаметра и длины топливопровода, соединяющего аккумулятор и ЭГФ, приведены на рис. 10.

В результате моделирования определено, что для предложенной гидромеханической схемы рациональная длина топливопровода находится в диапазоне 220 – 320 мм при внутреннем диаметре 2,0 мм.

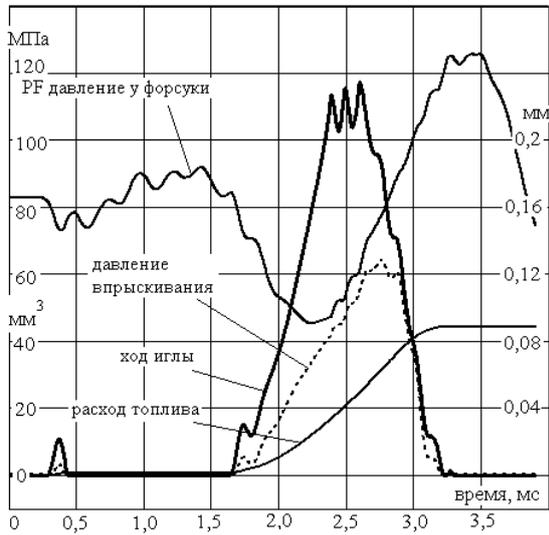


Рис. 8. Изменение давления и перемещения иглы в ЭГФ при трубопроводе длиной 320 мм и диаметром 1,1 мм

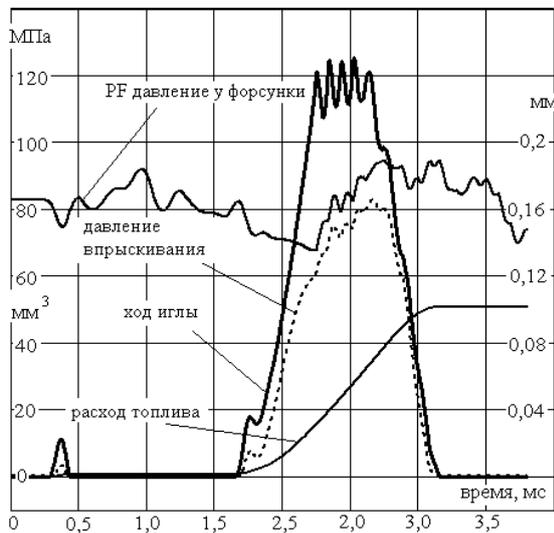


Рис. 9. Изменение давления и перемещения иглы в ЭГФ при трубопроводе длиной 320 мм и диаметром 2,0 мм

Анализ результатов расчетного исследования показывает, что для исключения вероятности подвпрыскиваний, а также улучшения быстродействия целесообразно организовать дополнительное демп-

фирование перемещения якоря. Для этой цели предлагается использовать подпружиненную опору с ограниченным ходом.

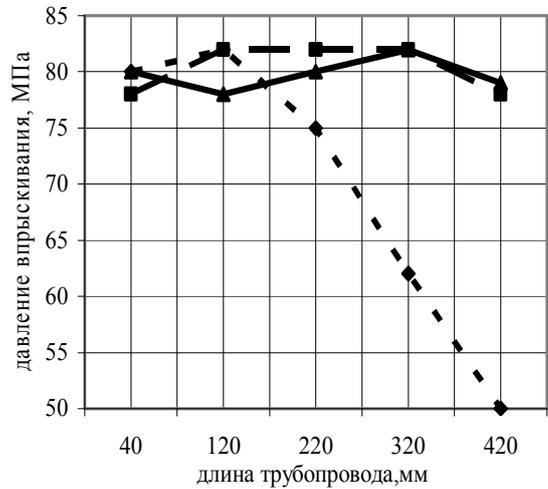


Рис. 10. Изменение максимального давления впрыскивания в зависимости от длины и внутреннего диаметра трубопровода (---- диаметр 3 мм, - - - - диаметр 2 мм, .... – 1,1 мм)

В ходе расчета определены рациональные конструктивные и регулировочные параметры форсунки. Данные параметры реализованы в опытном образце ЭГФ. Расчетные кривые изменения основных параметров ЭГФ ХКБД при давлении в аккумуляторе 143 МПа приведены на рис. 11. Оценка эффективности работы ЭГФ с расчетными параметрами будет произведена в ходе экспериментального исследования на безмоторном стенде, а также при проведении моторных испытаний на одноцилиндровом отсеке двигателя ДТ (1Ч 8,8/8,2).

### Заключение

Разработана методика и подпрограмма гидродинамического расчёта электрогидравлической форсунки (в среде MathCAD).

Для решения задачи о течении топлива в топливопроводе используется модернизированный метод характеристик, который учитывает особенности гидравлической схемы ЭГФ.

Предложено для описания напряжённо-деформированного состояния иглы, мультипликато-

ра и стержня управляющего клапана, а также определения усилия пружин использовать модель эквивалентного стержня.

Изучены основные принципы, положенные в основу выбора конструктивных параметров ЭГФ.

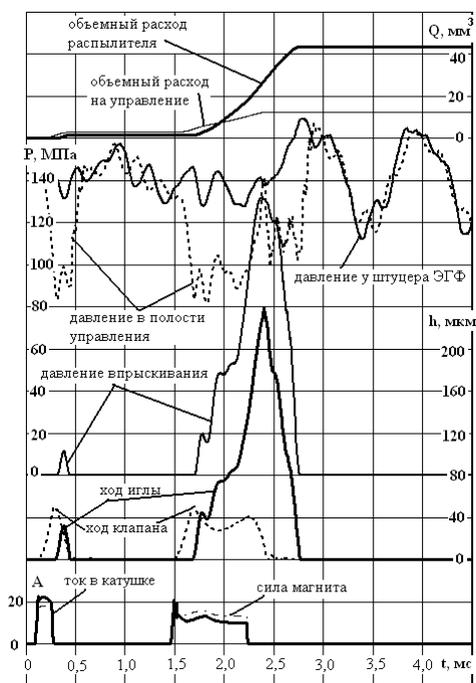


Рис. 11. Расчетные кривые гидродинамических процессов в полостях ЭГФ ХКБД

Предложено для повышения давления впрыскивания использовать волновые процессы, происходящие в топливопроводе, соединяющем аккумулятор и ЭГФ.

**Список литературы:**

1 Подача и распыливание топлива в дизелях Астахов И.В., Трусов В.И., Хачиян А.С. и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 359 с. 2. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчет топливных систем дизелей с использованием ЭЦВМ. – М.: Машиностроение, 1973. – 144 с. 3. Врублевский А.Н, Григорьев А.Л., Бовда А.М. Математическая модель быстродействующего электромагнита для топливной системы ДВС // Автомобильный транспорт № 19. 2006 - с. 138 - 143. 4. Врублевский А.Н, Григорьев А.Л., Денисов А.В.

Особенности выбора параметров электромагнита для топливной системы COMMON RAIL // Автомобильный транспорт № 20. 2007 – в печати. 5. Врублевский А.Н., Григорьев А.Л. Математическая модель для углубленного исследования динамики дизельной форсунки CR. Тезисы докладов научно-технической конференции МАДИ (ГТУ) 3-и Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе. Москва, 2007. стр. 34 – 37. 6. Coppo M., Dongiovanni C., Negri C. Numerical analysis and experimental investigation of a common rail-type diesel injector // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Vol. 126, Issue 4, 2004, pp. 874 – 885. 7. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. – М.: «Мир». 1980. – 616 с. 8. Seykens X.L, Somers L.M., Baert R.S. Detailed modeling of common rail fuel injection process. MECCA, III. 2005. pp. 30–39. 9. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион - Автодата, 2005. – 344 с. 10. Емельянов Л.А. Развитие комплекса математических моделей дизеля, оснащенного аккумуляторной топливной системой с электронным управлением. Автореферат дисс. ... канд. техн. наук. Москва, МАДИ (ГТУ). 2007. – с. 18. 11. Марченко А.П., Прохоренко А.А., Мешков Д.В. Математическое моделирование процессов в электрогидравлической форсунке CR в среде MATLAB/SIMULINK // Двигатели внутреннего сгорания. XIII – 2006. - №1. – С. 98 - 101. 12. Einspritzmengenkorrektur in Common-Rail-Systemen mit Hilfe magnetoelastischer Drucksensoren // Dissertation von J. Baumann. 2006. 212 pp. 13. Грунауэр А.А., Тартаковский И.И., Григорьев А.Л. О связи силы пружины с законом ее деформирования // Теория механизмов и машин. – Харьков: Вища школа. 1985. Вып. 39. – с. 7 – 22. 14. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. С40 Первое русское издание. - М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.

## **ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТНЫХ, ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВС ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИСТЕМ АККУМУЛИРОВАНИЯ ЭНЕРГИИ**

### **Введение**

Одним из путей снижения потребления нефтепродуктов поршневыми ДВС является использование теплоты их отработавших газов (ОГ) для получения дополнительной механической работы. Известно, что с ОГ выбрасывается в атмосферу 25-45 % энергии, полученной в результате термохимических реакций горения топлива. Эти потери энергии с ОГ свидетельствуют о значительных возможностях повышения показателей двигателей в случае ее использования. Дополнительная работа за счет использования энергии ОГ поршневых ДВС может быть получена путем добавления к силовым установкам утилизационных систем на базе двигателей Стирлинга, паровых двигателей, газовых турбин, термоэлектрогенераторов, воздушных расширительных машин и т. п.

Рассматривая пути снижения токсичности ОГ ДВС, наиболее эффективным для двигателей уже находящихся в производстве и эксплуатации следует считать установку в выпускной системе каталитических нейтрализаторов (КН) [1].

Развитие техники требует постоянного роста агрегатной мощности двигателей, уменьшения их удельных габаритов и улучшения экономичности без существенного увеличения массы при постоянно возрастающей тепловой и механической нагруженности деталей и узлов. Увеличение мощности поршневых ДВС без изменения их размеров связано с необходимостью решения задачи сжигания в цилиндрах больших порций топлива за один рабочий цикл. Решение этой задачи требует подачи в цилиндры большего количества воздуха (в дизелях) или горючей смеси (в двигателях с внешним смесеобразованием), т. е. уве-

личения количества свежего заряда. При неизменном рабочем объеме двигателя это может быть обеспечено только за счет повышения плотности заряда в результате предварительного сжатия (наддува). Однако повышение давления заряда сопровождается ростом его температуры, что требует ограничения давления наддува в связи с ухудшением некоторых характеристик рабочего процесса, а также с повышением тепловой нагруженности деталей и узлов двигателя.

### **1. Формулирование проблемы**

Использование систем утилизации теплоты ОГ, нейтрализации, содержащихся в них вредных веществ, и наддува, свидетельствует о том, что на эффективность работы перечисленных систем в значительной степени влияет температура либо ОГ, либо наддувочного воздуха (НВ), которая существенно меняется при функционировании поршневых ДВС. В связи с этим актуальным становится решение задачи по демпфированию колебаний температуры ОГ или НВ.

#### **1.1. Общие принципы решения проблемы**

Демпфировать колебания температуры ОГ или НВ можно с помощью устройств, содержащих теплоаккумулирующие вещества (ТАВ), которые могут быть названы демпферами или стабилизаторами колебаний температуры.

Заметим, что для поддержания температуры ОГ или НВ на требуемом уровне ТАВ должно все время находиться в состоянии фазового перехода (либо из твердого состояния в жидкое, либо наоборот), при работе ДВС на различных режимах.

## 2. Решение проблемы

### 2.1 Стабилизация температуры в системах утилизации теплоты отработавших газов

На рис. 1, в качестве примера использования ТАВ в системе утилизации теплоты ОГ, приведен вариант схемы стабилизации температуры нагревателя стирлинг-генератора [2]. Работает эта система следующим образом. На выходе из выпускного патрубка установлена заслонка 1, положение которой автоматически регулируется в зависимости от температуры нагревателя двигателя Стирлинга (ДС) 3. В результате работы этой заслонки часть ОГ направляется в полость 6, где теплота от них через ТАВ 5 и стенки нагревателя передается рабочему телу ДС. Другая часть ОГ выходит в атмосферу. Количество ОГ, проходящих через полость 6, регулируется таким образом, что ТАВ все время находится в состоянии фазового перехода и поэтому имеет температуру плавления (затвердевания), свойственную выбранному веществу. В качестве ТАВ - промежуточного теплоносителя, использовался гидроксид лития (LiOH) с температурой фазового перехода, равной 744 К.

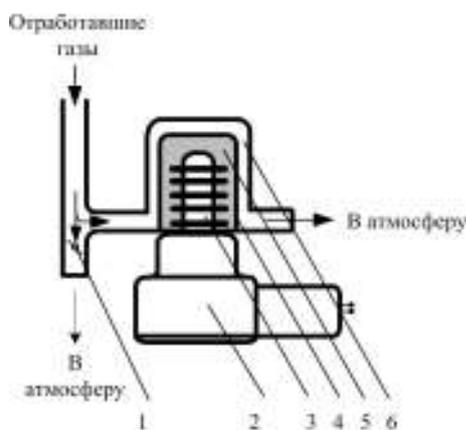


Рис. 1. Принципиальная схема системы стабилизации температуры нагревателя утилизационного стирлинг-генератора:

1 - заслонка; 2 - стирлинг-генератор; 3 - нагреватель двигателя Стирлинга; 4 - контейнер с теплоаккумулирующим веществом; 5 - теплоаккумулирующее вещество; 6 - полость для прохода отработавших газов

Для оценки эффективности работы системы стабилизации температуры нагревателя была воспроизведена картина изменения температуры ОГ дизеля КамАЗ-740 при испытаниях по 11-ти километровому ездовому циклу ECE R15/05, который состоял из последовательно повторяющихся четырех городских и одного скоростного участков.

Проведенные испытания подтвердили предположение о том, что, используя промежуточный теплоноситель с фазовым переходом и обеспечив определенный расход ОГ через систему подвода теплоты к ДС, можно стабилизировать температуру нагревателя практически на уровне температуры плавления ТАВ.

Сохранение ТАВ в состоянии фазового перехода обеспечивалось изменением количества ОГ, проходящих через систему нагрева ДС.

### 2.2 Стабилизация температуры в системах нейтрализации отработавших газов

Конструкция, обеспечивающая стабилизацию температуры в КН, может быть различной. В настоящей работе показан вариант КН со встроенными теплоаккумулирующими элементами (рис. 2), которые содержат ТАВ, обеспечивающее демпфирование колебаний температуры ОГ, понижая ее, если в нейтрализатор попадают горячие газы, и понижая, если газы на входе имели низкую температуру.

Работает он следующим образом. Направляющиеся из работающего на больших нагрузках поршневого ДВС в КН отработавшие газы, сжимая пружину впускного клапана, открывают впускной клапан, попадают в фильтрационную зону и проходят через сажевые пористые керамические элементы. При этом газы очищаются от твердых частиц и нагревают кольцевые элементы с теплоаккумулирую-

шим веществом. Далее ОГ переходят в окислительную зону и проходят через каталитические элементы окислительного типа. Здесь происходит доокисление оксида углерода и не сгоревших в цилиндре двигателя углеводородов. При этом температура газов повышается, и они нагревают кольцевые элементы этой зоны с теплоаккумулирующим веществом. Затем ОГ попадают в восстановительную зону и проходят через каталитические элементы восстановительного типа. Здесь происходит восстановление оксидов азота. При этом осуществляется нагрев кольцевых элементов восстановительной зоны с теплоаккумулирующим веществом. Высокая температура ОГ (опасная с точки зрения возможности прогорания корпуса нейтрализатора) за счет передачи теплоты теплоаккумулирующему веществу во всех зонах понижается.

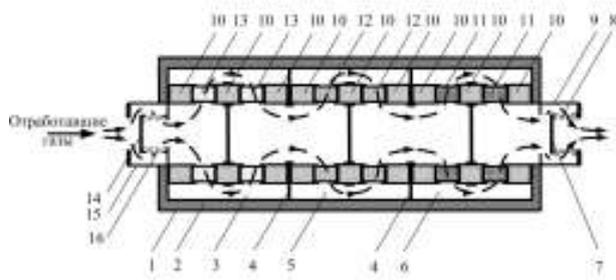


Рис. 2. Каталитический нейтрализатор, содержащий элементы с теплоаккумулирующим веществом:

1 - корпус; 2 - тепловая изоляция; 3 - фильтрующая зона; 4 - разделительные перегородки; 5 - окислительная зона; 6 - восстановительная зона; 7 - входной клапан; 8 - пружина выходного клапана; 9 - выходной патрубок; 10 - кольцевые элементы с теплоаккумулирующим веществом; 11 - кольцевые элементы восстановительного типа; 12 - каталитические кольцевые элементы окислительного типа; 13 - кольцевые сажевые пористые керамические элементы; 14 - входной клапан; 15 - входной патрубок; 16 - пружина входного клапана

Теплоаккумулирующее вещество (гидроксид

лития с температурой фазового перехода 744 К) было выбрано так, чтобы его количество и температура плавления обеспечивали:

1. Нахождение ТАВ в состоянии фазового перехода в течение всей работы КН независимо от режима работы поршневого ДВС.

2. Оптимальную температуру каталитических процессов внутри нейтрализатора (которой должна быть равна температура фазового перехода ТАВ).

Оценка выбросов вредных веществ с ОГ при работе дизеля КамАЗ-740 по 13-режимному испытательному циклу проводилось на стенде в соответствии с Правилем ЕЭК ООН №49.02 [3].

Эксперименты показали, что установка КН в выпускную систему дизеля существенно (на 50,8 %) снизила удельную концентрацию оксидов азота в ОГ. Однако это мероприятие не обеспечивает достижения допустимого, согласно ЕВРО-3, уровня выбросов  $\text{NO}_x$ .

Оборудование КН стабилизатором температуры ОГ (СТОГ) привело к дополнительному уменьшению концентрации оксидов азота (на 8,1 % по сравнению с работой КН без стабилизации температуры ОГ) вывела содержание  $\text{NO}_x$  на уровень требований ЕВРО-3.

Установка КН в выпускную систему дизеля обеспечила снижение удельной концентрации оксида углерода в ОГ на 78 %.

Оборудование КН стабилизатором температуры ОГ привело к дополнительному уменьшению концентрации СО на 26,1 % по сравнению с работой КН без СТОГ. При этом уровень выбросов СО и в первом и во втором вариантах ниже требований ЕВРО-3 {2,00 г/(кВт·ч)}. При использовании только КН содержание оксида углерода в этом случае составляет

67,4 %, во втором - 62,9 % от нормируемого значения.

Установка КН в выпускную систему дизеля снизила удельную концентрацию углеводородов почти в три раза, что обеспечило выполнение условий стандарта ЕВРО-3 по уровню выбросов СН. Оборудование КН стабилизатором температуры ОГ привело к дополнительному уменьшению концентрации углеводородов (на 14,8 % по сравнению с работой КН без стабилизации температуры ОГ).

Установка КН в выпускную систему дизеля позволила снизить содержание твердых частиц в 2,62 раза.

Оборудование КН стабилизатором температуры ОГ привело к дополнительному уменьшению концентрации твердых частиц на 21,3 % по сравнению с работой КН без стабилизации температуры ОГ. При этом в обоих случаях дизель соответствует требованиям ЕВРО-3, а во втором - и ЕВРО-4.

### 2.3 Стабилизация наддувочного воздуха

Система стабилизации температуры наддувочного воздуха при работе дизеля на переменных режимах и методика определения целесообразного уровня охлаждения НВ с точки зрения «компромисса» между мощностными, экономическими показателями, механической, тепловой нагруженностью и дымностью отработавших газов описана в работе [4], что позволяет не рассматривать эти вопросы в настоящей статье.

### Заключение

Представленные в статье примеры показывают, что применение систем, позволяющих стабилизировать температуру либо ОГ, либо НВ, позволяют обеспечить независимость эффекта работы систем утилизации теплоты ОГ, систем нейтрализации вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу, а также систем наддува поршневых ДВС от режима их работы. Это чрезвычайно важно, потому что эти двигатели, как правило, работают на переменных режимах.

### Список литературы:

1. Мельберт А.А. Повышение экологической безопасности поршневых двигателей. – Новосибирск: Наука, 2003. – 170 с.
2. Шуховцев, В.В. Кукис В.С. Обеспечение постоянного скоростного режима утилизационной стирлинг-электрической установки путем стабилизации температуры нагревателя, // Военная техника, вооружения и технологии двойного применения в XXI веке. - Ч. 2. - Омск, 2005. - С. 193-196.
3. Постановление Правительства Российской Федерации от 12 октября 2005 г. N 609 г. «Об утверждении специального технического регламента "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ».
4. В.А. Романов, Ю.Л. Попов. Повышение эффективности наддува за счет стабилизации температуры воздуха, поступающего в цилиндры дизеля, работающего на переменных режимах. - Статья в настоящем сборнике.

УДК 621.43.068

*А. И. Крайнюк, д.т.н., А. А. Крайнюк, к.т.н., С. В. Алексеев, асп., М. А. Брянцев, инж.*

## РАСЧЕТ И ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАСКАДНОГО ОБМЕННИКА ДАВЛЕНИЯ

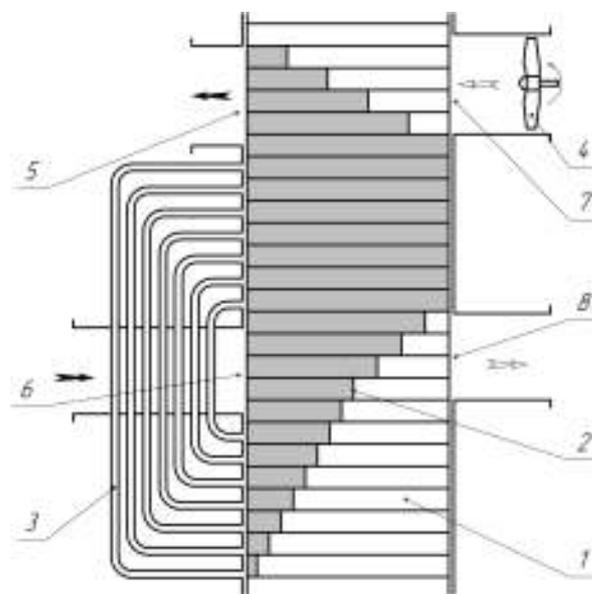
### Введение

Перспективной разновидностью обменников давления, применяемых в качестве агрегатов воздухо-снабжения в различных отраслях машиностроения, в том числе, в системах наддува ДВС, являются каскадные обменники давления (КОД). В отличие от апробированных волновых обменников давления (ВОД), сжатие рабочего тела в КОД осуществляется в процессе каскадного массообмена без образования волн большой интенсивности. Рабочий процесс КОД характеризуется более высокой эффективностью и меньшей чувствительностью к рассогласованию частоты вращения ротора, меньшему негативному влиянию неполноты вытеснения свежего заряда из ячеек ротора (фактора так называемого «мертвого» объема).

Принцип действия КОД иллюстрируется рис. 1, где схематизирована развертка ячеек ротора относительно газораспределительных окон и напорообменных каналов.

Поступающий через окно ГВД сжимающий газ «досжимает» предварительно сжатый в ячейке воздушный заряд и вытесняет его через окно ВВД к потребителю. Потенциальная энергия сжимающего газа, заполняющего ячейку после её разобширения с окнами высокого давления, полезно расходуется на предварительное сжатие свежего заряда в ячейках в процессе каскадного массообмена через напорообменные каналы, периодически сообщающие смежные ячейки ротора участков сжатия и расширения.

Продувка ячеек свежим зарядом осуществляется принудительным вентилированием в период их подключения к окнам низкого давления (ВНД и ГНД).



*Рис. 1. Схема развертки ротора КОД относительно окон и каналов статора:  
1 – ячейки ротора; 2 – условная контактная граница сжимающей и сжимаемой сред; 3 – массообменные каналы статора; 4 – продувочный вентилятор; 5 – окно газов низкого давления (ГНД); 6 – окно газов высокого давления (ГВД); 7 – окно воздуха низкого давления (ВНД); 8 – окно воздуха высокого давления (ВВД)*

### Постановка задачи

Моделирование рабочего процесса КОД с достаточно высокой степенью точности может быть выполнено посредством математической модели, заимствованной из расчета ВОД. Основные положения уточненной модели, подробно изложены в работе [1]. Модель основана на описании неустановившегося движения сжимаемых сред интегральными законами сохранения масс, импульсов энергии с численным решением, модернизированным методом «распад произвольного разрыва».

На этапе предварительного поиска исходных данных уточненного расчета целесообразно использование менее трудоемкого инженерного метода расчета, приемлемо отражающего основные закономерности рабочего процесса КОД.

Ниже приводятся основные положения такого расчета.

**Решение задачи**

Задачей упрощенного расчета является определение производительности и основных геометрических размеров КОД для заданных параметров сжимающего газа и требуемой напорности его работы.

Согласно особенностям организации рабочего процесса КОД расчет выполняется в два этапа

На первом этапе определяется давление предварительного сжатия воздуха в ячейках в процессе каскадного массообмена.

При моделировании каскадного массообмена принимается допущение о выравнивании давлений в смежных ячейках за период их сообщения посредством соответствующих напорнообменных каналов. Кроме того, полагается отсутствующим влияние теплообмена и трения газов, а также параметров состояния среды в напорнообменных каналах. Последнее допущение, в свою очередь, базируется на предположении незначительности колебаний давления в напорнообменных каналах на установившемся режиме работы КОД.

Для вывода расчетных уравнений рассмотрим произвольную пару смежных ячеек в процессе их сообщения с напорнообменным каналом (рис. 2).

В момент, предшествующий их сообщению с напорнообменным каналом, в ячейке 1 участка предварительного сжатия (поз.А) в объеме  $V_{gi}$  содержится недорасширенный сжимающий газ и в объеме  $V_{airi}$  – сжимаемый воздух с общим давлением  $P_i^c$ . Смежная ячейка 2, расположенная на участке расширения в идеализированном цикле (по условию полного вытеснения сжатого воздуха в контуре высокого давления) заполнена расширяющимися газами с давлением  $P_i^e$ .

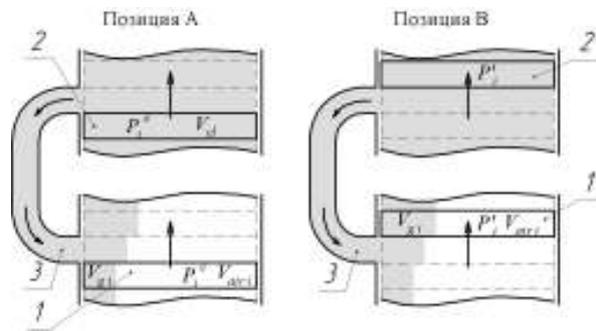


Рис. 2. Расчетная схема процесса каскадного массообмена

1 – ячейка участка сжатия; 2 – ячейка участка расширения; 3 – массообменный канал статора

В результате сообщения ячеек 1 и 2 посредством канала 3 в ячейках 1 и 2 устанавливается общее давление  $P_i'$  (поз.В).

Очевидно, что работа расширения газов в ячейке 2 расходуется на сжатие рабочего тела в ячейке 1  $L_e = L_c$ .

Тогда, используя известное выражение работы идеального газа в адиабатическом процессе, можно записать:

$$\frac{k_g}{k_g - 1} \cdot P_i^e \cdot V_{cl} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_i'}{P_i^e} \right)^{\frac{k_g - 1}{k_g}} \right] = P_i^c \cdot \left\{ \frac{k_g}{k_g - 1} \cdot V_{gi} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_i'}{P_i^c} \right)^{\frac{k_g - 1}{k_g}} \right] + \frac{k_{air}}{k_{air} - 1} \cdot V_{airi} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_i'}{P_i^c} \right)^{\frac{k_{air} - 1}{k_{air}}} \right] \right\}$$

где  $k_g$  – показатель адиабаты сжимающего газа;

$k_{air}$  – показатель адиабаты сжимаемого воздуха

Составляя аналогичные уравнения для всех пар смежных ячеек каскадного массообмена легко получить приведенную ниже систему:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{k_g}{k_g-1} \cdot P_1^e \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_i}{P_1^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right] = \frac{k_c}{k_c-1} \cdot P_1^c \cdot \left[ \left( \frac{P_1^c}{P_1^e} \right)^{\frac{k_{air}-1}{k_c}} - 1 \right] \\ \dots \\ \frac{k_g}{k_g-1} \cdot P_i^e \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_i}{P_i^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right] = P_i^c \cdot \left\{ \frac{k_g}{k_g-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P_i} \right)^{\frac{1}{k_{air}}} \right] \cdot \left[ \left( \frac{P_i}{P_i^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} - 1 \right] + \frac{k_{air}}{k_{air}-1} \cdot \left( \frac{P_a}{P_i} \right)^{\frac{1}{k_c}} \cdot \left[ \left( \frac{P_i}{P_i^e} \right)^{\frac{k_{air}-1}{k_c}} - 1 \right] \right\} \\ \dots \\ \frac{k_g}{k_g-1} \cdot P_{Zk}^e \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_{Zk}}{P_{Zk}^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} \right] = P_{Zk}^c \cdot \left\{ \frac{k_g}{k_g-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_a}{P_{Zk}} \right)^{\frac{1}{k_{air}}} \right] \cdot \left[ \left( \frac{P_{Zk}}{P_{Zk}^e} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} - 1 \right] + \frac{k_c}{k_c-1} \cdot \left( \frac{P_a}{P_{Zk}} \right)^{\frac{1}{k_c}} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_{Zk}}{P_{Zk}^e} \right)^{\frac{k_{air}-1}{k_c}} \right] \right\} \end{array} \right. \quad (1),$$

где  $i=1\dots Z_k$  – номер напорнообменного канала, сообщающего рассматриваемую пару смежных ячеек;

$P_1^c = P_a$  – давление в ячейке в конце процесса наполнения;

$P_1^e = P_r$  – остаточное давление газов в ячейке, в момент, предшествующий сообщению с окном ГНД;

$P_{Zk}^e = P_k$  – давление в ячейке после разобширения ее с окном ВВД;

$P_{Zk}^c = P_c$  – давление в ячейке в момент, предшествующий сообщению ее с окном ГВД (т.н. давление предварительного сжатия);

Решение системы уравнений (1) позволяет определить численное значение  $P_c$ .

На первом этапе расчета находятся размеры окон высокого давления и параметры рабочих сред в

сечениях этих окон.

Сечение окна ГВД рассчитывается из условия реализации заданного расхода активной среды. При этом следует иметь ввиду, что в начальный период сообщения ячейки с окном ГВД часть активной среды расходуется на досжатие рабочего тела в ячейке до уровня давления в окне ВВД. Таким образом, контур окна ГВД условно можно разделить на два сегмента, первый из которых охватывает участок досжатия рабочего тела в ячейке, а второй – вытеснение воздуха через окно ВВД к потребителю.

Для определения соответствующих затрат активной среды на досжатие  $G_I$  и вытеснение  $G_{II}$  (рис. 3.) обратимся к следующим преобразованиям.

Масса активной среды, поступающей в одну ячейку в процессе предварительного подсжатия  $m_I$ , определяется выражением:

$$m_I = \frac{V_{cl}}{R_g \cdot T_g} \left[ \frac{P_k}{\left( \frac{P_k}{P_g} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \cdot \left( 1 - \left( \frac{P_a}{P_k} \right)^{\frac{1}{k_a}} \right) - \frac{P_c}{\left( \frac{P_c}{P_k} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \cdot \left( 1 - \left( \frac{P_a}{P_c} \right)^{\frac{1}{k_c}} \right) \right] \quad (2)$$

Масса активной среды, поступающей в ячейку в процессе вытеснения воздушного заряда сжатого воздуха к потребителю, зависит от последовательности разобшения ячейки с окнами высокого давления.

В случае первичного разобшения ячейки с окном ВВД ячейке устанавливается давление, близкое значению  $P_g$ , в случае первичного разобшения ячейки с окном ГВД – близкое к значению  $P_k$ .

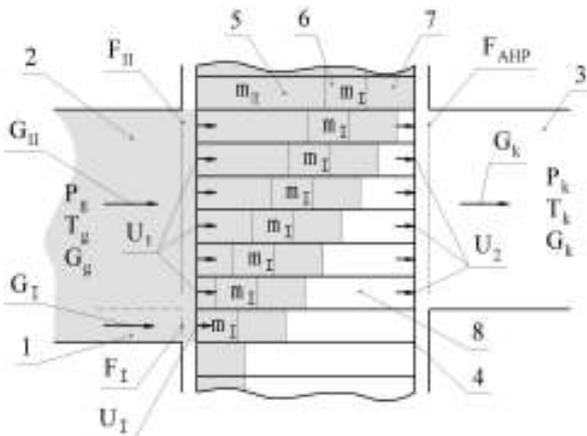


Рис. 3. Расчетная схема процесса досжатия и вытеснения сжатого воздуха в окно ВВД  
1 – сегмент окна ГВД охватывающий участок досжатия рабочего тела в ячейке; 2 - сегмент окна ГВД, охватывающий участок вытеснения воздуха через окно ВВД к потребителю; 3 – окно ВВД; 4 – ротор с ячейками; 5 – сжимающий газ, поступивший в ячейку в процессе вытеснения; 6 - сжимающий газ, поступивший в ячейку в процессе досжатия; 7 - сжимающий газ, поступивший в ячейку в процессе каскадного массообмена; 8 – сжатый воздух

Например, для последнего условия искомая масса  $m_{II}$  при рассмотрении идеального цикла КОД может быть представлена в виде:

$$m_{II} = \frac{V_{cl}}{R_g \cdot T_g} \cdot \frac{P_k}{\left(\frac{P_k}{P_g}\right)^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \cdot \left(\frac{P_a}{P_k}\right)^{\frac{1}{k_{air}}} \quad (3)$$

Имея ввиду  $\frac{G_I}{G_{II}} = \frac{m_I}{m_{II}}$ , а также (2) и (3), получим соотношение:

$$\frac{G_I}{G_{II}} = \frac{\frac{P_k}{\left(\frac{P_k}{P_g}\right)^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_k}\right)^{\frac{1}{k_{air}}}\right)}{\frac{P_c}{\left(\frac{P_c}{P_g}\right)^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \cdot \left(1 - \left(\frac{P_a}{P_c}\right)^{\frac{1}{k_{air}}}\right)} \cdot \frac{\left(\frac{P_c}{P_g}\right)^{\frac{1}{k_{air}}}}{\left(\frac{P_k}{P_g}\right)^{\frac{1}{k_{air}}}}$$

позволяющее с учетом  $G_g = G_I + G_{II}$ , определить значения расходов активной среды в первом и втором сегментах окна ГВД.

В рамках инженерного расчета допустимым упрощением является представление средней скорости потока в сегменте 1 следующей зависимостью стационарного истечения:

$$U_I = \sqrt{2 \cdot R_g \cdot T_g \cdot \frac{k_g}{k_g - 1} \left[1 - \left(\frac{P_m}{P_g}\right)\right]}$$

где  $P_m$  – среднее давление в ячейке в процессе «досжатия».

Проходное сечение сегмента 1 окна ГВД определяется по формуле:

$$F_I = \frac{G_I}{U_I} \cdot \frac{R_g \cdot T_k \left( \frac{P_m}{P_g} \right)^{\frac{k_g-1}{k_g}}}{P_m}$$

Определение расходов рабочих сред в граничных сечениях ячейки ротора на участке вытеснения сжатого воздуха потребителю базируется на допущении об одномерности течений в сегменте 2 окна ГВД и окна ВВД.

Следует заметить, что с точки зрения оценки кинематических характеристик движения рабочих тел в ячейке на участке стационарного течения с определенной степенью упрощения возможно рассмотрение неоднородных газов в ячейке как однородного.

Отмеченное обуславливает возможность использования известных уравнений, описывающих установившееся движение газа в канале с трением для заданного отношения давлений на входе и выходе в граничных сечениях  $\frac{P_g}{P_k}$  [2].

Записанные с помощью известных газодинамических функций  $q(x)$ ,  $y(x)$  уравнения неразрывности и движения имеют вид:

$$\frac{P_{01} \cdot F_1 \cdot q(\lambda_1)}{\sqrt{T_{01}}} = \frac{P_2 \cdot F_2 \cdot y(\lambda_2)}{\sqrt{T_{02}}}, \quad (4)$$

$$\left( \frac{1}{\lambda_1^2} + 2 \cdot \ln(\lambda_1) \right) - \left( \frac{1}{\lambda_2^2} + 2 \cdot \ln(\lambda_2) \right) = \chi, \quad (5)$$

здесь  $P_{01} = P_g$  и  $P_2 = P_k$ ,  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  – полное давление и коэффициенты скорости соответственно в граничных сечениях ячейки;  $F_1 = F_{II}$  – площадь проходного сечения 2-го сегмента окна ГВД;  $F_2 = F_{АНР}$  – площадь проходного сечения окна ВВД;

$\chi = \frac{2 \cdot k_g}{k_g + 1} \cdot \xi \frac{L_R}{d_r}$  – приведенная длина канала, где  $\xi$

– коэффициент трения;  $d_r$  – приведенный диаметр ячейки;  $L_R$  – длина ячейки ротора.

Для адиабатического течения однородного газа в канале постоянного сечения  $T_{01} = T_{02}$  и  $F_1 = F_2$  уравнение (4) сводится к виду:

$$y(\lambda_2) = \frac{P_{01}}{P_2} \cdot q(\lambda_1) \quad (6)$$

Решением системы уравнений (5) и (6) находят коэффициенты скорости  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  в граничных сечениях ячейки.

Таким образом, абсолютные скорости рабочих сред в сегменте 2 окна ГВД и окна ВВД определяются по формулам:

$$U_1 = \lambda_1 \sqrt{\frac{k_g}{k_g - 1} R_g T_g} \text{ и}$$

$$U_2 = \lambda_2 \sqrt{\frac{k_g}{k_g - 1} R_g T_g}$$

Площадь проходного сечения 2-го сегмента окна ГВД:

$$F_{II} = \frac{G_{II} \cdot R_g \cdot T_g}{U_1 \cdot P_g}$$

Минимальный угловой размер 2-го сегмента окна ГВД определяется условием размещения в створке окна не меньше 3...4 ячеек ротора (одновременного подключения к его створкам не меньше 3...4 ячеек ротора) с целью минимизации зоны перемешивания сжимающей и сжимаемой сред.

В свою очередь угол раскрытия окна ВВД  $\phi_{АНР}$  примерно соответствует значению  $\phi_{II}$  ввиду целесообразности исключения обратных течений

рабочей среды в выходных сечениях ячеек в зоне их взаимодействия с окнами высокого давления. Таким образом:

$$F_{АНР} \approx F_{II}.$$

Производительность КОД может быть найдена по формуле:

$$G_k = U_2 \cdot \frac{P_k}{R_{air} \cdot T_k} \cdot F_{АНР} \cdot (1 - \Theta),$$

где  $\Theta$  – относительная степень загромождения окна радиальными перемычками между ячеек.

Геометрические размеры ротора выбираются из условия равенства расхода воздуха в окне ВВД с массовой пропускной способностью ротора с учетом связи углового размера окна ВВД  $\varphi_{АНР}$ , длиной ротора  $L_R$  и частотой его вращения  $n_R$

$$L_R = \varphi_{АНР}^2 \cdot \frac{G_k \cdot R_{air} \cdot T_a}{2160 \cdot n_R \cdot P_a \cdot F_{АНР} \cdot (1 - \Theta)}$$

Доводочные испытания опытных установок КОД подтвердили расчетные показатели работы по параметрам напорности и производительности в диапазоне частот вращения ротор от 1500 до 3500 мин<sup>-1</sup>.

#### Список литературы:

1. Крайнюк А.И., Сторчеус Ю.В. Системы газодинамического наддува. Монография. – Луганск: Изд-во Восточноукр. гос. ун-та, 2000. – 224с.
2. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. – М.: Наука, 1969. – 824с.

УДК 621.436

*А.А. Прохоренко, канд. техн. наук*

## **ВЛИЯНИЕ ДВУХСТАДИЙНОГО СГОРАНИЯ НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ**

### **Введение**

Известно, что в современных дизелях эффективным средством снижения шума их работы, выбросов  $\text{NO}_x$  без ухудшения экономичности является применение двухступенчатого впрыскивания топлива [1, 2]. Такой закон топливоподачи приводит к двухстадийному, разнесенному во времени сгоранию топлива в цилиндре. При этом предварительная или пилотная порция топлива служит для дополнительного «разогрева» воздуха в конце сжатия, что значительно уменьшает период задержки воспламенения (а значит – и количество топлива, испарившегося за этот период) основной порции топлива. В результате этих явлений снижается максимальная скорость

нарастания давления в цилиндре, пропорционально чему уменьшается шум работы двигателя.

Оптимальная величина пилотной порции топлива колеблется в пределах 1...5 % цикловой подачи, а угол опережения ее впрыскивания от основной порции составляет 15...30 град. п.к.в. [2].

Целью настоящей работы является оценка эффективности внедрения двухступенчатого впрыскивания для получения двухстадийного сгорания в автотракторном дизеле на примере двигателя 4ЧН12/14. При этом исследовалось влияние величины пилотной порции топлива и углов опережения впрыскивания основной и пилотной порций на индикаторный КПД цикла, скорость нарастания давления,

максимальное давление цикла, а также на величину максимального КПД цикла, связанного с законом подвода теплоты [6].

Исследование выполнено расчетно-экспериментальным методом – синтезом части опытной индикаторной диаграммы.

### Синтез индикаторной диаграммы

Синтез индикаторной диаграммы основан на математическом моделировании процессов в цилиндре двигателя [3, 4]. При этом основным уравнением является дифференциальное уравнение изменения давления по углу поворота коленчатого вала

$\frac{dp}{d\varphi} = f(\varphi)$ , которое может быть получено из уравнения 1-го закона термодинамики

$$dQ = pdV + dU, \quad (1)$$

где  $dQ$  – элементарное количество теплоты, подведенной к рабочему телу в цилиндре;

$pdV$  – работа изменения объема;

$dU$  – изменение внутренней энергии.

При этом:

$$dQ = B_c Q_u \frac{dx}{d\varphi} d\varphi - \delta Q_w \quad (2)$$

где  $B_c$  – цикловая подача топлива;

$Q_u$  – низшая теплота сгорания;

$\frac{dx}{d\varphi}$  – скорость сгорания топлива;

$d\varphi = 6 \cdot n \cdot d\tau$  – приращение угла поворота коленчатого вала за время  $d\tau$ .

$\delta Q_w$  – элементарное количество теплоты, отведенное от рабочего тела в стенки цилиндра:

$$\delta Q_w = \alpha_T F (T - T_{cm}) d\tau, \quad (3)$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент теплоотдачи (в работе определялся по формуле Эйхельберга [5]);

$F$  – внутренняя поверхность цилиндра;

$T - T_{cm}$  – перепад температур между рабочим телом и стенкой цилиндра;

$$dU = d(MmC_{Vm}T) = d(mC_{Vm}pV)/8314 \quad (4)$$

где  $mC_{Vm}$ ,  $p$  и  $V$  соответственно средняя теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме, его давление и объем цилиндра.

После преобразования уравнения (1) с учетом (2), (3) и (4) получаем расчетное уравнение:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{8314}{mC_{Vm}V} \left( \frac{dx}{d\varphi} B_c Q_u - \delta Q_w \right) - \frac{p}{mC_{Vm}} \left( \frac{dmC_{Vm}}{d\varphi} + \frac{mC_{Vm} + 8,314}{V} \frac{dV}{d\varphi} \right). \quad (5)$$

При решении данного уравнения принимались следующие допущения:

1. Состав рабочего тела на участке сгорания соответствует составу продуктов сгорания. Следовательно, теплоемкость рабочего тела зависит только от температуры.

2. Скорость сгорания  $\frac{dx}{d\varphi}$  задана в виде суммы известных выражений Вибе, описывающих сгорание пилотной и основной порции топлива [3]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6,908 \left[ m_1 \frac{x_1}{\varphi_{z1}} \bar{\varphi}_1^{m_1} e^{-6,908 \bar{\varphi}_1^{m_1+1}} + m_2 \frac{1-x_1}{\varphi_{z2}} \bar{\varphi}_2^{m_2} e^{-6,908 \bar{\varphi}_2^{m_2+1}} \right], \quad (6)$$

где  $m_1$ ,  $m_2$  – показатели динамики сгорания,

$\varphi_{z1}$ ,  $\varphi_{z2}$  и  $\bar{\varphi}_1$ ,  $\bar{\varphi}_2$  – соответственно продолжительность сгорания и относительная текущая продолжительность сгорания пилотной и основной порции топлива;

$x_1$  – относительная величина пилотной порции топлива.

### Параметры работы двигателя и исследуемые режимы

Экспериментальное исследование дизеля 4ЧН12/14 проведено для трех режимов работы. Эксперимент был проведен на кафедре двигателей внутреннего сгорания НТУ «ХПИ» с применением универсального автоматизированного комплекса, обеспечивающего индикацию цилиндра [7]. Основные

показатели работы двигателя на исследуемых режимах, полученные путем обработки экспериментальных данных, приведены в табл. 1. В данном эксперименте имело место штатное, одностадийное сгорание топлива в цилиндре.

Таблица 1. Показатели работы дизеля 4ЧН12/14

№ режима	$n$	$p_e$	$\eta_i$	$p_z$	$(dp/d\varphi)_{max}$	$\eta_{max}$
	мин <sup>-1</sup>	МПа	%	МПа	МПа/град.	%
1	2000	0,93	49,5	10,3	0,34	79,4
2	1500	1,09	47,1	10,7	0,40	81,0
3	1000	0,41	46,0	6,5	0,86	77,0

### Исходные данные и начальные условия

При проведении расчетного исследования было принято, что имеющее место изменение индикаторных показателей не влияет на параметры работы турбокомпрессора и регулятора ТНВД, а значит при варьировании  $x_1$ ,  $\varphi_{n2}$ ,  $(\varphi_{n2} - \varphi_{n1})$  сохраняется постоянным расход воздуха и топлива ( $G_s - \text{const}$  и  $G_m - \text{const}$ ).

Необходимые данные для синтеза индикаторных диаграмм на исследуемых режимах приведены в табл. 2.

Таблица 2. Исходные данные для синтеза

№ режима	$n$	$G_m$	$G_s$	$L_{i0}$	$p_0$
	мин <sup>-1</sup>	кг/ч	кг/ч	Дж	МПа
1	2000	21,6	725	-1200	4,50
2	1500	17,1	463	-1060	3,83
3	1000	5,5	206	-590	2,16

Кроме того, двигатель имеет следующие конструктивные параметры: диаметр цилиндра  $D=0,12$  м, ход поршня  $S=0,14$  м, степень сжатия  $\epsilon = 15,5$ , кинематический параметр КШМ  $\lambda=0,28$ .

математический параметр КШМ  $\lambda=0,28$ .

Начальными условиями при интегрировании уравнения (5) приняты давление в цилиндре  $p_0$  и часть индикаторной работы  $L_{i0}$ , достигнутые к моменту угла поворота коленчатого вала  $\varphi_0 = 340$  град. п.к.в. При этом  $p_0$  и  $L_{i0}$  взяты из экспериментальных индикаторных диаграмм (см. табл. 2). Исходя из утверждения, приведенного выше, считаем, что изменение индикаторных показателей в ходе исследования не влияет на начальные условия.

Изложенная методика решена с помощью математического пакета моделирования MATLAB/Simulink 6.5. Интегрирование выполнялось с шагом по углу поворота коленчатого вала – 0,5 град.

### Идентификация модели

Идентификация полученной модели заключалась в подборе показателей динамики сгорания  $m_1$ ,  $m_2$ , продолжительности сгорания  $\varphi_{z1}$ ,  $\varphi_{z2}$ , относительной величины  $x_1$ , угла  $(\varphi_{n2} - \varphi_{n1})$  для уравнения скорости сгорания (6). Выбранные значения перечисленных параметров приведены в табл. 3, результаты проверочных расчетов – в табл. 4 и на рис. 1–3.

Таблица 3. Параметры идентификации модели

№ режима	параметры				$x_1$	$(\varphi_{n2} - \varphi_{n1})$
	$m_1$	$m_2$	$\varphi_{z1}$	$\varphi_{z2}$		
1	2,5	0,5	8,5°	60°	0,1	6°
2	3	0,5	9°	56°	0,1	6,5°
3	3	0,5	7°	52°	0,41	3,5°



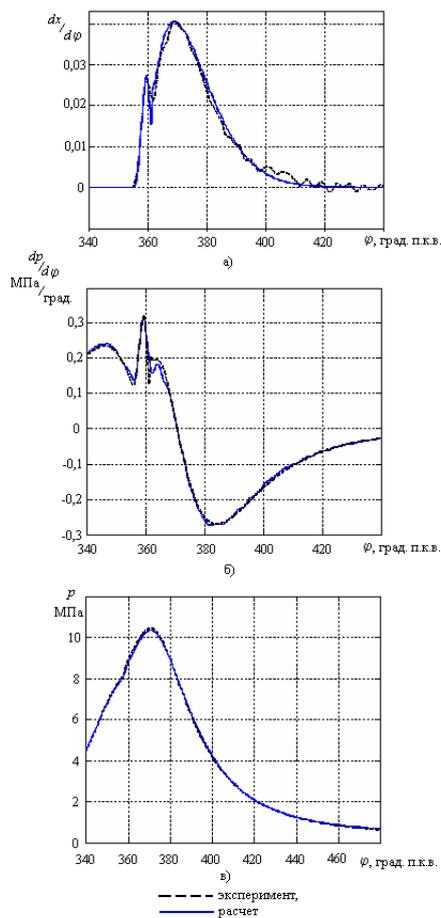


Рис. 1. Результаты идентификации,  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 0,93 \text{ МПа}$ :  
 а) – закон сгорания топлива;  
 б) – скорость нарастания давления;  
 в) – индикаторная диаграмма

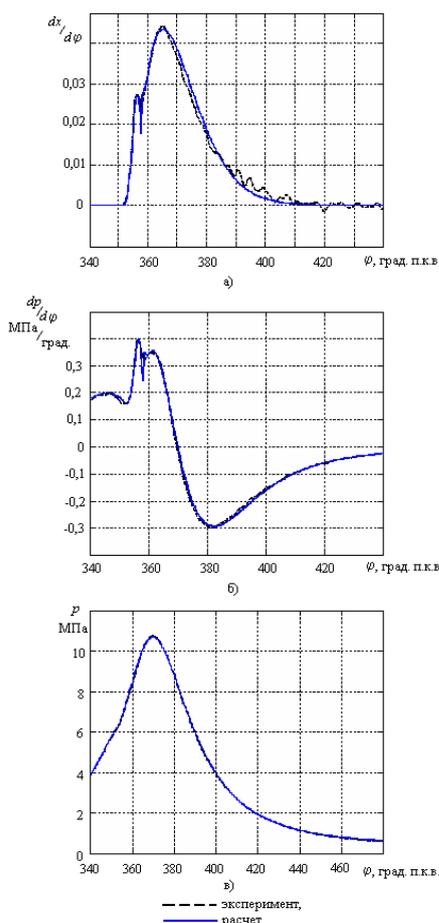


Рис. 2. Результаты идентификации,  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 1,09 \text{ МПа}$ :  
 а) – закон сгорания топлива;  
 б) – скорость нарастания давления;  
 в) – индикаторная диаграмма

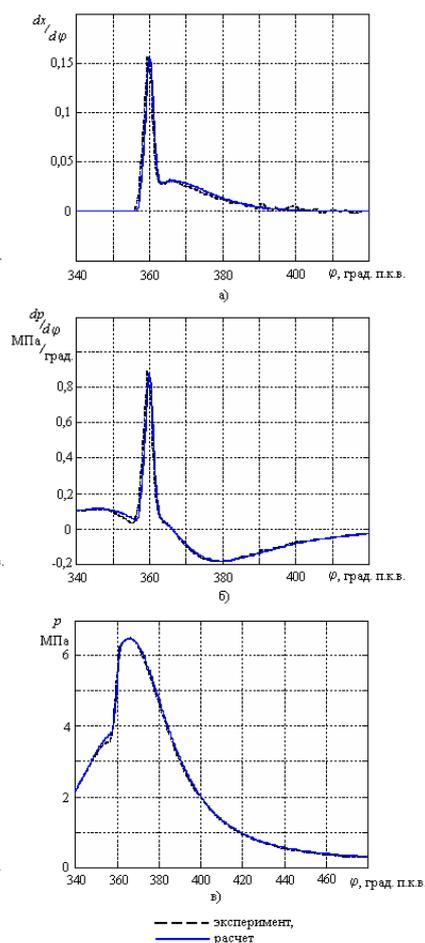


Рис. 3. Результаты идентификации,  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 0,41 \text{ МПа}$ :  
 а) – закон сгорания топлива;  
 б) – скорость нарастания давления;  
 в) – индикаторная диаграмма

Как видно из табл. 4 и рисунков, погрешность расчета индикаторных показателей при синтезе индикаторной диаграммы не превышает 5 % по сравнению с показателями, полученными путем анализа экспериментальных индикаторных диаграмм.

3	$p_z$	10,7 МПа	10,7 МПа
	$(dp/d\varphi)_{max}$	0,39 МПа/град.	0,40 МПа/град.
	$\eta_{max}$	81,1 %	81,0 %
	$\eta_i$	46,2 %	46,0 %
	$p_z$	6,5 МПа	6,5 МПа
	$(dp/d\varphi)_{max}$	0,88 МПа/град.	0,86 МПа/град.
	$\eta_{max}$	77,2 %	77,0 %

Таблица 4. Результаты идентификации модели

№ режима	Параметр	Значение	
		расчетное	экспериментальное
1	$\eta_i$	49,6 %	49,5 %
	$p_z$	10,3 МПа	10,3 МПа
	$(dp/d\varphi)_{max}$	0,32 МПа/град.	0,34 МПа/град.
	$\eta_{max}$	79,5 %	79,4 %
2	$\eta_i$	47,1 %	47,1 %

**Условия проведения расчетного исследования**

При расчетном исследовании работы двигателя на указанных режимах варьировались следующие параметры, характеризующие закон сгорания топлива:  $x_1$  – относительная величина пилотной порции топлива;  $\varphi_{н2}$  – угол начала сгорания основной порции топлива;  $(\varphi_{н2} - \varphi_{н1})$  – угол опережения воспламе-

нения пилотной порции топлива

Пределы варьирования указанных параметров приведены в табл. 5.

Таблица 5. Пределы изменения варьируемых параметров

Параметр	Пределы варьирования
$x_1$	0...0,1
$\varphi_{н2}$	340° ... 365° п.к.в.
$(\varphi_{н2} - \varphi_{н1})$	0° ... 20° п.к.в.

В ходе проведения исследования допущено, что

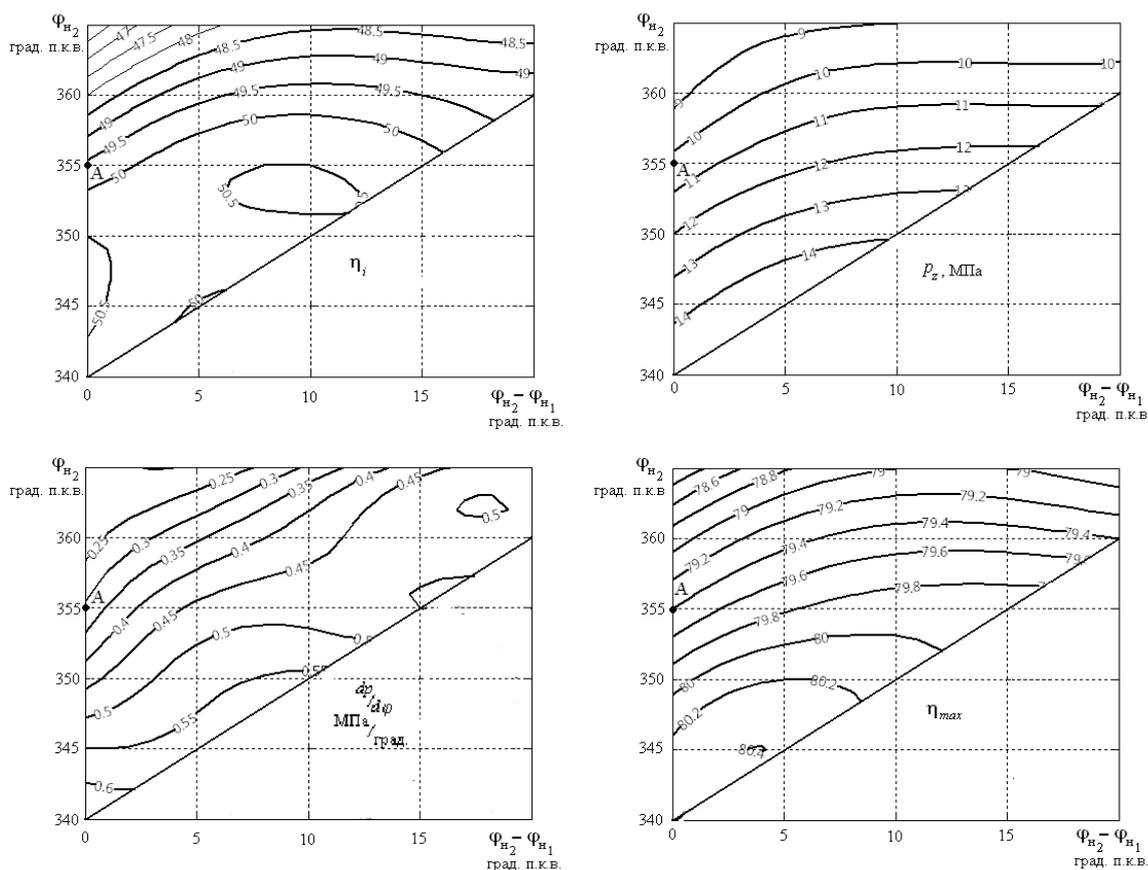


Рис. 4. Результаты исследования:  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 0,93 \text{ МПа}$

Как видно из рис. 4, введение предварительного сгорания при неизменном моменте воспламенения основной порции топлива приводит к увеличению индикаторного  $\eta_i$  и максимального  $\eta_{max}$  КПД цикла, но при этом значительно возрастает максимальное давление цикла  $p_z$  и максимальная скорость нарастания давления  $(dp/d\varphi)_{max}$ , что приводит к увеличению шумности работы двигателя. Однако, существует возможность приблизить к ВМТ начало воспламенения основной порции топлива без ухудшения  $\eta_i$ ,  $\eta_{max}$

изменение варьируемых параметров не приводит к изменению параметров  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $\varphi_{z1}$ ,  $\varphi_{z2}$ .

#### Анализ результатов исследования и выводы

Результаты расчетного исследования влияния характеристик предварительного сгорания на индикаторные показатели дизеля на номинальном режиме работы приведены на рис. 4. При этом доля пилотной порции топлива составляет  $x_1 = 0,1$ . На рисунках штатный режим работы обозначен т. «А».

и значительного повышения  $p_z$  и  $(dp/d\varphi)_{max}$  при создании предварительного сгорания за 10 град. п.к.в. до основного. Например, при  $\varphi_{н2}=360$  град. п.к.в. и  $(\varphi_{н2} - \varphi_{н1}) = 10$  град. п.к.в. возможно получить  $\eta_i = 49,8 \%$ ,  $\eta_{max} = 79,5 \%$  при  $p_z = 10,7 \text{ МПа}$  и  $(dp/d\varphi)_{max} = 0,45 \text{ МПа/град}$ . (см. для сравнения табл. 4).

Большого эффекта можно добиться при уменьшении пилотной порции до  $x_1 = 0,03$ . Результаты такого исследования представлены на рис. 5. Характер и величина изменения  $p_z$  и  $\eta_{max}$  при этом остаются

ся примерно такими, как показано на рис. 4. Видно, что при  $\varphi_{H2} = 360$  град. п.к.в. и  $(\varphi_{H2} - \varphi_{H1}) = 12$  град. п.к.в. достигается  $\eta_i = 49,6\%$ ,  $\eta_{max} = 79,4\%$  при  $p_z = 10,3$  МПа и  $(dp/d\varphi)_{max} = 0,28$  МПа/град. Индикаторная диаграмма, а также изменение  $\frac{dp}{d\varphi} = f(\varphi)$  и  $\frac{dx}{d\varphi} = f(\varphi)$  при таких параметрах представлены на рис.6.

По оценке [1], уменьшение  $(dp/d\varphi)_{max}$  от 0,32 МПа/град. до 0,28 МПа/град. приводит к уменьшению шума работы дизеля на 4...5 ДБа.

Результаты исследования для режима максимального крутящего момента представлены на рис.7. Точка «Б» - штатный режим. Из рисунка видно, что введение предварительного сгорания за 12 град. п.к.в. до основного и смещение начала основного в 360 град. п.к.в. позволит уменьшить  $(dp/d\varphi)_{max}$  до 0,35 МПа/град. при сохранении уровня  $\eta_i \approx 47\%$  на этом режиме работы двигателя.

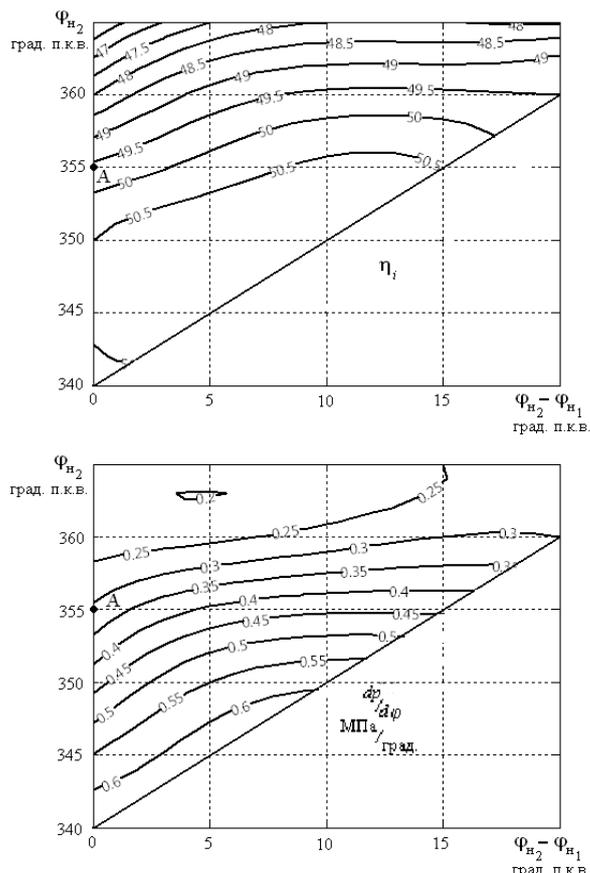


Рис. 5. Результаты исследования:  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 1,09 \text{ МПа}$

Наибольшая эффективность по снижению  $(dp/d\varphi)_{max}$  и шума работы двигателя достигается на режимах частичных нагрузок и малых частот вращения коленчатого вала. Пример расчетов для такого режима ( $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 0,41 \text{ МПа}$ ) представлен на рис. 8.

Как известно, сгорание на частичных режимах характерно тем, что в результате сравнительно невысоких давлений и температур в цилиндре в конце такта сжатия значительно увеличивается период задержки воспламенения и, как следствие, количество топлива, испарившегося за этот период. Практически все это испарившееся топливо выгорает объемно (первоначальная вспышка), что приводит к высоким значениям скорости нарастания давления  $(dp/d\varphi)_{max}$ . Введение предварительного сгорания позволяет уменьшить период задержки воспламенения основной порции топлива (а, возможно, и выступать в ка-

честве ее воспламенителя). Как видно из рис. 8, такое мероприятие – введение предварительного сгорания 5 % цикловой подачи – позволяет втрое уменьшить  $(dp/d\varphi)_{max}$  цикла (от 0,86 МПа/град. до 0,25 МПа/град.) при сохранении уровня  $\eta_i$  и  $\eta_{max}$  и уменьшении  $p_z$  (от 6,5МПа до 6,2 МПа).

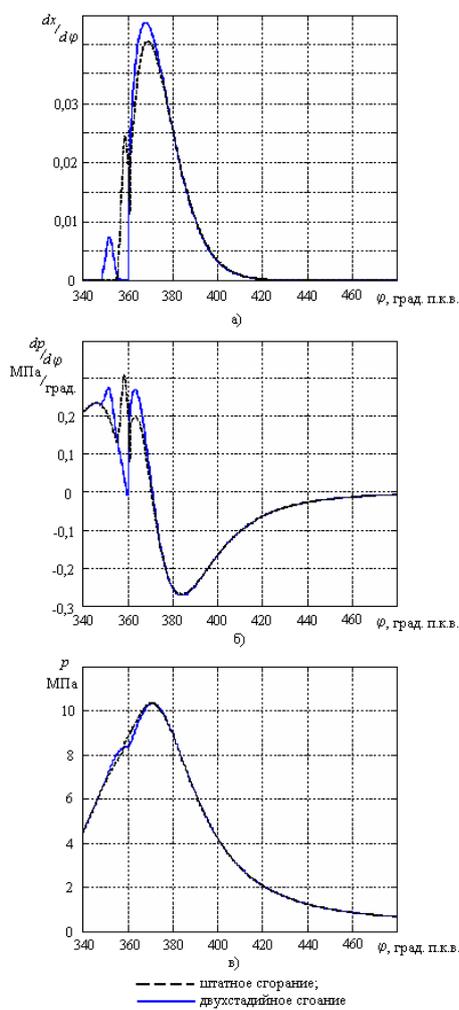


Рис. 6. Результаты исследования,  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 0,93 \text{ МПа}$ : а) – закон сгорания топлива; б) – скорость нарастания давления; в) – индикаторная диаграмма

По результатам выполненной работы можно сделать следующие выводы:

1. Применение предварительного сгорания является одним из путей повышения индикаторного КПД автотракторного дизеля.

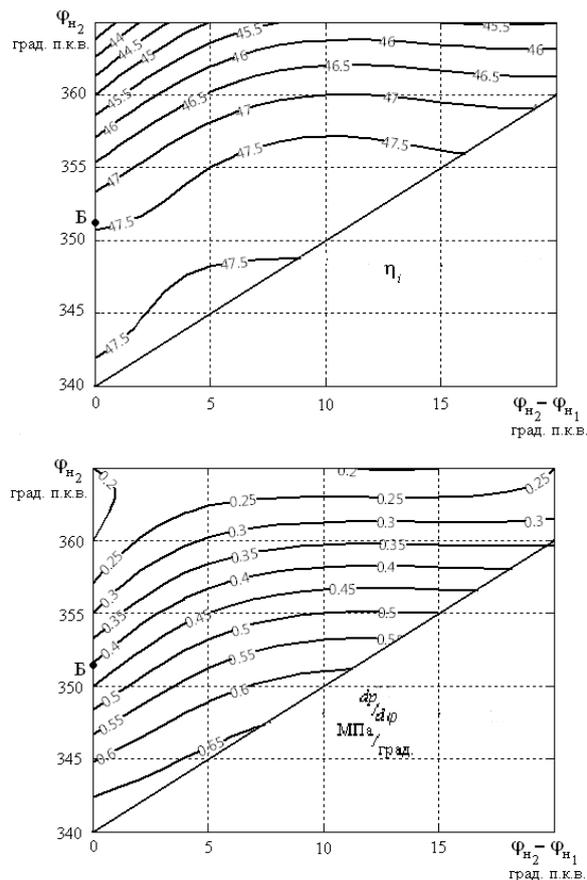


Рис. 7. Результаты исследования:  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 0,41 \text{ МПа}$

2. Применение предварительного сгорания позволяет приблизить к ВМТ и даже удалить за нее начало основного сгорания без значительного ухудшения индикаторного КПД двигателя. В свою очередь, приближение начала воспламенения к ВМТ приводит к уменьшению максимальной скорости нарастания давления, и, как следствие – снижению шума работы двигателя.

3. Рациональная величина пилотной порции топлива, участвующей в предварительном сгорании, составляет 3...5 % от цикловой подачи.

4. Рациональный угол опережения воспламенения пилотной порции топлива – 10...12 град. п.к.в. до воспламенения основной порции.

5. Очевидно, что для повышения индикаторного КПД цикла за счет увеличения  $\eta_{max}$  необходимо увеличивать температуру рабочего тела на участке подвода теплоты (сгорания топлива), например пу-

тем: уменьшения коэффициента избытка воздуха или увеличения степени сжатия.

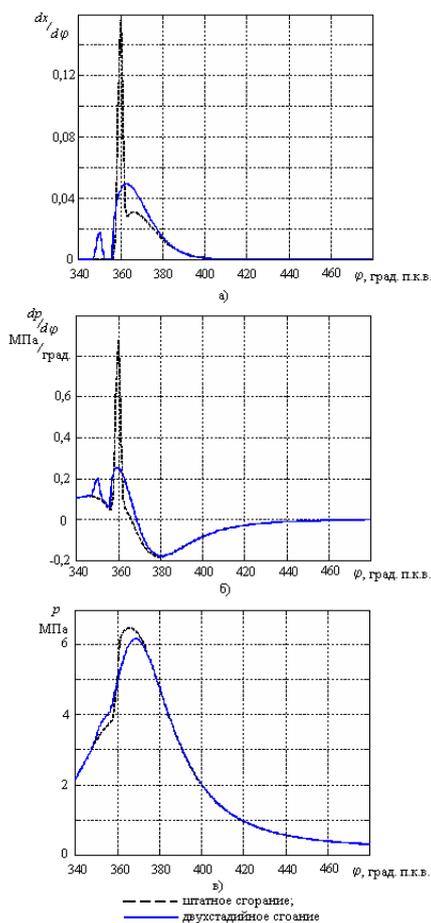


Рис. 8. Результаты исследования,  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $p_e = 0,41 \text{ МПа}$ : а) – закон сгорания топлива; б) – скорость нарастания давления; в) – индикаторная диаграмма

**Список литературы:**

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. – М: Легион-Автодата, 2004. – 344 с.
2. Системы управления дизельными двигателями. – М: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 485 с.
3. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности: Под ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: Тэхника, 1992. – 272 с.
4. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ: Под ред. Р.М. Петриченко. – Л.:Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1990. – 328 с.
5. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. Н.Х. Дьяченко. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-е, 1974. – 552 с.
6. Шокотов Н.К., Марченко А.П. Эксергия и закон подвода теплоты // Двигатели внутреннего сгорания. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. Вып. 53 – X.: ХПИ, 1993 С. 3-10.
7. Марченко А. П., Прохоренко А.А., Мешков Д. В. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС. // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. – Харків: НТУ „ХПИ”. – 2006. – С. 119-122.

УДК 621.43.003.13.:504

С.А. Ероценков, д-р техн. наук, В.А. Корогодский, канд. техн. наук,  
О.В. Василенко асп.

## АНАЛИЗ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ ДН-4М С КАРБЮРАТОРОМ И НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВПРЫСКОМ ТОПЛИВА

### Введение и постановка проблемы

В связи с ограниченностью запасов органического топлива и стабильным ростом его потребления, особенно жидкого и газообразного, проблема его рационального и эффективного использования выходит в разряд наиболее острых и требующих неотлагательного решения. При этом основным потребителем светлых жидких топлив являются в настоящее время двигатели внутреннего сгорания (ДВС), которые производят более 80% механической энергии, потребляемой человечеством в своей деятельности [1]. Из них весьма представительным классом по количеству выпускаемых в мире единиц оказались ДВС с искровым зажиганием (ИЗ), как двухтактные, так и четырехтактные.

Двухтактные двигатели с ИЗ при внешнем смесеобразовании имеют повышенный расход топлива и значительный выброс вредных веществ (ВВ) с отработавшими газами (ОГ). Низкий уровень экономических и экологических характеристик таких двигателей обусловлен потерей части топлива при продувке (10–30%) и низким индикаторным КПД ( $\eta_i$ ). Исключить потери топлива при продувке в двухтактном ДВС с ИЗ и повысить  $\eta_i$  возможно путем организации внутреннего смесеобразования с применением непосредственного впрыскивания топлива (НВТ). При этом значительно снижаются и выбросы ВВ в ОГ.

### Анализ публикаций

Повышенные экономические и экологические требования к современным ДВС с ИЗ способствовали созданию рабочих процессов и конструкций двух-

тактных ДВС с ИЗ, оборудованных системами НВТ. За рубежом фирмами Yamaha, Aprilia, Orbital Co. и т.д. [2, 9] широко внедряются в производство двухтактные ДВС с ИЗ и НВТ. При этом разработки австралийской фирмы Orbital Co. защищены более 800 патентами [3]. Следует отметить разработки двухтактных ДВС с ИЗ и НВТ фирмы Evinrude, один из двигателей этой фирмы признан лучшим двигателем 2006 года [4]. На протяжении последних лет в странах СНГ также ведутся исследования двухтактных двигателей с ИЗ и НВТ. В работе [5] предлагается использовать на легковых автомобилях двухтактные двигатели с прямоточной продувкой. В работах [6, 7] отмечается, что применение НВТ на двухтактных двигателях с ИЗ позволяет получить значительное снижение расхода топлива и токсичности ОГ. Наиболее высокие показатели были получены в работе [8], где предложено использовать НВТ с глубоким расслоением топливо-воздушного заряда (ТВЗ) на частичных нагрузках. Организация рабочего процесса с расслоением ТВЗ в двухтактном двигателе с ИЗ позволила в среднем в 1,5 раза снизить расход топлива и значительно уменьшить выбросы ВВ с ОГ.

### Цель и задачи исследований

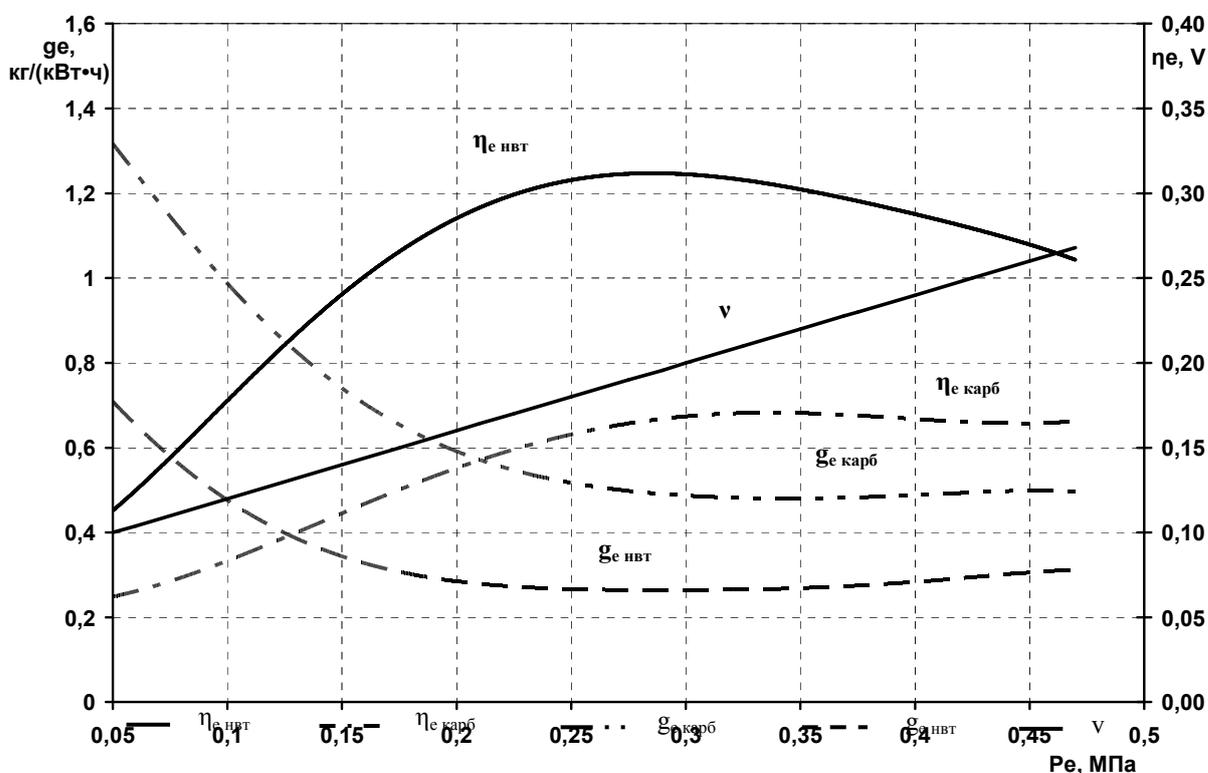
Целью настоящих исследований являлось оценка экономических и экологических показателей двигателя ДН-4М с ИЗ с внешним смесеобразованием (карбюратор) и внутренним смесеобразованием (НВТ).

### Обработка и анализ экспериментальных данных

Экспериментальные исследования проводились по нагрузочным характеристикам при частоте вращения коленчатого вала  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$  на двухтактном одноцилиндровом двигателе для средств малой механизации ДН-4М ( $S/D=87/82$ ;  $\varepsilon=8,5$ ) с ИЗ воздушным охлаждением и кривошипно-камерной продувкой. Во время эксперимента применялись две системы питания двигателя. С карбюраторной системой питания обеспечивалась однородная топливовоздушная смесь (ТВЗ) при  $\alpha=0,8-0,9$ , а система НВТ позволила организовать пленочное смесеобразование и расслоение ТВЗ при значении  $\alpha_2=1,4-2,0$

на частичных режимах работы двигателя и однородный стехиометрический состав ТВЗ в цилиндре при полной нагрузке  $\alpha_1 \approx 1,0$ . Непосредственный впрыск топлива и расслоение ТВЗ позволили повысить степень сжатия  $\varepsilon=12$  и при работе на низкооктановом топливе.

Для двигателя с НВТ минимальный удельный эффективный расход топлива составил  $g_{e \text{ min}}=264 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$  ( $\eta_{e \text{ max}}=0,31$ ) в диапазоне изменения нагрузок от  $P_e=0,25 \text{ МПа}$  до  $P_e=0,32 \text{ МПа}$ , а при карбюраторной системе питания –  $g_{e \text{ min}}=483 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$  ( $\eta_{e \text{ max}}=0,17$ ) при  $P_e=0,3-0,4 \text{ МПа}$  (рис. 1) [8].



Существенное снижение расхода топлива (в 1,83 раза) и повышение эффективного КПД во всем диапазоне изменения нагрузок достигнуто за счет исключения потерь топлива при продувке и повышения индикаторного КПД за счет повышения степени сжатия до  $\varepsilon=12$  и организации эффективного процесса сгорания расслоенного ТВЗ.

Потери топлива при продувке цилиндра с карбюраторной системой питания могут быть определе-

ны через коэффициент утечки продувочного воздуха ( $\nu$ ). Он равен отношению количества транзитного воздуха ( $G_{e, \text{тр}}$ ) при продувке к количеству воздуха ( $G_e$ ), поступившего в цилиндр за цикл или за час работы двухтактного двигателя и определялся по формуле:

$$\nu = \frac{G_{B,mp}}{G_B} = \frac{G_{B,mp}}{G_{B,ц} + G_{B,mp}} = \frac{G_{B,mp}}{G_{B,ц} \cdot \left(1 + \frac{G_{B,mp}}{G_{B,ц}}\right)}, \quad (1)$$

где  $G_B$  – количество поступающего на впуске в цилиндр воздуха, кг/ч;

$G_{B,mp}$  – количество транзитного, вытекающего в выпускную систему воздуха при продувке цилиндра, кг/ч;

$G_{B,ц}$  – количество воздуха, оставшегося в цилиндре, кг/ч.

Поскольку продувка производится ТВС, то предполагая, что при газообмене концентрации поступающей в цилиндр и вытекающей из него ТВС одинаковы, можно утверждать, что количество потерянного транзитного воздуха ( $G_{B,mp}$ ) при продувке будет пропорционально количеству потерянного транзитного топлива ( $G_{T,mp}$ ) и количеству потерянной транзитной ТВС, тогда:

$$Z = \frac{G_{B,mp}}{G_{B,ц}} = \frac{G_{T,mp}}{G_{T,ц}} = \frac{G_{см,mp}}{G_{см,ц}} \quad (2)$$

и

$$\nu = \frac{G_{B,mp}}{G_B} = \frac{G_{T,mp}}{G_T} = \frac{G_{см,mp}}{G_{см}} = \frac{Z}{1+Z}, \quad (3)$$

где  $G_T$  – количество поступающего на впуске в цилиндр топлива, кг/ч;

$G_{T,mp}$  – количество транзитного топлива, потерянного при продувке цилиндра, кг/ч;

$G_{T,ц}$  – количество топлива, оставшегося в цилиндре, кг/ч;

$G_{см}$  – количество поступающей на впуске в цилиндр ТВС, кг/ч;

$G_{см,mp}$  – количество транзитной ТВС, потерянной при продувке цилиндра, кг/ч;

$Z$  – коэффициент, учитывающий потерю воздуха, топлива или ТВС при продувке цилиндра, кото-

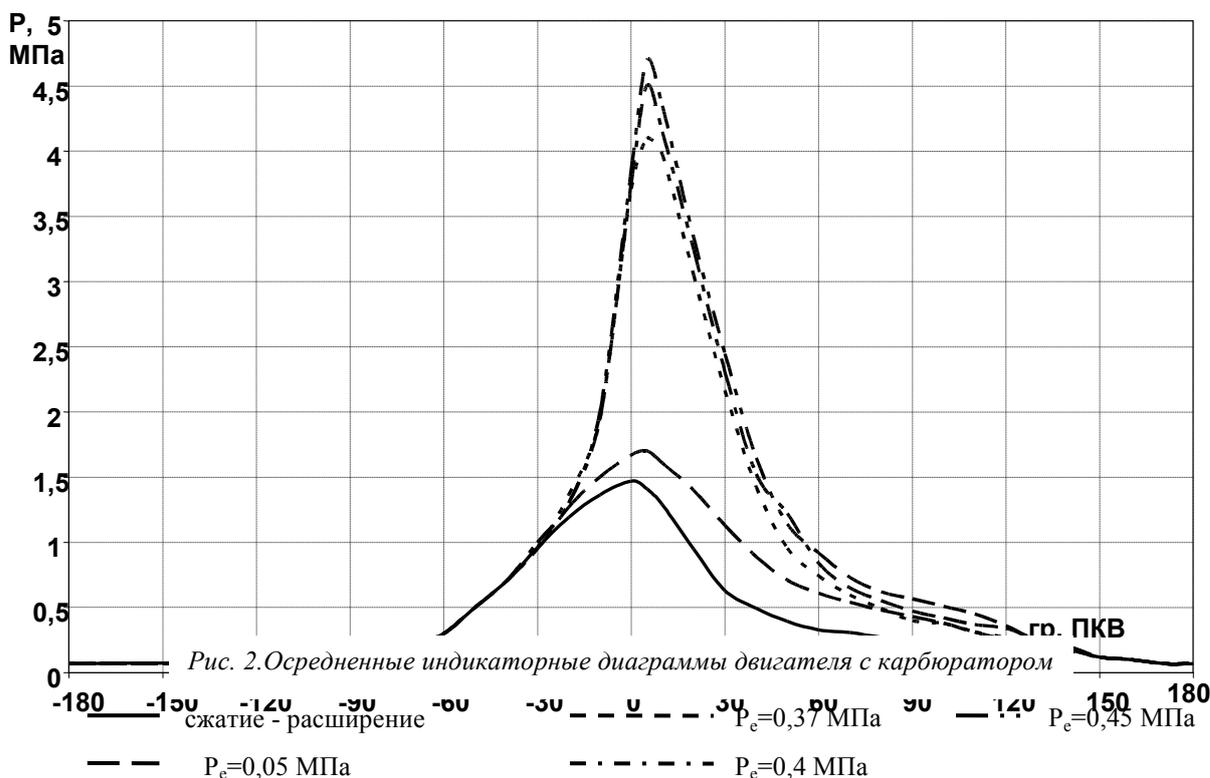
рый равен отношению количества транзитного воздуха ( $G_{B,mp}$ ), топлива ( $G_{T,mp}$ ) или ТВС ( $G_{см,mp}$ ) при продувке к количеству воздуха ( $G_{B,ц}$ ), топлива ( $G_{T,ц}$ ) или ТВС ( $G_{см,ц}$ ), оставшихся в цилиндре после завершения процессов газообмена.

В результате экспериментальных исследований установлено, что с повышением нагрузки от  $P_e=0,05$  МПа до  $P_e=0,47$  МПа коэффициент утечки продувочного воздуха ( $\nu$ ) возрастает от 0,1 до 0,27 (рис. 1), что соответствует потере топлива в зависимости от нагрузки на 10-27%. Если теоретически исключить потери топлива при продувке, то можно считать, что с карбюраторной системой питания  $g_e$  снижается на 10-27% при работе по нагрузочной характеристике двигателя при  $n=3000$  мин<sup>-1</sup> (рис. 1).

Таким образом, установлено, что при переходе в двухтактном двигателе с ИЗ с внешнего смесеобразования к внутреннему за счет исключения потерь топлива при продувке экономичность двигателя повышается на 10–27%, а остальное повышение экономичности достигнуто за счет улучшения  $\eta_i$  путем повышения степени сжатия ( $\epsilon$ ) с 8,5 до 12 и эффективной организации процессов смесеобразования и сгорания расслоенного ТВЗ.

Для сравнительной оценки эффективности протекания внутрицилиндровых процессов при НВТ и карбюраторной системе питания был выполнен анализ индикаторных показателей двухтактного двигателя ДН-4М. Определение индикаторных показателей двигателя проводилось по развернутым осредненным индикаторным диаграммам на режимах нагрузочной характеристики при  $n=3000$  мин<sup>-1</sup>. Осредненная индикаторная диаграмма на каждом режиме определялась путем обработки одноцикловых диаграмм, где устанавливалось  $p_z^{cp}$  исходя из  $p_z^{max}$  и  $p_z^{min}$  ( $p_z^{cp} = \frac{p_z^{max} + p_z^{min}}{2}$ ). Затем, по расчетному значению  $p_z^{cp}$  из 100 диаграмм выбиралась наиболее

близкая, которая затем подвергалась обработке. На рис. 2 и 3 приведены примеры таких диаграмм.



Для определения  $\eta_i$  двигателя с карбюратором использовалась методика, изложенная в [10]. Согласно этой методике при определении  $\eta_i$  учитывается только то топливо, которое осталось в цилиндре ( $G_{T.ц}$ ). Тогда общее количество топлива ( $G_T$ ), поступающего в двигатель за цикл можно определить как:

$$G_T = G_{T.ц} + G_{T.mp} = G_{T.ц} \left( 1 + \frac{G_{T.mp}}{G_{T.ц}} \right) \quad (4)$$

или согласно формулы (2)

$$G_T = G_{T.ц} (1 + Z). \quad (5)$$

Определение индикаторного КПД для двухтактного двигателя с внешним смесеобразованием производилось по формуле:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot G_T} = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot (G_{T.ц} + G_{T.mp})} = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot G_{T.ц} \cdot (1 + Z)} = \eta_i' \cdot \frac{1}{1 + Z} \quad (6)$$

$$\text{где } \eta_i' = \frac{L_i}{Q_n^p \cdot G_{T.ц}} = \eta_i (1 + Z),$$

$\eta_i'$  – индикаторный КПД, определяемый по новой методике;

$\eta_i$  – индикаторный КПД, определяемый по общепризнанной методике;

$L_i$  – внутрицилиндровая индикаторная работа газов за цикл, кДж;

$Q_n^p$  – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$G_{T.ц}$  – количество топлива, оставшегося в цилиндре за цикл, кг/цикл;

$G_{T.mp}$  – количество транзитного топлива, потерянного при продувке цилиндра, кг/цикл;

Тогда формула для определения эффективного КПД ( $\eta_e$ ) примет вид:

$$\eta_e = \frac{L_e}{Q_n^p \cdot G_T} = \frac{\eta_m \cdot L_i}{Q_n^p \cdot G_T} = \eta_m \frac{L_i}{Q_n^p (G_{T,ц} + G_{T,mp})} =$$

$$= \eta_m \cdot \frac{L_i}{Q_n^p \cdot G_{T,ц} + Q_n^p \cdot G_{T,mp}} =$$

$$= \eta_m \cdot \frac{L_i}{Q_n^p \cdot G_{T,ц} \cdot \left(1 + \frac{G_{T,mp}}{G_{T,ц}}\right)} = \eta_m \cdot \eta_i \cdot \frac{1}{(1+Z)}, \quad (7)$$

где  $L_e$  – эффективная работа за цикл на выходном валу двигателя, кДж;  
 $\eta_m = N_e/N_i = P_e/P_i$  – механический КПД двигателя;  
 $\eta_i = 3600/(Q_n^p \cdot g_i)$  – индикаторный КПД двигателя.

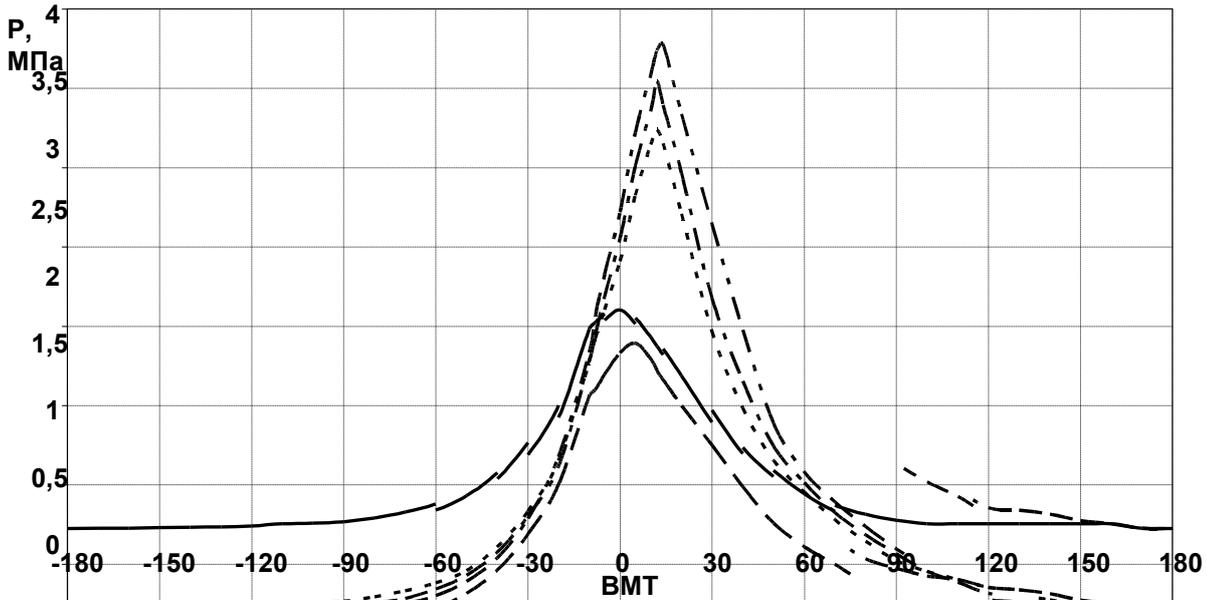


Рис. 3. Средние индикаторные диаграммы двигателя с системой НВТ

- сжатие - расширение
- $P_e=0,06$  МПа
- · - ·  $P_e=0,21$  МПа
- · - ·  $P_e=0,29$  МПа
- · —  $P_e=0,47$  МПа

По предложенной методике определен индикаторный КПД с учетом зависимостей  $\eta_i=f(P_e)$  при  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 4).

Из рис. 4 видно, что максимальный действительный индикаторный КПД двухтактного двигателя ДН-4 с внешним смесе-

образованием (карбюраторная система питания) с учетом потерь топлива на продувку достигает  $\eta_i'=29,9\%$  в диапазоне нагрузок от  $P_e=0,325$  МПа до  $P_e=0,375$  МПа, а при определении индикаторного КПД без учета потерь топлива на продувку –  $\eta_i=23,6\%$  ( $P_e=0,29,0,325$  МПа).

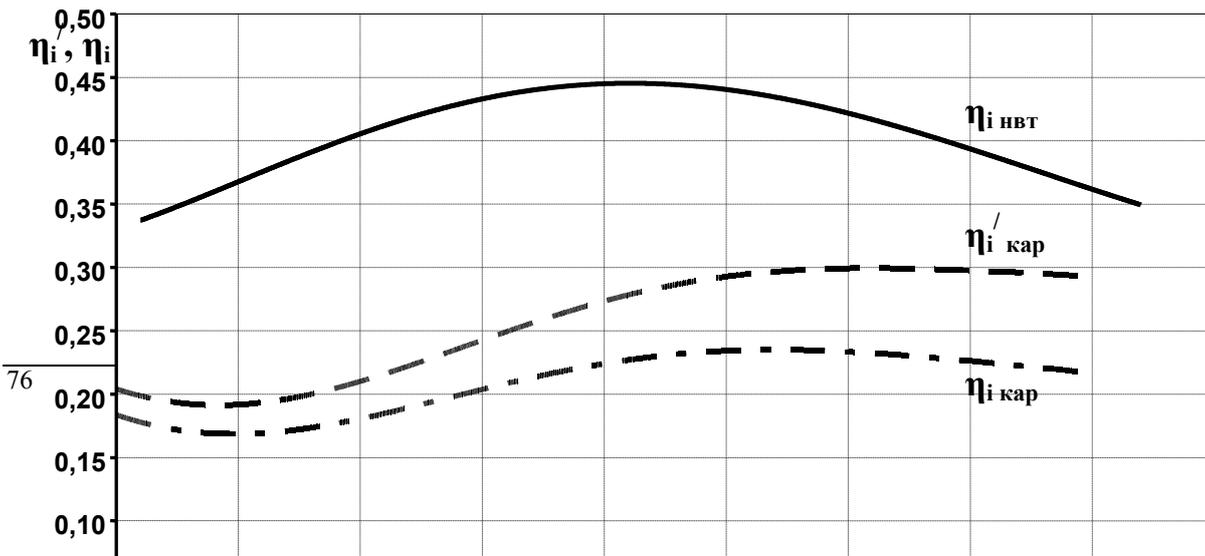


Рис. 4. Индикаторные КПД двигателя с НВТ и карбюратором по нагрузочным характеристикам при  $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

—————  $\eta_{i \text{ НВТ}}$       — — — —  $\eta_{i \text{ карб}}'$       - . - . - .  $\eta_{i \text{ карб}}$

Применение системы НВТ и эффективная организация внутрицилиндровых рабочих процессов с расслоением ТВЗ позволило повысить индикаторный КПД двухтактного двигателя с ИЗ до 44,2% при  $P_e=0,25-0,275 \text{ МПа}$ .

По результатам исследований установлено, что переход двухтактного двигателя ДН-4 с внешнего смесеобразования на внутреннее смесеобразование приводит к значительному снижению расхода топлива в 1,83 раза и выбросов ВВ с ОГ в 7-10 раз за счет исключения потерь топлива при продувке ( $v$ ) в 1,1–1,27 раза и роста индикаторного КПД в 1,48 раза.

#### Выводы

В результате анализа экономических и экологических показателей двухтактного двигателя ДН-4 на режимах нагрузочной характеристики при  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$  с карбюратором и системой непосредственного впрыскивания топлива установлено:

1. Замена карбюраторной системы питания на непосредственный впрыск топлива позволяет снизить расход топлива в 1,83 раза и повысить эффективный КПД в 1,83 раза во всем диапазоне изменения нагрузок.

2. Повышение экономичности с применением непосредственного впрыска топлива происходит за счет исключения потерь топлива при продувке в 1,1–1,27 раза и роста индикаторного КПД в 1,48 раза.

3. Сравнение индикаторного КПД двухтактного двигателя с карбюратором и непосредственным впрыском топлива необходимо правильно производить по индикаторному КПД, определение которого обосновано в методике [10], в которой учитывается только то топливо, которое осталось в цилиндре после закрытия органов газораспределения.

4. Применение непосредственного впрыска топлива при организации расслоения топливоздушной смеси снижает токсичность отработавших газов ( $CO$ ,  $C_nH_m$ ) двухтактного двигателя с искровым зажиганием в 7-10 раз.

#### Список литературы:

1. <http://www.ZA.ru>
2. Iver N.V. *Technology and policy options to control emissions from in-use two – and three-wheelers // In Clearing the Air. Tata Energy Research Institute. – 2000. – №2.*
3. Archer M, Bell G. *Advanced Electronic Fuel Injection Systems – an Emissions Solution for both 2 – and 4-stroke Small Vehicle Engines // Synerject Systems Integration. – 2001. – № 1.*
4. <http://www.evinrude.com>
5. Беляев I. В. *Вибір основних параметрів двотактного двигуна з прямою продувкою для легкового автомобіля: Автореф. дис. ... кан. техн. наук: 05.04.02 / Харківська держ. академ. залізничного транспорту – Харків, 1999 – 14 с.*
6. Крамар С. М. *Покращення паливної економічності і зниження токсичності двотактних бензинових*

двигунів шляхом розділеної подачі свіжого заряду: Автореф. дис. ... кан. техн. наук: 05.05.03 / Нац. транспорт. універ. – К., 2004 – 20 с. 7. Юшин А. Е. Улучшение экономических и экологических показателей двухтактного бензинового ДВС с непосредственным впрыскиванием: Автореф. дис. ... кан. техн. наук: 05.04.02. / Рос. универ. дружбы народов – М., 1998 – 18 с. 8. Корогодський В. А. Вдосконалення процесів сумішоутворення та згоряння в двигунах з іскровим запалюванням при безпосередньому вприскуванні палива: Автореф. дис. ... кан. техн. на-

ук: 05.05.03 / Національного технічного університету “ХПІ” – Харків, 2004 – 22 с. 9. Aprilia S.P.A., “DITECH, Direct Injection Technology”, Press release, May 2000. 10. Єроценков С. А., Корогодський В. А. Щодо індикаторного ККД двигунів внутрішнього згоряння. // Тез. доп. наук.-техн. конф. каф. акад. та спеціалістів залізнич. трансп. за міжнар. участю (17 – 19 квітня 2007 р.). – Харків: ХарДАЗТ, 2007.– с. 23.

УДК 621.43.031.3

**С.А. Алёхин, канд. техн. наук, В.П. Герасименко, д-р техн. наук, И.А. Краюшкин инж., Ю.А. Анимов, канд. техн. наук**

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОДНО- И ДВУХСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА ДЛЯ НАДДУВА ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Применение турбонаддува – эффективное средство повышения литровой мощности двигателей внутреннего сгорания. Широкий спектр схем турбонаддува от простого механически приводимого компрессора до двухступенчатых систем с промежуточным охлаждением воздуха или с промежуточным подогревом газа (система Гипербар [1]) позволяет создавать высокофорсированные дизели. Отличительной особенностью в этом спектре обладают высокооборотные двухтактные танковые дизели конструкции КП ХКБД с высокими параметрами наддува турбокомпрессорного агрегата, механически приводимого от коленчатого вала. Достигнутые уровни степени повышения давления в компрессоре турбонаддува  $\pi_k^* = 4,0 \dots 4,5$  на режимах максимальной рабочей частоты вращения двигателя свидетельст-

вуют об опережении в этом направлении известных дизелестроительных фирм, например, MAN. По ее опубликованным результатам испытаний компрессора достигнуто значение  $\pi_k^* = 3,8$  при  $u_2 = 470$  м/с в системе одноступенчатого наддува [1].

Механическая связь компрессора и турбины с коленчатым валом в танковых дизелях типа 5ТДФ, 6ТД и их различных модификациях обуславливает повышенные требования к компрессору наддува в части обеспечения высоких значений к.п.д. при широкодиапазонной по расходу воздуха напорной характеристике во всей области рабочих частот вращения [2,3].

В работе [4] приведены зависимости полного диапазона напорных характеристик по расходу воздуха  $\Delta \bar{G}$  от конструктивных и режимных парамет-

ров одноступенчатого центробежного компрессора (ЦБК), построенные с использованием данных [5], обобщающих результаты многочисленных экспериментальных исследований высоконапорных ЦБК. В соответствии с этими зависимостями у компрессоров с радиально-лопаточным колесом ( $\beta_{2,t} = 90^\circ$ ) и малой протяженностью безлопаточной части диффузора  $\bar{d}_3 \approx 1,1$ , как это принято для компрессоров наддува танковых дизелей с механической связью, величина  $\Delta \bar{G}$  при  $\pi_k^* = 4,0$  составляет менее 10%, что соизмеримо с необходимым запасом по помпажу. Для обеспечения экономичной работы компрессора на всех эксплуатационных режимах танкового дизеля требуются более высокие значения  $\Delta \bar{G}$  [3, 4].

В практике конструирования ЦБК известны результаты испытаний опытных одноступенчатых компрессоров с  $\pi_k^* = 6 \dots 10$  при КПД  $\eta_k^* = 0,77 \dots 0,815$  [6]. Столь высокие степени повышения давления достигнуты благодаря применению в ЦБК трансзвукового начального участка канала (НУК) на входе, отделенного от основного колеса осевым зазором, позволяющим окружное выравнивание параметров потока. Степени повышения давления в таких НУК находились в диапазоне  $\pi_{\text{нук}}^* = 1,6 \dots 1,81$ . За рабочим колесом при этом часто использовали трубчатые диффузоры с высокими числами Маха на входе  $M_{c_3} = 1,25$ . Несмотря на достигнутые успехи, применение подобных ЦБК в качестве агрегатов турбонадува дизелей пока затруднено из-за эксплуатационных ограничений по прочности колес, загрязнению и износу проточной части, а также из-за узкого диапазона рабочих режимов и т.п.

В 80-х годах прошлого столетия, когда разрабатывался отечественный высокофорсированный дизель 6ТД-2, не было еще достаточного опыта по созданию одноступенчатого высоконапорного ЦБК ( $\pi_k^* \geq 4,0$ ) с широкодиапазонной по расходу воздуха напорной характеристикой. Поэтому для дизеля 6ТД-2 был сконструирован двухступенчатый осецентрированный компрессор (ОЦБК) с максимальными достигнутыми значениями  $\pi_k^* \cong 4,5$  и КПД  $\eta_k \cong 0,83$ , характеристика которого представлена на рис. 1 (КПД показан в скобках).

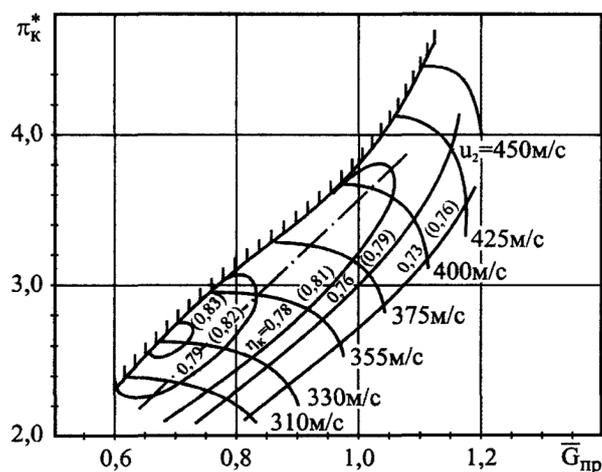


Рис. 1. Характеристика осецентрированного компрессора двигателя 6ТД-2

Трансзвуковое осевое колесо имеет 15 лопаток, а двухъярусное центробежное колесо в первом и втором ярусах —  $z_1 = 16$  и  $z_2 = 32$ , соответственно. С таким компрессором дизели 6ТД-2 успешно эксплуатируются в настоящее время в составе известного украинского танка Т-84.

К основным недостаткам двухступенчатого компрессора следует отнести сложность конструкции и высокую трудоемкость изготовления. Поэтому на протяжении последних лет в КП ХКБД велись многоплановые работы [4, 7, 8] по созданию одноступенчатого ЦБК с характеристиками, удовлетво-

ряющими дизелем 6ТД-2 и последующим его модификациям.

Целью данной статьи является сопоставительный анализ двух схем высоконапорного компрессора наддува танкового дизеля – двухступенчатой и одноступенчатой.

Эксплуатация первых образцов дизеля 6ТД-2 в составе танка и проведенные затем исследования [9] показали, что у двухступенчатого компрессора консольная часть вала, на котором устанавливаются рабочие колеса первой и второй ступеней, при движении танка имеет значительно большее радиальное перемещение по сравнению с одноступенчатым. В связи с этим для исключения касания лопаток ротора, особенно колеса первой ступени, о корпус пришлось отойти от оптимального, с точки зрения минимальных потерь, конечного зазора по лопаткам рабочих колес. Это привело к снижению КПД компрессора примерно на 3% на всех рабочих скоростных режимах (показано вне скобок на рис. 1). Столь значительное ухудшение КПД частично скомпенсировало эффект применения осевой ступени в компрессоре наддува [10].

Переход к одноступенчатой конструкции центробежного компрессора в дизеле 6ТД-2Е (модификации дизеля 6ТД-2) позволил существенно уменьшить консоль ротора. Концевой зазор в этом случае хотя и был выполнен по условиям незадевания ротора о корпус при маневрах танка несколько больше оптимального [11], но КПД компрессора получен по линии рабочих режимов (А-В) на его характеристике (рис. 2) выше, чем двухступенчатого варианта: примерно на 1,5% на режиме  $N_{\max}$  (точка А) и на ~ 2,5% на режиме  $M_{кр\max}$  дизеля (точка В).

Отдельные конструктивные параметры центробежных колес сравниваемых вариантов компрессора приведены в таблице 1.

С целью получения высокого значения коэффициента напора центробежного компрессора без осевой ступени в одноступенчатом варианте применено трехъярусное рабочее колесо вместо двухъярусного с одновременным увеличением количества лопаток последнего яруса с 32 до 44 ( $z_1 = 11$ ;  $z_2 = 22$ ;  $z_3 = 44$ ).

Увеличение числа ярусов колеса и количества лопаток последнего яруса способствует уменьшению циркуляционного течения в межлопаточных каналах и, вместе с этим, ослаблению нестационарных эффектов в последующих элементах компрессорной ступени (безлопаточном и лопаточном диффузорах), а, следовательно, снижению потерь [4, 7]. Обеспечение необходимого запаса по помпажу и широкодиапазонной по расходу воздуха напорной характеристики достигнуто сужением безлопаточной части диффузора ( $b_3/b_2 < 1,0$ ) [8].

Однако применением трехъярусного колеса не удалось полностью компенсировать отсутствие осевой ступени и для получения степени повышения давления на режиме  $M_{кр\max}$ , необходимой для обеспечения требуемого коэффициента приспособляемости дизеля, пришлось увеличить передаточное отношение от коленчатого вала к ротору одноступенчатого компрессора с 12,46 до 12,69, т.е. на 1,85%.

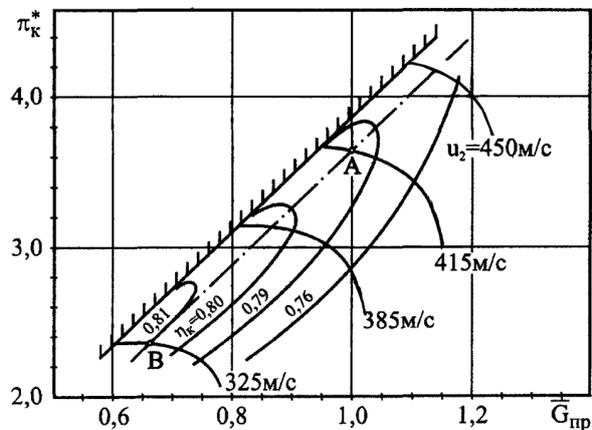


Таблица 1. Конструктивные параметры центробежных компрессоров

Компрессор	Передаточное отношение от коленчатого вала к колесу	Наружный диаметр колеса, мм	Количество лопаток по ярусам	$\frac{D_{0нар}}{D_2}$	$\frac{D_{0вн}}{D_2}$	$\frac{b_2}{D_2}$
Двухступ.	12,46	240	16:32	0,687	0,458	0,0458
Одноступ.	12,69	240	11:22:44	0,616	0,25	0,0541

Исследования дизеля 6ТД-2Е с обоими вариантами компрессора показали, что более высокий КПД одноступенчатого компрессора обеспечивает на режиме  $M_{кр\max}$  при практически таком же наддуве, как и с двухступенчатым компрессором, более эффективное наполнение цилиндров, вследствие чего топливная экономичность дизеля возросла почти на 5%.

На режимах же  $N_{e\max}$  более высокие значения  $\pi_k^*$  двухступенчатого варианта компрессора привели к подаче излишнего количества воздуха в цилиндры, что связано с непроизводительными затратами мощности и, следовательно, ухудшением экономичности дизеля. Установка на дизель одноступенчатого компрессора с более высоким КПД и с несколько меньшей степенью повышения давления позволили на режиме  $N_{e\max}$  уменьшить удельный расход топлива на 6,5%.

Следует отметить, что более высокие значения КПД одноступенчатого компрессора, измеренные на лабораторном стенде, не объясняют полученное столь большое увеличение эффективного КПД дизеля на характерных режимах работы.

Есть предположение, что, работая на сеть с нестационарными давлениями и расходами воздуха (объем воздушного ресивера дизеля 6ТД-2Е всего около 12 дм<sup>3</sup>), потери в одноступенчатом компрессоре из-за нестационарности течения меньше, чем в двухступенчатом компрессоре.

К преимуществам рассмотренного варианта одноступенчатого ЦБК по сравнению с двухступенча-

тым ОЦБК необходимо также отнести более высокие прочностные качества центробежного колеса, обусловленные следующими факторами.

Ввиду того, что втулочный диаметр на входе в колесо одноступенчатого ЦБК меньше, чем в центробежном колесе двухступенчатого ОЦБК при одинаковых наружных диаметрах  $D_2$  (см. табл.1), то центр масс в первом случае располагается на меньшем радиусе и поэтому нагрузки на диск от центробежных сил действуют меньшие.

Кроме того, зона максимального нагружения от центробежных сил с тыльной стороны диска колеса в районе отверстия под вал при прочих равных условиях в одноступенчатом варианте менее нагрета вследствие более благоприятного теплоотвода в направлении ко входу, где более низкие температуры воздуха, чем в двухступенчатом компрессоре после рабочего колеса первой ступени с  $\pi_{1ном}^* = 1,35$ . Это обстоятельство особенно важно, если учесть, что центробежные колеса изготавливаются из алюминиевого сплава АК4-1 и в указанной зоне могут достигаться критические условия по пластической деформации.

Испытания дизеля 6ТД-2Е в составе танка показали возможность надежной работы одноступенчатого компрессора с кратковременным увеличением окружной скорости рабочего колеса до  $u_2 = 540$  м/с, т.е. на 20% выше максимальной рабочей скорости.

Таким образом, выполненные исследования свидетельствуют о целесообразности применения турбонаддува танковых двухтактных дизелей вплоть

до степеней повышения давления  $\pi_{\kappa}^* = 4,0 \dots 4,5$  одноступенчатым ЦБК вместо двухступенчатого осецентробежного компрессора.

### **Список литературы:**

1. Форсированные дизели. Доклады на XI Международном конгрессе по двигателям (СИМАК). Пер. с англ. и франц. – М.: Машиностроение, 1978. – 360 с.
2. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А., Доровской А.Ф. Оценка влияния КПД агрегатов системы турбонаддува на эффективные показатели высокофорсированного двухтактного транспортного двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. – 2003. – №1-2. – С. 29–33.
3. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Учет эксплуатационного загрязнения центробежного компрессора наддува при согласовании его характеристик с характеристиками быстроходного двухтактного транспортного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №2. – С. 66–70.
4. Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Центробежные компрессоры с широкодиапазонной характеристикой для наддува двухтактных транспортных дизелей // Вестник НТУ "ХПИ". – 2001. – №26. – С. 20–27.
5. Кочетков Л.В. Проектирование центробежного компрессора на заданный запас устойчивой работы. – В сб. Исследование, конструирование и расчет тепловых двигателей внутреннего сгорания. – М.: УДК. 621.43: 62-66: 62-62

*Е.В. Белоусов, канд. техн. наук, Т.П. Белоусова, инж.*

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ПРИ СЛОЕВОМ СЖИГАНИИ ТВЕРДЫХ ТОПЛИВ В ПОРШНЕВОМ ДВИГАТЕЛЕ**

### **1. Актуальность проблемы**

Устойчивая тенденция к росту цен на нефть, а также прогнозы об исчерпании ее ресурсов в обозримом будущем делают проблему поиска альтернативных путей расширения топливной базы ДВС актуальной уже в настоящее время. Одним из возможных путей решения проблемы является разработка новых методов прямого сжигания твердых топлив,

- Изд. НАМИ, 1985. – С. 81–87.
6. Новое в зарубежном авиадвигателестроении. – М.: ЦИАМ, 1976. – №3,7,8.
  7. О коэффициенте мощности многоярусного рабочего колеса центробежного компрессора / В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, В.В. Белоус // *Авиац.-косм. техн. i технология: Зб. наук. праць.* – Х.: "ХАИ". – Вип. 26. – С. 75–78.
  8. Алёхин С.А., Анимов Ю.А., Овчаров Е.Н. Исследование по расширению диапазона бесрывной работы лопаточного диффузора высоконапорного центробежного компрессора // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2006. – №1. – С. 81–86.
  9. Методика экспериментальной оценки осевых и радиальных перемещений роторов высокооборотных компрессоров / Бородин Ю.С., Дороженко А.Н., Кондратенко В.Г., Пилипенко С.В., Вахрушев В.И. // *Авиац.-косм. техн. i технология: Зб. наук. праць.* – Х.: "ХАИ", 2002. – Вип. 34. – С. 166–168.
  10. Анализ согласования ступеней двухступенчатого осецентробежного компрессора / Ю.А. Анимов, В.П. Герасименко, И.Л. Ровенский, Н.К. Рязанцев, Н.Н. Алексейчук // *Газовая динамика двигателей и их элементов: Тематич. сб. науч. тр.* – Х.: "ХАИ". – 1987. – С. 72–77.
  11. Герасименко В.П., Алёхин С.А., Анимов Ю.А. Эффекты концевго зазора в высоконапорном ЦБК // *Двигатели внутреннего сгорания.* – 2006. – №1. – С. 9–17.

которые бы позволяли реализовать в поршневых двигателях наиболее эффективные термодинамические циклы. К их числу можно отнести слоевое сжигание твердых топлив с принудительной управляемой продувкой слоя. Основной особенностью твердотопливных поршневых двигателей (ТТД) со слоевым сжиганием является то, что режим подвода теплоты в них напрямую связан с режимом продувки

слоя. Последний, в свою очередь, задается законом перемещения вытеснителя. Таким образом, можно предположить, что в двигателях данного типа могут быть реализованы различные термодинамические циклы как характерные для существующих типов ДВС, так и специальные.

## 2. Анализ литературных источников

Современная теория ДВС выделяет три основных типа рабочих циклов: цикл Дизеля, Отто и Тринклера-Саботе, из которых лишь последние два нашли практическое применение [1]. Термодинамический анализ показывает, что существующие двигатели практически подошли к предельному теоретически возможному КПД рабочего процесса, что делает их дальнейшее совершенствование малоэффективным и связано со значительным усложнением конструкции [2, 3]. В то же время основные положения классической термодинамики позволяют считать, что используемые в настоящее время циклы достаточно далеки от идеальных [4]. В существующих циклах практически не используются изотермические или близкие к ним процессы, лежащие в основе наиболее эффективного теоретического цикла Карно.

В значительной степени данная ситуация связана с невозможностью эффективно управлять процессом сжатия и подвода теплоты в существующих типах двигателей. В то же время особенности конструкции и рабочего процесса ТТПД позволяют эффективно воздействовать на характер протекания термодинамического цикла путем охлаждения воздушного заряда в процессе сжатия [5] и управления продувкой слоя твердого топлива [6].

## 3. Решение проблемы

Принципиальной особенностью рабочего процесса ТТПД является то, что топливо сжигается не в

рабочем цилиндре, а в специальном выносном устройстве – реакторе. В свою очередь, реактор состоит из топочной и вытеснительной камер, которые разделены вытеснительным поршнем, выполняющим одновременно функции золотникового распределителя.

Топочная и вытеснительная камеры соединяются между собой каналом, а с рабочим цилиндром каналами, которые попеременно перекрываются вытеснителем. Твердое топливо, заполняющее топочную камеру, все время находится в активированном состоянии, то есть имеет температуру, достаточную для протекания окислительных реакций с кислородом воздуха. При сжатии воздушный заряд поступает по каналу в вытеснительную камеру. При приближении поршня к ВМТ вытеснитель начинает подниматься, перекрывая один канал и открывая другой канал. Воздух из вытеснительной камеры поступает под слой топлива. Проходя через слой, кислород вступает в реакции с образованием горячих продуктов сгорания, которые возвращаются в рабочий цилиндр и совершают работу расширения. Процессы газообмена в ТТПД аналогичны процессам в классических ДВС.

В организации рабочего процесса в ТТПД можно выделить две особенности, которые принципиально отличают его работу от работы классических ДВС и могут лечь в основу совершенствования термодинамического цикла данного двигателя:

- активация процесса горения топлива осуществляется не за счет теплоты заряда, как в дизелях, и не от постороннего плазменного источника, как в бензиновых или газовых двигателях, а за счет теплоты, аккумулированной слоем твердого топлива;
- характер выделения теплоты в реакторе зависит от режима продувки, задаваемого законом перемещения вытеснительного поршня.

Первая особенность указывает на то, что температура заряда к концу сжатия не имеет существенного значения и может быть снижена путем его охлаждения в процессе сжатия, например, распыливанием воды в объеме рабочего цилиндра. Это позволит снизить затраты работы на сжатие и приблизить процесс к изотермическому. Подробно особенности такого способа охлаждения рассмотрены в работе 5.

Вторая особенность позволяет, изменяя закон движения вытеснителя, осуществлять подвод теплоты по характеристикам, близким к изохоре, изобаре, изотерме или их комбинациям.

Для анализа влияния приведенных выше факторов на характер протекания термодинамического цикла ТТПД была разработана математическая модель рабочего процесса. Она включает в себя подмодели процессов: газообмена, сжатия (в том числе и охлаждаемого) [5], подвода теплоты, расширения, сгорания [7] и подмодель теплообмена рабочего газа со стенками цилиндра. Модель составлена с использованием классических уравнений термодинамики и теории ДВС. Отдельные подмодели более подробно описаны в работах [5, 6, 7].

В качестве объекта моделирования был выбран ТТПД на базе малоразмерного высокооборотного четырехтактного дизеля 4Ч 10,5/11 (Д-144), у кото-

рого геометрическая степень сжатия в расчетах была увеличена до 18, а частота вращения принята равной  $1500 \text{ мин}^{-1}$ .

Было смоделировано шесть различных процессов: три классических с подводом теплоты при  $p=\text{const}$ ,  $V=\text{const}$  и  $V=\text{const}+p=\text{const}$ , а также три специальных с подводом теплоты при  $T=\text{const}$ ,  $V=\text{const}+T=\text{const}$ ,  $p=\text{const}+T=\text{const}$ . Все циклы моделировалось без охлаждения заряда и с охлаждением заряда в процессе сжатия путем распыливания воды. Эффективность влияния охлаждения заряда на рабочий процесс была обоснована ранее в работе [5]. Основные расчетные характеристики для рассмотренных процессов приведены в табл. 1. Расчетные графические зависимости изменения давления и температуры в рабочем цилиндре, закон перемещения вытеснителя, а также характеристики выделения теплоты, коэффициент и скорость тепловыделения (теплонапряженность) представлены на рис. 2, 3. На рис. 2 показаны расчетные зависимости для трех циклов, в которых моделировался изотермический подвод теплоты как самостоятельно, так и в сочетании с изохорным и изобарным. На рис. 3 те же зависимости представлены для рабочих процессов с охлаждением заряда в ходе сжатия.

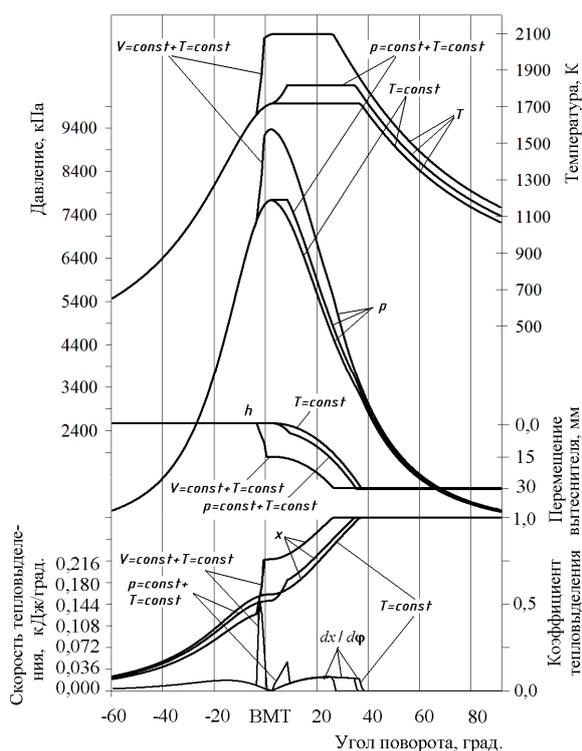


Рис. 2. Расчетные зависимости изменения давления и температуры, а также закон перемещения вытеснителя, коэффициент и скорость тепловыделения при отсутствии охлаждения заряда на сжатии для циклов с изотермическим подводом теплоты

Следует отметить, что наибольшая эффективность рабочего процесса достигается, когда заряд охлаждается не в течение всего сжатия [8], а в продолжение некоторого участка, за которым следует неохлаждаемое сжатие парогазовой смеси. Для рассматриваемого случая наибольшая эффективность рабочего процесса достигается при распыливании в цилиндре  $77 \text{ мм}^3$  воды. Моменту окончания испарения воды соответствует характерный прогиб на линии сжатия (на рис. 3 показан стрелкой).

Выбор закона перемещения вытеснителя осуществлялся путем машинной итерации отдельных точек кривой с шагом  $1^\circ$  по углу поворота коленчатого вала относительно того выходного параметра, по которому осуществлялась оптимизация тепловыделения. При моделировании в качестве изохорного принимался участок цикла, лежащий в интервале

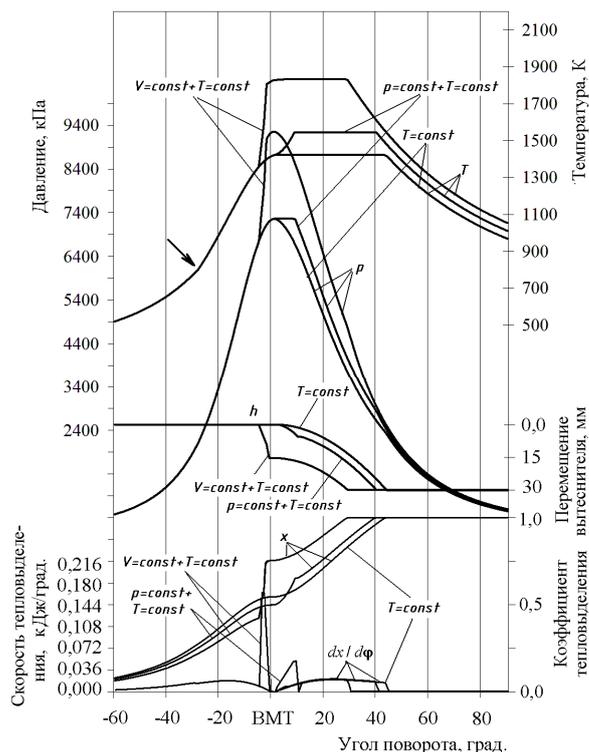


Рис. 3. Расчетные зависимости изменения давления и температуры, а также закон перемещения вытеснителя, коэффициент и скорость тепловыделения при охлаждении заряда на сжатии для циклов с изотермическим подводом теплоты

$-5^\circ \dots \text{BMT} \dots 5^\circ$ . За этот угловой промежуток объем камеры сгорания изменялся не более, чем на 5%.

Результаты моделирования показали, что при использовании изотермического подвода теплоты существенного повышения эффективности рабочего процесса не происходит. Это объясняется тем, что сравнительно высокая температура сохраняется в цилиндре на протяжении длительного участка цикла, в течение которого существенно увеличивается площадь теплообмена со стенками цилиндра. Это приводит к значительным тепловым потерям. В то же время, при использовании изотермического подвода теплоты отмечается существенное снижение максимальных температуры и давления цикла. По сравнению с изохорным подводом, снижение составляет 37 и 30% соответственно для рабочего процесса без охлаждения заряда, а для цикла с охлаждением — 42,3 и 32%. При этом снижение мощности составля-

ет для обоих случаев примерно 26,5%. Из этого следует, что при одинаковом способе подвода теплоты изменение основных параметров цикла происходит пропорционально величине охлаждения заряда при сжатии.

Наиболее эффективным из всех рассмотренных является цикл с последовательным изохорным и изотермическим подводом теплоты, однако повышение эффективности, по сравнению с традиционным цик-

лом с изохорным и изобарным подводом, незначительно и составляет 1,4% для случая с неохлаждаемым сжатием и 4,4% для случая с охлаждаемым сжатием. При этом снижение мощности для первого случая составляет 6,6%, а для второго 5,2%. Более высокая эффективность и незначительное снижение мощности для цикла с охлаждением объясняется более рациональным распределением тепловыделения относительно ВМТ.

Таблица 1. Основные расчетные характеристики процессов в ТТВД

	Способ подвода теплоты											
	изохора		изобара		изотерма		Изохора + изобара		Изохора + изотерма		Изобара + изотерма	
	Без охл.	С охл.	Без охл.	С охл.	Без охл.	С охл.	Без охл.	С охл.	Без охл.	С охл.	Без охл.	С охл.
Максимальная скорость вытеснителя, м/с	27,62	27,62	37,92	31,45	15,80	11,80	27,62	27,62	55,35	55,35	15,04	11,66
Масса топлива, сгоревшего за цикл, г	0,033	0,036	0,033	0,035	0,027	0,027	0,033	0,036	0,030	0,033	0,028	0,0295
Работа, совершаемая за цикл, кДж	0,581	0,686	0,555	0,653	0,428	0,502	0,579	0,687	0,541	0,651	0,468	0,560
Индикаторный КПД рабочего процесса	0,499	0,541	0,479	0,529	0,459	0,527	0,502	0,544	0,509	0,569	0,476	0,543
Инд. часовой расход твердого топлива, кг	1,50	1,63	1,49	1,59	1,20	1,23	1,49	1,63	1,37	1,47	1,27	1,33
Часовой расход условного топлива, кг *	1,23	1,34	1,22	1,30	0,99	1,01	1,22	1,34	1,12	1,21	1,0415	1,0920
Инд. удельный расход теплоты кДж/(кВт×ч)	7214	6654	7509	6807	7840	6831	7167	6612	7073	6322	7568	6627
Удельный расход усл. топлива, кг/(кВт×ч)*	0,170	0,157	0,177	0,160	0,184	0,161	0,169	0,156	0,166	0,149	0,178	0,156
Среднее индикаторное давление, МПа	0,61	0,72	0,58	0,67	0,45	0,53	0,61	0,72	0,57	0,68	0,491	0,59
Индикаторная мощность кВт	7,26	8,57	6,94	8,16	5,35	6,28	7,24	8,59	6,76	8,14	5,85	7,00
Максимальная температура цикла, °С,	2274	1991	2044	1782	1445	1145	2207	1961	1824	1559	1545	1280
Температура в конце расширения, °С	633,5	544, 2	635,1	546,7	556,1	478,5	634,3	546,7	620,1	544, 9	583,9	511,6
Максимальное давление цикла, МПа,	11,05	10,73	7,74	7,40	7,74	7,26	10,06	10,14	9,37	9,25	7,74	7,26
Давление в конце расширения, МПа	0,223	0,227	0,223	0,228	0,205	0,211	0,223	0,228	0,220	0,228	0,212	0,220

\*  $H_u=42,7 \text{ МДж/кг}$

Из таблицы 1 и рис. 2 и 3 видно, что для рассматриваемых условий охлаждение заряда на линии

сжатия позволяет более существенно воздействовать на эффективность рабочего процесса, чем использо-

вание изотермического подвода теплоты. Следует отметить, что охлаждение заряда по-разному влияет на эффективность рабочих процессов с различными способами подвода теплоты. Здесь наблюдается устойчивая тенденция более значительного повышения индикаторного КПД в циклах с изотермическим подводом теплоты. Так, для традиционного способа подвода теплоты при  $V=\text{const}+p=\text{const}$  применение охлаждаемого сжатия приводит к повышению индикаторного КПД на 7,7%, в то время как для цикла с изотермическим подводом повышение составляет 12,9%. Для циклов с подводом теплоты при  $V=\text{const}+T=\text{const}$  и  $p=\text{const}+T=\text{const}$  повышение составляет 10,5 и 12,34% соответственно. Отмечается также устойчивая тенденция к снижению максимальных температуры и давления цикла. При этом снижение температуры для всех циклов сильно не отличается и составляет 246...295,9°C. Это подтверждает высказанное ранее предположение о том, что температура в охлаждаемом цикле снижается пропорционально степени охлаждения заряда и мало зависит от способа подвода теплоты [9]. Снижение максимального давления наиболее значительно для циклов, у которых подвод теплоты не сопровождается ростом давления. Для цикла с изотермическим процессом снижение составляет 0,48МПа, в то же время для цикла с подводом теплоты по  $V=\text{const}+p=\text{const}$  снижение не превышает 0,08МПа. Таким образом, можно предположить, что подвод теплоты по изотерме в реальном цикле теплового двигателя не дает тех термодинамических преимуществ, которые характерны для идеального цикла, главным образом за счет возрастания потерь теплоты в стенки рабочего цилиндра. Эти выводы подтверждаются и результатами экспериментальных исследований, выполненных еще в начале прошлого века

[9]. Очевидно, что наиболее оптимальный закон подвода теплоты в цикле ТТПД должен протекать, не подчиняясь какому-либо определенному порядку чередования изопроцессов, а происходить политропно. Оптимальность подвода теплоты зависит от моментов начала и окончания подъема вытеснителя, закона его движения, продолжительности продувки. Исследование влияния этих параметров на рабочий процесс ТТПД требует отдельного, более детального исследования.

### Выводы

Результаты моделирования различных способов подвода теплоты в ходе осуществления термодинамического цикла ТТПД показали:

– при изотермическом подводе теплоты сравнительно высокая температура, которая сохраняется в цилиндре на протяжении длительного участка цикла, в течение которого значительно увеличивается площадь теплообмена со стенками, не позволяет получить существенного повышения эффективности рабочего процесса;

– использование изотермического подвода теплоты сопровождается снижением максимальных температуры и давления цикла. По сравнению с изохорным подводом снижение составляет 37 и 30% соответственно для рабочего процесса без охлаждения заряда, а для цикла с охлаждением – 42,3 и 32%, при этом снижение мощности составляет для первого и второго случая примерно 26,5%;

– из всех рассмотренных наиболее эффективным является цикл с последовательным изохорным и изотермическим подводом теплоты. Однако повышение эффективности, по сравнению с традиционным циклом Тринклера-Саботе, незначительно и составляет 1,4% для случая с неохлаждаемым сжати-

ем и 4,4% для случая с охлаждаемым сжатием. При этом снижение мощности для первого случая составляет 6,6%, а для второго 5,2%. Более высокая эффективность и меньшее снижение мощности для цикла с охлаждением объясняется более рациональным распределением тепловыделения относительно ВМТ;

– охлаждение заряда на линии сжатия позволяет более существенно воздействовать на эффективность рабочего процесса, чем использование изотермического подвода теплоты. Очевидно, что наиболее оптимальный закон подвода теплоты в цикле ТГПД должен протекать, не подчиняясь какому-либо определенному порядку чередования изопробессов, а политропно;

– использование охлаждения заряда для циклов с изотермическим подводом теплоты позволяет повысить их эффективность на 10...12%, в то время как для традиционных циклов это повышение составляет 7...9%.

**Список литературы:**

1. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др. / под ред. проф. Орлин А.С., Круглова М.Г. – М.: «Машиностроение», 1983. – 480 с. 2. Чайнов Н.Д. Проблемы и перспективы поршневого двигателестроения в России. // «Двигателестроение» 2001. №4 – С. 46-47.

3. Гордеев П.А., Яковлев Г.В. Судовое дизелестроение в конце прошлого века, прогнозы на будущее. // «Двигателестроение» – 2002, №1. – С. 12-14. 4. Кирилин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: «Энергия», 1968. – С. 85-94. 5. Белоусов Е.В. Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в рабочем цилиндре ДВС. // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. – Харьков: изд. НТУ(ХПИ) – 2006. – № 1. – С. 72-78. 6. Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания. – Херсон: ОАО ХГТ, 2006. – 451с. 7. Белоусов Е.В., Белоусова Т.П. Моделирование процесса формирования слоя твердого топлива в реакторе твердотопливного поршневого двигателя со слоевым сжиганием. // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. – Харьков: изд. НТУ(ХПИ) – 2006. – № 2. – С. 126-130. 8. Белоусов Е.В. Охлаждение заряда путем распыливания воды и его влияние на рабочий процесс твердотопливного поршневого двигателя // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничій збірник / АДІ ДонНТУ – Горлівка. 2006. – №2 (3). – С. 22-28. 9. Гюльднер Г. Двигатели внутреннего сгорания, их работа, конструкция и проектирование: в 2-х Т – Т.2. – М.: «МАКИЗ», 1928. – С. 803.

УДК. 629.113

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

## ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ЭНЕРГОНОСИТЕЛЯ

### Введение

В последнее время все чаще дискутируется проблема альтернативной энергетики, особенно в транспортной сфере экономики – ее автомобильном, железнодорожном и водотранспортном секторах. Причиной этому является осознание с одной стороны конечности земных запасов традиционного углеводородного топлива, а с другой – серьезных сдвигов системы планетарного теплового баланса вследствие перенасыщения атмосферы продуктами сгорания углеводородов и угрожающего ухудшения экологической составляющей окружающей среды обитания человека.

### 1. Формулирование проблемы

Поиск альтернативных энергоносителей ведется в самых различных направлениях. Особенно широко пропагандируются этанол и так называемый «биодизель», с достаточно отработанной технологией их производства, но, по сути своей, являющимися теми же самыми углеводородами со всеми присущими им проблемами. Кроме того, следует учитывать также необходимость существенной реструктуризации агросектора, итак с трудом справляющегося с насущными запросами жизнеобеспечения продуктами питания. Из этого следует, что отмеченное направление не является универсальным и не решает проблемы в целом.

Более перспективен путь использования в качестве энергоносителя водорода [5,6,7], ресурсы которого практически неисчерпаемы и могут быть возобновлены, поскольку продуктом его сгорания является исходная вода. То есть, мы получаем близкий к идеальному и наиболее рациональный замкну-

тый цикл, не нарушающий природный материальный и энергетический баланс

По удельной теплоте сгорания водород превосходит бензин почти в 2,5 раза (120 МДж/кг против 45-46 МДж/кг) [1]. Он имеет значительно более широкий диапазон пределов воспламенения (4,0-75,0 % против 1,5-7,6 % об.) и более высокую скорость сгорания водородно-воздушных смесей, что существенно улучшает кинетику горения и повышает термический КПД термодинамического цикла ДВС при меньшей степени нагрева двигателя. Не менее важным является практически полное исключение вредных выбросов в атмосферу и полная конструкционная совместимость углеводородных и водородных систем обеспечения работы ДВС.

Однако, для всех вариантов двигателей на водородном горючем самой серьезной проблемой является сам водород ввиду его весьма низкой плотности (0,09 г/дм<sup>3</sup>). В известных моделях концептуальных автомобилей Honda-FCX и Hy-Wire [2,3] водород предлагается содержать в специальных баллонах общим объемом 150 – 160 дм<sup>3</sup> (3 по 50 дм<sup>3</sup> или 2 по 78 дм<sup>3</sup>) под давлением 35 МПа. Масса хранимого газа при этом составляет всего 4,5 – 4,9 кг или 3,8 МДж/м<sup>3</sup> топливной емкости, что обеспечивает лишь около 400 км пробега автомобиля на одной заправке. Для сравнения, адекватный объем бензина (150 м<sup>3</sup>) при энергопотенции 5062 МДж или 33,75 МДж/м<sup>3</sup> и расходе 10 литров на 100 км позволил бы автомобилю пройти 1500 км.

Кроме этого здесь возникает ряд сложнейших проблем, связанных с безопасностью эксплуатации сжатого до 35 МПа водорода, его низким энергозапасом в автомобиле (4,7 кг H<sub>2</sub> или 570 МДж) и необ-

ходимостью практически с нуля создавать всю производственную и сервисную инфраструктуру автомобилестроения параллельно существующей.

Еще более проблематична система использования жидкого водорода в части сложности его производства, транспортировки, заправки, хранения и эксплуатации в автомобилях.

## 2. Решение проблемы

Одним из наиболее перспективных путей решения проблемы хранения водорода может стать использование ряда гидридов металлов, стабильных в пределах обычных температур их возможной эксплуатации в автомобилях (от 0 до +200<sup>0</sup> С) [1]. Наиболее интересен в этом отношении гидрид алюминия (AlH<sub>3</sub>) [8,9,10,11,12]. Например, в том же условном объеме 150 дм<sup>3</sup> топливной емкости алюмогидрида содержится 22,2 кг водорода или 17,76 МДж/м<sup>3</sup> объема гидрида, в то время как в таком же объеме жидкого H<sub>2</sub> – всего 10,8 кг.

Водород из гидрида алюминия можно извлечь двумя способами:

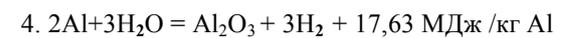
1. Диссоциацией по схеме:



Процесс диссоциации металлгидридов эндотермичен, поэтому для извлечения водорода этим способом необходим предварительный нагрев гидрида до определенной пороговой температуры, существенно индивидуальной для каждого металлгидрида. С прекращением подвода тепла выделение водорода также прекращается, что весьма удобно для регулирования подачи водорода путем дозированного нагрева гидридной массы. Модифицируя гидрид алюминия добавками переходных металлов или РЗЭ с известными каталитическими и стабилизирующими свойствами, можно придать ему композитную структуру интерметаллического сплава, обладающего способностью к многократной регенерации, что может позволить существенно расширить и улуч-

шить эксплуатационные качества этого весьма интересного и перспективного металлгидрида как высокоэффективного, удобного и экологически безопасного аккумулятора водорода.

2. Гидролизом по схеме:



Количество получаемого при этом водорода удваивается по сравнению с его содержанием в исходном гидриде. То есть, из первоначального объема в 150 дм<sup>3</sup> гидрида алюминия гидролизом можно получить уже 44,4 кг газообразного водорода с энергopotенцией 5372 МДж, что уже выше таковой для 150 дм<sup>3</sup> бензина (5062 МДж). Кроме этого, при гидролизе выделяется значительное количество тепловой энергии (15,5 - 18 МДж/кг AlH<sub>3</sub> или около 3700 МДж в варианте 150 дм<sup>3</sup> AlH<sub>3</sub>). Таким образом, полный теоретический энергopotенциал AlH<sub>3</sub> может достигать 9000 МДж, что более чем в 1,8 раза выше адекватного по объему бензина или в 15,8 раза выше, чем в случае сжатого до 35 МПа водорода. Приведенные расчеты свидетельствуют о несомненных перспективах AlH<sub>3</sub> как потенциального энергоносителя в сравнении с углеводородным топливом или газообразным H<sub>2</sub>. Масса контейнера AlH<sub>3</sub> объемом 150 дм<sup>3</sup> в этом случае будет находиться в пределах 220-225 кг, что можно считать вполне приемлемым для автомобиля.

Гидрид алюминия удобен также и тем, что он достаточно стабилен в интервале от -50 до +90<sup>0</sup>С, взрывобезопасен и не токсичен. Его диссоциация начинается при атмосферном давлении с температуры, близкой к 100<sup>0</sup>С, легко достижимой за счет использования тепла отходящих паров воды, а гидролиз протекает бурно уже при стандартных условиях. Другой весьма важной особенностью металло-

гидридных систем хранения водорода в металлической матрице – их высокая безопасность в эксплуатации и при долговременном хранении. Разгерметизация гидридного контейнера не приведет к утечке водорода из системы и, тем более, к взрыву, поскольку водород находится при этом в связанном виде. Частичное выделение водорода из гидрида, вследствие своего эндотермического характера, вызовет адекватное поглощение тепла из окружающей среды и охлаждение гидридной системы с ее возвратом в стабильное равновесное состояние.

Металлогидридные системы аккумуляции водорода не требуют затрат на высокую компрессию или сжижение водорода. Их транспортировка и хранение возможны без особых мер техники безопасности и высокой квалификации персонала [1].

И, наконец, отработанная алюминиевая матрица после гидролиза может быть возвращена на базовый технологический комплекс для регенерации алюминия или его гидрида, то есть, не является расходуемой, а выполняет роль постоянно циркулирующего компонента между генерирующей и потребляющей энергосистемами.

Учитывая вышесказанное, представляется целесообразным рассмотреть термодинамическую, техническую и технологическую возможность использования алюминия или его гидрида для энергообеспечения двигателей внутреннего сгорания (ДВС) в варианте гидролизной схемы, как обладающей наибольшей энергопотенцией.

Поскольку при гидролизе, помимо газовой, образуется также и твердая фаза, необходимо стадию гидролиза конструктивно сформировать в виде отдельного блока (H-генератора) между исходным контейнером с  $\text{AlH}_3$  и рабочим блоком цилиндров ДВС для предварительного разделения потоков газовой и твердой фаз. Для этого может быть использован принцип вихревого конического циклона с последующей доочисткой газовой фазы с помощью

термостойкого фильтра. Тепловая энергия, выделяющаяся при гидролизе в условиях изохорного процесса, распределяется между водородом и оксидом алюминия адекватно их массовым количествам и в соответствии со значениями их теплоемкостей ( $c_p$ ). При этом, на долю газовой фазы (водорода) приходится около 60 % выделяющейся теплоты с весьма высоким термическим потенциалом (около  $3600^\circ\text{K}$ ). Для повышения теплового баланса газовой фазы и снижения термического потенциала до технологически более эффективных значений в систему необходимо ввести дополнительный поглотитель теплоты, роль которого может выполнять добавочная вода, подаваемая на гидролиз и легко образующая дополнительный объем паровой фазы. При этом существенно снижается температура паро-газовой фазы, повышается ее теплосодержание и возрастает давление, что увеличивает эффективность последующих процессов сжатия, сгорания и расширения. В этом случае на стадию адиабатного сжатия поступает высокотемпературная паро-водородная смесь под повышенным давлением, которая, по сути своей, является топливной смесью. После ее сжатия в камеру сгорания подается сжатый воздух или кислород и происходит сгорание водорода с последующим адиабатным расширением, аналогичных циклу Дизеля. Рабочим телом при этом будет являться водяной пар (60-80 % по массе) с примесью азота воздуха (20-40 %). Резкое преобладание в отходящих газах водяного пара позволяет дополнить традиционный термодинамический цикл Дизеля схемой с регенерацией (возвратом) части теплоты отходящей парогазовой фазы и передачей ее воде, поступающей на стадию гидролиза. Для этого в схему добавляется теплообменник-конденсатор, через который во встречных направлениях проходят, с одной стороны, отработанная высокотемпературная парогазовая смесь, а с другой – обратный водяной конденсат, полученный из охлажденной парогазовой смеси.

Выделенный водяной конденсат с температурой 95-100<sup>0</sup>С подается водяным насосом по теплообменнику и забирает часть теплоты от отходящих продуктов сгорания. Азот из последних удаляется на стадии конденсации пара.

Концептуальная схема подобного термодинамического цикла ДВС (Н-дизеля) представляет собой систему (рис. 1), включающую в себя: 1-2 изохорный процесс гидролиза алюмогидрида в объеме Н-генератора; 2-3 адиабатное сжатие паро-водородной смеси в цилиндре двигателя; 3-4 подача сжатого воздуха в камеру сгорания и изобарное сгорание водород-содержащей фазы; 4-5 адиабатное расширение и выполнение работы; 5-6 изохорный процесс передачи в теплообменнике части теплоты конденсата (регенерация,  $q_r$ ); 6-7 конденсация пара и его возврат в процесс; 7-8 процесс нагнетания конденсата в теплообменник водяным насосом; 8-9 нагрев конденсата в теплообменнике до температуры кипения; 9-10 процесс парообразования; 10-1 перегрев пара перед Н-генератором.

Оценку эксплуатационной и экономической составляющей подобного цикла Н-дизеля можно спрогнозировать по сопоставлению удельных энергетических затрат. Исходя из условного объема топливной емкости в 50 дм<sup>3</sup>, масса дизтоплива при его усредненной плотности 0,84 кг/дм<sup>3</sup> составит в этом случае 42 кг, а теплотворная способность по низшей теплоте сгорания – 1790 МДж. При условно принятом усредненном расходе топлива 10 дм<sup>3</sup> на 100 км, указанного энергopotенциала достаточно для пробега автомобилем 500 км. Удельные энергозатраты при этом составят 3,58 МДж/км.

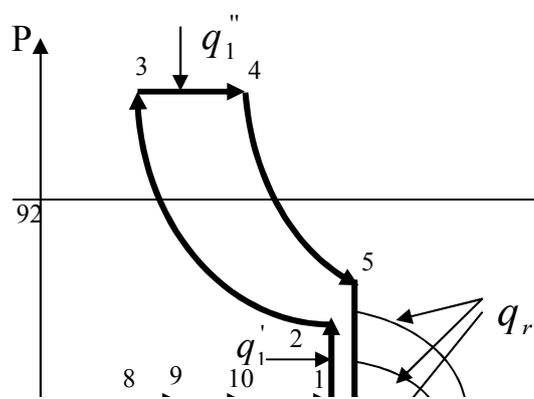


Рис. 1. Схема термодинамического цикла ДВС (Н-дизеля)

Такого же объема емкость с гидридом алюминия имеет массу 72,5 кг и обладает потенциальной удельной теплотворной способностью около 2910 МДж, что обеспечит пробег при адекватных удельных энергозатратах около 815 км при идентичности термодинамики сравниваемых циклов.

В то же время, в рассматриваемом здесь цикле Н-дизеля часть тепловой энергии после совершения работы возвращается в процесс, повышая тем самым термический КПД цикла и выполняемую работу адекватно степени регенерации теплоты. Если же не менять количество выполняемой работы, то для ее совершения в том же объеме потребуется меньшее количество топлива. Предварительные расчеты показывают, что при регенерации 30 % отходящей теплоты ( $q_r$ ), при дополнительном количестве вводимой в процесс теплоты ( $q_1$ ), необходимой для выполнения адекватной работы, расход энергоносителя снижается примерно на 15-20 %. То есть, для пробега 850 км достаточно не 72,5 кг  $AlH_3$ , а всего 50 кг, или же возможно увеличить пробег до 1230 км при прежнем объеме  $AlH_3$ , то есть, - 50 дм<sup>3</sup>.

Еще более значима разница при сравнении Н-дизеля с концепт-автомобилями на топливных элементах и сжатым до 35 МПа водородом в емкости

150 дм<sup>3</sup>. Запас энергоносителя при этом обеспечивает всего 400 км пробега. В варианте Н-дизеля топливная емкость, адекватная 150 дм<sup>3</sup> AlH<sub>3</sub> будет иметь массу 230 кг с общей энергопотенцией более 9000 МДж, что обеспечит пробег уже около 3700 км. С учетом же фактора сохранения существующей инфраструктуры автомобильного производства и сервиса, перспективы предлагаемого типа Н-дизеля значительно предпочтительнее варианта на сжатом водороде даже с топливными элементами.

Что касается сырьевой базы AlH<sub>3</sub>, то, в отличие от таковой для производства топливных элементов с использованием дорогих и сравнительно редких металлов (Ni, Co, Pd и др.) с ограниченными природными запасами, Al является одним из наиболее распространенных металлов земной коры (8,8 %). К тому же разработана и предложена к внедрению эффективная технология получения порошкового Al и его гидрида.

#### Заключение

Как следует из вышесказанного, предлагаемый термодинамический цикл Н-дизеля с использованием AlH<sub>3</sub> (или порошка Al) в качестве энергоносителя, имеет рядом существенных особенностей:

1. В максимальном объеме используется энергопотенциал металлогидрида вначале при его гидролизе, а затем при сгорании полученного водорода.
2. Изохорное повышение давления проводится в Н-генераторе и переходит в цилиндр перед адиабатным сжатием за счет тепловой энергии гидролиза;
3. Адиабатно сжимается паро-водородная смесь, а не воздух или природный газ.
4. В камеру сгорания подается не топливо, а окислитель (сжатый воздух или кислород);

УДК 621.438 : 66.045.1

**Н.А. Марченко, канд. техн. наук, А.Н. Ганжа, канд. техн. наук**

5. Рабочим телом является водяной пар в варианте с кислородом или с примесью азота в случае подачи в камеру сгорания воздуха;

6. Существенное преобладание пара в продуктах сгорания дает возможность регенерировать часть отходящей тепловой энергии и вернуть в оборот воду в качестве циркулирующего теплоносителя, что позволит существенно повысить КПД Н-дизеля и в значительной степени приблизить его к таковому для регенеративного цикла Карно;

7. Техническая реализация предлагаемого варианта цикла Дизеля позволит сохранить практически без существенных изменений традиционную конструкцию дизеля и использовать, тем самым, всю существующую к настоящему времени инфраструктуру производства и сервисного обслуживания дизельных двигателей.

#### Список литературы:

1. Водород. Свойства, получение, хранение, транспортирование, применение. Справочник. (Д.Ю. Гамбург, В.П. Семенов, Н.Ф. Дубовкин, Л.Н. Смирнова). М. Химия, 1989.
2. Фомин А. Водородный фундамент. Ж. За рулем. 2004. № 1. с. 64 – 67.
3. Орлов Д. Теплота спасет мир. Ж. Вокруг Света. 2003. № 2. с. 67 – 73.
4. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей. Киев. Наукова думка. 1984. 150 с.
5. Подгорный А.Н., Варшавский И.Л., Макаров А. А., Мищенко А.И. Проблемы машиностроения. 1976. № 5 с. 12 – 15.
6. Комплексы металлоорганических, гидридных и галоидных соединений алюминия. М. Наука, 1970.
7. Маккей А. Водородные соединения металлов. М. Мир, 1968 г.
8. Жигач А.Ф., Стасиневич Д.С. Химия гидридов. Л. Химия, Ленинградское отд., 1969.
9. Антонова М.М. Свойства гидридов. Справочник. Киев, Наукова Думка. 1975.
10. Подзноев Г.П. Абдулгасис У.А. Металлогидридные системы энергообеспечения транспорта. Сб. «Авиационно-космическая техника и технология». Харьков «ХАИ». 2004 г. С. 32-36.

## АНАЛИЗ ЦИКЛОВ МНОГОКАМЕРНЫХ ГТУ

### Введение

В настоящее время в качестве силовых установок в энергетике и на транспорте получили широкое распространение газотурбинные установки (ГТУ) с подводом теплоты в камеру сгорания (КС) при постоянном давлении, повышение эффективных КПД которых по-прежнему является актуальной научно-технической задачей. Традиционными путями решения данной задачи являются использование регенерации отработавших газов, введение в цикле промежуточного охлаждения воздуха между ступенями компрессора, а также повышение температуры газов перед лопатками первой ступени турбины, т.е. непосредственно после камеры сгорания. Первые два пути требуют наличия теплообменных аппаратов, для второго случая необходимо также использование дополнительного теплоносителя, что в случае транспортных ГТУ существенно ухудшает их массогабаритные показатели. Повышение температуры газов после КС ограничивается возможностями прочности материалов лопаток первой ступени турбины.

Нетрадиционным путем повышения эффективного КПД ГТУ является использование в них цикла с подводом теплоты в КС по изохоре, т.к. из термодинамики известно, что он имеет более высокий термический КПД [1]. Здесь наблюдаются циклические процессы нагрева лопаток первой ступени турбины газами из КС и их охлаждения продувочным воздухом из компрессора, по своему характеру аналогичные процессами в ДВС. Поэтому в цикле ГТУ с изохорным теплоподводом возможно получение более высокой температуры газов в КС при окончании сгорания по сравнению с традиционным циклом с подводом теплоты в КС при  $p = const$ .

### Постановка задачи

В настоящей работе поставлена задача прове-

дения сравнительного термодинамического анализа циклов реальной многокамерной ГТУ с подводом теплоты в КС при  $V = const$  и эквивалентной ей ГТУ с изобарным теплоподводом. Под эквивалентной здесь понимается ГТУ одинаковой мощности, работающая при аналогичной степени повышения давления в компрессоре и имеющая температуру газов перед турбиной, равную среднецикловой температуре ГТУ  $V = const$ .

Обобщенная схема двухвальной ГТУ с подводом теплоты в камеру сгорания при  $V = const$  приведена на рис. 1. Здесь К – компрессор; КС – камера сгорания; ТК – турбина турбокомпрессора; СТ – силовая турбина; P1 – впускной ресивер; P2 – выпускной ресивер; P3 – ресивер между турбинами. Камера сгорания может состоять как из одной, так и из нескольких камер, работающих параллельно или со сдвигом относительно друг друга по углу поворота выходного вала установки. Кроме того, на схеме обозначен возможный теплообменник-регенератор (ТО) и в случае его применения пунктирными линиями – изменение направления движения рабочих тел.

Параметры рабочего процесса ГТУ с изохорным теплоподводом во всех точках цикла, в отличие от традиционной ГТУ  $p = const$ , зависят от угла поворота выходного вала установки. Поэтому получения значений параметров в термодинамическом анализе цикла будет использована разработанная математическая модель рабочего процесса многокамерной ГТУ с изохорным теплоподводом [2].

### Анализ цикла многокамерной ГТУ без регенерации

Первоначально исследовалась шестикамерная ГТУ с подводом теплоты при  $V = const$  без регене-

ратора [3]. При этом каждая камера сгорания работала относительно соседней со сдвигом фаз газораспределения на  $60^\circ$ . В первой камере сгорания фазы газораспределения по углу поворота выходного вала были следующими: закрытие выпускного клапана (точка "v" =  $0^\circ$ ); открытие выпускного клапана (точка "e" =  $60^\circ$ ); открытие впускного клапана (точка "d" =  $120^\circ$ ); закрытие впускного клапана (точка "d<sub>1</sub>" =  $360^\circ$ ).

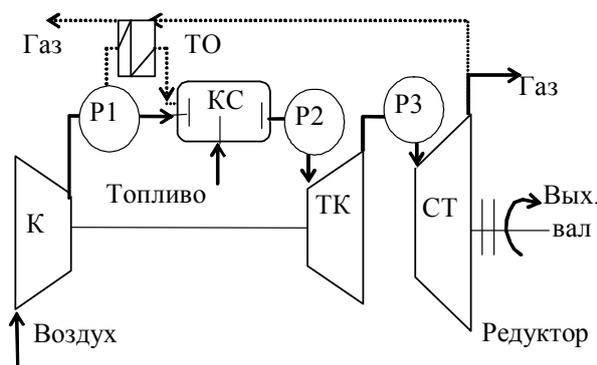


Рис.1. Обобщенная схема двухвальной ГТУ с изохорным теплоподводом

Для расчета процессов в элементах установки использовались их геометрические характеристики. Процессы впуска и выпуска из клапанов камеры сгорания принимались адиабатными необратимыми с учетом коэффициентов расхода в каждый момент времени. При этом в камерах сгорания учитывались потери теплоты в окружающую среду. Все термодинамические параметры в цикле определялись с учетом изменения состава газов в элементах.

В качестве параметров исследуемой ГТУ без регенератора были приняты: стандартные атмосферные условия окружающей среды (точка "0") – ( $T_0 = 293 \text{ K}$ ;  $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$ ); потери давления на выхлопе установки  $\Delta p_{\text{вых}} = 3000 \text{ Па}$ ; среднецикловая температура воздуха и газов соответственно во впускном ресивере  $P1$   $T_s = 517 \text{ K}$  и в выпускном ресивере  $P2$   $T_r = 1373 \text{ K}$ ; относительный внутренний

КПД компрессора  $\eta_k = 0,85$ , турбины компрессора  $\eta_r = 0,87$ , силовой турбины  $\eta_{ст} = 0,89$ .

Термодинамический цикл реальной ГТУ с подводом теплоты при  $V = const$  можно представить в виде индикаторной диаграммы  $p-v$ -координатах (см. рис. 2). Данный цикл можно условно разбить на две части:

1. Процессы в камере сгорания (цикл  $v-e-d-v$ ). Здесь  $v-e$  – подвод теплоты в камере сгорания при постоянном объеме, т.е. при закрытых впускном и выпускном клапанах;  $e-d$  выпуск отработавших газов через выпускной клапан при закрытом впускном клапане;  $d-v$  – продувка КС свежим зарядом.

2. Процессы в турбокомпрессорной части (цикл  $0-s-v-t-ст-от-0$ ). Здесь  $0-s$  – адиабатное необратимое сжатие воздуха в компрессоре;  $s-v$  – впуск рабочего тела через впускной клапан;  $v-t$  – условный подвод теплоты к турбокомпрессорной части установки;  $t-ст$  – адиабатное необратимое расширение газов в турбине компрессора;  $ст-от$  – адиабатное необратимое расширение газов в силовой турбине с совершением полезной работы;  $от-0$  – изобарный отвод теплоты в окружающую среду.

Как видно из рис. 2, цикл турбокомпрессорной части реальной ГТУ с изохорным подводом теплоты ( $0-s-v-t-ст-от-0$ ) близок к циклу с изобарным подводом теплоты. Термодинамический анализ показал, что эффективные КПД обеих установок практически равны и составляют около 25%. Удельная полезная работа ГТУ с подводом теплоты при  $V = const$  приблизительно на 10% ниже, чем эквивалентной ГТУ с изобарным теплоподводом. При этом уменьшение удельной полезной работы в ГТУ с изохорным подводом теплоты объясняется наличием фазы продувки свежим зарядом камеры сгорания, для чего требуется воздух в количестве 20÷50% расхода воздуха через компрессор. Данный цикл был построен для коэффициента продувки  $\Pi = 1,4$ . При увеличении проду-

вочного воздуха удельная работа и эффективный КПД цикла ГТУ с  $V = const$  уменьшаться.

### Анализ цикла многокамерной ГТУ с регенерацией

Вторым этапом исследования было проведение термодинамического анализа цикла многокамерной ГТУ с изохорным теплоподводом и регенерацией. Анализ проводился при тех же допущениях и исходных данных, что и анализ цикла без регенерации. Исключение составляет параметр продувки камер свежим зарядом, который в данном случае был при-

нят минимальным, т.е.  $\Pi = 1,2$ , т.к. в случае использования регенератора применение большого коэффициента продувки не является эффективным. Степень регенерации была принята  $\sigma = 0,75$ . Полученный термодинамический цикл представлен на рис. 3. Как следует из рис. 3, применение регенерации в цикле ГТУ  $V = const$  уменьшает долю подвода теплоты в основной его части. Кроме того, наблюдается дополнительный подвод теплоты от регенератора в турбокомпрессорной части (в данном случае цикл  $0-k-s-v-t-ct-ot-0$ ) на участке  $k-s$ .

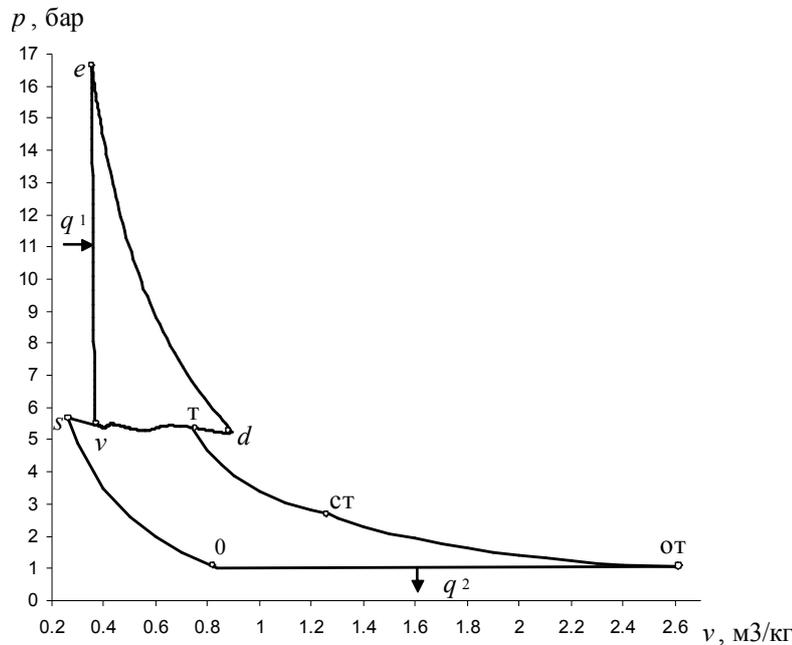


Рис. 2 Термодинамический цикл ГТУ с изохорным теплоподводом

Проведенные расчетные исследования показали, что эффективный КПД в цикле ГТУ с изохорным теплоподводом и регенерацией составляет свыше 37%. При этом эффективный КПД эквивалентной ГТУ  $p = const$  ниже (35,5%). Как и в предыдущем случае, удельная полезная работа ГТУ  $V = const$  ниже, чем у эквивалентной установки с подводом теплоты в КС при  $p = const$ . Однако здесь разность

абсолютных значений удельных работ меньше и составляет 5 %.

На базе разработанной математической модели, методики и алгоритмов анализа эффективности воздухоподогревателей [4] созданы методы и средства для анализа эффективности регенератора с учетом особенностей работы многокамерной ГТУ. Проведенные расчеты показали, что для обеспечения заданной степени регенерации  $\sigma = 0,75$  необходимо

создавать или использовать теплообменник с высокоэффективной поверхностью. Разработанные методы и средства позволяют анализировать влияние ре-

генератора на эффективность всей установки в процессе её эксплуатации.

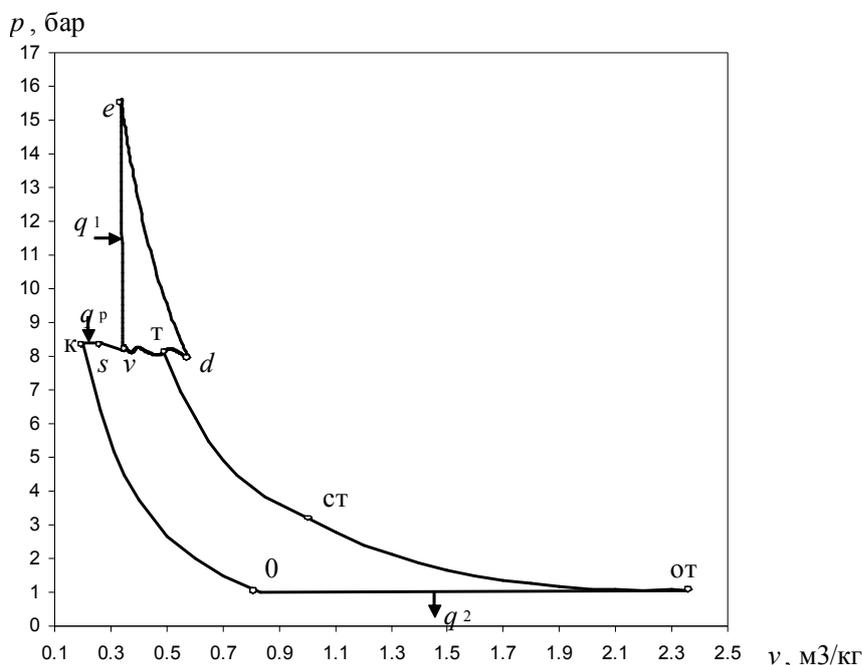


Рис. 3. Термодинамический цикл ГТУ с изохорным теплоподводом и регенерацией

**Выводы.** С помощью разработанных методик построен термодинамический цикл реальной ГТУ с изохорным теплоподводом при использовании регенератора и без него, а также проведен его последующий анализ. Проведено сравнение с эквивалентной ГТУ с подводом теплоты в КС при  $p = const$  и показано, что в цикле без регенерации эффективные КПД обеих установок практически равны. При использовании регенерации эффективный КПД цикла  $V = const$  выше, чем цикла эквивалентной установки  $p = const$ . За счет наличия фазы продувки камеры сгорания свежим зарядом удельная полезная работа в ГТУ с подводом теплоты в КС при  $V = const$  в обоих случаях меньше, следовательно, удельный расход воздуха через компрессор выше. С помощью разработанных методик можно проводить дальнейшее усовершенствование подобных ГТУ.

Список литературы:

1. Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1977. – 447 с. 2. Куценко А.С., Марченко Н.А. Использование системного подхода для определения параметров рабочего процесса многокамерных ГТУ // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. "Системний аналіз, управління та інформаційні технології". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2004. – № 45. – С. 67-70. 3. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Термодинамический анализ цикла многокамерной ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. "Енергетичні і теплотехнічні процеси і устаткування". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2005. – № 28. – С. 67-70. 4. Ганжа А.Н., Марченко Н.А. Моделирование процессов в воздухоподогревателе газотурбинной установки // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 1. – С. 94-97.

УДК 656.13:502.5

*Л.П. Клименко, д-р техн. наук, О.Ф. Прищепов, инж.*

## **МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ**

### **Введение**

Наряду с конструкторско-техническими, организационными, эксплуатационными и другими мероприятиями, технологические должны занимать достойное место в решении проблемы повышения экологической безопасности двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Технологические методы, к которым относятся получение материалов, получение и формирование свойств заготовок, упрочняющие методы обработок (термическая и химико-термическая, наплавка и напыление покрытий, электролитическая, химическая, лазерная и др.), механическая обработка направлены на повышение долговечности и износостойкости деталей ДВС, что приводит к повышению ресурса двигателя в целом.

Таким образом, повышение ресурса двигателя является частным случаем задачи повышения экологической безопасности ДВС, то есть снижения количества вредных выбросов в окружающую среду, шума, вибрации, экономии горюче-смазочных материалов, средств на эксплуатацию и ремонт двигателей.

Подход к решению этой важной и актуальной задачи должен быть комплексным и всеобъемлющим, в связи с чем были рассмотрены и исследованы по возможности все технологические и сопутствующие им мероприятия, влияющие на экологические параметры ДВС.

Проводимые исследования были направлены на создание целостной картины происходящих в двига-

теле процессов изменения состояния его основных деталей, а также влияние других факторов, приводящих к снижению ресурса двигателя и его экологических показателей.

С учетом большого числа факторов, влияющих на экологическую безопасность ДВС, исследования необходимо было построить в такой последовательности, которая обеспечила бы максимальную эффективность полученных результатов. Глубина проводимых исследований должна была быть минимальной, учитывающей достижения других ученых и коллективов, но достаточной для получения гарантированных для практики результатов, что обеспечивало бы их наименьшую стоимость и максимальный экономический эффект.

Технологические мероприятия должны гармонично вписываться в весь комплекс работ, направленных на повышение экологических параметров ДВС, быть взаимосвязанными и взаимозависящими друг от друга.

Поэтому общее решение экологических проблем ДВС может быть представлено в виде комплекса мероприятий, показанных на рис. 1, где отдельной рамочкой выделены те, влияние которых на экологическую безопасность ДВС были ещё слабо изучены и требовали более серьёзного рассмотрения в качестве основных задач исследований.

### **Решение проблемы**

Целью исследований является повышение экологической безопасности ДВС, и она может быть достигнута путем комплексного подхода к решению ряда теоретических и практических задач по реализации технологических и некоторых других мероприятий.

В первую очередь было показано, что любое повышение ресурса двигателя должно сопровождаться улучшением его экологических показателей (экономичности, снижения количества вредных выбросов, шума, вибрации и т.п.).

На следующем этапе исследований был проведён глубокий анализ влияния основных деталей и узлов ДВС на его экологические показатели [3]. С точки зрения их конструктивных особенностей, материалов, методов обработки, надёжности и долговечности, детали и узлы были объединены в группы их приоритетного влияния на ресурс двигателя и загрязнение окружающей среды. С целью объяснения причин ухудшения экологических параметров ДВС было рассмотрено влияние перетечек из рабочего пространства цилиндра в картер, вызванных износом деталей цилиндропоршневой группы, на параметры рабочего процесса в ходе каждого такта работы двигателя. Потеря свежего заряда и рабочих газов оценивались количеством картерных газов, которые поступая через специальную систему вентиляции картера в цилиндр двигателя, нарушают процессы сгорания топлива, увеличивая количество вредных выбросов [4].

Степень изношенности, деформации или изменения каких-либо других параметров деталей ДВС определяет их техническое состояние и техническое состояние двигателя в целом, которое в пределах его наработки или пробега транспортного средства изменяется. В различных расчетах для учета влияния технического состояния двигателя используются специальные коэффициенты. Так при оценке количества вредных выбросов ДВС с учетом его техниче-

ского состояния для каждого компонента вредного вещества введены соответствующие коэффициенты  $k_{ст.с}$ , где индекс  $s$  – определяет конкретный выброс [1].

Одна из главных задач исследований – определение реальных значений коэффициентов, учитывающих техническое состояние ДВС, в виде функции  $k_{ст.с} = f(L)$ . Решение этой задачи базировалось на исследовании в процессе наработки или пробега изменений таких параметров, как расход масла на угар, расход топлива, компрессия в цилиндрах, количество образующихся картерных газов и др. Был проведен тщательный анализ способов определения указанных параметров с целью его практического применения для экспресс оценки технического состояния двигателя при расчетах количества вредных выбросов, при установлении платы за выброс вредных веществ в окружающую среду, при оценке экономической эффективности различных мероприятий по совершенству двигателей, в том числе при повышении его ресурса. Следует обратить внимание на недостаточно изученную, с точки зрения практического применения, методику оценки количества образующихся картерных газов, в следствии чего были проведены соответствующие исследования по определению их количеств в зависимости от наработки двигателя [4].

Используя методы математической статистики, были получены зависимости этих коэффициентов от пробега или наработки двигателя, зависимости для определения количества вредных выбросов с учетом изменения технического состояния двигателя, а также формулы для расчета изменения количества вредных выбросов при увеличении ресурса двигателя на конкретную величину, что может быть использовано для оценки эффективности применения технологических мероприятий.

Кроме того, был разработан параметр, который даёт возможность оценивать экологическую безо-

пасность двигателя, не прибегая к сложным расчетам и дополнительным исследованиям [2].

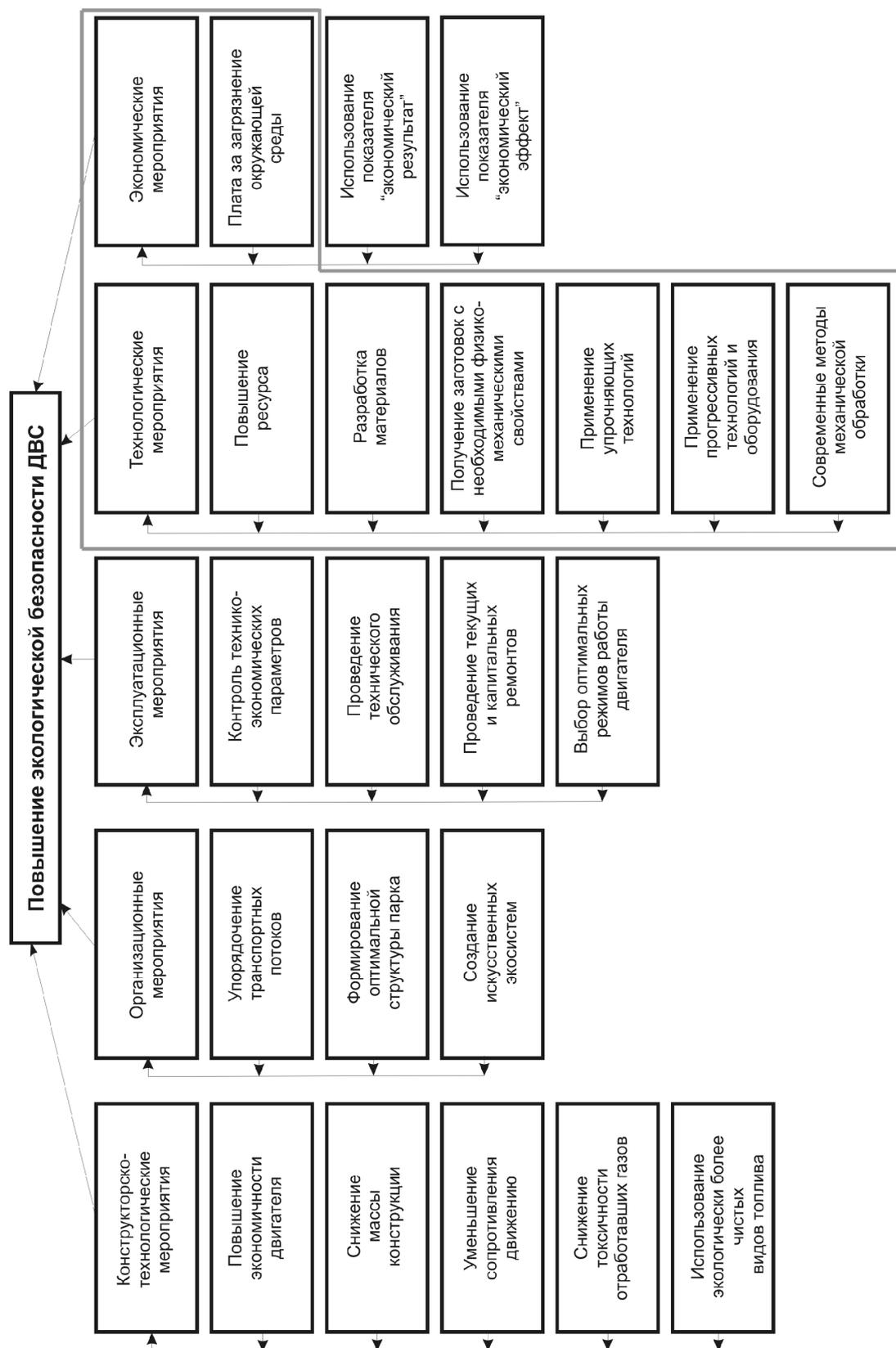


Рис. 1. Комплекс мероприятий по повышению экологической безопасности ДВС

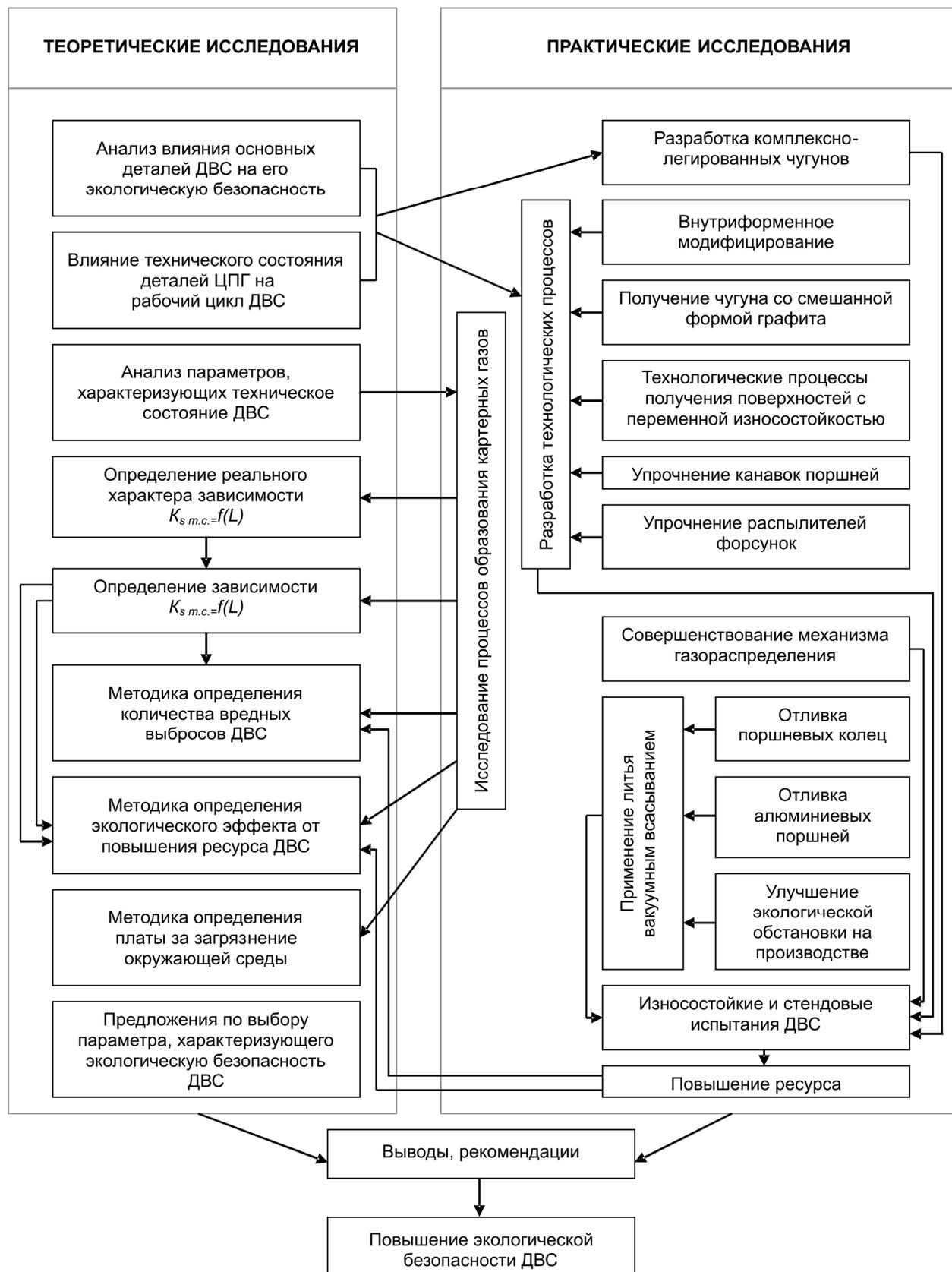


Рис. 2. Структурная схема проведенных исследований



Дальнейшие исследования были посвящены разработке мероприятий, направленных на повышение экологической безопасности ДВС, и, в качестве главных, были рассмотрены технологические, как мало изученные, но без внимания не остались и другие вопросы, связанные с конструктивными изменениями в двигателе, а также с применением прогрессивного технологического оборудования, которое можно отнести к разряду эколого чистого [6].

На рис. 2 изображена структурная схема проведенных исследований, которая даёт представление о взаимосвязи между теоретическими и практически задачами исследований для решения главной поставленной цели – повышение экологической безопасности ДВС.

#### **Заключение**

Рассмотренная методология позволила получить позитивные результаты при исследовании и применении прогрессивных технологий и оборудования для решения задач экологизации судовых и авто-тракторных ДВС.

#### **Список литературы:**

1. Павлова Е.И. Экология транспорта: Учебник для вузов. – М.: Транспорт, 2000. – 248 с. 2. Л.П. Клименко, О.Ф. Прищепов, В.И. Андреев, А.П. Гожий. Методика оценки уровня экологической безопасности и экологического совершенства двигателя

транспортного средства. Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал – Харьков: НГУ “ХПИ”, – 2005 г. – № 1(6) – С. 17-20. 3. Л.П. Клименко, О.Ф. Прищепов, В.И. Андреев. Анализ влияния технического состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания на их экологические показатели// “Наукові праці”: Науково-методичний журнал Т. 43. Вип. 30. Вид-во МДГУ ім. П. Могили, м. Миколаїв – 2005 р., С. 76-82. 4. Л.П. Клименко, О.Ф. Прищепов, В.И. Андреев. Результаты экспериментальных исследований расхода картерных газов двигателей легковых автомобилей для определения их технического состояния// Двигатели внутреннего сгорания// Научно-технический журнал – Харьков: НГУ “ХПИ”, – 2005 г. – № 2(7) – С. 128-130. 5. О.Ф. Прищепов, В.И. Андреев, О.Ю. Савіна, В.П. Ревнюк. Аналіз проблем при розрахунку екологічних параметрів транспортних засобів в залежності від їх технічного стану.// Наукові праці: Науково-методичний журнал Т. 41. Вип. 28. Техногенна безпека. – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили – 2005 р., С. 69-73. 6. Л.П. Клименко, О.Ф. Прищепов, В.И. Андреев. Технологические пути повышения экологической безопасности автотранспортных и судовых двигателей внутреннего сгорания.// Наукові праці: Науково-методичний журнал Т. 49. Вип. 36. Техногенна безпека – Миколаїв: Вид-во МДГУ ім. П. Могили – 2006 р., С. 61-64.

УДК 621.436.016

*В.В. Шпаковский, канд. техн. наук, А.П. Марченко, д-р техн. наук,  
И.В. Парсаданов, д-р техн. наук, С.А. Феокистов, инж.,  
С.М. Маслий, инж., В.В. Осейчук, инж.*

## **ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИМЕНЕНИЕМ ГАЛЬВАНО-ПЛАЗМЕННОЙ ОБРАБОТКИ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОРШНЕЙ**

### **Введение**

Одним из основных направлений обеспечения эффективности железнодорожного транспорта является повышение ресурса и долговечности тепловозов. Применение инновационного подхода к решению новых технологических задач и внедрение уникальных технологий, позволяет сократить затраты на ремонт и техническое обслуживание, снизить расходы на запчасти.

### **Постановка проблемы**

Ресурс тепловозов в значительной степени определяется ресурсом дизелей. Одной из основных причин снижения ресурса и долговечности тепловозных дизелей является выход из строя из-за разрушения или предельного износа поршней, поршневых колец и гильз цилиндров. Критерием для оценки долговечности дизелей может служить темп износа лимитирующих долговечность деталей, приводящий к превышению предельных значений зазоров в сопряжениях. При оценке долговечности учитывается из-

нос гильз цилиндров и изменение их формы, износ верхнего поршневого кольца, верхней канавки поршня и цилиндрической части поршня. Гильзы цилиндров и поршни работают в неблагоприятных условиях, т.к. они контактируют с рабочими газами, температура которых изменяется в широком диапазоне. Максимальные температуры поршней из алюминиевых сплавов дизелей достигает 380 – 400°С, а гильз цилиндров – 150°С. Высокая температура деталей способствует возрастанию темпа износа.

### **Анализ публикаций**

Повышение долговечности и износостойкости деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) обеспечивается улучшением условий жидкостной смазки, снижением максимальной температуры в зоне трения, уменьшением неравномерности температурного поля, упрочнением поверхностей трения, применением упрочняющих покрытий, созданием оптимальной шероховатости трущихся поверхностей и другими мероприятиями. Этой проблеме посвящено доста-

точно большое количество работ, например [1,2], однако она остаётся актуальной и сегодня.

#### **Постановка задания**

Для повышения ресурса и долговечности деталей ЦПГ тепловозного дизеля была предложена технология гальвано-плазменной обработки поршней, изготовленных из алюминиевого сплава с целью образования корундового поверхностного слоя. Корундовый слой позволяет снизить коэффициент трения, уменьшить теплопроводность, увеличить теплостойкость, твёрдость и износостойкость. Решением НТС и Экспертного Совета «Укрзалізниці» (протокол № 2 от 29 октября 1992 г.) было предложено провести ресурсные испытания дизеля тепловоза, оснащенного поршнями с корундовым слоем и определить целесообразность применения таких поршней. В феврале 1993 г. были начаты эксплуатационные испытания дизелей тепловозов ЧМЭ-3 выпуска 1989 г. с целью оценки ресурса деталей ЦПГ, при оснащении поршнями с корундовым слоем.

#### **Анализ ресурсных испытаний**

При проведении текущего ремонта ТР-3 в локомотивном депо «Харьков Сортировочный» в дизель одного из тепловозов ЧМЭ-3 были установлены новые гильзы в пятый и шестой цилиндры (взамен изношенных с момента ввода тепловоза в эксплуатацию) и во все 6 цилиндров новые поршни с корундовым поверхностным слоем на рабочих поверхностях и кольца. Для выравнивания температурного поля и снижения максимальной температуры тела поршня на днищах всех поршней был образован корундовый слой переменной толщины (до 0,5 мм). На поршнях второго и пятого цилиндров для повышения износостойкости кольцевых канавок на поршнях и колец дополнительно был образован корундовый слой на кольцевом поясе. На поршнях первого и шестого цилиндров был образован корундовый слой и на кольцевом поясе и на цилиндрической части юбки.

Осмотр гильз, поршней, колец и измерение ЦПГ двигателя производились при проведении текущих ремонтов тепловоза: ТР-2 в ноябре 1994 г., ТР-2 в марте 1997 г., ТР-3У в ноябре 1999 г., ТР-3 в сентябре 2002 г. и ТР-3 в сентябре 2005 г. Сравнительная оценка ресурса деталей ЦПГ опытного дизеля проводилась с ресурсом деталей ЦПГ серийного дизеля другого тепловоза ЧМЭ-3, также работавшего в депо Харьков Сортировочный. При проведении текущего ремонта ТР-2 в декабре 1994 года во всех 6 цилиндрах этого двигателя были произведены замены гильз цилиндров, а в июле 2002 года при проведении ТР-3 были заменены гильзы в третьем, четвёртом и шестом цилиндрах. Осмотры и измерение деталей ЦПГ серийного дизеля производились при проведении текущих ремонтов в декабре 1994 г., в декабре 1995 г., в декабре 1999 г. и в июле 2002 г. В результате анализа измерений деталей ЦПГ дизеля с поршнями, имеющими корундовый слой, установлено следующее. За период с февраля 1993 г. по сентябрь 2005 г. максимальный износ цилиндрической части поршней в первом и шестом цилиндрах составил не более 30 мкм, верхних канавок поршневых колец соответственно 250 и 300 мкм, а гильз - 60 и 110 мкм.

Максимальный износ цилиндрической части поршней второго и пятого цилиндров составил соответственно 50 и 120 мкм, верхних канавок поршневых колец по 340 мкм, а гильз цилиндров 70 и 110 мкм соответственно. Максимальный износ цилиндрической части поршней третьего и четвёртого цилиндров составил соответственно 170 и 50 мкм, верхних канавок поршневых колец 360 и 420 мм соответственно, а гильз цилиндров 110 и 80 мкм. За этот период замена деталей ЦПГ дизеля с корундовыми поршнями не производилась (рис. 1,2,3).

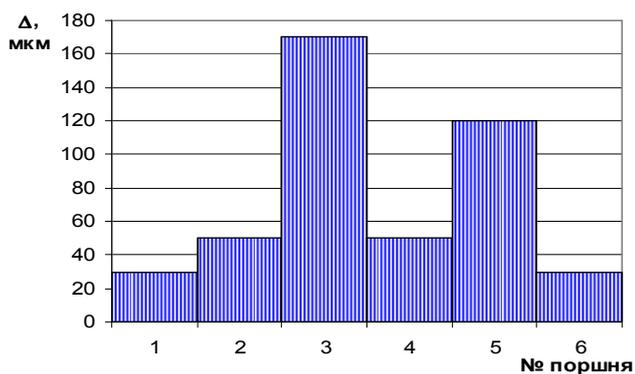


Рис. 1. Износ цилиндрической части поршней с корундовым слоем после наработки 93660 моточасов

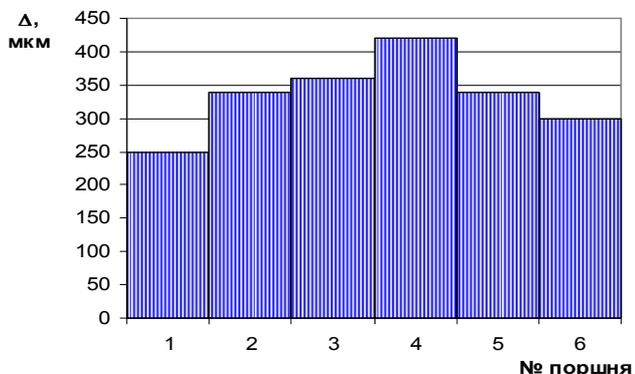


Рис. 2. Износ верхних канавок поршневых колец с корундовым слоем после наработки 93660 моточасов

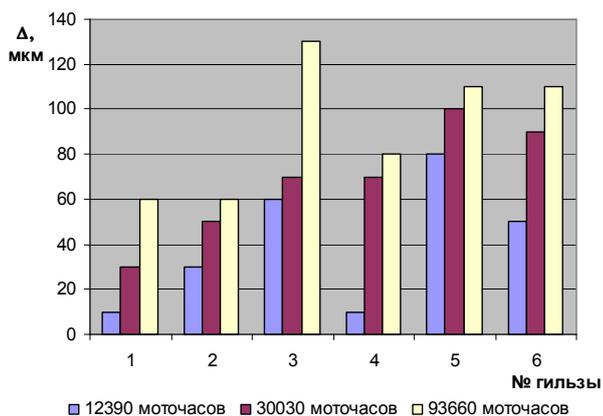


Рис. 3. Износ гильз цилиндров опытного дизеля в период ресурсных испытаний

Результаты анализа замеров параметров деталей ЦПГ дизеля с серийными поршнями позволили установить, что максимальные износы гильз с декабря 1994 г. по июль 2002 г. (после наработки 57330 моточасов) составили 220 мкм у первого цилиндра, 280 мкм у второго, 330 мкм у третьего (задир), 260 мкм у четвертого (задир), 280 мкм у пятого цилиндра и 490 мкм у шестого (задир). Следует также учесть, что в 2002 году гильзы третьего, четвертого и шестого цилиндров достигли предельных размеров и были заменены (рис.4).

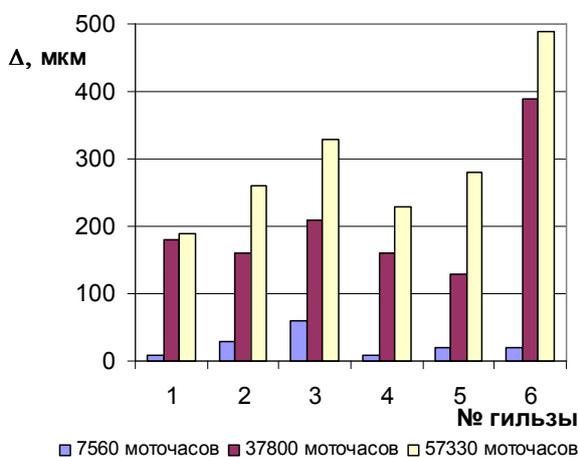


Рис. 4. Износ гильз цилиндров серийного дизеля в период эксплуатационных испытаний

Таким образом, наименьший износ цилиндрической части поршней после 12,5 лет испытаний (93660 моточасов) опытного тепловоза был в 1 и 6 цилиндрах, темп износа которых составил по 2,4 мкм/год. В эти цилиндры были установлены поршни с корундовым слоем по всей рабочей поверхности. Темп износа поршней, установленных во 2 и 5 цилиндры составил 4 и 9,6 мкм/год соответственно. Эти поршни имели корундовый слой на донышке и кольцевом поясе. Наибольший темп износа был у поршня с корундовым слоем на донышке, установленном в 3 цилиндре, который составил 13,6 мкм/год.

Темп износа верхних кольцевых канавок с корундовым поверхностным слоем был у поршней 1 и 6 цилиндров - 20 и 24 мкм/год, у поршней 2 и 5 цилиндров по 27,2 мкм/год, у поршней 3 и 4 цилиндров - 28,8 и 33,6 мкм/год соответственно.

У опытного дизеля темп износа гильз 1 и 2 цилиндров составил по 4,8 мкм/год, 5 и 6 цилиндров по 8,8 мкм/год и у 3 и 4 цилиндров - 10,4 и 6,4 мкм/год.

У дизеля с серийными поршнями темп износа гильз находился в пределах от 30 до 64,6 мкм/год.

### **Выводы**

Проведенные длительные эксплуатационные испытания дизелей тепловозов ЧМЭ-3 показали, что применение гальвано-плазменной технологии, в результате которой на рабочих поверхностях поршней образуется корундовый слой, позволило в несколько раз повысить ресурс дизелей на счет снижения износа поршней и гильз цилиндров, при этом:

1. Максимальный темп износа гильз цилиндров дизеля с корундовыми поршнями составил 10,8 мкм/год за 12,5 лет эксплуатации. У дизеля с серийными поршнями максимальный темп износа гильз составил 64,6 мкм/год за период 7,6 лет эксплуатации. Следовательно, максимальный темп износа гильз цилиндров опытного тепловоза в 6 раз ниже, чем у серийного.

2. Образование корундового слоя только на донных поршней 3 и 4 цилиндров опытного дизеля позволило снизить темп износа гильз цилиндров в 2,5 – 6 раз по сравнению с износом гильз цилиндров серийного дизеля. Снижение темпа износа гильз 3 и 4 цилиндров опытного дизеля объясняется уменьшением температуры тела поршня и температуры в зоне трения колец и цилиндрической части поршня о гильзу.

3. Наименьший темп износа имеют поршни с корундовым слоем на всей рабочей поверхности, который составил 2,4 мкм/год, что объясняется низким коэффициентом трения корундового слоя цилиндрической части поршня о гильзу.

4. Образование корундового слоя на кольцевом поясе поршней позволило снизить темп износа кольцевых канавок примерно в 1,5 раза из-за уменьшения коэффициента трения колец о стенки кольцевых канавок.

### **Список литературы:**

1. Семёнов В.С. *Теплонапряженность и долговечность цилиндро-поршневой группы судовых дизелей.* - М.: Транспорт, - 1977. – 182 с.
2. Костин А.К., Ларионов В.В., Михайлов Л.И. *Теплонапряжённость двигателей внутреннего сгорания.* - Л.: Машиностроение, -1979. – 222 с.

УДК 621.891

*А.У. Стельмах, канд. техн. наук, Т.В. Терновая, канд. хим. наук,  
С.А. Алёхин, канд. техн. наук, Н.В. Клименко, инж., Г.В. Щербаненко, инж.*

## **НА ПУТИ К БЕЗЫЗНОСНОМУ ТРЕНИЮ**

В Киевском Национальном авиационном университете (НАУ) разработан новый молекулярный

модификатор трения – условное название ММТ. Это вещество представляет собой присадку, которая вво-

дится в горюче-смазочные материалы, хорошо растворима в неполярных углеводородных средах и не осаждается из растворов при фильтрации. Предварительные лабораторные исследования этого вещества подтвердили его высокую эффективность. Так, на специальном стенде RFL Optimal Test System при испытаниях по стандартной методике фирмы ELMATIK износ почти всех товарных масел и топлив находится в диапазоне 2...3 мг, а этих же продуктов с веществом ММТ в диапазоне 0,02...0,09 мг, таблица 1.

В ходе проведенных исследований обнаружено, что после введения ММТ в горюче-смазочные материалы проявляются принципиально новые свойства этих смесей:

- в неполярных углеводородных растворах наблюдается трение скольжения со структурой изнашивания, отличной от классической – стадия начального

изнашивания и стадия неизмеримо низкой интенсивности изнашивания в широком нагрузочном интервале вплоть до нагрузок, близких к пределу текучести поверхности;

- долговечность узлов качения при реализации нового решения возрастает более, чем в четыре раза при очень малом износе поверхности;

- образование трибохимических, модифицированных поверхностных структур, позволяющих минимизировать величину начального износа на любых видах контакта трибосистем скольжения;

- трибосистемы скольжения характеризуются силой трения, которая имеет деформационную природу, т.к. признаки действия ее адгезионной составляющей отсутствуют.

Таблица 1. Результаты испытаний ММТ на стенде RFL Optimal Test System

Среда	Износ, мг	Фактические контактные давления, Н/мм <sup>2</sup>	Температура поверхности трения вала, °С	Коэффициент трения, $\mu$
Товарные масла и топлива	2,02...3,315	276...205	195...220	0,16...0,235
Товарные масла и топлива с ММТ	0,021...0,095	1700...1100	111...149	0,065...0,127

Изучение влияния вещества ММТ на свойства моторного масла и поверхностей трения были продолжены в условиях работы реального дизельного двигателя 1СН8/11.

Для определения влияния ММТ на эксплуатационные характеристики масла было взято масло, не содержащее присадок. Для получения масла с уровнем вязкости 12...12,5 мм<sup>2</sup>/с использовали дистиллятный компонент (масляная фракция 420...500°С) с вязкостью при 100°С 8,7 мм<sup>2</sup>/с и масло МС-20. Приготовленная смесь, состоящая из 55 % дистиллятного компонента и 45% масла МС-20, имела вязкость 12,4 мм<sup>2</sup>/с, далее по тексту – контрольное масло М-12. При введении в это масло 5% присадки ММТ отмечено увеличение вязкости до 14,1 мм<sup>2</sup>/с. Для обеспечения одинаковой вязкости масел при всех

испытаниях, с целью исключения влияния этого показателя на мощностные характеристики двигателя, полученная испытуемая смесь масел была скорректирована добавлением дистиллятного компонента. В результате получено масло следующего состава: дистиллятный компонент - 58,6%; масло МС-20 - 36,7%; ММТ - 4,7% масс., вязкость 12,4 мм<sup>2</sup>/с (масло М-12 ММТ).

Методика исследований на двигателе 1СН8/11, разработанная КП ХКБД, предусматривает проведение приработочных испытаний двигателя до стабилизации скорости износа основных пар трения деталей цилиндра-поршневой группы на моторном масле Галол М-4042 ТД, а затем сравнительных ускоренных испытаний образцов масел в последовательности: “контрольный - опытный - контрольный” без разбор-

ки двигателя с последующей оценкой скорости выноса металлов в масло спектральным методом за каждый 24-часовой цикл.

В качестве оценочных показателей свойств масла принята относительная скорость выноса металлов поршневых колец, зеркала цилиндра (элемент-индикатор - железо), втулки верхней головки шатуна (медь), вкладышей подшипников коленчатого вала (свинец). Кроме того, оценка результатов испытаний проводилась по изменению мощности и топливной экономичности двигателя. Опытное масло считается на уровне контрольного масла, если скорость поступления железа, меди и свинца на опытном масле равна скорости поступления этих элементов на контрольном масле или отличается не более, чем на величину погрешности метода (26% при определении скорости поступления железа, 17% - меди, 28% - свинца). Алюминий и хром не являются оценочными элементами, и их содержание приводится в качестве дополнительной информации.

Определение физико-химических показателей масел проводили по стандартным методикам, принятым для моторных масел. Определяли плотность, вязкость кинематическую, температуру вспышки, щелочное и кислотное числа, зольность сульфатную, термоокислительную стабильность. Дополнительно определяли нагарообразующую способность масел М-12 и М-12 ММТ по методу "Плита". Метод основан на определении количества нагара, полученного при периодическом набрызгивании масла на нагретую до 330°C алюминиевую пластину с последующим испарением и окислением масла в тонком слое.

Приведенные в табл. 2 данные показывают, что при введении присадки ММТ увеличиваются значе-

ния плотности, вязкости, щелочного и кислотного числа масла. При этом улучшается термоокислительная стабильность масла (60 против 18 минут) и уменьшается количество нагара, полученное при испытаниях на приборе "Плита".

В соответствии с принятой методикой перед началом моторных испытаний масел двигатель 1СН8/11 был собран с новыми деталями ЦПГ, обкатан и отрегулирован в соответствии с техническими условиями, прошел приработочные испытания на моторном масле Галол М-4042 ТД для стабилизации скорости поступления продуктов износа в масло. Замечаний по работе двигателя в процессе испытаний на маслах М-12 и М-12 ММТ не было, табл. 3.

Таблица 2. Основные физико-химические показатели масел М-12 и М-12 ММТ

№ п/п	Наименование показателей	М-12	М-12 ММТ
1.	Плотность при 20 °С, кг/м <sup>3</sup>	884	893
2.	Вязкость кинематическая при 100 °С, мм <sup>2</sup> /с	12,42	14,10
3.	Температура вспышки в о/т, °С	212	215
4.	Щелочность, мг КОН/г	0,20	12,92
5.	Кислотное число, мг КОН/г	0,55	6,49
6.	Водородный показатель, рН	6,5	7,5
7.	Зольность сульфатная, %	0,05	2,35
8.	Термоокислительная стабильность, мин	18	60
9.	Нагарообразующая способность, мг	330	230

Таблица 3. Изменение технико-экономических показателей двигателя 1СН8/11

Испытание масел	Средние значения параметров двигателя на режиме n=1500 мин <sup>-1</sup> за испытательный цикл							Атмосферное давление, мм рт.ст.
	N <sub>e</sub> , кВт	G <sub>r</sub> , кг/ч	g <sub>e</sub> , г/кВт·ч	T <sub>м</sub> , °С	T <sub>ож</sub> , °С	T <sub>г</sub> , °С	T <sub>о</sub> , °С	

Приработочные испытания Штатное масло Галол М-4042 ТД	3,42	0,96	280	65...74	76...80	210...240	20...28	746
I цикл Базовое масло М-12	3,60	0,96	267	68...72	75...80	210...240	19...23	748
II цикл Опытное масло М-12 ММТ	3,79	0,96	254	68...70	75...82	220...240	20...24	755
III цикл Базовое масло М-12	3,74	0,96	257	68...70	75...80	220...240	18...22	753
IV цикл Штатное масло Галол М-4042 ТД	3,57	0,96	269	68...72	75...81	220...240	16...24	750

Представленные результаты показывают, что после введения ММТ (II цикл испытаний) мощность увеличилась на 5,1%, и на столько же уменьшился удельный расход топлива. После перехода на базовое масло (III цикл испытаний) мощность осталась на 3,7% больше, чем при испытаниях масла М-12 (I цикл). При последующей работе на масле Га-

лол М-4042 ТД (IV цикл) мощность двигателя также была выше на 4,3% по сравнению с исходной мощностью после приработочных испытаний. Эти данные свидетельствуют о проявлении эффекта последствие присадки ММТ. Результаты спектрального анализа проб масел, отобранных в процессе испытаний, представлены на рис. 1 и 2.

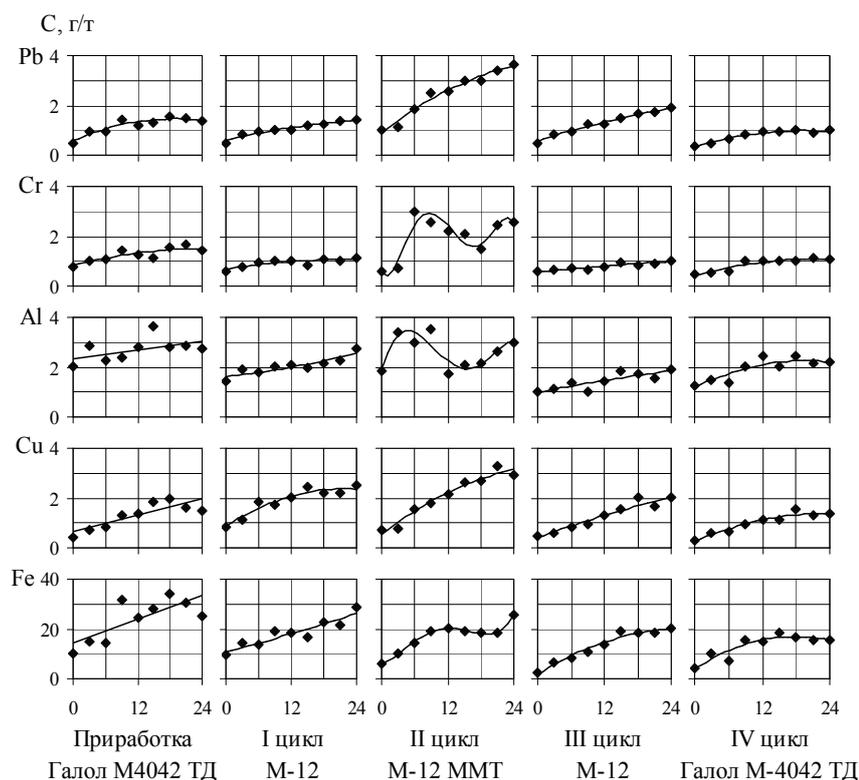


Рис. 1. Содержание металлов в моторных маслах в процессе их ускоренных испытаний на двигателе 1 ЧН8/11



Полученные данные свидетельствуют о том, что уровень концентраций меди при работе двигателя на маслах М-12 и М-12 ММТ практически одинаков, содержание свинца выше, алюминий, хром и железо ведут себя необычно – их концентрация изменяется немонотонно.

Скорости выноса металлов в масло по принятым оценочным элементам-индикаторам Fe, Cu и Pb на каждом цикле испытаний приведены в табл. 4, относительные скорости их поступления в масло даны в табл. 5.

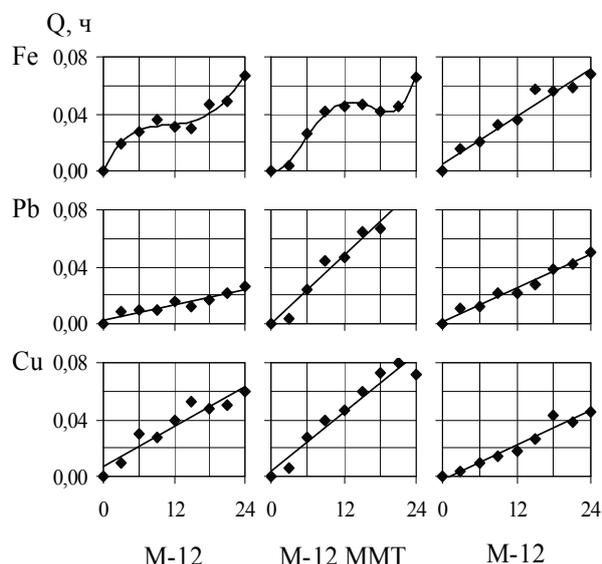


Рис. 2. Вынос металла в масло по результатам спектрального анализа

Таблица 4. Скорости поступления металлов в масло при испытаниях двигателя 1ЧН8/11

Моторное масло	Скорости поступления металлов в масло, мг/ч		
	$V_{Fe}$	$V_{Cu}$	$V_{Pb}$
М-12	2,64	0,32	0,11
М-12 ММТ	2,2...1,7...0	0,35	0,40
М-12	2,66	0,25	0,208

Таблица 5. Относительные скорости поступления металлов в масло

Моторное масло	Относительная скорость		
	$\bar{V}_{Fe}$	$\bar{V}_{Cu}$	$\bar{V}_{Pb}$
М-12	1,0	1,0	1,0
М-12 ММТ	0,8	1,2	2,5

Проведенные исследования и испытания в двигателе 1ЧН8/11 масла М-12 ММТ позволяют сделать следующие выводы:

1. Разработанная НАУ присадка – молекулярный модификатор трения (ММТ) к горюче-смазочным материалам, испытанная в дизельном двигателе 1ЧН8/11, является новым направлением в области химмотологии и трибологии, может повысить надежность работы двигателей внутреннего сгорания, узлов трения машин и механизмов.

2. Немонотонный характер изменения концентрации элементов-индикаторов износа цилиндропоршневой группы двигателя свидетельствует о новом механизме взаимодействия присадки с поверхностями трения.

3. Эффект последствия присадки подтверждается длительным сохранением повышенной мощности и экономичности при последующей работе двигателя на масле без присадки ММТ.

4. Целесообразно продолжить исследования и испытания присадки ММТ в парах трения различных механизмов машин и двигателях внутреннего сгорания.

Таким образом, показано, что при помощи ММТ возможно осуществление целого ряда малоизученных до настоящего времени процессов: безызносного трения, безызносного скольжения, безадгезионного трения.

Практическая реализация только первого из этих явлений в технике позволит значительно увеличить долговечность и надежность машин и механизмов, увеличить их мощность и нагруженность при одновременном уменьшении металлоемкости и габаритов.

ритов, а также сократить объемы и ассортимент применяемых горюче-смазочных материалов.

**Список литературы:**

1. Аксёнов А.Ф., Терновая Т.В., Стельмах А.У. О возможности практически безыносного трения ме-

таллов в среде керосина // Трение и износ. - 1990. - №1. - С. - 176-177. 2. Аксёнов А.Ф., Терновая Т.В., Маслов В.Т., Стельмах А.У. Самоорганизация трибосистем // Докл. АН УССР. Сер. А. Физико-математические и технические науки. -1990. - №7. - С. 32-36.

УДК 62-713.1:621.436

**К.Ю. Федоровский, д-р техн. наук**

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

**Введение**

В настоящее время наибольшее распространение в практике судостроения получили разомкнутые двухконтурные системы охлаждения судовых двигателей. Циркулирующая через двигатель пресная вода охлаждается водой, принимаемой из-за борта. Однако, такие системы имеют сравнительно низкую надежность, в первую очередь для судов технического флота, особенно при работе в мелководной, часто загрязненной акватории. Кроме того, они существенно уничтожают рыбные ресурсы морей и рек [1]. Этим недостаткам лишены замкнутые системы охлаждения (ЗСО), исключаящие прием забортной воды. Существуют конструкции таких систем, предусматривающие прокачивание горячей пресной воды от двигателя по специальным каналам вдоль внутренней поверхности судовой обшивки и отвод теплоты в забортную воду (рис. 1).

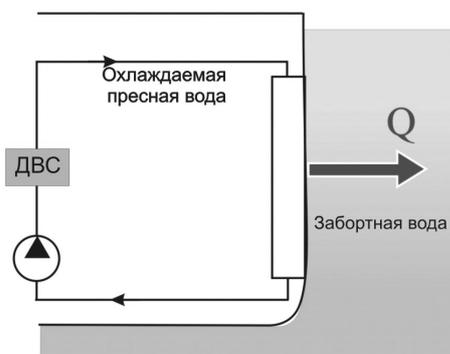


Рис. 1. Схема замкнутой системы охлаждения судового двигателя

К сожалению, при стоянке судна эффективность работы таких системы низка, что предопределяет их значительные массогабаритные показатели.

**Постановка проблемы**

Широкое внедрение в практику ЗСО сдерживается отсутствием разработанных применительно к

судовым условиям методов интенсификации теплоотдачи в забортную воду и расчетных зависимостей для определения требуемых для теплоотвода площадей судовой обшивки. В первую очередь это касается обеспечения интенсификации теплоотдачи в наиболее неблагоприятном случае, когда теплоотвод осуществляется в неподвижную относительно судна забортную воду. Также необходима разработка методов интенсификации теплоотдачи, подводимой к судовой обшивке охлаждаемой пресной воды.

### Выделение нерешенных задач

Известно сравнительно большое количество методов интенсификации теплоотдачи [2]: дополнительная турбулизация потока, вибрация, псевдооживление и т.д. Большинство из них по разным причинам не приемлемо для судовых условий, в первую очередь в отношении теплоотдачи в забортную воду.

Представляет интерес метод, базирующийся на использовании пузырьков воздуха [2]. Однако приведенные зависимости получены для вертикальных каналов применительно к оборудованию химической промышленности и не учитывают судовую специфику.

Таким образом, задачами исследования является разработка с учетом возможности использования в судовых условиях методов:

- интенсификации теплоотдачи охлаждаемой пресной воды к внутренней стороне судовой обшивки;
- интенсификации теплоотдачи от наружной поверхности судовой обшивки в забортную воду.

Причем вторая из указанных задач должна быть выполнена для случая теплоотдачи при свободной конвекции.

### Изложение основного материала

В принципе возможны различные способы подвода охлаждаемой жидкости к внутренней стороне судовой обшивке. Конструкции с использованием лабиринтного канала достаточно хорошо изучены и имеют высокую эффективность теплоотдачи [3]. Представляет интерес разработка методов интенсификации теплоотдачи в случае струйного подвода охлаждаемой жидкости, что конструктивно проще и во многих случаях более предпочтительно. Для интенсификации теплоотдачи было предложено устанавливать на выходном патрубке специальный экран (рис. 2).

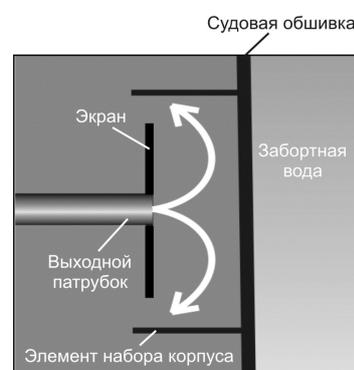


Рис. 2. Схема струйного подвода со специальным экраном

При этом достигнуто увеличение коэффициента теплоотдачи на 20...30 % (рис. 3) при одновременном снижении гидравлического сопротивления.

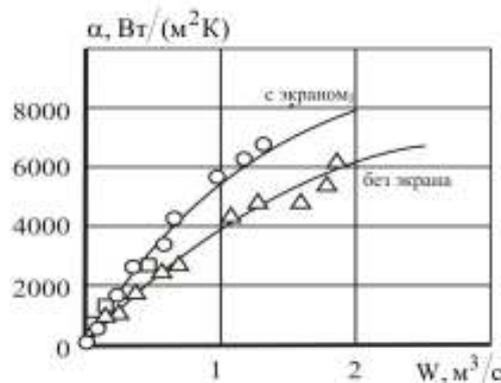


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи

$\alpha$  от расхода охлаждаемой жидкости  $W$

Проведенные визуальные исследования выявили различный характер течения жидкости вдоль теплоотдающей поверхности (рис. 4).

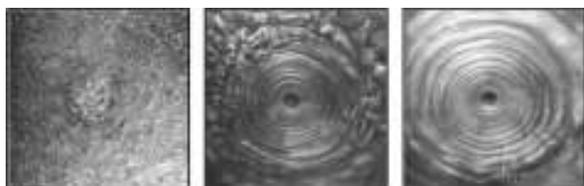


Рис. 4. Течение жидкости вдоль теплоотдающей поверхности

Выполненные с учетом этого теплотехнические исследования позволили определить соответствующие различным режимам течения уравнения подобия (1) – (3).

$$\overline{Nu} = 3,14 Re_h^{0,44} \left(\frac{h}{r}\right)^{0,53-0,45 \lg \frac{r}{R}} \left(\frac{r}{R}\right)^{0,69} \times Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25} \quad (1)$$

при  $Re_h = 630 \dots 2000$

$$\overline{Nu} = 0,15 Re_h^{0,84} \left(\frac{h}{r}\right)^{0,53-0,42 \lg \frac{r}{R}} \left(\frac{r}{R}\right)^{0,082} \times Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25} \quad (2)$$

при  $Re_h = 2000 \dots 10^4$

$$\overline{Nu} = 6,14 Re_h^{0,44} \left(\frac{h}{r}\right)^{0,56-0,42 \lg \frac{r}{R}} \left(\frac{r}{R}\right)^{0,094} \times Pr^{0,4} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25} \quad (3)$$

при  $Re_h = 10^4 \dots 2,5 \cdot 10^4$

где  $\overline{Nu}$ ,  $Re$  и  $Pr$  - соответственно числа Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля;

$r$ ,  $R$  – соответственно радиус внутреннего отверстия выходного патрубка и вписанной окружности поверхности теплоотдачи;

$h$  – расстояние между экраном и поверхностью.

С целью интенсификации теплоотдачи от наружной поверхности судовой обшивки в забортную воду при стоянке судна (теплоотдача при свободной конвекции) было предложено использовать газожидкостные струи. Для этого снаружи судовой обшивки снизу теплоотдающей поверхности устанавливается коллектор, подающий воздух. Известно, что пузырьки воздуха при всплытии в воде имеют поперечные пульсации. Поэтому подаваемый воздух не только проталкивает и турбулизирует неподвижную забортную воду вдоль теплоотдающей поверхности, но и способствует разрушению пристенного пограничного слоя, препятствующего теплоотдаче.

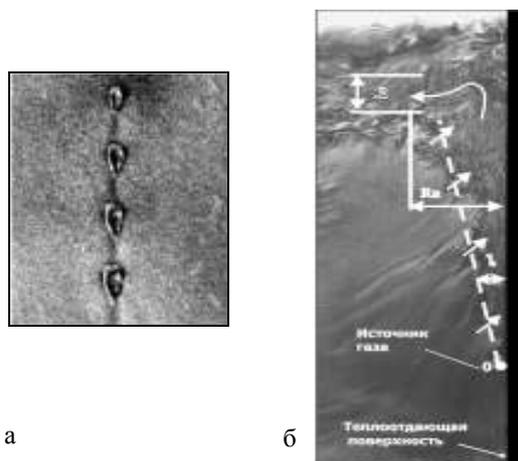


Рис. 5. а) визуализация ударов пузырьков воздуха о теплоотдающую поверхность; б) газожидкостная полуограниченная струя

Визуальные исследования подтвердили описанный механизм воздействия пузырьков (рис. 5).

Теплотехнические исследования проводились на экспериментальной модели высотой 0,8 м и шириной 0,5 м, помещенной в емкость с неподвижной водой объемом 15 м<sup>3</sup>. Анализ экспериментальных данных показал, что при незначительных температурных напорах, порядка 2...4 °С, газожидкостные струи обеспечивают увеличение коэффициента теплоотдачи в 20...25 раз (рис. 6)

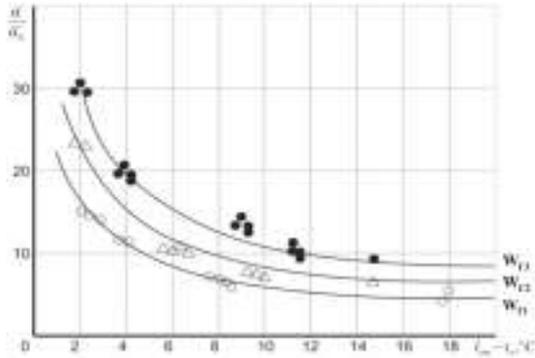


Рис. 6. Сопоставление теплоотдачи газожидкостной струи  $\bar{\alpha}$  и теплоотдачи при свободной конвекции  $\alpha_k$  в зависимости от температурного напора  $\Delta t$  между стенкой и жидкостью при различных расходах газа  $W_G$

Обработка экспериментального материала (рис. 7) позволила определить уравнение подобия (4), описывающее теплоотдачу газожидкостной струе.

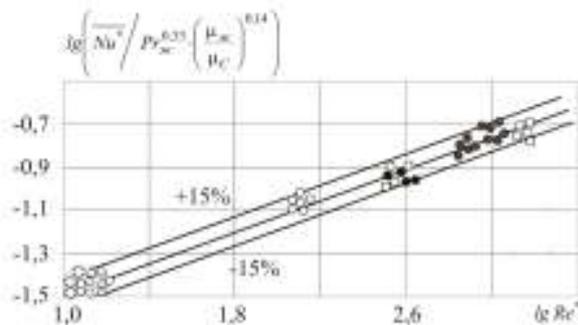


Рис. 7. Экспериментальные данные по теплоотдаче полуограниченной газожидкостной струи

$$Nu^* = 0,015 Re^{*0,35} Pr_{жс}^{0,33} \left( \frac{\mu_{жс}}{\mu_c} \right)^{0,14} \quad (4)$$

где  $Nu^*$  и  $Re^*$  – соответственно модифицированные числа Нуссельта и Рейнольдса.

Зависимость (4) справедлива при  $Re_h = 13...1450$ .

Для ряда судов оказывается более предпочтительна конструкция устройства теплоотвода в виде набора расположенных в забортной воде плоских пластин (рис. 8). Охлаждаемая пресная вода движется внутри этих пластин. Здесь также стоит задача необходимости интенсификации теплоотдачи в за-

бортную воду, для решения которой также предложено использовать газожидкостные струи [4].

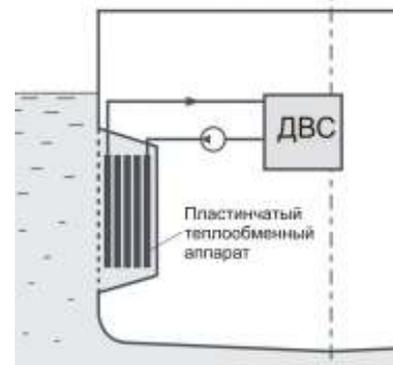


Рис. 8. Схема системы охлаждения с пластинчатым теплообменным аппаратом

Были проведены визуальные исследования [5] по выявлению влияния расположения источника газа на формирование газожидкостной струи (рис. 9).

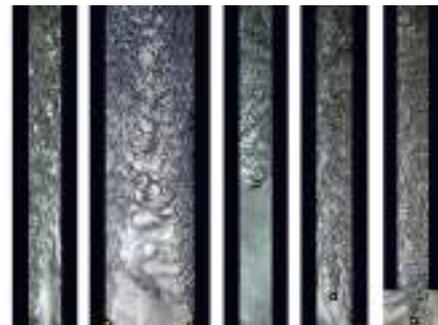


Рис. 9. Результаты визуальных исследований течения газожидкостной струи в зазоре между пластинами

Увеличение расхода газа, подаваемого в зазор между пластинами, сначала приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи (рис. 10). Однако при дальнейшем увеличении расхода газа рост теплоотдачи сначала прекращается, а затем наблюдается снижение  $\bar{\alpha}_Г$ . Это объясняется кризисом процесса интенсификации теплоотдачи, связанным с вытеснением жидкости газом.

В ходе исследований было получено выражение (5), описывающее данный характер процесса.

$$\overline{\alpha}_T = 1,25 \cdot 10^5 \left( \frac{W_{GL}}{0,18 \cdot \delta + W_{GL}} \right) - 0,93 \cdot 10^6 \left( \frac{W_{GL}}{0,18 \cdot \delta + W_{GL}} \right)^2 \quad (5)$$

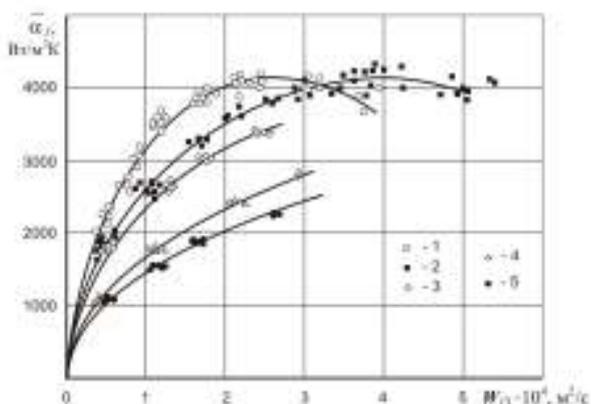


Рис. 10. Зависимость коэффициента теплоотдачи  $\overline{\alpha}_T$  от удельного расхода газа  $W_{GL}$  при различных зазорах между пластинами (1 – 20 мм, 2 – 30 мм, 3 – 40 мм, 4 – 100 мм, 5 – 160 мм)

Окончательная обработка экспериментальных данных по теплоотдаче (рис. 11) позволила определить уравнение подобия (6).

$$\overline{Nu}_T = 2,2 Re^{*0,46} Pr^{0,33} \left( \frac{\delta}{d_n} \right)^{0,69} \left( \frac{\mu_{жс}}{\mu_c} \right)^{0,14} \quad (6)$$

где  $\delta$  – зазор между пластинами;

$d_n$  – средний диаметр пузыря;

$\mu_{жс}$  и  $\mu_c$  – коэффициенты динамической вязкости соответственно при температуре жидкости и стенки.

Зависимость справедлива при  $Re^* = 36,8...630$ .

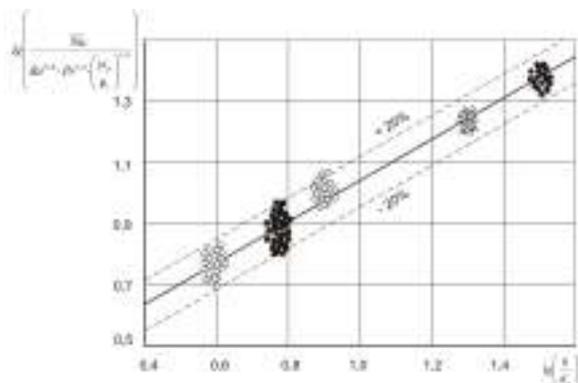


Рис. 11. Экспериментальные данные по теплоотдаче газожидкостной струи внутри плоского канала

Подача газожидкостных струй в зазор между пластинами теплообменника обеспечивает увеличение коэффициента теплоотдачи по сравнению со случаем теплоотдачи при свободной конвекции аналогичное представленному на рис. 6.

Приведенные выше зависимости легко встраиваются в существующие методики теплотехнического расчета теплообменных аппаратов и позволяют получить достоверные результаты в случае применения рассмотренных методов повышения эффективности теплоотвода ЗСО.

В ходе исследования был проведен анализ эффективности метода интенсификации теплоотдачи посредством газожидкостных струй. Сопоставлялось увеличение теплоотвода с необходимыми для этого затратами энергии на подачу требуемого количества сжатого воздуха. В результате было определено, что использование газожидкостных струй является более эффективным по сравнению со случаем, если для достижения того же теплоотвода через зазор проталкивалась однородная жидкость, т.е. обеспечивалась бы вынужденная конвекция.

Подача воздуха вдоль судовой обшивки используется для увеличения скорости движения быстрого судна, борьбы с обледенением и т.д. Поэтому рассмотренный метод интенсификации газожидкостными струями приемлем для судостроения и не требует разработки специальных устройств и технологий.

### Выводы и перспективы

Предложенные методы повышения эффективности систем охлаждения судовых двигателей позволяют в несколько раз снизить массогабаритные показатели замкнутых систем охлаждения. Это создает условия для широкого внедрения в практику судостроения более перспективных с технической и экологической сторон ЗСО.

**Список литературы:**

1. Федоровский К.Ю., Цыпин В.М. Экологически рациональные технологии обеспечения охлаждения судового оборудования // *Технология судостроения*. – 1990. - № 10. – С. 73-75. 2. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие / С.С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с. 3. Федоровский К. Ю. Расчет теплопередачи в судовом обшивочном теплообменном аппарате // *Пром. теплотехника*. – 1987. - № 6. – С. 44-48. 4. Федоровский К. Ю.,

Владецкий Д.О. Газожидкостная интенсификация теплоотдачи в замкнутых системах охлаждения энергетических установок / К.Ю. Федоровский, Д.О. Владецкий // *Сб. научных трудов СНИЯЭиП*. – Севастополь, 2006. - № 19. – С. 44-50. 5. Федоровский К. Ю., Владецкий Д.О. Визуальные исследования течения затопленных газожидкостных струй в вертикальном плоском канале / К.Ю. Федоровский, Д.О. Владецкий // *Вестник СевГТУ*. – Севастополь: СевГТУ, 2005. - № 67. *Механика, энергетика, экология*. – С. 131-136.

УДК 621.431: 621.436

***И.В.Парсаданов, д-р техн. наук, А.Н. Пойда, д-р техн. наук, Д.Г. Сивых, инж.***

**МОДЕЛЬ ИДЕНТИФИКАЦИИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Наиболее важными показателями технического уровня и конкурентоспособности современных дизелей являются надежность, топливная экономичность и токсичность выбросов ОГ. Оценка дизеля по этим показателям наиболее просто и с достаточной точностью можно проводить по результатам стендовых испытаний. Однако степень загрузки дизеля и время его работы на определённых режимах, которые характеризуются крутящим моментом и частотой вращения коленчатого вала, зависят от назначения машины. Поэтому практическая ценность полученных результатов будет максимальной в том случае, если режимы и циклы стендовых испытаний выбираются с учетом особенностей эксплуатации машины или агрегата, на котором установлен дизель. Таким образом, речь идет об использовании моделей эксплуатации двигателей определенного назначения для воспроизведения аналогичных режимов и циклов при

стендовых испытаниях.

Для обобщения моделей эксплуатации двигателей определенного назначения используют относительные показатели долевой наработки, крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала.

Эти модели могут быть идентифицированы для оценок и прогнозирования, к примеру, усталостной и длительной прочности деталей цилиндропоршневой группы тракторных и комбайновых дизелей, а также эксплуатационных показателей расходов топлива и масла, выбросов с ОГ вредных веществ и других показателей. Однако серьезным препятствием к широкому применению таких моделей являются материальные затраты на получение информации о режимах эксплуатации двигателей определенного назначения.

Экспериментальные данные о характере и времени загрузки дизелей в эксплуатации, которые мо-

гут служить основанием для построения обобщенных моделей эксплуатации двигателей, получают в результате сложных исследований с применением специальных датчиков и дорогостоящей аппаратуры. К примеру, измерение крутящего момента дизеля в процессе эксплуатации составляет серьезную проблему.

### Обзор публикаций и анализ нерешённых проблем

Анализ публикаций показывает, что часть задач, затрагиваемых в данной работе, в научном плане уже решалась или решается как самостоятельно поставленные задачи.

Например, в НТУ «ХПИ» разработаны обобщенные модели эксплуатации автомобильных, тракторных и комбайновых дизелей, изложенные в работе [1], в которых совокупность эксплуатационных режимов двигателя в эксплуатации заменяют представительными полигонами, являющимися рядом дискретных сочетаний частоты вращения коленчатого вала  $n_i$  и крутящего момента  $M_{кр*i*}$ , для каждого из которых определено время наработки. Суммарные расход топлива и вредные выбросы с ОГ, определяемые при стендовых испытаниях по представительным полигонам модели эксплуатации, практически эквивалентны показателям ездовых циклов при умеренном ускорении переходных процессов, что характерно для работы грузовых автомобилей и самоходных сельскохозяйственных машин в эксплуатации.

Каждый из исследуемых показателей работы двигателя в границах отдельно взятого  $i$ -го полигона приводится к центру полигона, имеющего конкретную величину  $M_{кр*i*}$  и  $n_i$ . Возникающая при этом погрешность определения характеристик эксплуатационных режимов в выбранных пределах зависит от числа полигонов. Считают приемлемой погрешность 5...8 %.

Если для каждого из полигонов определена его

вероятность, характеризующая долевой годовой занятостью, то модель эксплуатации двигателя представляется в виде

$$P_i = f(M_{кр*i*}, n_i), \quad (1)$$

где  $P_i$ ,  $M_{кр*i*}$ ,  $n_i$  — долевая наработка, крутящий момент и частота вращения коленчатого вала двигателя при  $i$ -ом полигоне эксплуатационных режимов.

Данную модель можно рассматривать как квазистационарную, т.е. полагать, что внутри конкретного полигона представительные значения  $M_{кр*i*}$  и  $n_i$  не меняются в течение долевой наработки  $P_i$ . Область модели ограничивается регуляторной и внешней характеристиками двигателя, а также реальными минимальными значениями крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала, которые могут встретиться в эксплуатации.

Современные автотракторные дизели оснащены микропроцессорными системами управления [2], имеющими в своём составе средства измерения, обработки и хранения информации о параметрах процессов в дизеле, в том числе о частоте вращения коленчатого вала, расходе воздуха, топлива и др.

На современных автомобилях зарубежного производства, на некоторых автомобилях ВАЗ устанавливаются маршрутные компьютеры (МК) [3], как средство выдачи оперативных данных водителю о мгновенном расходе топлива. МК позволяет накапливать информацию о среднем расходе топлива, пройденном пути и времени в пути при движении от пункта до пункта. Однако он не обеспечивает возможность определять режим работы двигателя и экспортировать информацию в наружные технические средства.

### Цель работы

Целью данного исследования является обоснование и разработка математической модели иденти-

фикации режимов работы дизеля по расходу топлива и частоте вращения коленчатого вала.

### Модель идентификации режимов работы дизеля

Исходим из того, что эффективную мощность двигателя можно представить известным выражением

$$N_e = \frac{Q_n}{3600} \cdot G_m \cdot \eta_e = \frac{Q_n}{60 \cdot i} \cdot G_{mц} \cdot \eta_e \cdot n, \quad (2)$$

где  $Q_n$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_e$  – эффективный КПД,

$G_{mц}$  – цикловая подача топлива, кг/цикл,

$G_m$  – часовой расход топлива, кг/ч,

$n$  – частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>,

$i$  – коэффициент тактности.

Применяемый в оценках эффективности функционирования транспортных машин коэффициент использования мощности двигателя  $K_u$  можно представить как отношение текущего значения эффективной мощности  $N_e$  к эффективной мощности номинального режима  $N_{ен}$ :

$$K_u = \frac{N_e}{N_{ен}} = \frac{G_m}{G_{mн}} \cdot \frac{\eta_e}{\eta_{ен}} = \frac{G_{mц}}{G_{mцн}} \cdot \frac{\eta_e}{\eta_{ен}} \cdot \frac{n}{n_n}, \quad (3)$$

где  $G_{mн}$ ,  $G_{mцн}$ ,  $\eta_{ен}$ ,  $n_n$  – перечисленные выше показатели с дополнительным индексом «н» относятся к режиму номинальной мощности.

Обозначим относительные значения:

$$\bar{M}_{кр} = \frac{M_{кр}}{M_{крн}} \text{ – крутящего момента,} \quad (4)$$

$$\bar{G}_m = \frac{G_m}{G_{mн}} \text{ – часового расхода топлива,} \quad (5)$$

$$\bar{G}_{mц} = \frac{G_{mц}}{G_{mцн}} \text{ – цикловой подачи топлива,} \quad (6)$$

$$\bar{\eta}_e = \frac{\eta_e}{\eta_{ен}} \text{ – эффективного КПД,} \quad (7)$$

$$\bar{n} = \frac{n}{n_n} \text{ – частоты вращения коленчатого вала.} \quad (8)$$

С учётом принятых обозначений

$$\bar{M}_{кр} = \bar{G}_{mц} \cdot \bar{\eta}_e, \quad (9)$$

$$K_u = \bar{N}_e = \bar{G}_m \cdot \bar{\eta}_e = \bar{G}_{mц} \cdot \bar{\eta}_e \cdot \bar{n}. \quad (10)$$

Известно, что на эффективный КПД ( $\bar{\eta}_e$ ) влияют скоростной и нагрузочный режимы. Чтобы учесть этот факт, обозначим зависимость относительного значения эффективного КПД от частоты вращения по внешней скоростной характеристике  $\bar{\eta}_{ен} = f(\bar{n})$ . Влияние нагрузки на эффективный КПД – представим как зависимость КПД от цикловой подачи при работе дизеля по нагрузочной характеристике  $\bar{\eta}_{ег} = f(\bar{G}_{mц})$ .

Тогда уместно предположить, что во всей области возможных нагрузок дизеля, ограниченной внешней скоростной и регуляторной ветвью характеристик, любая частичная нагрузка принадлежит некоторой нагрузочной характеристике, которая имеет общую точку, расположенную на внешней скоростной характеристике. В этой общей точке  $\bar{\eta}_{ег} = \bar{\eta}_{ен}$ . Следовательно, все поле возможных нагрузок можно представить как множество нагрузочных характеристик, каждая из которых имеет общую точку, расположенную на внешней скоростной характеристике, где  $\bar{\eta}_{ег} = \bar{\eta}_{ен}$ .

Предположим, что существует некоторое осредненное  $\bar{\eta}_{ео}$  относительное значение эффективного КПД, достоверно отражающее характер изменения эффективного КПД от нагрузки. По существу речь идет о поправочном коэффициенте, который может сохранить характер изменения  $\bar{\eta}_{ег} = f(\bar{G}_{mц})$  по нагрузочной характеристике, но привести его в соответствие с изменением  $\bar{\eta}_{ен} = f(\bar{n})$  по внешней скоростной характеристике. Формально это можно выразить так

$$\bar{\eta}_{eg} = \bar{\eta}_{eo} \cdot \bar{\eta}_{en} \quad (11)$$

Равенство  $\bar{\eta}_{eg} = \bar{\eta}_{en}$  будет выполняться только в том случае, если в общей точке на внешней скоростной характеристике  $\bar{\eta}_{eo} = 1$ . Для этого либо требуется нагрузочная характеристика, снятая при номинальной частоте вращения коленчатого вала, либо зависимость  $\bar{\eta}_{eg} = f(\bar{G}_{mц})$ , полученная другим способом. Зависимость (11) позволит получить множество значений относительного эффективного КПД в пределах рабочей зоны дизеля, каждая из которых представляет нагрузочную характеристику с общей точкой на внешней скоростной характеристике.

#### Проверка адекватности модели

Для проверки адекватности модели, воспользуемся данными по дизелю СМД-31А.15 для автобуса, опубликованными в работе [4]. В этой работе внешняя скоростная характеристика дизеля СМД-31А.15, представлена в графическом виде как зависимость от

частоты вращения коленчатого вала, эффективной мощности, крутящего момента, часового и удельного расхода топлива. Для обработки данных с помощью компьютера, она оцифрована и сглажена, затем по известным формулам вычислены показатели: эффективный КПД, цикловая подача топлива, крутящий момент.

Из работы [1] заимствованы данные об эффективном КПД и цикловой подаче топлива для трех нагрузочных характеристик дизеля СМД-31А.15. Конечные значения параметров и показателей каждой из трех нагрузочных характеристик соответствуют точкам внешней скоростной характеристики.

По этим данным как среднее арифметическое трех рассматриваемых характеристик получена одна обобщенная кривая зависимости эффективного КПД от цикловой подачи топлива  $\bar{\eta}_{eg} = f(\bar{G}_{mц})$  (рис. 1).

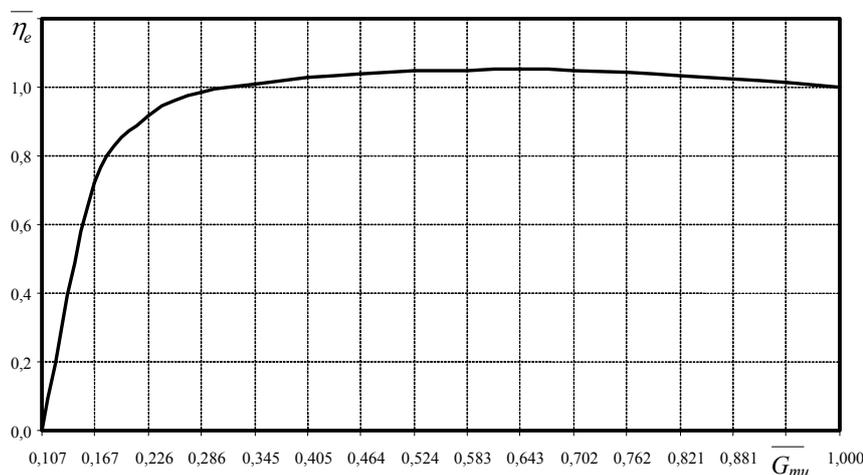


Рис. 1 – Зависимость относительного приведенного значения эффективного КПД от относительной цикловой подачи при работе дизеля СМД-31А.15 по нагрузочной характеристике

Если измерен расход топлива, то пользуясь зависимостью (рис. 1) относительного приведенного значения эффективного КПД от относительной цикловой подачи при работе дизеля СМД-31А.15 по на-

грузочной характеристике и зная изменение КПД по внешней скоростной характеристике, по формуле (11) вычислили относительный эффективный КПД, а затем по формуле (9) определили относительный

крутящий момент и по формуле (10) – коэффициент загрузки дизеля для 16 режимов работы (нагрузочные характеристики). Практически открывается возможность определения всех эффективных показателей в относительных или абсолютных величинах.

На рис. 2 приведены зависимости: относительного крутящего момента, относительных цикловых подач топлива и относительного эффективного КПД от коэффициента загрузки дизеля СМД-31А.15 для 16 фиксированных значений частоты вращения коленчатого вала.

На этих примерах показана возможность определять семейство нагрузочных характеристик в зави-

симости от коэффициента загрузки дизеля во всём диапазоне режимов его работы и совмещать внешнюю скоростную характеристику с нагрузочными характеристиками.

### Выводы

Предложенный подход ориентирован на применение информационных технологий в эксплуатации дизелей. Предложенная математическая модель определения режимов работы дизеля адекватно описывает характеристики и позволит накапливать информацию о его нагрузке в процессе рядовой эксплуатации.

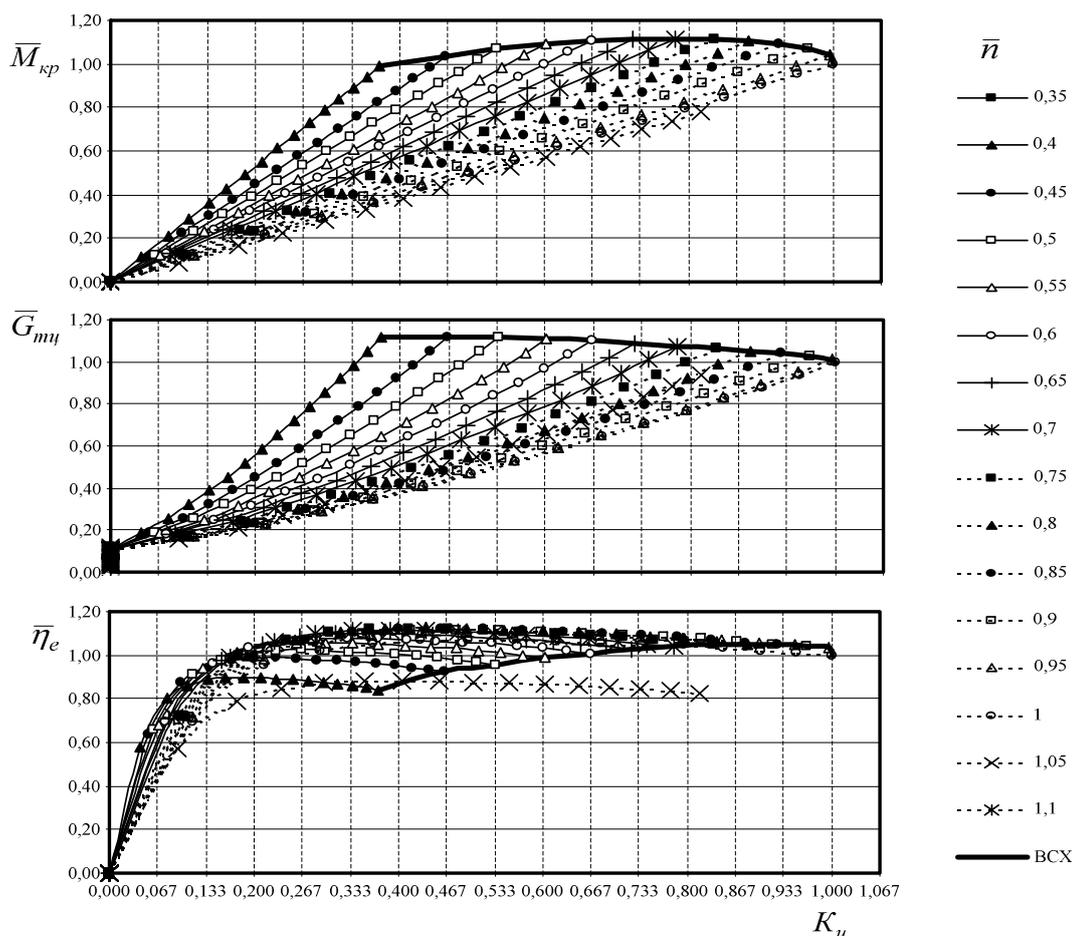


Рис. 2 – Зависимости относительных значений крутящего момента, цикловой подачи топлива и эффективного КПД от коэффициента загрузки дизеля СМД-31А.15

**Список литературы:**

1. Парсаданов И. В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. Монография. - Харьков: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с. 2. Системы управления дизельными двигателями. Пер. с нем. Первое рус. изд. – М.: ООО «Книжное изд. «За рулем»,

2005, - 480 с. 3. Автомобили ВАЗ-2108, ВАЗ-2109. Руководство по ремонту/ А.П. Игнатов, С.Н. Косарев, К.В. Новокионов и др. Москва, «Третий Рим», 1998.- 170 с. 4. Быков В. И., Долганов К. Е., Лисовал А. А. Дизели СМД для автобусов/ Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004, №1. – с. 13 – 17.

УДК 621.43.068.4

*И.И. Неяченко, инж., В.А. Егоров, инж.*

### **УПРАВЛЕНИЕ ПОДАЧЕЙ ТОПЛИВА В БЕНЗИНОВОМ ДВС НА РЕЖИМЕ ПУСКА-ПРОГРЕВА**

#### **Введение**

Данное исследование является продолжением цикла работ с известной феноменологической X-т моделью процесса транспортировки топлива во впускной системе бензинового двигателя. [1-4]. Основные проблемы управления при холодном пуске ДВС,

как известно, вызываются образованием большого количества топливной пленки на стенках впускного тракта, что в свою очередь приводит к переменным задержкам подачи топлива в цилиндры. Разработанная модель смесеобразования и управления подачей топлива при холодном пуске двигателя на предыду-

шем этапе работ [4] позволила удовлетворительно описать переходные процессы при моделировании режима пуска двигателя. Использование модельного описания процесса смесеобразования позволило усовершенствовать технологию калибровочных работ и перенести часть работ по калибровке функции управления топливopодачей с натурного эксперимента на виртуальный. При этом подбор и уточнение значений калибровочных параметров алгоритма управления осуществляются при компьютерном моделировании смесеобразования с расчетом состава смеси в цилиндрах двигателя в режиме OFF-LINE, с использованием в качестве входных данных единичных измерений реального пуска. Таким образом, калибровка проводится с использованием сочетания реального и модельного экспериментов.

Однако при этом были выявлены некоторые особенности и возможности усовершенствования алгоритма.

### 1. Цели исследования

В данном исследовании решались задачи по уточнению модели индивидуального по цилиндрам управления подачей топлива при холодном **пуске-прогреве** бензинового двигателя с целью повышения адекватности и расширения диапазона применимости модели.

### 2. Формулирование проблемы

В данной работе оценка адекватности математической модели смесеобразования при холодном пуске проводилась путем сравнительного анализа экспериментальных данных анализатора состава смеси LA-4 ф. ETAS GmbH (90% сигнала за 2 мс) и модельных значений состава смеси. Калибруемые параметры модели подбирались в серии расчетных экспериментов до достижения удовлетворительного

схождения прогнозируемого состава смеси в цилиндрах двигателя и измеренного состава анализатором LA-4 в процессе реального пуска.

Основные затруднения при оценке состава смеси, участвующей в сгорании при выполнении пуска двигателя, связаны с тем обстоятельством, что в первые 20-40 рабочих циклов показания анализатора LA-4 недостоверны. Кислородный датчик анализатора состава смеси располагается в выпускном коллекторе в зоне смешения отработавших газов из отдельных цилиндров и до полного вытеснения воздуха из объема коллектора отработавшими газами в процессе пуска датчик фиксирует избыточный кислород (см. рис. 1). Оценка адекватности модели в первые рабочие циклы велась по косвенным показателям - ускорению коленчатого вала двигателя от рабочих циклов отдельных цилиндров. Таким образом, общая оценка модели считалась удовлетворительной при максимальном совпадении модельного и измеренного состава смеси в зоне достоверной работы анализатора LA-4 и при согласовании модельных значений состава смеси с поведением двигателя при разгоне в зоне недостоверной работы анализатора. Более подробно описание модели и расчетно-экспериментальных методов ее идентификации приведены в [2, 3].

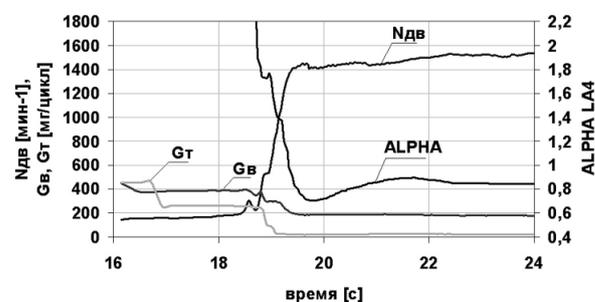


Рис. 1. Пуск двигателя  $V_h = 1,6$  л, 8 кл при  $t = -20$  °C

Однако разработанная модель смесеобразования в соответствии с [4] позволяла с удовлетворительной степенью соответствия воспроизводить переходные процессы по составу смеси при холодном пуске только на начальном отрезке времени 5-10 с. Попытки подобрать параметры модели для моделирования процесса пуска и последующего прогрева двигателя, повторного пуска приводили к неудовлетворительному результату. Таким образом, возникла необходимость усовершенствования модели.

### 3. Модернизация модели управления топливоподачей

Подробное описание моделей смесеобразования и управления подачей топлива приведены в [4].

Напомним, дискретная форма записи основных уравнений управления для отдельного цилиндра следующая:

$$M_{inj}(k) = M_{cyl}(k) + [m(k) - m(k-1)] \quad (1)$$

$$m(k) - m(k-1) = \frac{X(k)}{1-X(k)} M_{cyl}(k) - m(k-1) \frac{T(k)}{TAU(k)[1-X(k)]} - M_{loss}(k) \quad (2)$$

где  $M_{cyl}(k)$  – масса топлива, поступившая в цилиндр в  $k$ -ом цикле;

$M_{inj}(k)$  – масса топлива, поданного форсункой в  $k$ -ом цикле;  $M_{loss}(k)$  – масса топлива, «теряемого» в  $k$ -ом цикле;

$m(k), m(k-1)$  – масса топлива в настенной пленке в  $k$ -ом,  $(k-1)$  цикле;

$X(k)$  – доля топлива, оседающего на стенках в виде топливной пленки (текущий параметр м.м. в  $k$ -ом цикле);

$TAU(k)$  – постоянная времени топливной пленки (текущий параметр м.м. в  $k$ -ом цикле);

$T(k)$  – длительность  $k$ -го цикла.

Значения параметров модели  $X$  и  $\tau$ , а также параметров подмодели «потерь» топлива  $L$  и  $G1$  [4] определяются экспериментально в процессе идентификации модели. Значения параметров модели зависят от испаряемости применяемого топлива. В данном исследовании применялся бензин АИ-95 с показателями испаряемости по нижней границе класса 4 в соответствии с ГОСТ Р 31105-97.

Основные усовершенствования модели управления (рис. 2) заключались в следующем:

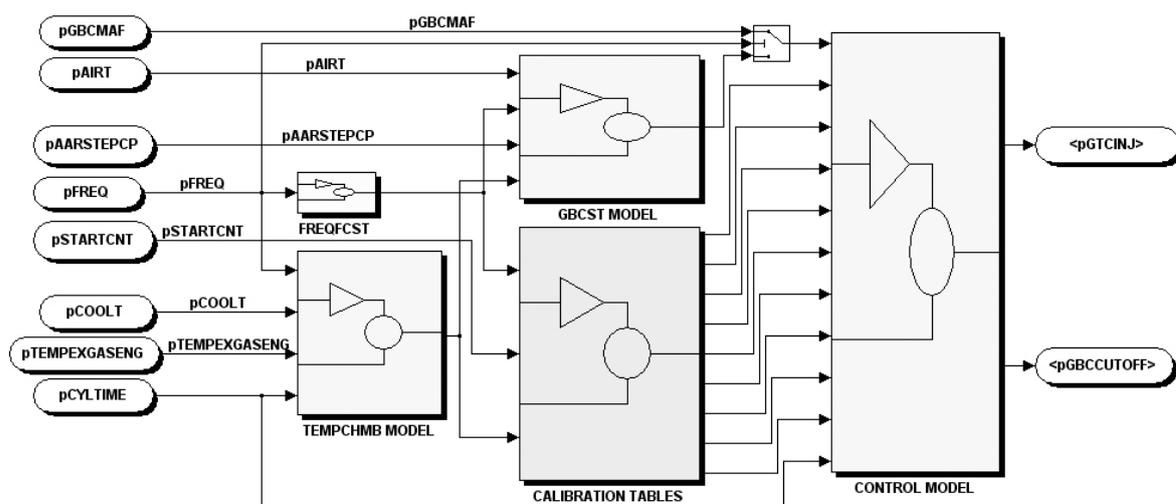


Рис. 2. Модель управления

### 3.1. «2-компонентная» модель топливной пленки

Представление топливной пленки в виде 2-х составляющих – «быстрой» и «медленной» со своими временными параметрами позволяет более точно описывать переходные процессы не только за счет соответствующего изменения временных параметров, но и за счет динамического перераспределения топлива между компонентами. При этом общее количество параметров модели возрастает с 4-х до 6-и:

X - доля топлива, оседающего на стенках в виде топливной пленки;

RXS - относительная доля «медленной» топливной пленки;

TAUF - постоянная времени «быстрой» топливной пленки;

TAUS - постоянная времени «медленной» топливной пленки;

L - безразмерный параметр модели потерь топлива;

G1 - параметр модели потерь топлива в размерности массового расхода.

Проведение калибровок на стационарных по частоте вращения коленчатого вала двигателя по методу STEP-TEST [4] позволяет уйти от динамиче-

ских ошибок измерения расхода воздуха. Однако увеличение числа параметров модели усложнило её идентификацию. Для облегчения процесса калибровки при проведения процедур STEP-TEST была разработана методика оптимизационного поиска в режиме OFF-LINE с использованием оптимизационных процедур и блоков Signal Constraint и DRMS из раздела Simulink Response Optimization.

### 3.2. Модель температуры «камеры сгорания»

Параметры модели смесеобразования в процессе пуска и прогрева двигателя изменяются в зависимости от скоростного и температурного режимов. Использование показаний штатного датчика температуры охлаждающей жидкости в головке блока цилиндров, ввиду его инерционности, не позволяет адекватно оценивать температурное состояние деталей, соприкасающихся с топливной пленкой. Для решения этого несоответствия была разработана модель температуры «камеры сгорания» - TEMPCHMB MODEL, выход которой использовался в качестве входного вектора в калибровочные таблицы параметров модели смесеобразования. Модель предпола-

гает наличие некоей обобщенной стенки камеры сгорания, не имеющей толщины, но имеющей теплоемкость. К стенке с одной стороны подводится теплота от отработавших газов, а с другой стороны отводится теплота в охлаждающую жидкость пропорционально соответствующему перепаду температур. Коэффициентами пропорциональности являются соответствующие коэффициенты теплообмена, задаваемые калибровочными таблицами в зависимости от частоты вращения и температуры охлаждающей жидкости. Калибровка модели температуры «камеры сгорания» проводилась по результатам опубликованных экспериментальных данных, полученных при пуске аналогичного двигателя [5].

### 3.3. Модель циклового наполнения цилиндров

Для реализации управления топливоподачей на режиме пуска по величине наполнения цилиндра воздухом (аналогично основным режимам работы ДВС) необходимо располагать оперативной информацией по текущему цикловому наполнению отдельного цилиндра. Как известно, во время резко нестационарных процессов и при низкой частоте вращения коленчатого вала, что характерно для начальных фаз холодного пуска, показания штатного расходомера анемометрического типа для прямой оценки цилиндрического наполнения использовать нельзя. В связи с этим обстоятельством на начальных фазах пуска в зоне недостоверной работы расходомера для оценки циклового наполнения была разработана табличная модель циклового наполнения цилиндров - GBCST MODEL с входными переменными состояния двигателя - частота вращения, положение шагового регулятора воздуха на холостом ходу (РХХ), температура воздуха и охлаждающей жидкости.

### 3.4. Программа «наблюдатель»

В процессе пуска двигателя при резком наборе оборотов топливная пленка (т.п.), накопленная во впускном тракте на стартерном режиме, начинает интенсивно расходоваться. В то же время для ограничения частоты вращения коленчатого вала при переходе к режиму прогрева РХХ закрывается, снижая цикловое наполнение, при этом состав смеси может резко переобогащаться. Таким образом, для поддержания заданного состава смеси в фазе разгона может возникать необходимость уменьшения топливоподачи вплоть до полного отключения. При отключении подачи топлива в режиме принудительно-го холостого хода поддержать заданный состав смеси можно, управляя цикловым наполнением.

Для решения перечисленных задач программа управления составом смеси при пуске - CONTROL MODEL была дополнена *программой-наблюдателем* – программа, которая ранее применялась как модель смесеобразования или модель прогноза состава смеси в цилиндрах двигателя. При входе в режим отключения подачи топлива *программа-наблюдатель* рассчитывает изменение текущей массы т.п. по цилиндрам и при возобновлении счета *программой-контроллером* передает обновленные значения массы т.п. в *программу-контроллер*. Применение в алгоритме управления *программы-наблюдатель* позволяет также рассчитать в режиме отключения подачи топлива форсунками цикловую массу топлива, попадающего в цилиндры из топливной пленки, и соответственно рассчитать необходимую подачу воздуха rGBCCUTOFF для поддержания заданного состава смеси. Далее, используя модель циклового наполнения GBCST, задается управление на регулятор холостого хода (или на электропривод дроссельной заслонки).

Дополнительным преимуществом введения программы-наблюдатель является возможность использования результатов расчета прогноза состава смеси в цилиндрах двигателя для адаптивной настройки управления топливоподачей по качеству топлива и другим факторам, влияющим на образование топливной пленки.

#### 4. Результаты экспериментальных исследований

В результате проведенных модернизаций алгоритма и серии калибровочных расчетных экспериментов удалось подобрать и откалибровать таблицы и добиться практически полного совпадения протекания измеренного и моделируемого состава смеси на выходе из цилиндров в процессе холодного пуска, последующего прогрева и повторного пуска-прогрева без ограничений по времени.

На Фиг. 3 представлены результаты компьютерного моделирования прогноза состава смеси при пуске двигателя. На графике **ALPHA** (нижнее семейство кривых) характеризует подачу топлива форсунками. Верхнее семейство кривых – прогноз состава смеси внутри цилиндров согласно модели. Соответственно на графике **GTC** большая подача относится к форсункам, малая – прогноз топлива в цилиндрах согласно модели. График **FILM** характеризует текущее состояние по накопленной топливной пленке.

Модельные и измеренные значения состава смеси совпадают, начиная с 20-30-го такта от включения стартера (рис. 3), очевидно, когда отработавшие газы полностью вытесняют воздух, находившийся в выпускном трубопроводе до пуска.

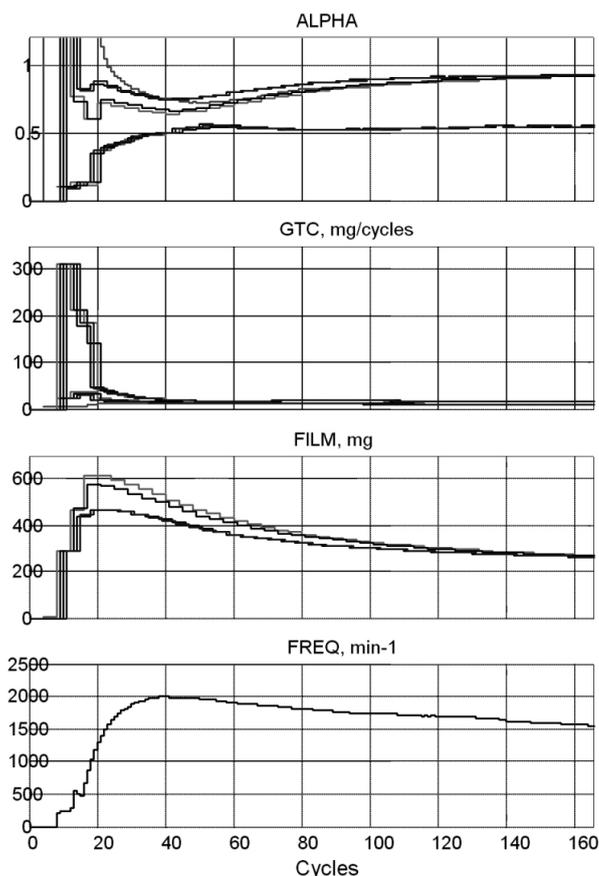


Рис. 3. Моделирование поцилиндрового прогноза состава смеси при пуске двигателя  $V_h = 1.6$  л, 4 ц., 16 кл. при температуре  $t = -7^\circ\text{C}$

Прогнозируемый состав смеси согласно модели в течение первых 20-ти тактов показывает, что проблемы с дозированием топлива при пуске заключаются в необходимости удержания состава смеси при разгоне в пределах воспламеняемости, что с действующим алгоритмом не всегда удается.

Моделирование управления при холодном пуске по предлагаемому алгоритму (рис. 4) показывает, что для удержания единого состава смеси по цилиндрам необходимо рассчитывать подачу топлива индивидуально для каждого цилиндра с учетом текущего состояния по топливной пленке для каждого цилиндра, сформированной в соответствии с изменяющимися режимными параметрами работы двигателя.

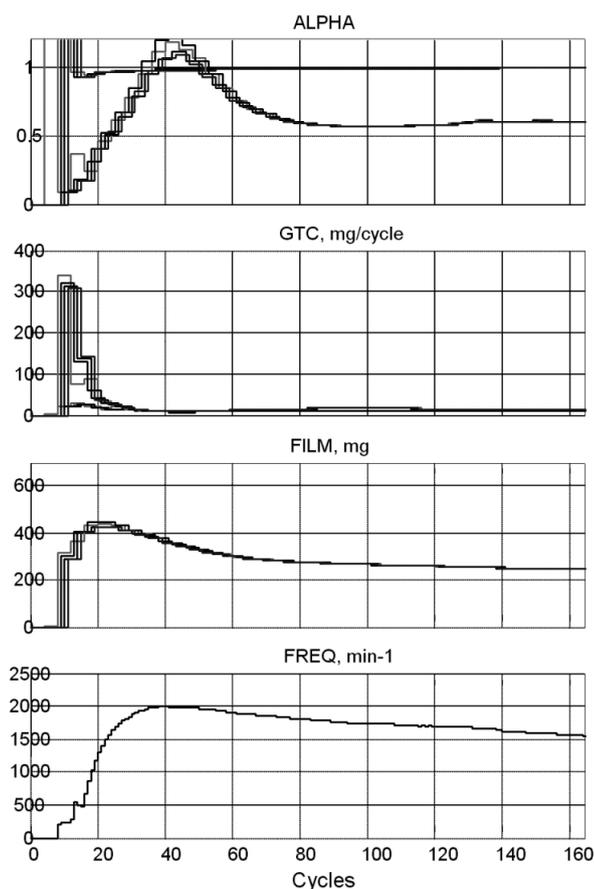


Рис. 4. Моделирование поцилиндрового управления топливоподачей при пуске двигателя  $V_h=1.6$  л, 4 ц., 16 кл. при температуре  $t=-7^\circ\text{C}$ .

### Заключение

1. Разработанный метод управления подачей топлива имеет следующие преимущества:

- более точное дозирование топлива с учетом индивидуальной динамики отдельных цилиндров
- управление составом смеси в режиме включения подачи топлива

- автоматизация, сокращение объемов и сроков калибровочных работ
- возможность использования для анализа при калибровочных работах с любыми алгоритмами с целью их совершенствования

2. Развитие метода управления подачей топлива необходимо вести в направлении создания алгоритма адаптивной самонастройки в процессе эксплуатации

### Список литературы:

1. Neyachenko I. Method of A/F Control during SI Engine Cold Start. SAE Pap. No 982521.
2. Неяченко И.И. Метод оценки смесеобразования в бензиновых двигателях внутреннего сгорания // *Авіаційно-космічна техніка і технологія: Зб. наук. праць.*—Харків: ХАІ, 2003.— Вип.41/6.— с.16-21.
3. Неяченко И.И., Ямоллов Ю.И., Егоров В.А. Применение компьютерного моделирования в технологии калибровочных работ по холодному пуску двигателей ВАЗ // *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал*, - Харьков, 2' 2004, с. 16-21.
4. Неяченко И.И., Ямоллов Ю.И. Моделирование индивидуального по цилиндрам управления подачей топлива в бензиновом двигателе при холодном пуске. // *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал*, - Харьков, 1' 2006, с. 133-138.
5. Russ S., Stevens J., Aquino C., Curtis E. and Fry J. The Effects of Targeting and Fuel Volatility on Fuel Dynamics in a PFI Engine During Warm-Up: Part 1 – Experimental Results. SAE Pap. No 982518.

УДК 621.436

*Т.К. Пылева, к.т.н, В.Т. Турчин, асп.*

## РАЗРАБОТКА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ НЕСТАЦИОНАРНЫХ МОДЕЛЕЙ НАГРУЖЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ МАШИН РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

При создании перспективных конструкций энергонасыщенных агрегатов различного технологического назначения одной из центральных проблем, с которой сталкиваются разработчики, является обеспечение заданного ресурса совокупности элементов, деталей, узлов, систем – двигателя и машины в целом. При этом с целью прогнозирования ресурса в качестве необходимой теоретической исследовательской базы на основе массивов эксплуатационных данных получают модели эксплуатации [1-7]. В последующем их используют в практике выполнения проектно-конструкторских работ. В связи с этим получение достоверных моделей эксплуатации является актуальной задачей для всех типов машин.

Основными трудностями при построении моделей эксплуатации, как статистических характеристик энергоиспользования двигателя, адекватно отображающих реальные условия его функционирования, являются [6]:

- широкая номенклатура операций, выполняемых при проведении различного рода работ в соответствии с назначением машины;
- неоднозначный характер изменения параметров двигателя при выполнении неизменного вида работ;
- недостаточный уровень знаний динамики процессов в системе двигатель – машина – источник нагрузки.

Параметрами, характеризующими режимы работы двигателя, являются крутящий момент и частота вращения вала двигателя, вероятность их появления. При этом методы математической статистики дают возможность предоставить достаточно достоверную картину использования двигателя при прове-

дении всей совокупности технологических операций для машины данного функционального назначения.

Модель загрузки двигателя в эксплуатации характеризуют режимными параметрами: агрегатной мощностью  $\bar{N}_{e_i} = N_{e_i} / N_{e_{ном}}$ ; крутящим моментом на коленчатом валу (КВ)  $\bar{M}_{e_i} = M_{e_i} / M_{e_{ном}}$ ; частотой вращения КВ  $\bar{n}_{e_i} = n_{e_i} / n_{e_{ном}}$ . Здесь параметры с индексом „ном” отмечают номинальный режим работы, а без индекса – режим в узловой точке  $i$ -того эксплуатационного полигона.

Ответственным аспектом построения модели является назначение эксплуатационных полигонов. Последняя процедура выполняется на основе учета всех представительных видов работ и (или) отдельных операций, выполняемых машиной, в идеале – на основе ее годовой занятости. Тогда узловая точка  $i$ -того полигона представляет собой усредненную квазистатичную элементарную характеристику совокупности всех видов работ.

Эксплуатация двигателя данного технологического назначения в поле совокупности установленных  $q$  полигонов распределяется по времени с вероятностями

$$\sum_{i=1}^q \bar{P}_i = 1, \quad (1)$$

которые с учетом заданного ресурса двигателя  $P$  и наработкой на  $i$ -том полигоне  $P_i$  можно представить в виде  $\bar{P}_i = P_i / P$  [1-7]. Таким образом, имеем стационарную модель эксплуатации.

В тоже время для подавляющего большинства машин с двигателями внутреннего сгорания существенную долю в балансе времени их функционирова-

ния занимают переходные процессы. Именно они характеризуют качество двигателя по совокупности критериев экономичности, экологичности, надежности. В случае прогнозирования среднеэксплуатационных показателей рабочего процесса здесь вводят коэффициент, учитывающий интегрированное влияние совокупности переходных процессов [8]. При этом конструктор освобождается от учета информации о количестве и качестве таких процессов, не предоставляемой разработчиками моделей эксплуатации.

В то же время именно особенности переходных процессов определяют уровни и сложную аperiodическую нестационарность нагружения деталей двигателя и машины в целом. Это означает, что при решении задач обеспечения заданного ресурса в качестве необходимой исследовательской базы необходима нестационарная модель.

В [9] предложена методика получения нестационарной теоретической модели эксплуатации двигателя на основе известной стационарной. Разработка такой модели предполагает наличие переходных процессов  $\tilde{P}_j$  и установившихся режимов  $\bar{P}_{ycm_m}$ ,

$$\sum_j \tilde{P}_j = \sum_i \bar{P}_i - \sum_m \bar{P}_{ycm_m}. \quad (2)$$

С учетом обеспечения гарантированного прочностного ресурса детали наработки  $\tilde{P}_j$  для каждого из переходных процессов устанавливается в соответствии с алгоритмом:

$$\tilde{P}_j = 2\bar{P}_l|_{\bar{P}_j}, \quad \bar{P}_l|_{\bar{P}_j} \leq \bar{P}_n|_{\bar{P}_j}; \quad (3)$$

$$\bar{P}_n|_{\bar{P}_{j+1}} = \bar{P}_n|_{\bar{P}_j} - \bar{P}_l|_{\bar{P}_j}, \quad (4)$$

где  $\bar{P}_l$  и  $\bar{P}_n$  обозначают доли работы двигателя на режимах  $l$  и  $n$ , которые составляют процесс  $j$ , но не учтены в предыдущих процессах.

На практике количество полигонов стационарной модели эксплуатации двигателя лежит в широ-

ких пределах,  $q = 2..30$ . При этом даже для двигателя одного назначения эта характеристика может изменяться вдвое [4,5]. Последнее означает, что использование различных моделей эксплуатации в конструкторской практике приводит к различной экономичности решаемой задачи и может приводить к различным проектным результатам. При этом от степени достоверности последних зависит продолжительность доводки конструкции на стендах и в объектах и, следовательно, общее время устранения расхождений между требованиями технического задания и реальными результатами. Другими словами, высокая экономичность используемой модели эксплуатации может являться причиной низкой экономичности совокупности этапов выполнения проекта.

В связи с указанным, проблема прогнозирования ресурсной прочности неизменно должна сопровождаться решением следующего круга задач:

- 1) разработкой нестационарных теоретических моделей эксплуатации двигателей заданного технологического назначения;
- 2) сравнительным анализом нестационарных моделей различной степени экономичности;
- 3) анализом путей повышения экономичности достоверных моделей эксплуатации.

В [9] на основе данных [4] разработана нестационарная модель эксплуатации тракторного двигателя сельскохозяйственного назначения категории 3 по ISO [2]. Указанная модель имеет вид, представленный в табл.1. Разработанная нами по методике (1)-(4) и данным [5] аналогичная модель представлена в табл.2.

Сравнение полученных нестационарных моделей на основе стационарных различной степени детализации свидетельствует, что количество переходных процессов во втором случае возросло практически вдвое. Это обстоятельство приводит к необходимости выполнения качественного анализа представленных в моделях переходных процессов.

Таблица 1 – Теоретическая экономичная модель нестационарного эксплуатационного нагружения двигателя трактора 3-й категории по данным [4]

Номер процесса, $j$	Чередование режимов $i$	$\bar{N}_{ei}$	$\bar{n}_i$	$\tilde{P}_j$
1	1↔9	0↔0,93	0,65↔0,957	0,062
2	1↔8	0↔0,9	0,65↔0,956	0,008
3	2↔8	0,23↔0,9	0,692↔0,956	0,036
4	2↔7	0,23↔0,85	0,692↔0,912	0,008
5	3↔7	0,35↔0,85	0,736↔0,912	0,132
6	3↔6	0,35↔0,7	0,736↔0,863	0,150
7	3↔5	0,35↔0,65	0,736↔0,824	0,068
8	4↔5	0,5↔0,65	0,78↔0,824	0,316

В соответствие с [9] основным фактором, влияющим на процесс накопления повреждений в

теплонапряженных деталях двигателя, является уровень мощности на данном режиме  $i$  и величина амплитуды ее изменения в переходном процессе  $j$ . Частота вращения здесь играет меньшую роль. В связи с этим следует обратить внимание, что для модели табл.1 максимальную амплитуду величин  $\bar{N}_{ei}$

имеем в переходных процессах 1 и 2 с наработкой

$$\sum_{j=1}^2 \tilde{P}_j = 0,07. \text{ По данным же модели табл.2 близкими}$$

к указанным являются процессы 1-7, с наработкой

$$\sum_{j=1}^7 \tilde{P}_j = 0,340, \text{ являющейся, существенно большей}$$

величиной.

Таблица 2 – Теоретическая детализированная модель нестационарного эксплуатационного нагружения двигателя трактора 3-й категории по данным [5]

Номер процесса, $j$	Чередование режимов $i$	$\bar{N}_{ei}$	$\bar{n}_i$	$\tilde{P}_j$
1	1-17	0,0825-1,045	0,825-0,95	0,040
2	2-17	<b>0,0975-1,045</b>	<b>0,975-0,95</b>	<b>0,026</b>
3	2-18	0,0975-0,9487	0,975-0,825	0,012
4	2-16	0,0975-0,9075	0,975-0,825	0,024
5	2-15	<b>0,0975-0,9</b>	<b>0,975-1,0</b>	<b>0,046</b>
6	3-15	<b>0,1075-0,9</b>	<b>1,075-1,0</b>	<b>0,152</b>
7	3-14	<b>0,1045-0,855</b>	<b>1,075-0,95</b>	<b>0,040</b>
8	4-14	0,2475-0,855	0,825-0,95	0,032
9	4-13	0,2475-0,7425	0,825-0,825	0,022
10	5-13	0,2925-0,7425	0,975-0,825	0,026
11	5-12	<b>0,2925-0,7175</b>	<b>0,975-1,025</b>	<b>0,066</b>
12	6-12	<b>0,315-0,7175</b>	<b>1,05-1,025</b>	<b>0,114</b>
13	7-11	0,4125-0,665	0,825-0,95	0,062
14	8-10	0,475-0,5775	0,95-0,825	0,050
15	8-9	0,475-0,5125	0,95-1,025	0,020

Сравнение рассматриваемых совокупностей переходных процессов по частоте вращения (выделены затенением) свидетельствует, что детализированная модель по табл. 2 включает процессы 2, 5-7, которые характеризуют цикличность работы двигателя в области максимальных частот вращения. Эту группу переходных процессов экономичная модель по табл.

1 не учитывает. При этом наработка для модели по табл. 2 в оставшихся переходных процессах 1,3,4 с максимальной амплитудой величин  $\bar{N}_{ei}$  составля-

$$\text{ет } \sum_{j=1,3,4} \tilde{P}_j = 0,076, \text{ т.е. является достаточно близкой к}$$

модели по табл. 1.

Аналогично, дополнительными в детализированной модели табл. 2 являются процессы 11,12, которые также имеют высокую амплитуду изменения величин  $\bar{N}_{ei}$  и отсутствуют в табл. 1.

Указанное означает, что применение экономической модели табл. 1 нестационарного нагружения двигателя будет давать завышенный результат по ресурсной прочности деталей.

В связи с этим ясно, что для решаемой задачи обеспечения заданного ресурса деталей на начальных стадиях их проектирования предпочтение сле-

дует отдавать детализированным моделям.

Разработанные нами детализированные нестационарные модели эксплуатации тракторов 2-й и 4-й категорий представлены в табл. 3-4. Сравнение моделей эксплуатации тракторов 2-й, 3-й и 4-й категорий позволяет сделать следующие выводы.

1. Количество переходных процессов теоретической модели эксплуатации двигателя для различных категорий трактора может быть различным (15 процессов для тракторов 2-й и 3-й категорий, 17 – для 4-й категории).

Таблица 3 – Теоретическая модель нестационарного эксплуатационного нагружения двигателя трактора 2-й категории по данным [5]

Номер процесса, $j$	Чередование режимов $i$	$\bar{N}_{ei}$	$\bar{n}_i$	$\check{P}_j$
1	1-17	0,0825-1,045	0,825-0,95	0,030
2	1-18	0,0825-0,9487	0,825-0,825	0,012
3	2-16	0,0975-0,9075	0,975-0,825	0,010
4	2-15	0,0975-0,9	0,975-1,0	0,076
5	3-15	0,1075-0,9	1,075-1,0	0,128
6	4-14	0,2475-0,855	0,825-0,95	0,038
7	5-14	0,2925-0,855	0,975-0,95	0,018
8	5-13	0,2925-0,7425	0,975-0,825	0,024
9	5-12	0,2925-0,7175	0,975-1,025	0,014
10	6-12	0,315-0,7175	1,05-1,025	0,138
11	7-12	0,4125-0,7175	0,825-1,025	0,036
12	8-12	0,475-0,7175	0,95-1,025	0,018
13	8-11	0,475-0,665	0,95-0,95	0,036
14	9-11	0,5125-0,665	1,025-0,95	0,030
15	9-10	0,5125-0,5775	1,025-0,825	0,042

2. Часть переходных процессов в рассмотренных моделях представлены чередованием различных режимов (например, высоконагруженные процессы 2-17 и 2-18 отсутствует в модели 2-й категории, а процесс 3-18 присутствует только в модели 4-й категории).

3. Нарботка двигателя на режимах максимальной мощности с ростом форсирования двигателя возрастает (например, наработка на режиме 17 для 2-

й категории трактора составляет 0,015, для 3-й категории – 0,033, а для 4-й – 0,052).

4. Для идентичных переходных процессов в связи с перераспределением загрузки двигателя имеет место различная наработка (например, процесс 2-18 для двигателей тракторов 3-й и 4-й категорий имеет наработки, соответственно равные 0,012 и 0,022).

Таблица 4 – Теоретическая модель нестационарного эксплуатационного нагружения двигателя трактора 4-й категории по данным [5]

Номер процесса, $j$	Чередование режимов $i$	$\bar{N}_{ei}$	$\bar{n}_i$	$\bar{P}_j$
1	1-17	0,0825-1,045	0,825-0,95	0,034
2	2-17	0,0975-1,045	0,975-0,95	0,070
3	2-18	0,0975-0,9487	0,975-0,825	0,022
4	3-18	0,1075-0,9487	0,1075-0,825	0,014
5	3-16	0,1075-0,9075	1,075-0,825	0,014
6	3-15	0,1075-0,9	1,075-1,0	0,146
7	4-15	0,2475-0,9	0,825-1,0	0,044
8	5-15	0,2925-0,9	0,975-1,0	0,056
9	5-14	0,2925-0,855	0,975-0,95	0,028
10	6-14	0,315-0,855	1,05-0,95	0,016
11	6-13	0,315-0,7425	1,05-0,825	0,036
12	6-12	0,315-0,7175	1,05-1,025	0,062
13	7-12	0,4125-0,7175	0,825-1,025	0,056
14	8-12	0,475-0,7175	0,95-1,025	0,066
15	9-12	0,5125-0,7175	1,025-1,025	0,026
16	9-11	0,5125-0,665	1,025-0,95	0,072
17	9-10	0,5125-0,5775	1,025-0,825	0,046

Приведенное означает, что при изменении уровня форсирования двигателя в оценках ресурсной прочности деталей необходимо учитывать влияние изменений загрузки машины в эксплуатации.

В табл. 5-6 представлены полученные нами теоретические модели нестационарного нагружения двигателя грузового автомобиля и комбайна. За исходные данные были приняты стационарные модели [7]. Использование этих моделей, наряду с моделями табл. 2-4, позволяет учитывать назначение двигателя в процессе проектирования как внешнее нестационарное воздействие на него характерных условий эксплуатации.

Из данных табл. 2-6 следует, что расчетная методика оценки ресурсной прочности деталей вследствие высокой степени детализации предложенных моделей эксплуатации становится неэкономичной. По этой причине необходимыми являются сокращение сроков анализа и оптимизации конструкций путем повышения экономичности полученных моделей без потери точности результатов.

Выполненные нами по методике [3] расчеты ресурсной прочности поршня дизеля 4ЧН12/14 свидетельствуют, что до критической температуры, равной 280°C, накопление повреждений в поршне из сплава АЛ25 практически отсутствует. Следовательно, экономичность моделей нагружения, представленных в табл.2-6, может быть повышена за счет исключения из них переходных процессов, где температура поршня не превышает критическую.

Важно, что определение температурного состояния поршня является первым этапом реализации методики оценки его ресурсной прочности. Это означает, что после анализа температурного состояния конструкции появляется возможность принятия решения о дальнейшем ходе расчетов, исходя из одновременного удовлетворения условий точности и экономичности получаемого результата. Нами установлено, что при использовании двигателя 4ЧН12/14 в качестве силовой установки трактора 2-й категории ресурсная прочность поршня на базе  $P=10000$  часов является гарантированной и отсутствует необходимость в расчетах с использованием переходных про-

цессов табл.3. Для двигателя трактора 3-й категории максимальное количество учитываемых переходных процессов достигает шести (выделены в табл. 2 утолщенной линией) из 15 имеющихся. Для трактора четвертой категории минимальное количество учитываемых переходных процессов равно 10 из 17 составляющих модель (см. табл. 4). Таким образом, исключение незначимых переходных процессов ре-

ально повышает экономичность использования нестационарных моделей и процесса проектирования поршня в целом. Одновременно следует учитывать, что с ростом уровня форсирования двигателя (повышением ранга категории трактора) экономичность нестационарных моделей эксплуатации двигателя снижается.

Таблица 5 – Теоретическая модель нестационарного эксплуатационного нагружения двигателя грузового автомобиля по данным [7]

Номер процесса, $j$	Чередование режимов $i$	$\bar{N}_{ei}$	$\bar{n}_i$	$\bar{P}_j$
1	1-27	0,0623-0,942	0,415-0,915	0,082
2	1-26	0,0623-0,894	0,415-0,8125	0,020
3	2-26	0,083-0,894	0,550-0,8125	0,074
4	3-26	0,103-0,894	0,685-0,8125	0,034
5	4-26	0,150-0,894	0,8125-0,8125	0,016
6	5-26	0,173-0,894	0,9375-0,8125	0,074
7	6-25	0,187-0,859	0,415-0,9375	0,030
8	6-24	0,187-0,754	0,415-0,685	0,036
9	7-24	0,248-0,754	0,550-0,685	0,116
10	8-24	0,297-0,754	0,415-0,685	0,028
11	9-24	0,308-0,754	0,685-0,685	0,060
12	9-23	0,308-0,745	0,685-0,8125	0,008
13	10-23	0,366-0,745	0,8125-0,8125	0,038
14	10-21	0,366-0,672	0,8125-0,9375	0,018
15	11-21	0,380-0,628	0,415-0,685	0,050
16	11-20	0,380-0,605	0,415-0,550	0,124
17	11-19	0,394-0,605	0,550-0,550	0,048
18	12-19	0,422-0,605	0,9375-0,550	0,016
19	13-19	0,422-0,582	0,9375-0,8125	0,024
20	13-18	0,452-0,582	0,430-0,8125	0,010
21	14-18	0,452-0,504	0,430-0,550	0,046
22	14-16	0,452-0,490	0,430-0,685	0,026

Аналогичные оценки по возможно-му повышению экономичности моделей эксплуатации машин нами выполнены для поршня автомобильного и комбайнового дизеля 4ЧН12/14 при фиксированном значении литровой мощности – 20 кВт/л. При этом установлено, что достаточным количеством учитываемых переходных процессов автомобильного двигателя является 6 из 22, а комбайнового – 3 из 24 (см. табл. 5-6). Таким образом, для двигателей различно-

го технологического назначения количество учитываемых переходных процессов может быть существенно различным и значительно меньшим от общего количества процессов разработанной модели.

Следует отметить, что установлению уровня критической температуры материала детали, превышение которого вызывает накопление повреждений для данной конструкции, должны предшествовать исследования ресурсной прочности этой конструк-

ции в широком диапазоне уровней форсирования двигателя. В отсутствие таких исследований после реализации первого этапа методики оценки ресурс-

ной прочности как определения температурного состояния детали, переходят ко второму этапу – расчету ее напряженного состояния.

Таблица 6 – Теоретическая модель нестационарного эксплуатационного нагружения комбайнового двигателя по данным [7]

Номер процесса, $j$	Чередование режимов $i$	$\bar{N}_{ei}$	$\bar{n}_i$	$\bar{P}_j$
1	1-26	0,171-0,950	0,570-1,0	0,034
2	2-26	0,207-0,950	0,690-1,0	0,070
3	2-25	0,207-0,982	0,690-0,970	0,022
4	2-24	0,207-0,850	0,690-1,0	0,014
5	3-24	0,228-0,850	0,570-1,0	0,014
6	4-24	0,240-0,850	0,80-1,0	0,146
7	5-24	0,285-0,850	0,570-1,0	0,044
8	6-24	0,331-0,850	0,69-1,0	0,056
9	6-23	0,331-0,825	0,69-0,97	0,028
10	7-23	0,345-0,825	0,69-0,97	0,016
11	7-22	0,345-0,715	0,69-0,90	0,036
12	7-21	0,345-0,758	0,69-1,01	0,062
13	8-21	0,350-0,758	1,0-1,01	0,056
14	9-21	0,40-0,758	0,80-1,01	0,066
15	11-21	0,450-0,758	1,0-1,01	0,026
16	12-21	0,514-0,758	0,97-1,01	0,072
17	13-21	0,560-0,758	0,80-1,01	0,046
18	13-20	0,560-0,728	0,80-0,970	0,046
19	14-20	0,566-0,728	1,01-0,970	0,046
20	14-19	0,566-0,720	1,01-0,80	0,046
21	14-18	0,566-0,657	1,01-1,01	0,046
22	15-18	0,621-0,657	0,690-1,01	0,046
23	16-18	0,630-0,657	0,90-1,01	0,046
24	17-18	0,631-0,657	0,97-1,01	0,046

С учетом данных по температурному и напряженному состоянию рассматриваемой детали также может быть принято решение об исключении из рассмотрения незначимых переходных процессов. Применительно к поршню из сплава АЛ25 на основе данных исследования [10] процедура исключения незначимых процессов может быть реализована исходя из выполнения предлагаемого нами условия:

$$\sigma_j < 112,56 - 0,91t_j + 2,6 \cdot 10^{-3}t_j^2 - 2,59 \cdot 10^{-6}t_j^3 \quad (5)$$

где  $t_j, \sigma_j$  – максимальные действующие температура и напряжение в исследуемой зоне детали  $j$ -того исключаемого процесса.

**Выводы:**

1. Разработаны детализированные теоретические модели нестационарного нагружения тракторных, автомобильных и комбайновых двигателей. Установлено, что использование экономичных стационарных моделей эксплуатации в качестве базы построения нестационарной модели для исследования ресурсной прочности деталей в общем случае является неправомерным.

- Установлено, что при изменении уровня форсирования двигателя в оценках ресурсной прочности деталей необходимым является учет измененной загрузки машины, отражаемый в модели ее эксплуатации.
- С целью повышения экономичности использования нестационарных моделей эксплуатации предложены методики исключения незначимых переходных процессов модели. Установлено, что количество незначимых процессов может составлять половину и более от общего количества процессов.

По результатам выполненной работы можно сформулировать общий вывод. Применительно к данному рассматриваемому критерию качества конструкции в целях поддержания эффективной технологии ее проектирования необходимым является применение частной экономичной модели нагружения как подмодели общей теоретической нестационарной модели.

**Список литературы:**

- Багиров Д.Д., Златопольский А.В. Двигатели внутреннего сгорания строительных и дорожных машин. – М.: машиностроение, 1974. – 220 с.
- Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / Под общ. ред. Ксеновича. М.: Машиностроение, 1991. – 544 с.
- Пылев В.А., Пылева Т.К., Прохоренко А.А. Использование функции желатель-

ности Харрингтона в САПР поршня быстроходного дизеля / *Механіка та машинобудування*. – 2000, №1. – С.80-84.

- Луцицкий Ю.В., Косулин А.Г. Эксплуатационный расход топлива и метод его определения / *Двигатели внутреннего сгорания*. – Вып. 41. – Х.: ХПИ, 1985. – С.96-104.
- Ажиппо Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / *Двигателестроение*. – 1985, №8. – С.17-20.
- Жегалин О.И., Лепачев П.Д., Челознов Б.В., Софонов С.С. Вероятностная оценка режимов работы тракторного двигателя / *Тракторы и сельхозмашины*. – 1985, №9. – С.6-9.
- Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Х.: НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
- Симсон А.Э., Ероценков С.А. Выбор конструктивных параметров транспортных ДВС по среднеэксплуатационному расходу топлива / *Двигателестроение*. – 1989, №1. – С.55-58.
- Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності. – Х.: НТУ „ХПИ”, 2001. – 332 с.
- Пильов В.О. Развитие представлений о механизме разрушения деталей КС двигателей в условиях воздействия повторных низкочастотных нагружений / *Труды Второго конгресса двигателестроителей Украины*. – Киев-Харьков-Рыбачье: Гос. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 1997. – С.227-229.

УДК 621.1.018

*А.П. Поливянчук, канд. техн. наук, С.В. Зубов, инж.*

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ ОЦЕНКИ ВЫБРОСА ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ**

### **Введение**

Одним из основных нормируемых экологических показателей дизелей является массовый выброс твердых частиц (ТЧ) с отработавшими газами (ОГ) двигателя. Для контроля данного показателя используются специальные измерительные системы с разбавляющими туннелями, в которых имитируется естественный процесс формирования структуры ТЧ в атмосфере [1]. Сегодня отечественное двигателестроение крайне нуждается в таких системах, так как в Украине они не производятся, а зарубежное оборудование имеет высокую стоимость.

В период с 1996 – 2006 гг. в Восточнoукраинском национальном университете им. В.Даля проводились работы по созданию отечественного оборудования для контроля массовых выбросов ТЧ с ОГ дизелей. Результатом выполнения данных работ стал макетный образец измерительного комплекса с микротуннелем (МКТ) [2,3]. Отладочные испытания МКТ позволили выявить ряд его недостатков: низкую степень автоматизации, невысокую точность, продолжительный период подготовки к замеру, отсутствие возможности использования на переходных

режимах работы дизеля. Предложенный и реализованный авторами комплекс мероприятий позволил устранить перечисленные недостатки измерительного комплекса с МКТ.

### **Постановка задачи**

Целью работ по совершенствованию измерительного комплекса с МКТ являлось повышение его эффективности путем увеличения степени автоматизации и информативности модуля управления МКТ - микропроцессорного блока (МПБ), а также повышения точности измерений контролируемых параметров (рис. 1). Для достижения указанной цели поставлены и решены следующие задачи:

- формулирование основных принципов создания нового МПБ;
- построение принципиальной схемы МПБ и выбор современной элементной базы, с учетом показателей цена/точность при выборе датчиков;
- разработка программного обеспечения для управления МКТ с помощью персонального компьютера;
- монтаж и апробация МКТ с новым МПБ;

- оценка эффективности проведенных мероприятий.

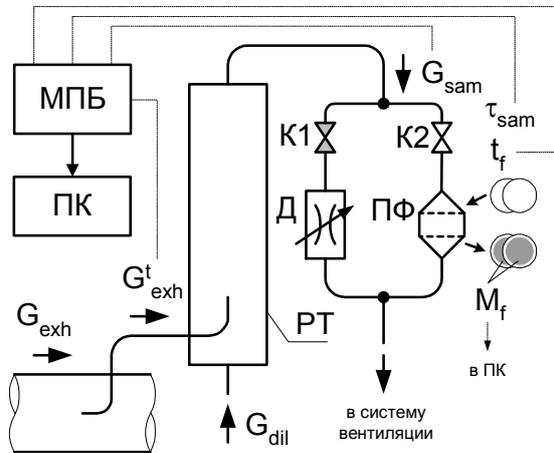


Рис. 1. Принципиальная схема усовершенствованного МКТ: МПБ – микропроцессорный блок; ПК – персональный компьютер; РТ – разбавляющий туннель; K1, K2 – шаровые краны; Д – дроссель; ПФ – патрон с фильтрами для отбора ТЧ

### Основные принципы создания нового МПБ

При разработке МПБ использованы следующие основные принципы:

- повышение информативности и расширение спектра контролируемых параметров, таких как расходов потоков ОГ и воздуха, коэффициентов разбавления, давление разрежения за фильтрами;
- повышение точности контролируемых параметров;
- повышение скорости подготовки стенда к проведению испытаний с целью экономии топлива дизеля;
- снижение стоимости;
- улучшение эксплуатационных характеристик: отказоустойчивость, компактность, мобильность, эргономичность.

При решении вопроса повышения точности контролируемых параметров особое внимание обра-

щается на точность выбираемых датчиков для построения МПБ, а также взаимное влияние электронных компонентов, исключение возможных тепловых и электромагнитных помех.

### Характеристики нового МПБ

МПБ макетного образца микротуннеля представляет собой систему, которая выполняет сбор информации с датчиков, преобразование и вывод ее на дисплей в удобном виде для восприятия пользователем, а также управление двигателями, которые приводят в движение шаровые краны.

Усовершенствованный МПБ по сравнению с предыдущим обладает рядом дополнительных возможностей (рис. 2), которые повышают информативность прибора, точность измерений, позволяют повысить скорость подготовки стенда к отбору проб, облегчают работу оператора, что в целом улучшает результаты испытаний по измерению массового выброса ТЧ с ОГ.

Усовершенствование МПБ соответствующим образом отразилось и на его структуре (рис. 3), добавились новые датчики, которые дали возможность контролировать расходы ОГ, разбавленных ОГ, давление разрежения за фильтрами, коэффициенты разбавления. Появилось новое устройство индикации, в результате чего пользователь может одновременно наблюдать большее количество параметров.



Рис. 2 – Сравнительная диаграмма возможностей двух МПБ:

*BV* – управление шаровыми кранами,  $\tau$  – измерение времени отбора пробы,  $t_a$  – температура окружающей среды,  $t_f$  – температура в туннеле,  $G_0$  – расход разбавленных ОГ,  $G_{0Г}$  – расход ОГ,  $\Delta P_f$  – давление разрежения за фильтрами,  $q$  – коэффициент разбавления,  $q_{ср}$  – средний коэффициент разбавления.

При выборе элементной базы для построения МПБ учитывались такие критерии: надежность, высокие показатели точности измерений (при выборе датчиков), низкое энергопотребление, низкая стоимость, доступность.

Выбор микроконтроллера заключался в подборе такого представителя, который отвечал бы следующим требованиям: наличие АЦП, размер памяти программ не менее 8кБ, наличие схемы работы с кварцевым резонатором на 32768Гц для реализации модуля точного измерения времени, достаточное количество портов ввода-вывода, высокая скорость работы, низкая стоимость [4]. Всем выше перечисленным требованиям соответствует микроконтроллер фирмы ATMEL ATmega8535.

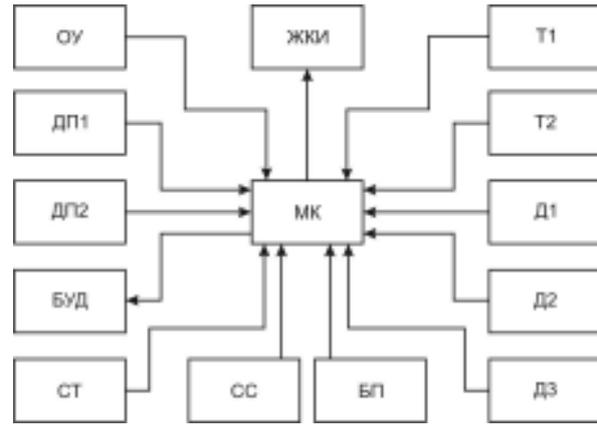


Рис.3 – Структурная схема МПБ:  
 ОУ – органы управления; ДП1, ДП2 – датчики положения 1-го и 2-го шаровых кранов; БУД – блок управления двигателями; СТ – схема тактирования микроконтроллера; ЖКИ – жидкокристаллический индикатор; МК – микроконтроллер; СС – схема сброса микроконтроллера; БП – блок питания; Т1, Т2 – датчики температуры; Д1, Д2, Д3 – датчики давления.

Для получения высокой точности измерений, упрощения схемотехники прибора и его удешевления обращено внимание на датчики давления серии МРХ5000 фирмы Motorola – интегрированные датчики давления с нормализованным выходным сигналом.

Примененные датчики давления типа МРХV5004GVP и МРХV5050G обеспечивают точности измерения давления  $\pm 1,5\%$  и  $\pm 2,5\%$  соответственно, имеют нормированный выходной сигнал, термокомпенсированы в диапазоне от  $-40^\circ\text{C}$  до  $+125^\circ\text{C}$  и упакованы в небольшой корпус.

Современная промышленность предлагает множество всевозможных датчиков для измерения температуры. Задача при выборе датчика температуры заключалась в подборе наиболее оптимального представителя по точности, диапазону измеряемых температур, способу съема информации, отказоустойчивости, стоимости, простоте использования. Всем этим требованиям удовлетворяет датчик температуры DS18B20, который обеспечивает точность

измерений  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ , время отклика составляет 750мксек, поддерживает однопроводной интерфейс MicroLAN. Датчик упакован в миниатюрный корпус ТО-92, что позволяет легко его размещать в трубопроводах.

Как было отмечено ранее, немаловажным в МПБ является масса/габаритный показатель. Такая конструкция позволила получить компактность прибора (рис. 4), простоту транспортирования, учесть взаимное влияние электронных компонентов друг на друга, а также исключить возможные взаимные помехи.

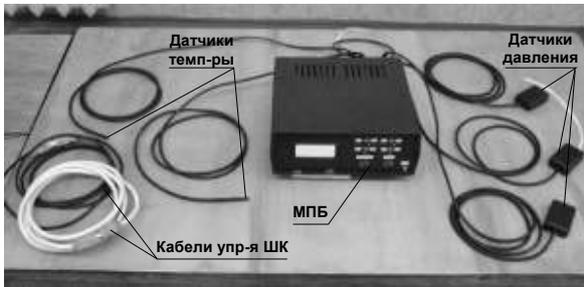


Рис. 4 – Внешний вид МПБ

С целью обеспечения возможности применения МКТ при испытаниях дизелей на переходных режимах авторами разработано программное обеспечение, позволяющее проводить непрерывную регистрацию и компьютерную обработку значений основных параметров двигателя и разбавляющего туннеля (рис. 5). Применение данного программного обеспе-

чения позволило существенно повысить точность МКТ.

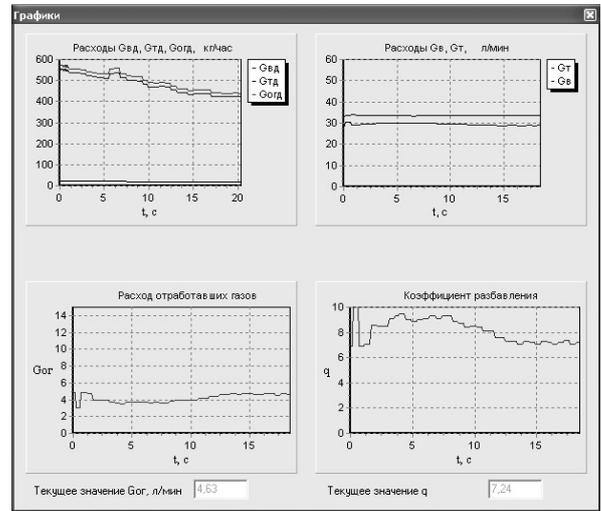


Рис. 5. Регистрация основных параметров дизеля и МКТ

**Апробация нового МПБ, его эффективность**

Усовершенствованный МПБ прошел апробацию в ходе испытаний макетного образца МКТ на базе тормозного стенда дизеля в Национальном техническом университете «ХПИ» [5].

Результаты испытаний в ХПИ позволили сравнить эффективность работы МКТ с использованием прежнего и нового МПБ, которые представлены в табл. 1.

Таблица 1. Эффективность работы МКТ с использованием прежнего и нового МПБ

Параметры		Прежний ПБ	Новый МПБ
Точность замеров массовых выбросов ТЧ	на отдельных режимах работы	5...25%	2...8%
	при испытаниях по циклу	8...12%	4...5,5%
Затраты времени на подготовку к замеру на отдельном режиме		5...10 мин	0,5...2 мин
Экономия топлива	на отдельных режимах работы	—	5...12%

	при испытанія по циклу	—	3...7%
--	------------------------	---	--------

**Выводы**

1. В результате усовершенствований МКТ: повышена точность измерений массовых выбросов ТЧ в 2...2,5 раза; сокращены затраты времени на подготовку к измерениям в 5...10 раз; обеспечена экономия топлива при испытаниях: 5...12% - на отдельных режимах, 3...7% - по циклу.

2. Создано программное обеспечение для управления МКТ, позволяющее повысить универсальность данной измерительной системы и использовать ее при испытаниях дизелей на переходных режимах.

3. Проведены испытания усовершенствованного измерительного комплекса с МКТ на базе тормозного стенда дизельного двигателя, которые подтвердили его практическую пригодность и эффективность.

**Список литературы:**

*I. N. Hirakouchi, I. Fukano, T. Shoji. Measurement of Diesel Exhaust Emissions with Mini-Dilution Tunnel //*

*SAE Technical Paper Series 890181, 1989.-11р. 2. Поливянчук А.П., Звонов В.А. Измерительный комплекс для определения массовых выбросов твердых частиц дизелей. // *Авиационно-космическая техника и технология. Тепловые двигатели и энергоустановки. Сб. науч. тр. / ХАИ. -Х., 2000. -Вып. 19.- С.478 - 481. 3. Поливянчук А.П. Микротуннель для измерения массовых выбросов твердых частиц от дизельных двигателей локомотивов. // *Авиационно-космическая техника и технология. Тепловые двигатели и энергоустановки. Сб. науч. тр. /ХАИ. -Х., 2001.-Вып. 26.-С. 195-198. 4. Евстифеев А.В. Микроконтроллеры AVR семейств Tiny и Mega фирмы «ATMEL» – М.:Издательский дом «Додэка-XXI», 2004. – 560 с. 5. Звонов В.А., Марченко А.П., Парсаданов И.В., Поливянчук А.П. Оценка выброса твердых частиц с отработавшими газами автотракторного дизеля. // *Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. - №2. – С.64-66.****

УДК 004.4:[621.4+681.78]

**О.М. Трунов, канд. техн. наук**

**ПРОГРАМНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СКЛАДУ ПАЛЬНОГО ТА ВИКИДНИХ ГАЗІВ ЗА ДАНИМИ СПЕКТРОГРАМ**

Потенційні можливості неруйнуючої спектрофотометрії (НСФ) привертають увагу дослідників в усьому світі [1,2,3]. Вже достатньо детально досліджені питання конструкторсько-технологічного характеру створення джерел і приймачів випромінювання, оптоволоконних засобів постачання світлових

потоків до зони обстеження та інше [4-9]. Багато публікацій у спеціальній літературі присвячено розробці фізико-математичних моделей та алгоритмів, що описують процеси взаємодії електромагнітних хвиль ультрафіолетового, інфрачервоного та видимого спектру з біологічними речовинами і середовищами, і

математичними методами розрахунку рівня і складу речовини. Апаратні засоби НСФ реєструють світлові потоки, отримані від досліджуваних поверхонь, попередньо здійснюючи необхідну їх обробку шляхом розкладу у спектри або кодування, подавлення шумів, підсилення корисного сигналу, перетворення у електричний сигнал, після чого його фільтрують та оцифровують. Подальші перетворення та інтерпретація інформації в силу непрямого характеру вимірювань відбуваються на рівні обчислювальних або інтерпретуючих алгоритмів, які реалізуються тільки програмно. Таким чином, алгоритмічно-програмне забезпечення (ПЗ) відіграє ключову роль у питанні збору, обробки і візуалізації інформації у параметрах зрозумілих користувачу. Тому питання принципів побудови і функціонування системного ПЗ для НСФ є актуальним. Однак, теоретичні засади кількісного аналізу, що пов'язують флуктуації інтерферограм із концентрацією у складі пального речовин: води, сірки, важких вуглеводів та інших, або у викидних газах таких шкідливих складників як  $CO, NO$ .

Головною не розв'язаною проблемою, що ускладнює розв'язок задачі формування базових принципів організації ПЗ багатофункціональних приладів НСФ є відсутність єдиної стандартної структури приладу, у якому уніфіковані апаратні засоби, а також недосконалість опису процесів перетворень і обробки сигналів і процедур визначення параметрів.

Поставимо за мету розробити узагальнену процедуру визначення складу речовини за умов наявності засобів утворення та реєстрації та калібровки інтерферограм для відомого складу речовин, що досліджуються.

#### Постановка задачі дослідження

Припустимо, прилад містить елементи, що дозволяють отримати та зареєструвати інтерфериційну картину, яка утворена опроміненням склад якого змінено за рахунок взаємодії з речовиною будь то пальне або викидний газ температуру якого зафіксо-

вано. Введемо позначення:

$I_I$  - фактична інтенсивність зображення, яка відповідає інтерференційній картині;

$I_{kd}$  - інтенсивність зображення, яка спостерігається камерою за умов закритого об'єктиву;

$I_{ko\alpha}$  - інтенсивність зображення, яка спостерігається камерою у поляризованих променях під кутом  $\alpha$  до площини аналізатора;

$I_{kod\alpha}$  - інтенсивність зображення, яка спостерігається камерою у поляризованих променях під кутом  $\alpha$  до площини аналізатора за умов закритого об'єктиву;

$I_{kof}$  - інтенсивність зображення, яка спостерігається камерою у звичайних променях;

$I_{kdof}$  - інтенсивність зображення, яка спостерігається камерою у звичайних променях за умов закритого об'єктиву.

$$I_{kon} = (I_{ko\alpha} - I_{kod\alpha}) - (I_{kof} - I_{kdof})$$

Перетворенні таким чином значення інтенсивності зображення визначають фактичну картину за умов наявності калібровочних кривих для кожного з пікселів:

$$I_I(x, y) = F_p(I_{kon}(x, y)) \cdot$$

Поставимо задачу розбудови алгоритму визначення функціональних залежностей інтерференційної картини від складу та концентрації градієнтів пального або викидних газів ДВС.

#### Алгоритмічні засади побудови ПЗ

Більшість із існуючих робіт спирається на алгоритми спектрального аналізу у основі яких покладено пряме перетворення Фур'є. Однак такі алгоритми нездатні пов'язати зміни у інтерферограмі із концентрацією складників суміші. Спираючись на відомі властивості характеру взаємодії електромагнітних хвиль ультрафіолетового, інфрачервоного та видимого спектру з біологічними речовинами і середо-

вищами, розглянемо два варіанти:

-по-перше розклад за відомим спектральним складом;

-по-друге інтегральне косинус перетворення Фур'є .

**Розклад у ряд за заданим набором довжин хвиль**

Знайдемо коефіцієнти апроксимації інтенсивності зображення розкладом його у ряд за заданим спектром

$$I_j(x, y^*) = a_0 + \sum_{k=1}^N b_k (y^*) \cos \frac{d}{\lambda_k} \cdot x_j$$

для спрощення далі покладемо, що розклад здійснюємо для одного значення координати  $y^*$ . Відповідно до методу найменших квадратів після диференціювання суми квадратів нев'язок за кожним з параметрів утворимо систему рівнянь:

$$\sum_{j=1}^m \left[ I_{lj} - a_0 - \sum_{k=1}^N b_k \cos \frac{d}{\lambda_k} \cdot x_j \right] = 0, k, q = \overline{1, N}$$

$$\sum_{j=1}^m \left[ I_{lj} - a_0 - \sum_{k=1}^N b_k \cos \frac{d}{\lambda_q} \cdot x_j \right] \cos \frac{d}{\lambda_k} \cdot x_j = 0$$

Позначивши відповідні суми:

$$S_0 = \sum_{j=1}^m I_{lj}, S_k = \sum_{j=1}^m I_{lj} \cdot \cos \frac{d}{\lambda_k} \cdot x_j$$

$$S_{N+i} = - \sum_{j=1}^m \cos \frac{d}{\lambda_i} \cdot x_j, i = \overline{1, N}, q = \overline{1, N}$$

$$S_{(q+1)N+k} = - \sum_{j=1}^m \cos \frac{d}{\lambda_q} \cdot x_j \cdot \cos \frac{d}{\lambda_k} \cdot x_j, k = \overline{1, N}$$

після алгебраїчних перетворень запишемо вихідну систему у матричному вигляді

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1q} & \dots & a_{1N} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2q} & \dots & a_{2N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{q1} & a_{q2} & \dots & a_{qq} & \dots & a_{qN} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{N1} & a_{N2} & \dots & a_{Nq} & \dots & a_{NN} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \dots \\ b_q \\ \dots \\ b_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ \dots \\ C_q \\ \dots \\ C_N \end{bmatrix},$$

де позначені коефіцієнти  $a$  та  $C$   
 $a_{qk} = S_{N+q} \cdot S_{N+k} - m S_{(q+1)N+k}, C_q = m S_q - S_0 S_{N+q}$ , тоді коефіцієнти розкладу у ряд запишемо

$$a_0 = -(S_0 + \sum_i S_{N+i} b_i) / m, b_k = \frac{\Delta b_k}{\Delta}, k = \overline{1, N}.$$

**Косинус перетворення**

Скориставшись інтегральним косинус перетворенням та задавшись нормою - максимальним значенням образу, подамо відносні коефіцієнти відповідно до методу рекурентної апроксимації (МРА) [9] розкладаючи ліву та праву частину

$$\bar{B}(\omega_k) = \frac{a}{B_{\max}} \int_0^a \cos(\omega_k x) I(\bar{x}) d\bar{x} =$$

$$\bar{B}(\omega_{k_n}) + \Delta k_n \sum_{m=1}^M \frac{\partial^m \bar{B}(\omega_{k_n})}{m! \partial k^m} \Delta k_{n-1}^{m-1},$$

$$\int_0^a \cos(\omega_k x) I(x) dx =$$

$$= a \int_0^1 \left[ \cos(\omega_k a \bar{x}_0) I(\bar{x}_0) + \cos(\omega_k a \bar{x}_0) \frac{\partial I(\bar{x}_0)}{\partial x} \Delta x_n \right. \\ \left. - a(\omega_k \Delta \bar{x}_n + \bar{x}_0 \frac{\partial \omega_{kn}}{\partial k} \Delta k) \sin(\omega_k a \bar{x}_0) I(\bar{x}_0) \right] d\bar{x}$$

Припустивши диференційованість та наявність відмінних від нуля значень хоча б однієї з похідних прообразу подамо зміни спектрального складу

$$k_{n+1} = \left[ \int_0^1 \left[ \cos(\omega_k \bar{x}_0) I(\bar{x}_0) - \omega_k \sin(\omega_k \bar{x}_0) \Delta x_n I(\bar{x}_0) + \right. \right. \\ \left. \left. + \cos(\omega_k \bar{x}_0) \Delta x_n \frac{\partial I(\bar{x}_0)}{\partial x} \right] \frac{a d\bar{x}}{B_{\max}} \right. \\ \left. - \bar{B}(\omega_k) \right]^{-1} \\ \left[ \sum_{m=1}^M \frac{\partial^m \bar{B}(\omega_k)}{m! \partial C^m} \Delta C_{n-1}^{m-1} \right]^{-1} + k_n$$

**Визначення концентрації**

Відповідно до припущення, що інтерферограма реєструє зміни концентрації та складу речовини і безумовно залежить від спектрального складу вихідного опромінення, то при наявності каліброваних інтерферограм не складно отримати відносний спектральний склад, що враховує також властивості оптичного тракту приладу.

$$\bar{B}(\omega_k) = \frac{a}{B_{\max}} \int_0^1 \cos(\omega_k \bar{x}) I(\bar{x}, k, C) d\bar{x} =$$

$$\frac{a}{B_{\max}} \int_0^1 \cos(\omega_k \bar{x}) F(\bar{x}, k, C_n) d\bar{x} + \Delta C_n \sum_{m=1}^M \frac{\partial^m \bar{B}(\omega_k)}{m! \partial C^m} \Delta C_{n-1}^{m-1}$$

Тоді декодування будь якої спектральної картини подається через еталонні картини, а концентрація визначиться

$$C_{n+1} = \left[ \frac{a}{B_{\max}} \int_0^1 \cos(\omega_k \bar{x}) I(\bar{x}, k, C_n) d\bar{x} - \bar{B}(\omega_k) \right]$$

$$\left[ \sum_{m=1}^M \frac{\partial^m \bar{B}(\omega_k)}{m! \partial C^m} \Delta C_{n-1}^{m-1} \right]^{-1} + C_n$$

**Особливості будови структури ПЗ**

Системний підхід до аналізу структури НСФ і принципів функціонування апаратних і алгоритмічних методів обробки і представлення інформації приводить до необхідності реалізації багаторівневої модульної структури із означенням наступних компонентів:

- набори драйверів та утиліт, призначених для калібрування блоків приладу, тестування, само діагностування та керування приладом безпосередньо користувачем;
- багаторівневий графічний інтерфейс користувача із такими компонентами як інтерфейс калібрування та керування приладом, візуалізації та перегляду інформації, що діагностується, про зразки об'єктів, що діагностуються на першому, другому та третьому

рівнях представлення і інтерпретації інформації, інтерфейс вводу текстової та графічної інформації до бази даних і бази знань по зразках, що досліджуються;

- комплект алгоритмів та програм результатів діагностики на 2-му рівні інтерпретації результатів розв'язку зворотних задач;
- процедуру регуляції розв'язків;
- базу даних і базу користувача із набором вихідної інформації та можливості її розширення по мірі експлуатації НСФ;
- комплект статистики, імовірнісних вирішальних правил, побудованих як розв'язок задачі нечіткого математичного програмування;
- динамічний компонувальник додаткових і більш досконалих обчислювальних алгоритмів та процедур. Найбільш ефективною методикою формування інтерфейсу користувача є компромісне узгодження вимог які входять у протиріччя. В процесі пошуку розв'язку поставленої задачі створення ПЗ модульної структури для визначення складу пального та викидних газів враховано особливості предметної області, специфіку опису та аналізу задачі, способи представлення результатів та загальні вимоги до сучасних ПЗ уніфікованість, адаптивність та інтерактивність інтерфейсу користувача, функціональну відкритість. Інтерфейс розробленої програми калібровки зображення має наступну модульну структуру:
- модуль накопичення даних експериментів калібрувань;
- модуль графічного відображення даних про компоненти RGB чутливого елементу;
- модуль калібрування зображення із заздалегідь заданих компонент RGB;
- модуль визначення якості чутливого елементу;
- модуль візуалізації якості чутливого елементу
- модуль визначення компонентів по розкладу у ряд по косинусам
- модуль визначення компонентів за допомогою

кінцево-інтегрального перетворення - косинус перетворення Фур'є.

Серед загальних вимог до інтерфейсу користувача найважливішими, що вдалось реалізувати є визначені орієнтованістю ПЗ а саме: зрозумілість, зручність, стандартність. Також інтерфейс ПЗ достатньо потужний для вирішення складних задач визначення і подання даних про концентрацію складників і забезпечує можливості опису даних мовою максимально наближеною до предметної області, представляти уніфіковані засоби для гнучкого та адаптивного управління процесом калібрування зображення (рис.1).

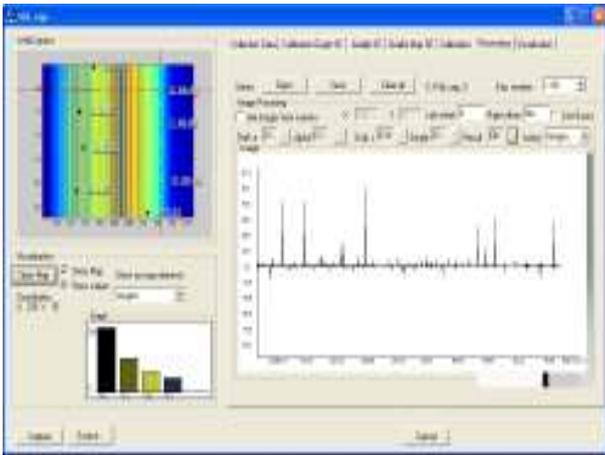


Рис.1. Інтерфейс формування, обробки двома методами експериментальних даних і подання інформації про склад речовини.

**Висновки**

Метод кодування інтерферограм разом із реалі-

зацією модульної структури ПЗ дозволяє визначити і подати дані про концентрацію складників мовою максимально наближеною до предметної області є засобом для гнучкого управління процесом отримання та аналізу інтерферограм.

**Список літератури:**

1.Трунов О.М., Цекало Є.О. Прикладне програмне забезпечення візуалізації для задач екологічної безпеки. // "Екологічна безпека об'єктів господарської діяльності".–Миколаїв: МДГУ, 2004. – С. 53-54.  
 2.Smith W.H., Trounov O.M. Development of software for process control micotoxin contamination. // "Екологічна безпека об'єктів господарської діяльності". – Миколаїв: МДГУ, 2004. – С. 12.  
 3.Скопенко Н.А. «Исследование возможностей создания анализаторов состава газообразных и жидких сред для экспресс анализа». Дипломная работа, УДМУ, Николаев, 2002.  
 4.Хачатурян Г.В., Рогаткин Д.А. // Оптика и спектроскопия. – 1999. – Т.87, № 2. – С. 258-265.  
 Кравчук А.С. Основы компьютерной томографии. – М., 2001.  
 5.Рамм А.Г. Мномерные обратные задачи рассеяния. – М., 1994.  
 6.Рогаткин Д.А. // Квант. электрон. – 2001. – Т. 31, № 3. – С. 279-281.  
 7.Тучин В.В. Лазеры и волоконная оптика в биомедицинских исследованиях. – Саратов, 1998.  
 9. Трунов О.М. Застосування методу рекур-рентної апроксимації до розв'язку нелінійних задач, – Миколаїв: МДГУ, 1999, 135-142 с.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ СИГНАЛОВ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ, ВОЗНИКАЮЩИХ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ СО ЗНАКОПЕРЕМЕННЫМИ НАГРУЗКАМИ

### Введение

Перспективность акустического диагностирования двигателей, агрегатов и систем машин при проведении анализа технического состояния заключается в возможности выявления неисправностей на ранних стадиях их возникновения при относительно небольших трудозатратах. Надёжность выводов о состоянии машины при акустическом диагностировании может быть достигнута при использовании сравнительной количественной оценки спектральной мощности сигналов акустической эмиссии [1] работающих механизмов в исправном и дефектном состоянии. Использование цифровых методов измерения и обработки сигналов [2,3] обеспечивает возможность выполнения аппаратуры контроля, работающей в режиме реального времени. Исследования, направленные на разработку методики диагностирования механизмов двигателей, основанной на оценке сигналов акустической эмиссии, являются актуальными.

### 1. Формулирование проблемы

При проведении экспериментальных исследований сигналов акустической эмиссии применяют пьезокерамические преобразователи, частотная характеристика которых определяется толщиной пьезокерамической пластины  $h$  и скоростью распространения в ней звуковых колебаний  $V$ . Чувствительность пьезокерамических преобразователей не является линейной и достигает максимальных значений в области резонансных частот, ориентировочно равных для полуволновых датчиков  $\nu_p = V/2h$ . Поэтому выбор параметров пьезодатчиков для соот-

ветствующих условий измерений определяется спектром исследуемых сигналов. Характер акустических сигналов, возникающих в кинематических парах механизмов двигателя в свою очередь определяются формой и материалом кинематических звеньев, состоянием поверхности контакта, наличием смазки и её качеством. В настоящей работе рассмотрены вопросы экспериментального определения влияния параметров пьезокерамических преобразователей и вязкости смазки на амплитудно-частотную характеристику сигналов акустической эмиссии, возникающих в кинематических парах при знакопеременных нагрузках.

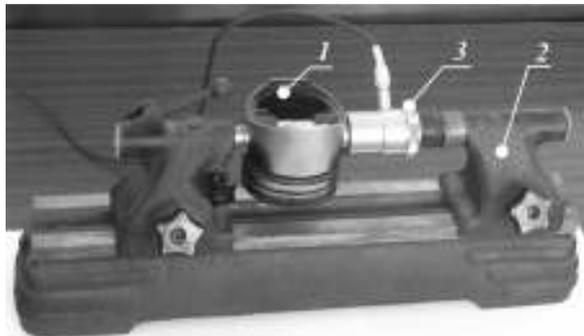
Цель работы – разработка методики диагностирования состояния кинематических пар двигателя внутреннего сгорания, работающих при знакопеременных нагрузках, по параметрам амплитудно-частотных характеристик сигналов акустической эмиссии.

### 2. Методика исследований

Обработка и тестирование методики диагностирования состояния кинематических пар двигателя системы по амплитудно-частотным характеристикам сигналов акустической эмиссии выполнена на примере пары «поршень – палец». Для этого (рис. 1а) пара «поршень – палец» 1 устанавливалась в приспособлении 2 в центрах так, что сигналы акустической эмиссии воспринимались пьезокерамическим преобразователем 3, контактирующим с пальцем через волновод, выполненный в форме одного из центров приспособления. При проведении измерений использовались пьезокерамические преобразователи

(рис. 1б) с резонансной частотой 25 кГц (1), 60 кГц (2) и 100 кГц (3).

а)



б)



Рис. 1. Измерительное приспособление:  
а) установка пары «поршень – палец»;  
б) пьезокерамические преобразователи

Контактирующие поверхности волновода покрывались слоем вазелина для уменьшения потерь акустических сигналов.

Исследование влияния смазки в кинематической паре «поршень – палец» выполнялось сопоставлением характеристик сигналов акустической эмиссии в паре: без смазки, со смазкой вязкостью порядка  $9 \text{ мм}^2/\text{с}$ , со смазкой вязкостью порядка  $18 \text{ мм}^2/\text{с}$ . Вязкость смазки в паре задавалась подбором соотношения смеси индустриального масла И-20 и дизельного топлива марки «Л» для температурных условий измерений. Контроль вязкости смазки выполнялся стеклянным капиллярным вискозиметром ВПЖ-2.

Знакопеременная нагрузка в кинематической паре «поршень – палец» моделировалась приложением импульса вдоль оси поршня.

Нормирование сигнала в канале измерительного тракта до уровня 250 мВ перед началом измерений выполнялось внешним усилителем. Измеряемый сигнал подавался на линейный вход звуковой платы, анализировался и фиксировался с помощью программы, разработанной в среде LabVIEW [4].

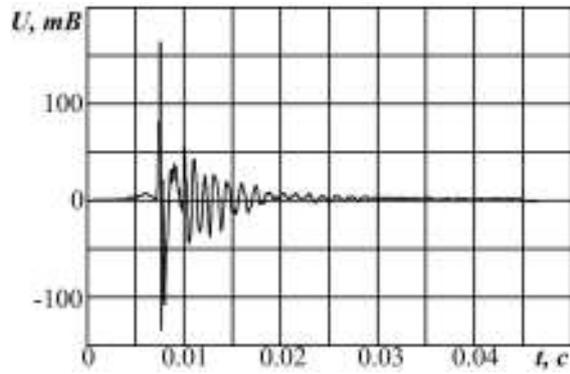
### 3. Результаты исследований

#### 3.1. Влияние частотных характеристик датчиков

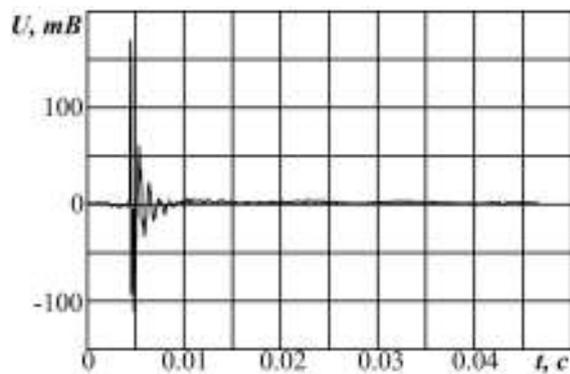
Сигналы акустической эмиссии в паре «поршень – палец» при внезапном приложении импульса носят характер затухающей волны (рис. 2). Длительность интервала затухания сигнала акустической эмиссии при отсутствии в кинематической паре смазки для пьезокерамических преобразователей и увеличении резонансной частоты снижается, и для датчиков 25, 60 и 100 кГц составляют, соответственно, порядка 30, 10 и 5 мс.

Несмотря на некоторые отличия в пределах серии измерений амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) зафиксированных сигналов для каждого из типов датчиков достаточно близки (рис.3), что указывает на равные условия формирования импульсов нагружения во всех измерениях. Однако, значение резонансной частоты датчиков, помимо интервала затухания, в значительной степени изменяет количественные показатели АЧХ сигналов.

а)



б)



в)

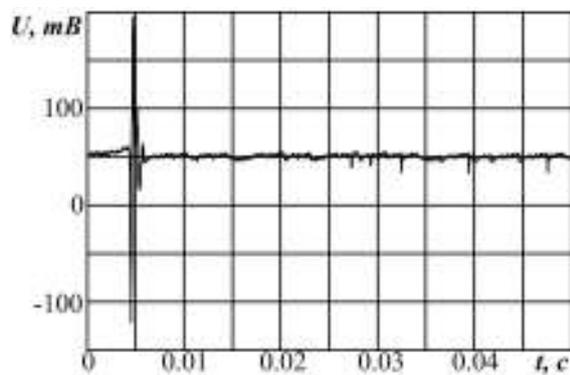
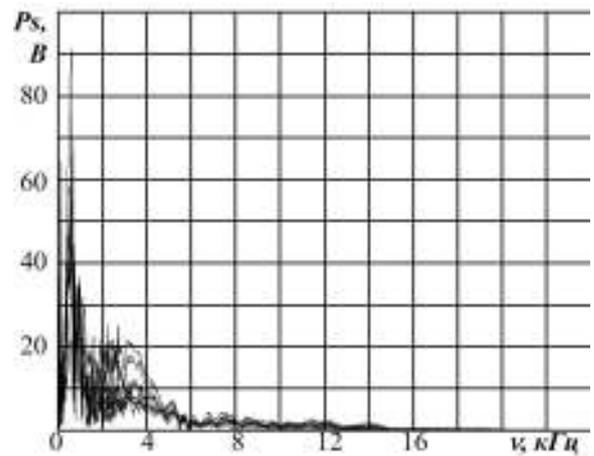
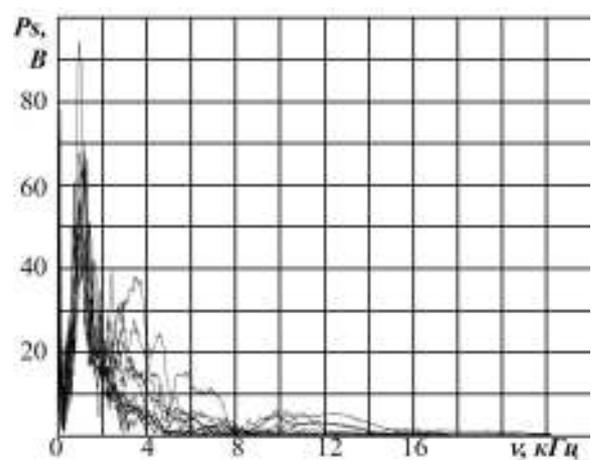


Рис. 2. Форма сигналов акустической эмиссии в паре «поршень – палец» при отсутствии смазки в зависимости от резонансной частоты пьезодатчика:  
а) 25 кГц; б) 60 кГц; в) 100 кГц



б)



в)

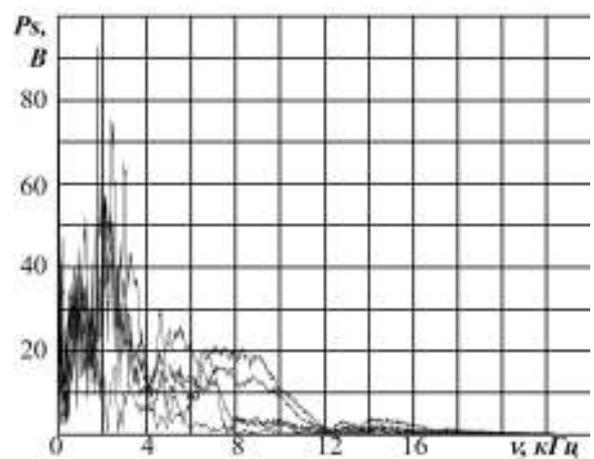


Рис. 3. АЧХ сигналов акустической эмиссии в паре «поршень – палец» при отсутствии смазки в зависимости от резонансной частоты пьезодатчика: а) 25 кГц; б) 60 кГц; в) 100 кГц

а)

Так, если в частотной области значимых амплитуд АЧХ (рис. 4) для пьезодатчика с резонанс-

ной частотой 60 кГц максимальная энергия сосредоточена в колебаниях со средними для серии испытаний значениями: частотами 56,3 Гц – пик 1, 1036 Гц – (2) и нечётко выраженной области 3 – (2,2÷4,8 кГц), то для датчиков 25 и 100 кГц (см. рис. 3а и 3в) соответствующие значения частот составляют 50,8, 683 и 2100÷4200 Гц, и 63,2, 2076 и 4700÷9600 Гц. Следует отметить, что частотные максимумы 1, находящиеся вблизи частоты тока электрической сети, необходимо отнести к помехам в сигнале, обусловленными наводками в измерительном тракте.

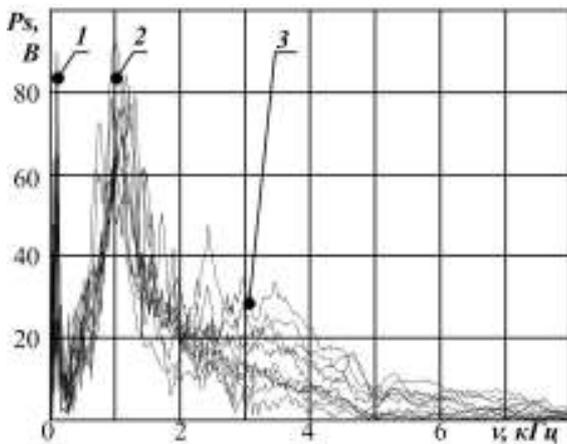


Рис. 4. Фрагмент АЧХ сигналов акустической эмиссии для пьезодатчика с резонансной частотой 60 кГц

Таким образом, увеличение резонансной частоты пьезокерамических преобразователей при измерении сигналов акустической эмиссии в кинематических парах при знакопеременных нагрузках приводит к искажению (фильтрации) сигнала, заключающемуся в увеличении скорости его затухания и смещении в сторону увеличения частот амплитудных максимумов АЧХ.

### 3.2. Влияние вязкости смазки

Введение смазки в кинематическую пару и увеличение её вязкости проявляется в снижении интенсивности сигналов акустической эмиссии знакопеременной

нагрузки что фиксировалось пьезодатчиками всех применённых типов. Так, при увеличении вязкости смазки с 9 до 18 мм<sup>2</sup>/с (рис. 5), энергия спектра мощности колебаний, вычисленная как

$$T = \int_0^{v_{\max}} Ps(v) \cdot dv ,$$

где  $v$  – частота колебаний,

уменьшается с  $14,6 \cdot 10^8$  до  $2,61 \cdot 10^8$  В·Гц.

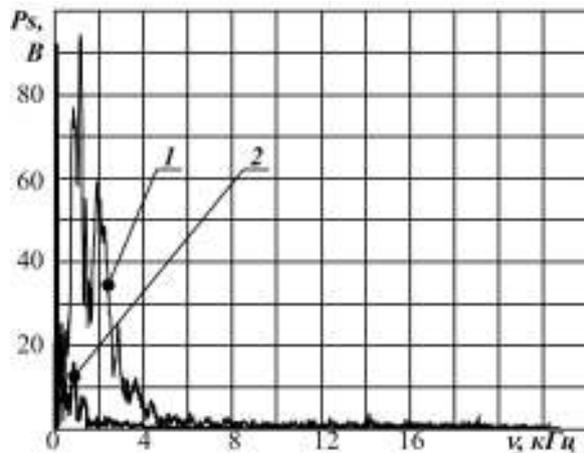


Рис. 5. АЧХ сигналов акустической эмиссии пьезодатчика с резонансной частотой 60 кГц для смазок различной вязкости: 1 – 9 мм<sup>2</sup>/с; 2 – 18 мм<sup>2</sup>/с

Как следует из графиков зависимости (рис. 6), влияние вязкости смазки на величину энергии спектра мощности колебаний заключается в значительном снижении интенсивности акустической эмиссии

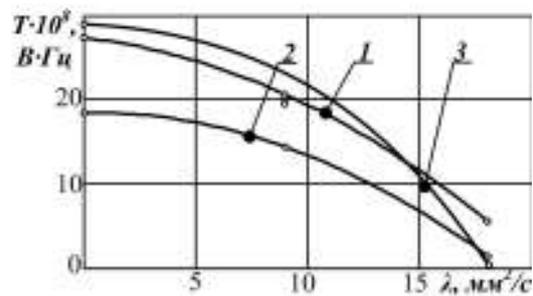


Рис. 6. Влияние вязкости смазки на величину энергии спектра мощности сигнала акустической эмиссии:

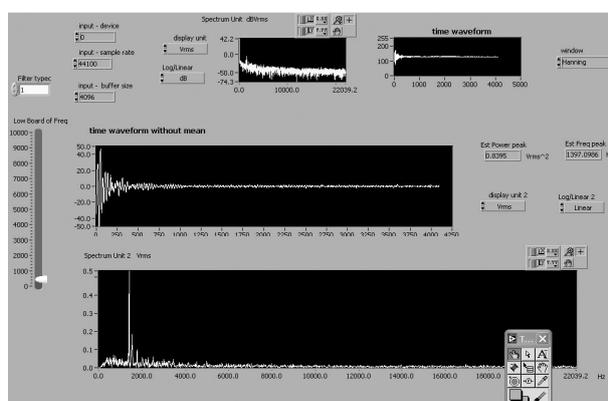
1 – без смазки; 2 – 9 мм<sup>2</sup>/с; 3 – 18 мм<sup>2</sup>/с при вязкости смазки выше 5÷8 мм<sup>2</sup>/с. Причём при регистрации сигналов акустической эмиссии пьезо-

датчиками с большей резонансной частотой степень затухания сигнала увеличивается.

#### 4. Практическое использование

Практическая реализация разработанной методики диагностирования состояния кинематических пар двигателя выполнена в виде программы анализа сигналов акустической эмиссии, функционирующей в режиме реального времени. Разработка виртуального прибора оценки состояния выполнена в среде LabVIEW (рис. 7).

а)



б)

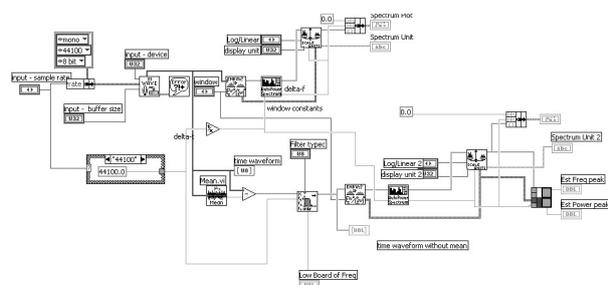


Рис. 7. Виртуальный прибор оценки состояния кинематических пар двигателя: а) панель управления; б) блок-диаграмма программы

Для исключения из анализируемых сигналов помех в виде сетевых наводок в программе применён цифровой фильтр Баттерворта, величина нижней

отсечки которого устанавливается регулятором на панели управления. На рис. 7а приведен пример работы прибора, фиксирующего сигнал акустической эмиссии, вычисляющего АЧХ и значение частоты максимума энергии колебаний (для приведенного примера, равного 1397 Гц).

#### Заключение

1. Проявление знакопеременной нагрузки в кинематических парах двигателя заключается в формировании сигналов акустической эмиссии, выявление которых цифровыми методами с помощью пьезоэлектрических преобразователей позволяет осуществить диагностирование состояния контактирующих поверхностей.

2. Результаты обработки сигналов могут служить основой для диагностирования состояния кинематических пар двигателя по параметрам сигналов акустической эмиссии и рекомендованы для практического использования при диагностировании двигателей внутреннего сгорания.

#### Список литературы:

1. Филоненко С. Ф. Акустическая эмиссия. Измерения, контроль, диагностика. – К.: КНУЦА, 1999. – 304 с.
2. Марпл-мл. С. Л. Цифровой спектральный анализ и его приложения / Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 387 с.
3. Сергиенко А. Б. Цифровая обработка сигналов. – Санкт-Петербург: Питер, 2002. – 608 с.
4. Оксень Е.И., Пархоменко В.В., Мосиенко Н.П., Сергейчук Н.П. Диагностика трещинообразования железобетонной конструкции методом звуковой локации // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Збірн. наук. праць. – Горлівка: АДІ ДонНТУ, 2006. - № 2(3). – С. 99-103.

УДК 621.181:662.9

*П.М. Канило, д.т.н., І.М. Колупасєв, к.ф.-м.н., К.В.Костенко, инж.***ТЕРМОХІМІЧНЕ ПЕРЕТВОРЕННЯ ПИЛОВУГІЛЬНОГО ПАЛИВА У НВЧ-ПЛАЗМІ****Вступ**

Важливим напрямком вирішення проблеми погіршення якості вугілля, що пов'язана із вироботкою запасів на існуючих копальнях, є застосування плазмохімічної підготовки пилоподібного палива перед спалюванням на теплових станціях.

Технологія застосування НВЧ-плазмотронів для розжигу та стабілізації горіння вугільного пилу до останнього часу залишалася маловивченою [1]. Це зумовлює необхідність ретельних теоретичних та експериментальних досліджень механізмів впливу НВЧ-плазми на вугільні частинки [2]. Мета даної статті полягає в експериментальному дослідженні закономірностей термохімічного перетворення пиловугільного палива в НВЧ-плазмі. Застосування НВЧ-плазми, що реалізується у потоці аеросуміші з високою концентрацією енергії та присутністю там активних у хімічному відношенні центрів (атомів, радикалів, іонів та електронного газу), сприяє більш енергетично ефективному, ніж у традиційних вогневих методах та за умов використання повітряно-електородугової плазми, нагріву та термохімічним перетворенням вугільних частинок [3]. Вугільні частинки в НВЧ-плазмі, термодинамічна температура якої сягає ~5000К, зазнають теплового удару, який подрібнює частинки на десятки дрібних осколків. При цьому мінеральні складові частинок відшаровуються і це призводить до збільшення реакційної властивості палива.

Вважається, що методи сучасних інформацій-

них технологій в змозі детально аналізувати форму кожної окремої частинки [2]. На плоскому зображенні (слайді), що отримується методами цифрової оптичної або растрової електронної мікроскопії (РЕМ, рис.1), група частинок може мати випадкову орієнтацію. Оцінка розміру частинок складної форми базується на визначенні відповідного «діаметру». На одному з подібних принципів (серія хорд, що розташовані «всередині» частинок) засновані статистичні алгоритми обробки зображень (стереологія).

У ряді випадків розмір частинок, що спостерігається, залежить від того, як саме вони розташовані на твердій поверхні перед зйомкою. При цьому середній «проективний» розмір в цілому вірно відповідає дійсно середньому [3]. Статистичний аналіз більш ніж 200 частинок може вважатися «вірним» при оцінці середнього розміру. Результатом такої оцінки всього масиву розмірів стає гістограма як основа для пропонування та визначення функції розподілу. Для процесів, що пов'язані із займанням або хімічними реакціями, варто використовувати [3] середній діаметр Саутера  $D_{vs}$ , який виражається в вигляді

$$D_{vs} = \frac{\sum N \cdot D^3}{\sum N \cdot D^2}.$$

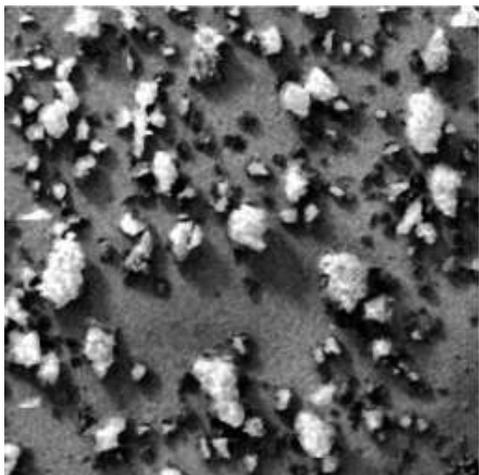


Рис. 1. Вхідне зображення, РЕМ, x200.

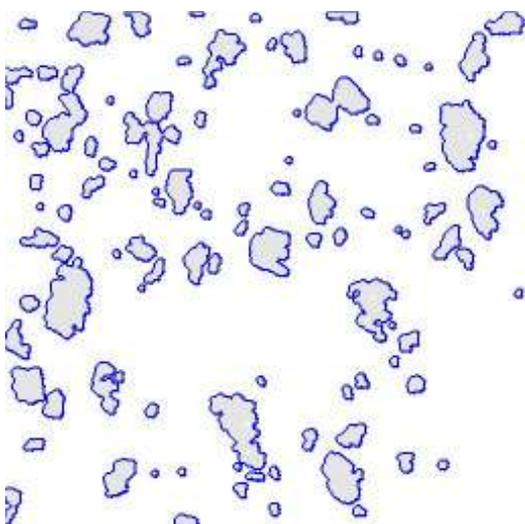


Рис. 2. Виділення частинок вугільного пилу.

Частинки вугільного пилу, які відібрані з потоку в зоні за НВЧ-плазмою відрізняються наступним чином. Перші, за відсутності НВЧ-плазми, другі при наявності НВЧ-плазми. Знімки, що отримані за допомогою растрового електронного мікроскопа, є інструментом кількісної оцінки. Середня площа елементів зображення складає  $269 \text{ мкм}^2$ , середня відстань між ними -  $19 \text{ мкм}$ .

Комп'ютерна процедура обробки зображень (система MatLab), що пропонується в роботі, оцінює питому поверхню «зерен». Проводиться послідовність формальних операцій визначення об'єктивного розміру «двовимірних» областей (рис.1): еквівалентного діаметра (тобто діаметра кола такої ж площі).

При цьому зображення переводиться до бінарного формату, вирівнюються контрастність та інтенсивність фону. здійснюється двовимірна фільтрація, завдяки чому усуваються фонові шуми растрового мікроскопа. Власне обробка полягає у визначенні загальної кількості та «еквівалентного діаметра» кожної порошокинки, яка виділена як структурний елемент інтенсивності, спочатку у пікселях, а потім у мікрометрах.

Статистична обробка складається з того, що порошокинки «шикуюються в одну шеренгу». Тоді їх загальний об'єм можна знайти шляхом складання об'ємів кожної, якщо вважати їх сферами. Діаметр таких сфер вже визначений, виходячи із «плоского» зображення, якщо дотримуватись умови про співпадіння реальної площі і площі кола еквівалентного діаметра. По відомим значенням об'єму та густини, ( $1.22 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ) [5], визначається загальна маса. В такій моделі питома поверхня вугільного пилу визначається як відношення загальної поверхні до загальної маси.

Окремо визначається масив площ, який враховує кожен «двовимірну» порошокинку, рис 2. Після цього оцінюється розмір «квадратної порошокинки» як квадратний корінь з величини реальної площі порошокинки. Це значення порівнюється з долею площі повного зображення, що припадає на одну «середню» частинку.

Крім цього, визначаються координати «центра мас» кожної порошокинки. Це надає змогу визначити середню відстань між центрами «середніх» порошокинок, не зважаючи на їх розмір. Залишається розглянути відношення середньої відстані між центрами порошокинок і стороною «квадрата», що утворюється як доля площі повного зображення, що припадає на одну частинку. Таким чином отримується оцінка «рихлості» порошокинкової системи в цілому.

Крім цього, форма являє собою очевидну характеристику частинок, що якісно відрізняє різні зраз-

ки. Кількісний вимір форми – більш важка задача, враховуючи різновимірність часток. В роботі з цією метою обчислюється метричний параметр форми кожної порошинки. Цей параметр пропорційний відношенню площі частинки до квадрату її периметра (на площинному зображенні). Модель полягає у визнанні двох типів порошинок: наближених до кола і віддалених від такої форми. Разом з тим, обидві фракції розподілені за функцією Гауса. Ітераційна процедура, що запропонована в роботі, визначає параметри такого розподілу, тобто найвірогідніші значення параметра форми обох типів порошинок. Дані, що отримані в роботі і стосуються плазмової обробки, вказують на зміну середнього параметра форми з 0.74 до 0.68 для невеликих частинок і від 1.2 до 1.1 для великих.

В роботі проведений ситовий аналіз вихідного вугільного пилу шляхом послідовного розподілу його системою сит різного розміру. Спеціально приготовлена нависка вугільного пилу ( $G_H$ ) масою 25г оброблялась ручними ситами з розміром отворів 200...50мкм. Маса залишку вугільного пилу на ситах ( $G_X$ ) визначалась за допомогою електронних ваг з точністю до 0,01г. Функціональна залежність відносних залишків вугільного пилу на ситі ( $R_X = G_X/G_H$ ) має вигляд

$$R_X = 100 \cdot \exp(-0,041 \cdot x^{0,89}),$$

де  $x$  – розмір частинки вугілля, мкм.

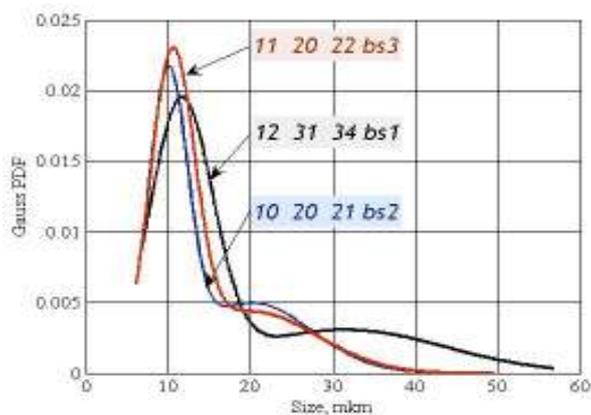


Рис. 3. Розподіл за розмірами частинок вугільного пилу, що відібрані з потоку у зоні за НВЧ-плазмою: **bs1** – за відсутності НВЧ-плазми; **bs2, bs3** – при наявності НВЧ-плазми двох різних режимів. Наведені: середній діаметр Саутера «дрібних» частинок, мкм; середній статистичний діаметр частинок усього зразка, мкм; середній діаметр Саутера «великих» частинок, мкм.

### Висновки

Результати кількісної статистичної обробки безпосередніх зображень частинок підвищують достовірність заключень, які робляться на основі інших методів. Тепловий вибух пиловугільних частинок багаторазово прискорює вихід летючих компонентів за рахунок більш розвиненої поверхні реагування, а також призводить до появи дуже дрібних частинок. Вони розігріваються до температур виділення летючих компонентів суттєво швидше, ніж великі частинки.

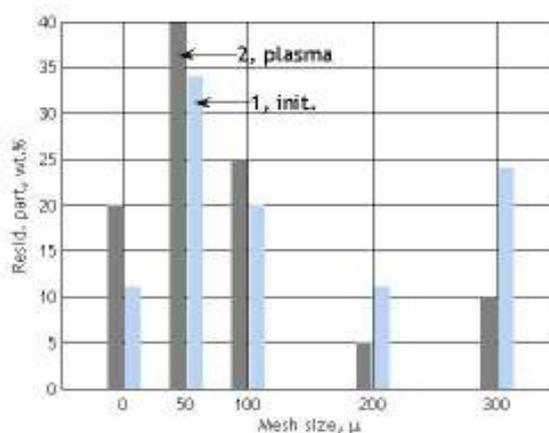


Рис. 4. Відносна вага частинок вугільного пилу за умов ситового аналізу: 1 – за відсутності НВЧ-плазми; 2 – при наявності НВЧ-плазми.

### Список літератури:

1. Корчевой Ю.П., Майстренко А.Ю., Шидловский А.К., Яцкевич С.В. Современное состояние угольных электростанций Украины и перспективы их развития // Экотехнологии и ресурсосбережение, 1996. № 3.– С. 3–8.
2. Wojnar Leszek // Image analysis applications in materials engineering © 1999 by CRC Press LLC.
3. Klinzing George, // Gas-solid transport,

Copyright © 1981 by McGraw-Hill. 4. Ваврив Д.М., Канило П.М., Казанцев В.И., Расюк Н.И. и др. Исследование СВЧ-плазменной технологии поджига низкосортных углей на экспериментальной установке // Труды междунар. науч.-техн. конф. «Совершенствование турбоустановок методами математического

УДК 621.43.01

А.А. Тропина, канд. физ.-мат. наук

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДУГОВОГО РАЗРЯДА С ТУРБУЛЕНТНЫМ ПОТОКОМ ГАЗА

### Введение

Воздействие сильных электрических полей на различные газообразные среды приводит к появлению низкотемпературной плазмы. Возможность стационарного существования этого вида самостоятельного электрического разряда является основой все более широкого использования низкотемпературной плазмы в технологических установках. Это и различные виды электродуговых воспламенителей и генераторов плазмы (плазмотронов) и плазменные устройства сжигания отходов, плазменные активаторы топлива и т.д.

Однако работы по усовершенствованию такого рода устройств и проектирование новых тормозятся трудностями, возникающими при проведении экспериментальных исследований, в связи с высокотемпературными режимами, реализующимися при их работе.

В таких условиях одним из основных источников получения информации о поведении низкотемпературной плазмы является математическое моделирование. В настоящей работе приводится математическая модель горения стационарной электрической дуги постоянного тока. На основе разработанной модели был проведен анализ взаимодействия турбулентного потока плазмообразующего газа (воздуха) с низкотемпературной плазмой. Проведены численные расчеты характеристик промышленного

и физического моделирования». – Харьков: ИПМаш НАНУ, 2003. – С. 265–269. 5. Волковинский В. А. Влияние термической обработки на дисперсный состав пыли АШ // Изв. ВУЗов Энергетика, 1988, №7 – С. 55 – 58.

плазмотрона, работающего на малых силах тока. Подобные высокоэффективные устройства можно рассматривать в качестве потенциальных источников зажигания и использовать результаты проведенных расчетов при проектировании систем зажигания для двигателей внутреннего сгорания (при реализации процесса воспламенения смеси в предкамере).

### Анализ последних достижений и публикаций

Общепринятым подходом к моделированию явлений в низкотемпературной плазме является подход, основанный на системе уравнений магнитной газодинамики, (МГД-подход) [1],[2]. Трудности моделирования подобных течений связаны с постановкой граничных условий вблизи электродов, где происходит взаимодействие плазмы с электродом. В большинстве работ для задания граничных условий используются экспериментальные данные о распределении температуры вдоль электродов и радиусы привязки дуги к электродам [3],[4]. При отсутствии подобных экспериментальных данных, так например, при проектировании новых плазменных устройств, использование такого подхода становится невозможным. В данной работе для расчета характеристик электрической дуги предлагается использовать метод, основанный на решении сопряженной задачи, когда в расчетную область, помимо области, занятой плазмой, включаются области, занятые ка-

тодом и анодом. Подобный подход использовался авторами работы [5], однако авторы ограничились рассмотрением горения открытой электрической дуги в ламинарном режиме в области сильных токов.

Однако, в связи с развитием энергосберегающих технологий все большее развитие получают плазменные устройства, работающие на малых силах тока (до 10 А). Моделирование таких высокоэффективных потоков плазмы вызывает целый ряд вычислительных проблем, связанных с высокими значениями плотности тока вблизи электродов, особенно для плазмы молекулярных газов, что при прочих равных условиях может приводить к развитию численной неустойчивости. Поэтому число работ, посвященных их моделированию, является ограниченным и носит, как правило, полуэмпирический характер [6]. Кроме того, остается открытым вопрос о влиянии турбулентности и выбора модели, описывающей турбулентность газового потока, на основные параметры электродуговой плазмы.

### Цель и постановка задачи

Целью исследования является постановка и решение задачи о взаимодействии турбулентного потока молекулярного газа (воздуха) с низкотемпературной плазмой формирующейся дуги постоянного тока при атмосферном давлении и малых силах тока на основе разработанной математической модели.

Для описания характеристик дуги используется система уравнений МГД-приближения. Предполагается, что протекающие процессы стационарные, течение осесимметричное, излучение объемное, пульсациями электромагнитных величин можно пренебречь. Плазма предполагается квазинейтральной, поскольку длина дебаевского радиуса экранирования намного меньше характерных размеров задачи. Согласно данным, приведенным в работе [7], для дуги, горящей в воздухе при атмосферном давлении, максимальное отклонение между температурой тяжелых

частиц и температурой электронов не превышает 1%, что позволило считать плазму, находящейся в состоянии локального термодинамического равновесия (ЛТР-приближение).

Свойства турбулентного течения газа описываются двухпараметрической  $k-\varepsilon$  моделью турбулентности (RNG модификация). Основные уравнения имеют вид:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_j) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_j v_i + p \delta_{ij} - \tau_{ij}) = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \frac{2}{3} (\mu_t S_{mn}^2 + \rho k S_{mn}) - \rho \varepsilon \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + c_1 \frac{\varepsilon}{k} \left[ 2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \frac{2}{3} (\mu_t (S_{mn})^2 + \rho k S_{mn}) \right] - c_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} + C_3 \rho \varepsilon S_{mn} - R$$

$$\rho(\bar{v} \cdot \nabla) h = \bar{j} \cdot \bar{E} + \nabla \cdot \left( \frac{\lambda \nabla T}{c_p} \right) - \psi + \tau_{ik} \frac{\partial v_i}{\partial x_k}, \quad (5)$$

$$\nabla \times \bar{E} = 0, \quad \nabla \times \bar{H} = \bar{j}, \quad (6)$$

$$\bar{j} = \sigma(\bar{E} + \bar{v} \times \mu_E \bar{H}), \quad (7)$$

$$R = \rho C_\mu \frac{\eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{(1 + \beta \eta^3) k}, \quad \tau_{ij} = \tau_{lij} + \tau_{tij},$$

$$\tau_{lij} = 2\mu \left( S_{ij} - \frac{S_{mn} \delta_{ij}}{3} \right), \quad \mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon},$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right), \quad R = Sk/\varepsilon, \quad S = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}},$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right),$$

где  $v_j$  ( $j = \overline{1,3}$ ) – компоненты вектора скорости  $\vec{v}$ ,  $\tau_{ij}$  ( $\tau_{ij}$ ) – тензор молекулярных (турбулентных) напряжений,  $\mu_t$  ( $\mu$ ) – турбулентная (молекулярная) вязкость,  $k$  – кинетическая энергия турбулентности,  $h$  – энтальпия,  $p$  – давление,  $\vec{H}$  – вектор магнитной индукции,  $\vec{E}$  – вектор напряженности электрического поля,  $\sigma$  – проводимость среды,  $\vec{j}$  – вектор плотности тока,  $\mu_E$  – магнитная проницаемость среды,  $S_{ij}$  – тензор скоростей деформации,  $\varepsilon$  – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности,

Дополнительные члены в уравнении энергии (5) представляют собой джоулево тепловыделение, работу сил Лоренца и потери тепла  $\psi$ , связанные с излучением дуги. Уравнения (6)-(7) представляют собой систему уравнений Максвелла для электромагнитного поля.

Рассматривается электрическая дуга, горящая в канале плазматрона при атмосферном давлении. В качестве плазмообразующего газа используется воздух. Поскольку избыточное давление, создаваемое электромагнитными силами в электрической дуге незначительно по сравнению с атмосферным [7], то его влиянием на теплофизические коэффициенты можно пренебречь. Таким образом, коэффициенты теплопроводности  $\lambda$  и проводимости  $\sigma$  считались известными функциями температуры и задавались с использованием линейнокусочной интерполяции экспериментальных данных, приведенных в монографии [1].

Так как большинство конструкций плазматронов обладает осесимметричной геометрией, задача рассматривалась в осесимметричном приближении. Тогда, используя закон Ампера и Ома, уравнения Максвелла (6)-(7) могут быть сведены к одному уравнению для азимутальной компоненты магнитной индукции  $H_\varphi$ .

Система уравнений (1)-(7) дополняется следующими граничными условиями:

1) на внешней границе катода:

$$T_c = 300^0 K, H_\varphi = \frac{Ir}{2\pi r_c^2}, u = v = 0,$$

2) на внешней границе анода:

$$T_a = 300^0 K, H_\varphi = \frac{Ir}{2\pi r_a^2}, u = v = 0,$$

3) во входном сечении:

$$T_a = 300^0 K, G = G_0, H_\varphi = \frac{I}{2\pi r},$$

где  $G$  – массовый расход воздуха на входе в плазматрон.

На твердых стенках ставятся условия прилипания, а на оси при  $r = 0$  выполняются условия симметрии.

В тонких слоях шириной порядка  $10^{-8}$  м, непосредственно примыкающих к электродам, происходит нарушение локального термодинамического равновесия плазмы, и плазма становится неравновесной. Именно в этих слоях нарушается и тепловое, и ионизационное равновесие плазмы, и происходит основное падение потенциала. Учет всего многообразия эффектов, происходящих в приэлектродных слоях, является достаточно сложной самостоятельной задачей [2].

В тоже время основные численные проблемы, возникающие при рассмотрении процесса формирования дуги при малых силах тока, напрямую связаны с тем, что использование приближения локального термодинамического равновесия вблизи электрода, а соответственно и значения проводимости, как функции температуры тяжелых частиц, приводит к развитию численной неустойчивости [9]. В связи с этим многие исследователи отмечают невозможность численного расчета дуги при малых силах тока в приближении ЛТР.

В данной работе учет отклонения состояния плазмы от ЛТР вблизи катода производится путем

введения в приэлектродных ячейках эффективной проводимости, значение которой определяется путем организации соответствующего итерационного процесса (в рамках основной схемы расчета).

Для этого в предположении постоянства температуры электронов  $T_e$  по толщине ионизационного слоя определяется квазиравновесный состав плазмы и определяется величина ионного тока. По известной в процессе основного расчета температуре стенки определяется ток эмиссии электронов по закону Ричардсона (на первой итерации без поправки Шоттки):

$$j_e = AT_w^2 \exp\left(-\frac{e\varphi_{ef}}{k_B T_w}\right), \quad (8)$$

где  $A$  – константа Ричардсона,  $e$  – заряд электрона,  $\varphi_{ef} = \varphi - \Delta\varphi$ ,  $e\varphi$  – работа выхода,  $\Delta\varphi = \sqrt{eE_c}$  – поправка Шоттки,  $k_B$  – константа Больцмана,  $E_c$  – значение напряженности электрического поля. В расчетах используется усредненное по поверхности катода значение эмиссионного тока, а именно

$$\tilde{j}_e = \frac{2 \int_0^{r_c} j_e(r) dr}{r_c^2}, \quad (9)$$

где  $j_e(r)$  определяется соотношением (8),  $r_c$  – радиус вставки.

Из баланса энергии в ионизационном слое определяется катодное падение потенциала  $U_c$ :

$$U_c = \frac{j_i \chi_i}{\tilde{j}_e}, \quad (10)$$

где  $\chi_i$  – потенциал ионизации газа, в котором горит дуга.

Для определения значения напряженности электрического поля используется закон Чайлда-Ленгмюра:

$$E_c = 5700 \cdot W^{1/4} U_c^{1/4} j_i^{1/2}, \quad (11)$$

где  $W$  – атомный вес плазмообразующего газа. На последнем этапе вычисляется значение эффективной проводимости  $\sigma_e$  в приэлектродной зоне

$$\sigma_e = \frac{\tilde{j}_e}{E}. \quad (12)$$

Расчеты были проведены для промышленного плазмотрона с составным катодом, состоящим из гафниевой вставки и медной основной части и медного (стального анода). Решение системы дифференциальных уравнений (1)-(7) проводилось методом конечных разностей в физических переменных. Дискретизация уравнений осуществлялась методом контрольного объема, при этом конвективные члены аппроксимировались разностями, ориентированными против потока. Поле давления рассчитывалось с помощью метода SIMPLE.

Расчетная область включает в себя твердые тела (катод, анод) и область, занятую газом и плазмой. Решение разностных уравнений осуществлялось итерационным методом. При решении задачи в области, занятой составным катодом, состоящим из гафниевой вставки, медной части и изолятора, исходная область разбивалась на три части, в каждой из которых использовались теплофизические свойства конкретного материала. При этом моделирование джоулевого тепловыделения осуществлялось с учетом линейной зависимости коэффициентов электропроводности отдельных частей катода от температуры. В рамках основного итерационного цикла для расчета эффективной проводимости в прикатодных ячейках на каждой итерации проводились дополнительные итерации согласно методике, приведенной выше.

### Результаты расчетов

Использование предложенного подхода позволило провести расчеты параметров дуги для силы

тока от 4 А до 30 А при варьировании расхода газа на входе в плазмотрон от 0.1 г/с до 1 г/с (угол закрутки газа  $45^0$ ).

На предварительном этапе исследовались зависимости приэлектродной проводимости и катодного падения потенциала, рассчитанные по соотношениям (10), (12), от температурных характеристик горения разряда.

На рис.1. представлены зависимости эффективной проводимости  $\sigma_e$  в прикатодных ячейках от температуры катода для различных значений температуры электронов  $T_e$ .

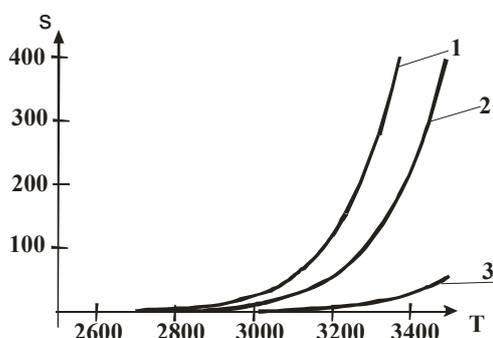


Рис.1. Зависимости эффективной проводимости от температуры катода для различных значений  $T_e$ :  
1 –  $T_e = 0.5 eV$ , 2 –  $T_e = 1eV$ , 3-  $T_e = 2 eV$

Можно отметить увеличение проводимости с ростом температуры катода, что связано с ростом тока эмитирующих электронов. В тоже время увеличение температуры электронов приводит к снижению  $\sigma_e$ , что связано с увеличением доли ионного тока и ростом напряженности электрического поля в ионизационном слое. Если оценивать значение приэлектродной проводимости в рамках ЛТР плазмы, то ее значение по данным монографии [1], при тех же условиях, на 1-2 порядка выше.

Поскольку к основным энергетическим характеристикам плазмотрона относят прежде всего катодное падение потенциала  $U_c$ , экспериментальное оп-

ределение которого, при малых силах тока весьма затруднено, был проведен расчет  $U_c$  при различных значениях разрядного тока  $I$ . Соответствующая зависимость  $U_c = U_c(I)$  приведена на рис.2, который иллюстрирует снижение катодного падения потенциала с ростом разрядного тока, что согласуется с известными экспериментальными данными [2].

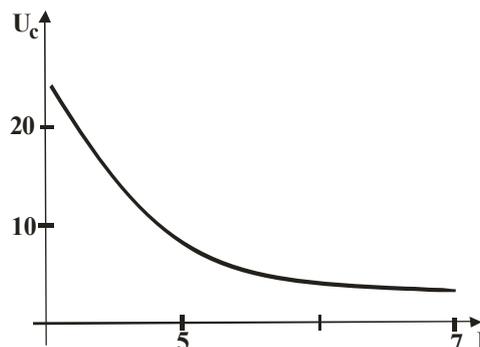
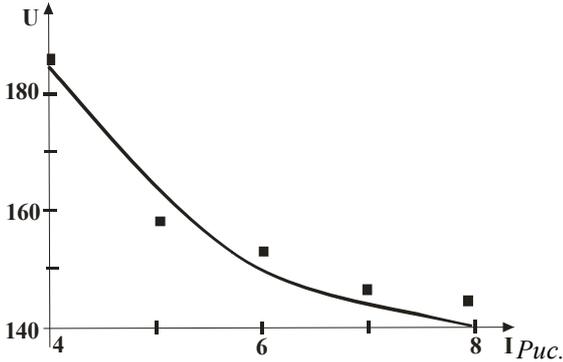


Рис.2. Катодное падение потенциала в зависимости от силы разрядного тока

Этот процесс напрямую связан с увеличением тока термоэмиссии  $j_e$ , поскольку при постоянном давлении газа величина ионного тока  $j_i$  является примерно постоянной величиной. При этом диапазон изменения  $U_c$  при силе тока  $I = 5 - 10 A$  варьируется в пределах 5-20 В. Поскольку экспериментальные данные о катодном падении потенциала для данного плазмотрона в литературе отсутствуют, верификация данных расчета была проведена путем сравнения экспериментальных и расчетных вольтамперных характеристик (рис.3), причем расчет напряжения проводился с учетом величины  $U_c$ . Можно отметить удовлетворительное совпадение расчетных и экспериментальных данных.



3. Вольт-амперная характеристика плазматрона [8];  
■ – расчетные данные

Что касается всей области горения дугового разряда, то результаты расчетов показали, что формирующаяся электрическая дуга состоит из плазменного ядра, непосредственно примыкающего к вставке, и основной области, непосредственно граничащей с турбулентным потоком газа.

Интенсивность джоулева тепловыделения оценивалась с помощью безразмерного параметра  $I_d = \frac{\sigma_0 E_0^2 d_0}{\rho_0 \nu_0 T_0}$ . При варьировании силы тока в пределах от 1А до 30А, при следующих характерных значениях температуры, плотности, скорости, проводимости, напряженности электрического поля:

$$T_0 = 6000^0 K, \rho_0 = 0.044 \text{ кг/м}^3, \nu_0 = 5 \text{ м/с},$$

$$\sigma_0 = 80 (\text{ом} \cdot \text{м})^{-1}, E_0 = I / (\pi d_0^2 \sigma_0),$$

параметр  $I_d$  варьировался в пределах  $376 \leq I_d \leq 7.5 \cdot 10^5$ . В качестве характерного линейного размера был выбран диаметр вставки  $d_0 = d_c = 0,002 \text{ м}$ .

При увеличении параметра  $I_d$  увеличивается максимум температур в районе вставки, и происходит расширение токопроводящего канала дуги. Кроме того, под действием собственных электромагнитных сил дуга удлиняется в аксиальном направлении, и, начиная с  $I_d = 1,5 \cdot 10^5$ , при малых расходах газа

дуга занимает практически весь канал плазматрона. Этот эффект связан не только с увеличением джоулева тепловыделения с ростом силы тока, но и с невозможностью ограничения роста диаметра дуги аксиальным потоком газа в связи с малыми расходами.

Результаты расчетов показали, что увеличение расхода газа на входе в плазматрон, при прочих равных условиях, приводит к ускорению газового потока в осевом направлении. Как следствие, зона прогрева газа дугой в аксиальном направлении увеличивается практически пропорционально параметру  $G_{in} = G/G_0$ , где  $G$  – расход газа во входном сечении,  $G_0 = 0,1 \text{ г/с}$ . При этом вблизи анода температура начинает падать. Этот эффект наглядно демонстрируется радиальными профилями температур в осевых сечениях, приведенными на рис. 4, для случая  $I_d = 6 \cdot 10^3$  и разных значений параметра  $G_{in}$ .

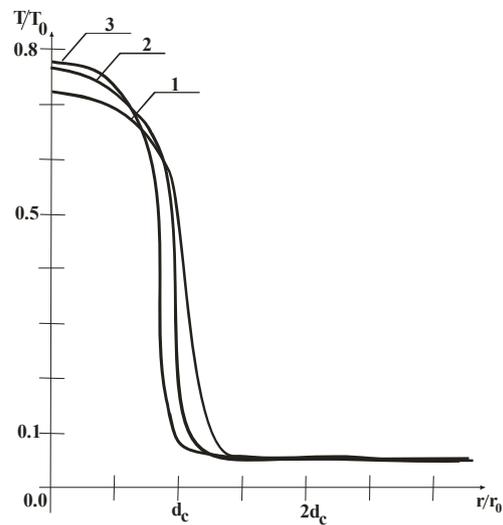


Рис.4. Радиальные профили температур:  
1 –  $G_{in} = 1$ ; 2 –  $G_{in} = 2$ ; 3 –  $G_{in} = 4$ .

При больших расходах газа ( $G_{in} \geq 10$ ) газовый поток начинает оттеснять дугу от анода, наблюдается процесс газодинамического обжатия столба дуги,

что приводит к ограничению роста ее диаметра, и смещению вниз по потоку переходной области взаимодействия дуги с турбулентным потоком газа. На рис.5 представлена зависимость максимальной температуры на оси плазмотрона от силы разрядного тока (параметра  $I_d$ ) при  $G_{in} = 1$ . Можно отметить практически линейный рост максимальной температуры на оси дуги с ростом тока.

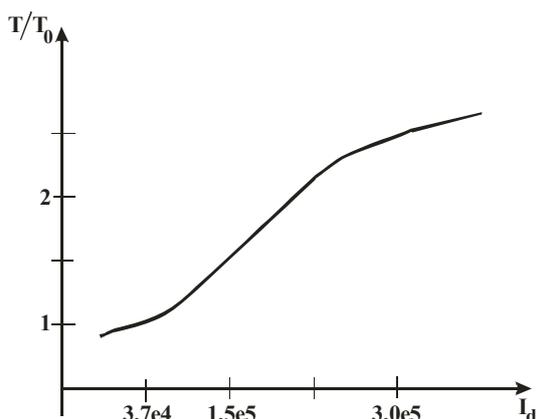


Рис.5. Зависимость максимальной температуры на оси дуги от силы разрядного тока

Проведенные расчеты позволяют оценить температуру на выходе из плазмотрона, что является особенно важным при использовании подобного рода устройств в качестве источников зажигания. Радиальные профили температуры в выходном сечении плазмотрона при различных значениях параметра  $I_d$  приведены на рис.6. Переходя к размерным переменным, получаем, что даже при относительно малой силе тока ( $I = 4A$ ) значение максимальной температуры на выходе ( $T = 1250^0 K$ ) превышает температуру воспламенения обедненной метановоздушной смеси.

Что касается взаимодействия формирующейся дуги с турбулентным потоком газа, то для оценки такого взаимодействия был проведен анализ использования различных моделей турбулентности. Следу-

ет отметить, что с ростом силы тока наблюдается усиление интенсивности турбулентности на границе газ-плазма, где находится основной источник генерации турбулентных вихрей. Именно в этой области и фиксируются максимальные расхождения в значениях кинетической энергии турбулентности, вычисленные с использованием различных моделей турбулентности.

Так, на рис.7 представлены радиальные профили кинетической энергии турбулентности в различных аксиальных сечениях вдоль оси канала для RNG  $k - \epsilon$  модели турбулентности и модели напряжений Рейнольдса.

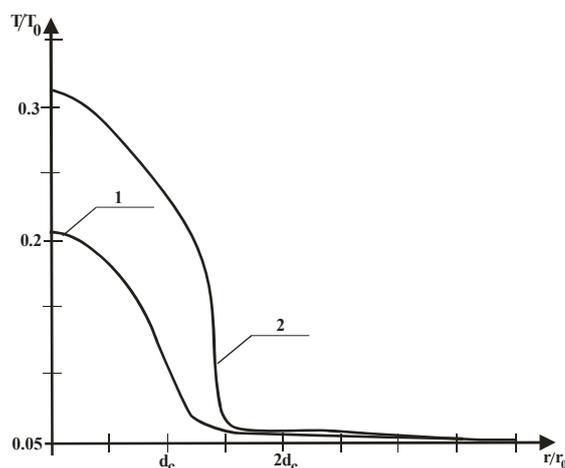


Рис.6. Профили температур на выходе из плазмотрона:

$$1 - I_d = 1.5 \cdot 10^3, 2 - I_d = 4 \cdot 10^3$$

Расчеты, проведенные с использованием модели напряжений Рейнольдса, показывают более высокий уровень генерации кинетической энергии турбулентности, и, как следствие, более увеличенную зону прогрева газа дугой.

Можно отметить и тот факт, что значения кинетической энергии турбулентности, вычисленные с использованием двух моделей, не совпадают и в области, непосредственно примыкающей к катодной вставке, однако на результатах теплового расчета дуги это не сказывается. Значения максимума темпе-

ратур в районе вставки совпадают для всех моделей турбулентности, что является следствием процесса ламинаризации потока в этой области, где существенными оказываются процессы не турбулентного, а молекулярного переноса.

фактивных плазменных систем, работающих на токах менее 1А, необходимо дальнейшее усовершенствование модели, что напрямую связано с учетом неравновесных процессов, происходящих во всем межэлектродном промежутке.

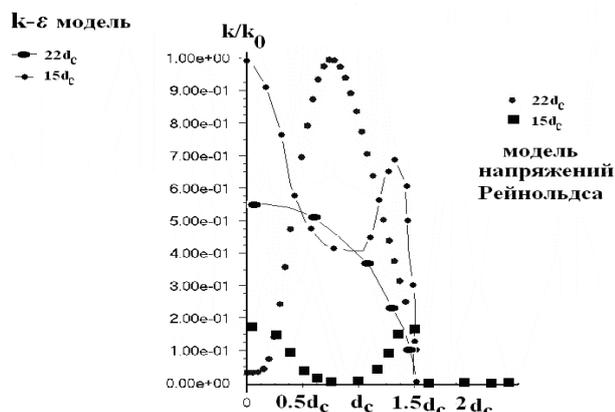


Рис.7. Радиальные профили кинетической энергии турбулентности

### Выводы

1. Представленная модель стационарного горения дуги при атмосферном давлении и малых силах тока позволяет как на качественном, так и на количественном уровне описать основные закономерности поведения низкотемпературной плазмы и ее взаимодействие с турбулентным потоком газа.

2. Обнаруженные расхождения в расчетах кинетической энергии турбулентности по различным моделям требуют дальнейшей верификации применимости моделей турбулентности к описанию высокотемпературных потоков.

3. Для проведения расчетов и выработки рекомендаций по усовершенствованию более высокоэф-

### Список литературы:

1. Энгельшт В.С., Гурович В.Ц. и др. Теория столба электрической дуги. Низкотемпературная плазма. Т.1. Новосибирск: Наука, 1990. 376 с.
2. Паневин И.Г., Хвезюк В.И. и др. Теория и расчет приэлектродных процессов. Низкотемпературная плазма. Т.10. Новосибирск: Наука, 1992. 197 с.
3. Aithal S.M., Subramaniam V.V. Numerical model of a transferred plasma arc// J. of Appl. Physics. 1998. V.84. N7. P. 3506-3517.
4. Yuan X., Li h., Zhao T., Wang F. Comparative study of flow characteristics inside plasma torch with different nozzle configurations// Plasma chemistry and plasma processing. 2004. V.24. N 4. P. 585-601.
5. Лелевкин В.М., Семенов В.Ф. Численное моделирование открытой диафрагмированной электрической дуги// Вестник КРСУ. №22. 2002. С. 25-34.
6. Risasher A., Larigaldie S., Bobillot G. Modelling of a steady low-current arc discharge in air at atmospheric pressure// IEEE Trans. Plasma Science. 2000. V. 28. P. 189-192.
7. Райзер Ю.П. Физика газового разряда. М.: Наука, 1987. 592 с.
8. Романовский Г.Ф., Сербин С.И. Плазмохимические системы судовой энергетики. Николаев: Изд-во УГМТУ, 1998. 246 с.
9. Тропина А.А., Костюк В.Е.. Численный анализ характеристик дуги в турбулентном потоке газе // Авиационно-космическая техника и технология. №9(35). 2006. С. 157-161.

**УДК 621.431.73**

**Грицюк А.В., Куценко А.С., Грицюк О.А. Математический анализ перспективности отечественных малолитражных автомобильных дизелей серии 4ДТНА на этапе их проектирования // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С.3-10.**

Проанализирован опыт применения дизельных двигателей в мировом автомобилестроении с помощью математических методов многомерного статистического анализа. Показано, что наряду с определённой компоновочной схемой и выбора элементной базы современного дизеля, линейному тренду хорошо подчиняются такие его конструктивно-регулируемые параметры как: рабочий объём, степень сжатия, литровая и номинальная мощности, средняя скорость поршня, скоростной коэффициент и коэффициент приспособляемости. Рассмотрены параметры отечественных малолитражных автомобильных дизелей 4ДТНА, 4ДТНА1 и 4ДТНА2 в сравнении с данными математического прогнозирования и определены перспективы их совершенствования. Табл. 5. Ил. 2. Библиогр: 5 назв.

**УДК 621.436**

**Пылев В.А., Кравченко С.А., Прохоренко А.А., Заславский Е.Г., Шпаковский В.В. Шахтный газ – моторное топливо для двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 10-15.**

Рассмотрены общие вопросы утилизации шахтного газа путем его использования в качестве альтернативного топлива двигателей внутреннего сгорания. Выполнен анализ основных трудностей эффективной эксплуатации двигателей на шахтном газе. Первоочередное внимание уделено обеспечению бездетанационного протекания рабочего процесса на рассматриваемом альтернативном топливе. Табл. 2. Ил. 1. Библиогр: 6 назв.

**УДК 621.436**

**Лисовал А.А. Методика и результаты испытания микропроцессорного регулятора с программно-измерительным комплексом в его составе // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С15-19.**

Представлены этапы разработки и результаты испытаний программно-измерительного комплекса как составляющей микропроцессорного регулятора дизеля. Программно-измерительный комплекс позволяет осуществлять цифровую запись переходных процессов в системе автоматического регулирования дизеля. Ил. 5. Библиогр. 4 назв.

**УДК 621.43.016**

**Шеховцов А.Ф., Тринев А.В., Авраменко А.Н. Разработка конечноэлементной модели теплонапряженного и деформированного состояния головки цилиндров быстроходного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007.-№1. – С.20-30.**

В работе приведены результаты расчетного моделирования теплонапряженного и деформированного состояния блочной головки цилиндров дизеля СМД-23. Задача стационарного теплонапряженного и деформированного состояния решается в трехмерной постановке. Значения граничных условий задачи теплопроводности задавались в соответствии с экспериментальными данными термометрии. Ил. 10. Библиогр. 9 назв.

**УДК 621.43.016**

**Тринев А.В., Авраменко А.Н., Обозный С.В., Вахрушев В.И. Исследование условий локального воздушного охлаждения огневого днища головки цилиндров с использова-**

**нием безмоторного стенда // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.31-37.**

Работа содержит результаты расчетно-экспериментального исследования влияния локального воздушного охлаждения зоны перемычки между отверстиями под седла клапанов на температурное поле фрагмента головки цилиндров дизеля СМД-23. В ходе эксперимента контролируется температура огневого днища, расход и давление охлаждающего воздуха. Табл. 3. Ил. 7. Библиогр. 5 назв.

**УДК 621.43.001.4**

**Зотов А.А., Гусев Ю.А., Белогуб А.В. Разработка и научное обоснование методики эффективного проектирования поршней двигателей внутреннего сгорания // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.38-43.**

В статье приведена разработанная в ОАО "АВТРАМАТ" методика эффективного проектирования современных поршней различного назначения. Затронута проблема идентификации результатов расчета напряженно-деформированного состояния поршня методом конечных элементов с данными, полученными в ходе эксперимента. Рассматривается применение обратной задачи теории упругости при проектировании деталей двигателя внутреннего сгорания. Ил. 3. Библиогр. 10 назв.

**УДК 621.436.038**

**Врублевский А.Н., Григорьев А.Л., Грицюк А.В., Денисов А.В., Щербаков Г.А. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов электрогидравлической форсунки // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.44-52.**

Приведены особенности математической модели, которая используется для определения параметров электрогидравлической форсунки с электромагнитным управлением для высокооборотного дизеля. Определены принципы организации топливоподачи в аккумулирующей топливной системе с ЭГФ. Приведены результаты моделирования первой отечественной ЭГФ для дизелей серии 4ДТНА. Ил. 11. Библиогр. 14 назв.

**УДК 621.43**

**Романов В.А., Кукис В.С. Повышение мощностных, экономических и экологических показателей поршневых ДВС путем использования систем аккумулирования энергии // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.53-56.**

Рассмотрены примеры использования устройств для стабилизации температуры при работе поршневых ДВС на переменных режимах в случаях утилизации теплоты отработавших газов с помощью стирлинг-генератора, снижению токсичности отработавших газов с помощью каталитического нейтрализатора и наддуве дизеля. Ил. 2. Библиогр. 4 назв.

**УДК 621.43.068**

**Крайнюк А. И., Крайнюк А. А., Алексеев С. В., Брянцев М.А. Расчет и выбор основных параметров каскадного обменника давления // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.57-62.**

В статье рассмотрен рабочий процесс каскадного обменника давления и предложена методика расчета его производительности и основных геометрических размеров для заданных параметров сжимающего газа и требуемой напорности его работы. Ил. 3. Библиогр. 2 назв.

**УДК 621.43**

**Прохоренко А.А. Влияние двухстадийного сгорания на**

**индикаторные показатели автотракторного дизеля** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С.63-69.

Приведены основные результаты расчетно-экспериментального исследования эффективности применения двухстадийного сгорания топлива в автотракторном дизеле для снижения шума его работы и выбросов оксидов азота без ухудшения индикаторного КПД. Показано, что наиболее эффективным является введение такого закона сгорания на режимах частичных нагрузок, где появляется возможность значительно снизить максимальную скорость нарастания давления в цилиндре. Табл. 5. Ил. 8. Библиогр. 7 назв.

**УДК 621.43**

**Ерошенков С.А., Корогодский В.А., Василенко О.В. Анализ экономических и экологических показателей двухтактного двигателя ДН-4М с карбюратором и непосредственным впрыском топлива** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С.70-76.

Рассмотрены экономические и экологические показатели двигателя при различных системах питания (карбюратор и непосредственный впрыск топлива). Определены индикаторные и эффективные показатели работы двигателя при частоте вращения коленчатого вала  $n=3000 \text{ мин}^{-1}$  во всем диапазоне нагрузок. Ил. 4. Библиогр. 10 назв.

**УДК 621.43.031.3**

**С.А. Алёхин, В.П. Герасименко, И.А. Краушкин, Ю.А. Анимов Сравнительный анализ одно- и двухступенчатого компрессора для наддува высокофорсированных танковых дизелей** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.76-80.

Проведено сравнение характеристик высоконапорного компрессора в одно- и двухступенчатом исполнении для наддува двухтактного танкового дизеля с механической связью с турбокомпрессорным агрегатом. Показаны преимущества и целесообразность применения наддува дизеля одноступенчатым центробежным компрессором вплоть до степени повышения давления воздуха 4,0...4,5. Табл. 1. Ил. 2. Библиогр. 11 назв.

**УДК. 621.43: 62-66: 62-62**

**Белюсов Е.В., Белоусова Т.П. Слоевое сжигание твердых топлив. Моделирование термодинамических циклов твердотопливного поршневого двигателя** // Двигатели внутреннего сгорания – 2007. – №1. – С. 81-86.

Рассматривается возможность управления процессом подвода теплоты в твердотопливном поршневом двигателе со слоевым сжиганием топлива. В качестве примера смоделированы шесть различных термодинамических циклов с охлаждением и без охлаждения заряда в процессе сжатия. Приводится анализ факторов, наиболее существенно влияющих на эффективность рабочего процесса. Табл. 1. Ил. 3. Библиогр. 9 назв.

**УДК 629.113**

**Подзноев Г.П., Абдугазис У.А. Возможности повышения эффективности термодинамического цикла Дизеля путем использования альтернативного энергоносителя** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С.87-91.

Рассмотрены возможности использования альтернативных энергоносителей на примере гидридов алюминия с целью повышения эффективности термодинамического цикла дизеля за счет регенерации отходящей теплоты после адиабатного расширения. Определены пути технического решения предлагаемой концепции экологически совершенного Н-дизеля на водородном топливе и его пре-

имущества в стратегии развития транспортного двигателестроения. Ил. 1. Библиогр. 10 назв.

**УДК 621.438**

**Марченко Н.А., Ганжа А.Н. Анализ циклов многокамерных ГТУ** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.92-95.

Построены термодинамические циклы многокамерной ГТУ с изохорным теплоподводом при использовании регенератора и без него. Проведено сравнение с эквивалентной ГТУ с подводом теплоты в камере сгорания при постоянном давлении. С помощью разработанных методик можно проводить усовершенствование подобных ГТУ. Ил. 3. Библиогр. 4 назв.

**УДК 656.13:502.5**

**Клименко Л.П., Прищепов О.Ф. Методологические аспекты решения проблемы повышения экологической безопасности двигателей внутреннего сгорания технологическими методами** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С. 96-100.

В статье рассмотрена методология проведенных исследований по повышению экологических параметров двигателей внутреннего сгорания при использовании прогрессивных технологий. Ил. 2. Библиогр. 6 назв.

**УДК 621.436.016.4**

**Шпаковский В.В., Марченко А.П., Парсаданов И.В., Феоктистов С.А., Маслий С.М., Осейчук В.В. Повышение ресурса тепловозных дизелей применением гальвано-плазменной обработки рабочих поверхностей поршней** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С.101-104.

Проведены длительные ресурсные испытания тепловоза ЧМЭ-3 с дизелем, оснащенном поршнями с корундовым слоем. Сделаны выводы о том, что использование поршней с корундовым поверхностным слоем в дизелях позволяет в несколько раз повысить ресурс дизелей за счёт снижения износа поршней и гильз цилиндров.

Исследования проведены в соответствии с договором №ДЗ/334-2007 между МОН Украины и НТУ «ХПИ» «Разработка гальваноплазменной технологии обработки поршней для улучшения экологических показателей автотракторных дизелей». Ил. 4. Библиогр. 2 назв.

**УДК 621.891**

**Стельмах А.У., Терновая Т.В., Клименко Н.В., Щербаненко Г.В. На пути к безыносному трению** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С.104-108.

В статье представлены результаты испытаний по определению эффективности нового молекулярного модификатора трения (ММТ), разработанного Киевским национальным авиационным университетом. По результатам лабораторных исследований введение ММТ в технические масла и топлива позволяет значительно уменьшить коэффициент трения. Испытания моторного масла с 5% ММТ в двигателе 1С 8/11 показали, что добавление ММТ приводит к увеличению мощности на 5,1% и снижению удельного расхода топлива. При переходе на штатное моторное масло сохраняется положительный эффект последствия присадки. Рекомендовано продолжить исследования и испытания присадки ММТ в парах трения различных механизмов и двигателях внутреннего сгорания. Табл. 5. Ил. 2. Библиогр. 2 назв.

**УДК 62-713.1:621.436**

**Федоровский К.Ю. Повышение эффективности систем охлаждения судовых двигателей** // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С.109-113.

Рассмотрены вопросы обеспечения широкого внедрения в практику высокоэффективных экологически безопасных замкнутых систем охлаждения судовых двигателей. Представлены результаты визуальных и теплотехнических исследований различных методов интенсификации теплоотвода через обшивку корпуса судна, в частности за счет создания использования газожидкостных струй. Данный метод в наихудших условиях работы устройства теплоотвода позволяет увеличить коэффициент теплоотдачи до 20...25 раз при температурных напорах всего 2...4 °С. Ил. 11. Библиогр. 5 назв.

**УДК 621.431: 621.436.**

**Парсаданов И.В., Пойда А.Н., Сивых Д.Г. Модель идентификации режимов работы автотракторных дизелей в условиях эксплуатации // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С. 114-118.**

Рассматривается математическая модель определения режимов работы дизеля по расходу топлива и частоте вращения коленчатого вала, адекватно описывающая его характеристики и позволяющая накапливать информацию о загрузке дизеля в процессе рядовой эксплуатации. Ил. 2. Библиогр. 4 назв.

**УДК 621.43.068.4**

**Неяченко И.И., Егоров В.А. Управление подачей топлива в бензиновом ДВС на режиме пуска-прогрева // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С.119-124.**

Данное исследование является продолжением цикла работ с известной феноменологической X-т моделью процесса транспортировки топлива во впускной системе бензинового двигателя. Компьютерная модель образования смеси была разработана в программной оболочке MATLAB-Simulink и адаптирована к режиму пуска-прогрева двигателя с распределенным впрыскиванием топлива во впускной канал. Целью разработанного алгоритма управления является обеспечение заданного состава смеси в цилиндрах двигателя, для чего осуществляется индивидуальный по цилиндрам расчет подачи топлива с учетом переменной массы топливной пленки в каждом из цилиндров и текущих параметров состояния двигателя – частота вращения коленчатого вала, цикловое наполнение цилиндров, температура двигателя.

Более точное управление подачей топлива достигнуто за счет усовершенствования алгоритма. Обновленный алгоритм содержит новую 2-компонентную модель топливной пленки, дополнительную подмодель температуры «камеры сгорания», подмодель циклового наполнения цилиндров. Введение дополнительного программного модуля с функцией «наблюдатель» позволило расширить диапазон применимости модели на режимы отсечки топлива. Ил. 3. Библиогр. 5 назв.

**УДК 621.436**

**Пылёва Т.К., Турчин В.Т. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения двигателей машин различного назначения // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 125-132.**

Рассмотрены вопросы получения массива нестационарных переходных процессов теоретической модели эксплуатации двигателя. Разработаны нестационарные модели эксплуатации двигателей различного технологического назначения. Для повышения экономичности расчетов величин накопленных повреждений без потери их точности предложены методики отсеивания незначимых режимов. Табл. 6. Библиогр. 10 назв.

**УДК 621.1.018**

**Поливянчук А.П., Зубов С.В. Совершенствование измерительного комплекса для оценки выброса твердых частиц // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.133-137.**

Описаны суть и эффективность усовершенствований измерительного комплекса для контроля массовых выбросов твердых частиц с отработавшими газами дизелей.

Исследования проведены в соответствии с договором №ДЗ/334-2007 между МОН Украины и НТУ «ХПИ» «Разработка гальваноплазменной технологии обработки поршней для улучшения экологических показателей автотракторных дизелей». Табл. 1. Ил. 5. Библиогр. 5 назв.

**УДК 004.4:[621.4+681.78]**

**Трунов А.Н. Программное обеспечение для определения состава топлива та выхлопных газов за данными спектрограмм // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.137-141.**

Рассматриваются особенности построения алгоритма, определения состава топлива и выхлопных газов, принципы построения и функционирования системного программного обеспечения. Ил. 1. Библиогр.9 назв.

**УДК 629.113**

**Оксень Е.И., Цокур В.Г., Оксень Д.Е. Исследование особенностей сигналов акустической эмиссии, возникающих в кинематических парах двигателя при работе со знакопеременными нагрузками // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 141-146.**

Приведена методика измерения и расчёта численных показателей акустических сигналов, возникающих в кинематических парах двигателя внутреннего сгорания. Установлено влияние резонансных частот пьезодатчиков и вязкости смазки на амплитудно-частотные характеристики фиксируемых акустических сигналов. Ил. 7. Библиогр. 4 назв.

**УДК 621.181:662.9**

**Канило П.М., Колупаев И.Н., Костенко К.В. Термохимическое преобразование пылеугольного топлива в СВЧ-плазме // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.147-149.**

Предложена методика оценки степени диспергирования угольных частиц путем статистического анализа электронно - микроскопических изображений. Частицы угля получены на установке, предназначенной для исследования СВЧ-плазменной технологии поджига и сжигания угольной пыли. Показана эффективность плазменной технологии дробления и преобразования пылеугольного топлива. Ил. 4. Библиогр. 5 назв.

**УДК 621.43.01**

**Тропина А.А. Математическое моделирование взаимодействия дугового разряда с турбулентным потоком газа // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С.150-157.**

Предложена математическая модель электрической дуги постоянного тока при атмосферном давлении и малых силах тока. Установлены основные закономерности взаимодействия низко-температурной плазмы разряда с турбулентным потоком газа, необходимые для определения тепловых и электрических характеристик промышленных плазмотронов и выработки рекомендаций по их практическому применению. Ил. 7. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.431.73

**Грицюк О.В., Куценко О.С., Грицюк О.О. Математичний аналіз перспективності вітчизняних малолітражних автомобільних дизелів серії 4ДТНА на етапі їх проектування // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С. 3-10.**

Проаналізовано досвід застосування дизельних двигунів у світовому автомобілебудуванні за допомогою математичних методів багатомірного статистичного аналізу. Показано, що поряд з визначеністю компоновочної схеми і вибору елементної бази сучасного дизеля, лінійному трендові добре підкоряються такі його конструктивно-регульовальні параметри як: робочий об'єм, ступінь стиску, літрово і номінальна потужності, середня швидкість поршня, швидкісний коефіцієнт і коефіцієнт пристосованості. Розглянуто параметри вітчизняних малолітражних автомобільних дизелів 4ДТНА, 4ДТНА1 і 4ДТНА2 у порівнянні з даними математичного прогнозування і визначені перспективи їхнього удосконалення. Табл. 5. Іл. 2. Бібліогр: 5 назв.

УДК 621.436

**Пильов В.О., Кравченко С.О., Прохоренко А.О., Заславський Є.Г., Шпаковський В.В. Шахтний газ – моторне паливо для двигунів внутрішнього згоряння // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С. 10-15.**

Розглянуто загальні питання утилізації шахтного газу шляхом його використання як альтернативне паливо двигунів внутрішнього згоряння. Виконано аналіз основних труднощів ефективної експлуатації двигунів на шахтному газі. Першочергову увагу приділено до забезпечення бездетонаційного робочого процесу на альтернативному паливі, що розглядається.

УДК 621.436

**Лісовал А.А. Методика і результати випробування мікропроцесорного регулятора із програмно-вимірювальним комплексом у його складі // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С. 15-19.**

Представлено етапи розробки і результати випробувань програмно-вимірювального комплексу як складової мікропроцесорного регулятора дизеля. Програмно-вимірюваний комплекс дозволяє здійснювати цифровий запис перехідних процесів в системі автоматичного регулювання дизеля. Іл. 5. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43.016

**Шеховцов А.Ф., Триньов О.В., Авраменко А.М. Розробка скінченоеlementної моделі теплонапруженого та деформованого стану головки циліндрів швидкохідного дизеля // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С. 20-30.**

В роботі приведені результати розрахункового моделювання теплонапруженого та деформованого стану блочної головки циліндрів дизеля СМД-23. Задача стаціонарного теплонапруженого та деформованого стану вирішується в тримірній постановці. Значення граничних умов задачі теплопровідності задавались у відповідності до експериментальних даних термометрії. Іл. 10. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.43.016

**Триньов О.В., Авраменко А.М., Обозний С.В., Вахрушев В.І. Дослідження умов локального повітряного охолодження вогневого днища головки циліндрів з викорис-**

**танням безмоторного стенду // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С. 31-37.**

Робота містить результати розрахунково-експериментального дослідження впливу локального повітряного охолодження зони перетинки між отворами під сидла клапанів на температурне поле фрагменту головки циліндрів дизеля СМД-23. В ході експерименту контролюється температура вогневого днища, витрати та тиск охолоджуючого повітря. Табл. 3. Іл. 7. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43.001.4

**Зотов О.О., Гусєв Ю.О., Білогуб О.В. Розробка та наукове обґрунтування методики ефективного проектування поршнів двигунів внутрішнього згоряння // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С. 38-43.**

В статті приведена методика ефективного проектування сучасних поршнів різноманітного призначення, що розроблена у ВАТ «АВТРАМАТ». Зачеплена проблема ідентифікації результатів розрахунків напружено-деформованого стану поршня методом кінцевих елементів і результатів, які отримані в ході експерименту. Розглядається застосування зворотної задачі теорії пружності при проектуванні деталей двигуна внутрішнього згоряння. Іл. 3. Бібліогр. 10 назв.

УДК 621.436.038

**Врублевський О.М., Григорьев О.Л., Грицюк О.В., Денісов О.В., Щербаков Г.О. Особливості математичного моделювання гідромеханічних процесів електрогідролічної форсунки // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С. 44-52.**

Приведено особливості математичної моделі, що використовується для визначення параметрів електрогідролічної форсунки з електромагнітним керуванням для високообертового дизеля. Визначено принципи організації паливоподачі в акумулюючій паливній системі з ЕГФ. Приведено результати моделювання першої української ЕГФ для дизелів серії 4ДТНА. Іл. 11. Бібліогр: 14 назв.

УДК 621.43

**Романов В.А., Кукис В.С. Підвищення потужнісних, економічних і екологічних показників поршневих ДВЗ шляхом використання систем акумулювання енергії // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С. 53-56.**

Розглянуто приклади використання пристроїв для стабілізації температури при роботі поршневих ДВЗ на змінних режимах у випадках утилізації теплоти відпрацьованих газів за допомогою стирлінг-генератора, зниженні токсичності відпрацьованих газів за допомогою каталітичного нейтралізатора і наддуву дизеля. Іл. 2. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.43.068

**Крайнюк О.І., Крайнюк А.О., Алексєєв С.В., Брянцев М.А. Розрахунок та вибір основних параметрів каскадного обмінника тиску // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С. 57-62.**

У статті розглянутий робочий процес каскадного обмінника тиску й запропонована методика розрахунку його продуктивності й основних геометричних розмірів для заданих параметрів стискаючого газу й необхідної напорності його роботи. Іл. 03. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.43

**Прохоренко А.О. Вплив двостадійного згоряння на ін-**

**дикаторні показники автотракторного дизеля** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2007. – № 1. – С. 63-69.

Наведені основні результати розрахунково-експериментального дослідження ефективності використання двостадійного згорання палива в автотракторному дизелі для зниження шуму його роботи та викидів оксидів азоту без погіршення індикаторного ККД. Показано, що найбільш ефективним є введення такого закону згорання на режимах часткових навантажень, де з'являється можливість значно знизити максимальну швидкість зростання тиску в циліндрі. Табл. 5. Іл. 8. Бібліогр. 7 назв.

**УДК 621.43**

**Єрощенко С.А., Корогодський В.А., Василенко О.В. Аналіз економічних та екологічних показників двотактного двигуна ДН-4М з карбюратором і безпосередніми упорскуванням палива** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2007. – № 1. – С.70-76.

Розглянуто економічні та екологічні показники двигуна при різних системах живлення (карбюратор та безпосереднє упорскування палива). Визначено індикаторні й ефективні показники роботи двигуна при частоті обертання колінчатого вала  $n=3000$  хв<sup>-1</sup> у всьому діапазоні навантажень. Іл. 4. Бібліогр. 10 назв.

**УДК 621.43.031.3**

**Альохін С.О., Герасименко В.П., Краюшкін І.О., Анімов Ю.О. Порівняльний аналіз одно- і двоступінчастого компресора для наддування високофорсованих танкових дизелів** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2007. – № 1. – С.76-80.

Проведено порівняння характеристик високонапірного компресора в одно- і двоступінчастому виконаннях для наддування двотактного танкового дизеля з механічним зв'язком з турбокомпресорним агрегатом. Показано переваги і доцільність застосування наддування дизеля одноступінчастим відцентровим компресором аж до ступеня підвищення тиску повітря 4,0...4,5. Табл. 1. Іл. 2. Бібліогр: 11 назв.

**УДК. 621.43: 62-66: 62-62**

**Білоусов С.В., Білоусова Т.П. Шарове спалювання твердих палив. Моделювання термодинамічних циклів твердопаливного поршневого двигуна** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2007. – № 1. – С. 81-86.

Розглянуто можливість керування процесом підведення теплоти у твердопаливному поршневому двигуні з шаровим спалюванням палива. У якості приклада змодельовано шість різних термодинамічних циклів з охолодженням та без охолодження заряду у процеси стиснення. Надається аналіз найбільш впливових чинників, що впливають на ефективність робочого процесу. Табл. 1. Іл. 3. Бібліогр. 9 назв.

**УДК 629.113**

**Подзюев Г.П., Абдулгасієв У.А. Можливості підвищення ефективності термодинамічного циклу Дизеля шляхом використання альтернативного енергоносія** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2007. – № 1. – С.87-91.

Розглянуто питання використання альтернативних енергоносіїв на прикладі гідридів алюмінія з метою підвищення ефективності термодинамічного циклу Дизеля за рахунок регенерації теплоти, що відходить після адиабатного розширення. Визначено шляхи технічного рішення запропонованої концепції екологічно вдосконаленого Н-дизеля на водородному пальному і його переваги у стратегії розвит-

ку транспортного двигунобудування. Іл. 1. Бібліогр. 10 назв.

**УДК 621.438**

**Марченко Н.А., Ганжа А.М. Аналіз циклів багатокамерних ГТУ** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2007. – №1. – С.92-95.

Побудовано термодинамічні цикли багатокамерної ГТУ з ізохорним теплопідведенням при використанні регенератора та без нього. Проведено порівняння з еквівалентною ГТУ з підведенням теплоти в камері згорання при постійному тиску. Завдяки розробленим методикам можна проводити вдосконалення подібних ГТУ. Іл. 3. Бібліогр. 4 назв.

**УДК 656.13:502.5**

**Клименко Л.П., Прищепов О.Ф. Методологічні аспекти розв'язання проблеми підвищення екологічної безпеки двигунів внутрішнього згорання технологічними методами** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2007. – № 1. – С.96-100.

У статті розглянуто методологію проведених досліджень з підвищення екологічних параметрів двигунів внутрішнього згорання при використанні прогресивних технологій. Іл. 2. Бібліогр. 6 назв.

**УДК 621.436.016.4**

**Шпаковский В.В., Марченко А.П., Парсаданов И.В., Феоктистов С.А., Маслий С.М., Осейчук В.В. Підвищення ресурсу тепловозних дизелів застосуванням гальвано-плазмової обробки робочих поверхонь поршнів** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2007. – № 1. – С.101-104.

Проведено тривалі ресурсні випробування тепловоза ЧМЭ-3 з дизелем, що оснащений поршнями з корундовим шаром. Зроблено виводи про те, що використання поршнів з корундовим поверхневим шаром у дизелях дозволяє в кілька разів підвищити ресурс дизелів за рахунок зниження зношування поршнів і гільз циліндрів.

Дослідження виконані згідно з договором № ДЗ/334-2007 між МОН України і НТУ «ХПІ» «Розроблення гальваноплазмової технології обробки поршнів для поліпшення екологічних показників автотракторних дизелів». Іл. 4. Бібліогр. 2 назв.

**УДК 621.891**

**Стельмах О.У., Тернова Т.В., Клименко Н.В., Щербаненко Г.В. На шляху до беззносного тертя** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2007. – № 1. – С.104-108.

У статті представлені результати випробувань по визначенню ефективності нового молекулярного модифікатора тертя (ММТ), розробленого Київським національним авіаційним університетом. За результатами лабораторних досліджень уведення ММТ у технічні мастила і палива дозволяє значно зменшити коефіцієнт тертя. Випробування моторного мастила з 5% ММТ у двигуні 1Ч 8/11 показали, що додавання ММТ приводить до збільшення потужності на 5,1% і зниженню питомої витрати палива. При переході на штатне моторне мастило зберігається позитивний ефект післядії присадки. Рекомендовано продовжити дослідження й випробування присадки ММТ у парах тертя різних механізмів і двигунах внутрішнього згорання. Табл. 5. Іл. 2. Бібліогр: 2 назв.

**УДК 62-713.1:621.436**

**Федоровський К.Ю. Підвищення ефективності систем охолодження суднових двигунів** // Двигуни внутрішнього згорання. – 2007. – № 1. – С.109-113.

Розглянуто питання забезпечення широкого впровадження в практику високоефективних екологічно безпечних замкнутих систем охолодження суднових двигунів. Представлено результати візуальних і теплотехнічних досліджень різних методів інтенсифікації тепловідводу через обшивання корпусу судна, зокрема за рахунок створення використання газорідних струменів. Даний метод у найгірших умовах роботи пристрою тепловідводу дозволяє збільшити коефіцієнт тепловіддачі до 20...25 разів при температурних напорах усього 2...4 °С. Іл. 11. Бібліогр: 5 назв.

#### УДК 621.431: 621.436.

**Парсаданов І.В., Пойда А.М., Сівих Д.Г. Модель ідентифікації режимів роботи автотракторних дизелів в умовах експлуатації // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С.114-118.**

Розглядається математична модель визначення режимів роботи дизеля по витраті пального та частоті обертів колінчатого валу, що адекватно описує його характеристики та дозволяє накопичувати інформацію про загрузку дизеля в процесі рядової експлуатації. Іл. 2. Бібліогр. 4 назв..

#### УДК 621.43.068.4

**І.І. Нсяченко, В.А. Єгоров Управління подачею палива в бензиновому двигуні на режимі пуску-прогріву // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С.119-124.**

Приведене дослідження є продовженням циклу робіт з відомою феноменологічною Х-т моделлю процесу транспортування палива у впускній системі бензинового двигуна. Комп'ютерна модель утворення суміші була розроблена в програмній оболонці MATLAB-Simulink і адаптована до режиму пуску та прогріву двигуна з розподіленням уприскування палива у впускний канал. Метою розробленого алгоритму управління є забезпечення заданого складу суміші в циліндрах двигуна, для чого здійснюється індивідуальний по циліндрах розрахунок подачі палива з урахуванням змінної маси паливної плівки в кожному з циліндрів і поточних параметрів стану двигуна - частота обертання колінчастого валу, циклове наповнення циліндрів, температура двигуна.

Точніше управління подачею палива досягнуте за рахунок удосконалення алгоритму. Оновлений алгоритм містить нову 2-компонентну модель паливної плівки, додаткову підмодель температури «камери згорання», підмодель циклового наповнення циліндрів. Введення додаткового програмного модуля з функцією «спостерігач» розширило діапазон застосовності моделі на режими відсічення палива.

#### УДК 621.436

**Пильова Т.К., Турчин В.Т. Розробка теоретичних нестационарних моделей навантаження двигунів машин різного призначення // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №1. – С. 125-132.**

Розглянуті питання отримання масиву нестационарних перехідних процесів теоретичної моделі експлуатації двигуна. Розроблено нестационарні моделі експлуатації двигунів різного технологічного призначення. Для підвищення економічності розрахунків величин накопичених пошкоджень без втрати їх точності запропоновано методику відсіювання незначущих режимів. Табл. 6. Бібліогр: 10 назв.

#### УДК 621.1.018

**Полив'ячук А.П., Зубов С.В. Удосконалення вимірювального комплексу для оцінки викиду твердих часток // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №1. – С.133-137.**

Наведено сутність та ефективність удосконалень вимірювального комплексу для контролю масових викидів твердих частинок з відпрацьованими газами дизелів.

Дослідження виконані згідно з договором № ДЗ/334-2007 між МОН України і НТУ «ХПІ» «Розроблення гальваноплазмової технології обробки поршнів для поліпшення екологічних показників автотракторних дизелів». Іл. 4. Бібліогр. 2 назв. Табл. 1. Іл. 5. Бібліогр. 5 назв.

#### УДК 004.4:[621.4+681.78]

**Трунов О.М. Програмне забезпечення для визначення складу пального та викидних газів за даними спектрограм // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №1. – С.139-141.**

Розглянуті особливості побудови алгоритму визначення складу пального та викидних газів і принципи побудови і функціонування системного ПЗ. Іл. 1. Бібліогр.: 9 назв.

#### УДК 629.113

**Оксень Е.І., Цокур В.Г., Оксень Д.Е. Дослідження особливостей сигналів акустичної емісії, що виникають в кінематичних парах двигуна при роботі із знакозмінними навантаженнями // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №1. – С.141-146.**

Приведено методику вимірювання і розрахунку чисельних показників акустичних сигналів, що виникають в кінематичних парах двигуна внутрішнього згоряння. Встановлено вплив резонансних частот пьезодатчиків і в'язкості мастила на амплітудно-частотні характеристики акустичних сигналів, що фіксуються. Іл. 7. Бібліогр. 4 назв.

#### УДК 621.181:662.9

**Канило П.М., Колупасєв І.М., Костенко К.В. Термохімічне перетворення пилоугільного палива у НВЧ-плазмі // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – № 1. – С.147-149.**

Запропонована методика оцінки ступеню диспергування вугільних частинок за допомогою статистичного аналізу електронно-мікроскопічних зображень. Частинки вугілля одержані на установці, яка призначена для дослідження НВЧ-плазмової технології підпалу та спалювання вугільного пилу. Показана ефективність НВЧ-плазмової технології подріблення та перетворення пилоугільного палива. Іл. 4. Бібліогр. 5 назв.

#### УДК 621.43.01

**Тропіна А.А. Математичне моделювання взаємодії дугового розряду з турбулентним потоком газу. // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2007. – №1. – С. 150-157.**

Запропонована математична модель електричної дуги постійного струму при атмосферному тиску та малих силах струму. Встановлено головні закономірності взаємодії низькотемпературної плазми розряду з турбулентним потоком газу, які необхідні для визначення теплових та електричних характеристик промислових плазмотронів та розробки рекомендацій щодо їх практичного застосування. Іл. 7. Бібліогр. 9 назв.

**UDC 621.431.73**

**Grytsyuk A.V., Kutsenko A.S., Gritsyuk O.A. Mathematical analysis of competitiveness of domestic small-displacement automobile diesel engines of 4DTNA series at a stage of their designing** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.3-10.

Experience of using diesel engines in the world motor car construction is analyzed with the help of mathematical methods of a multivariate statistical analysis. It is shown, that alongside with definiteness of the lay-out diagram and the choice of the basic complete set of the modern diesel engine, to the rectilinear trend well submit such its constructively - adjusting parameters, as: displacement volume, compression ratio, liter and nominal power, average speed of the cylinder piston, velocity coefficient and accommodation coefficient. Parameters of domestic small-displacement automobile diesel engines 4DTNA, 4DTNA1 and 4DTNA2 in comparison with the data of mathematical forecasting are considered and perspectives of their perfecting are determined. Table 5. Il. 2. Bibliogr. 5 names.

**UDC 621.436**

**Pylyov V.A., Kravchenko S.A., Prokhorenko A.A., Zaslavsky E.G., Shpakovsky V.V. Mine gas - motor fuel for explosion engines** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.10-15.

Common questions of salvaging of mine gas surveyed by his use in the capacity of alternate fuel of explosion engines. The analysis of the basic difficulties of effective maintenance of drives on mine gas is executed. The prime attention is given to security nondetonation leakage of working process on observed alternate fuel. Table 5. Il. 2. Bibliogr. 5 names.

**UDC 621.436**

**Lisoval A.A. Technique and results of a test of a microprocessor regulator with a program-measurable complex in its composition** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.15-19.

The stages of design and the results of tests of the program-measurable complex of the part of a microprocessor regulator of diesel are given. The program – measurable complex can be used for dynamic researches in the automatic regulator system of diesel. Il. 5. Bibliogr. 4 names.

**UDC 621.43.016**

**Shehovtsov A.F., Trineyv A.W., Avramenko A.N. Development the finite element model of heat-stressed and deformed condition of the head of cylinders high-speed engine** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.20-30.

In work results of settlement modeling of the heat-stressed and deformed condition of the block head of cylinders of diesel engine CMD-23 are given. The task of the stationary heat-stressed and deformed condition is solved in three-dimensional statement. Values of boundary conditions of a task of heat conductivity were set according to experimental data of thermometry. Il.10. Bibliogr. 9 names.

**UDC 621.43.016**

**Trineyv A.W., Avramenko A.N. Oboznyj S.V., Vahruhsev V.I. Research of conditions local air cooling of the bottom of head cylinders with use the engineless stand** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.31-37.

Work contains results of a settlement - experimental research of influence of local air cooling of a zone of the cross-

piece between apertures under saddles of valves on a temperature field of a fragment of the head of cylinders of diesel engine CMD-23. During experiment the temperature the bottoms, the charge and pressure of cooling air is supervised. Table 3. Il. 7. Bibliogr. 5 names.

**UDC 621.43.001.4**

**Zotov A.A., Gusev Y.A., Belogub A.V. An developing and scientifically substantiation of effective designing principles for internal combustion engine pistons** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.38-43.

In article designing methods of modern pistons of deferent purpose, which was developed in joint-stock company "AVTRAMAT". The identification problem of the FE analysis results of the piston stress-deformation state with data obtained by means of the experiment is considered. An application of inverse problem of elasticity theory for designing of internal combustion engine parts is considered. Il. 3. Bibliogr. 10 names.

**UDC 621.436.038**

**Vrublevsky A.N., Grigoryev A.L., Gritsyuk A.V., Denisov A.V., Scherbakov G.A. The features of mathematical modeling of hydrodynamic processes in electrohydraulic injector** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.44-52.

The features of the mathematical model which is used for parameters determination of an electrohydraulic injector with an electromagnetic control for a high speed diesel are presented. The principles of organization of fuel injection in an injection system with an electrohydraulic injector are determined. The results of the modeling of the first national electrohydraulic injector for the diesels of 4DT series are presented. Il. 11. Bibliogr. 14 names.

**UDC 621.43**

**Romanov V.A., Kukis V.S. Heightening power, economic and ecological indexes piston ICE by use of an energy accumulation systems** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.53-56.

Examples of devices use for stabilization of temperature at operation piston ICE on variable conditions in case of recycling heat of completing gases with the help of the stirling-generator, lowering of toxicity of completing gases with the help of catalytic neutralizer and pressurization of a diesel engine are considered. Il. 2. Bibliogr. 4 names.

**UDC 621.43.068**

**Krajnjuk A.I., Krajnjuk A.A., Alekseev S.V., Briantsev M.A. Calculation and choice of basic parameters of a cascade exchanger of pressure** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.57-62.

In article the working process of a cascade exchanger of pressure was considered and the method of calculation of its productivity and the basic geometrical sizes for the set parameters of compressing gas and demanded pressure its works was offered. Il. 3. Bibliogr. 2 names.

**UDC 621.43**

**Prokhorenko A.A. Influence of two-stage combustion on indicator indexes of auto-tractor diesel engine** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 63-69.

The basic results of a calculated-experimental research of efficiency of application of two-stage combustion of fuel in an auto-tractor diesel engine for lowering noise of its operation

and ejections of nitrogen oxides without aggravation of indicator efficiency are reduced. It is shown, that most effective is the introduction of such law of combustion on conditions of partial loads, where there is an opportunity considerably to lower maximal rate of pressure rise in the cylinder. Tabl. 5. Il. 8. Bibliogr. 7 names.

**UDC 621.43**

**Eroshchenkov S.A., Korogodsky V.A., Vasilenko O.V. The analysis of ecological and economic parameters of two-stroke engine ДН-4М with the carburetor and direct injection fuel // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.70-76.**

Ecological and economic parameters of the engine are considered at various feed systems (the carburetor and direct fuel injection). Indicator and effective parameters of work of the engine are certain at a rotary speed of a crankshaft  $n=3000 \text{ min}^{-1}$  in all range of loadings. Il. 4. Bibliogr. 10 names.

**UDC 621.43.031.3**

**Alyokhin S.A., Gerasimenko V.P., Krayushkin I.A., Animov Yu.A. Comparative analysis of single- and double-stage compressors for supercharging of high-augmented tank diesel engines // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.76-80.**

The comparison of the performance of the high-pressure compressor in single- and double-stage designs for supercharging of the two-stroke tank diesel engine with a mechanical linkage with the turbo-compressor set is carried out. Advantages and expediency of the application of supercharging the diesel engine by a single-stage centrifugal compressor up to air pressure ratio 4,0 ... 4,5 are shown. Tabl. 1. Il. 2. Bibliogr. 11 names.

**UDC 621.43: 62-66: 62-62**

**Belousov E.V., Belousova T.P. Burning of solid fuels in a layer. Modelling of thermodynamic cycles of the solid-fuel piston engine // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.81-86.**

The opportunity of steering by process of input of heat in твердотопливном the reciprocating engine with incineration of fuel in a stratum is investigated. For obviousness, six different thermodynamic cycles with cooling and without cooling a charge are simulated during squeeze. The analysis of factors, which most essentially influence efficiency of working process, is executed. Tabl. 1. Il. 3. Bibliogr. 9 names.

**UDC 629.113**

**Podznoev G.P., Abdulgazis U.A. Possibilities of increasing the efficiency of thermodynamic cycle of Diesel engine by using alternative energy // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.87-91**

Possibilities of the usage of alternative energies are considered herein. With the help of aluminum hydride increased the efficiency of thermodynamic cycle of Diesel engine due to regeneration of released heat after adiabatic extension. Ways of technical solution of proposed conception of ecologically accomplished "H-Diesel" on hydrogen and its advantages in the development of engine building are defined. Il. 1. Bibliogr. 10 names.

**UDC 621.438**

**Marchenko N.A., Ganzha A.N. The analysis of cycles of multi-stage GTU // Internal combustion engines. – 2007. –**

**№1. – P.92-95.**

The thermodynamic cycles of multi-stage GTU with isochoric heat supply at the regenerator and without regenerator are building. The comparison with equivalent GTU with heat supply on combustion chamber at constant pressure is carrying out. By means of developed methods may be the improvement similar GTU. Il. 3. Bibliogr. 4 names.

**UDC 656.13:502.5**

**Klimenko L.P., Prischepov O.F. Methodological aspects of solving the problem of combustion engine's environmental safety increasing with use of technological methods // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P.96-100.**

The article considers the methodology of the completed research related to increasing of environmental parameters of combustion engines with use of progressive technologies. Il. 2. Bibliogr. 6 names.

**УДК 621.436.016.**

**Shpakovskij V.V., Marchenko A.P., Parsadanov I.V., Feoktistov S.A., Maslij S.M., Осе́йчук V.V. Application galvanic plasma processing's of working surfaces of pistons for increase of a resource of diesel engines. // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 101-104.**

Long resource tests of diesel locomotive ЧМЭ-3 with a diesel engine, equipped with pistons with corundum layer are lead.

Conclusions that use of pistons with corundum a superficial layer in diesel engines allows in to raise some times a resource of diesel engines due to decrease of deterioration of pistons and sleeves of cylinders are made. Il. 4. Bibliogr. 2 names.

**UDC 621.891**

**Stelmah A.U., Ternovaya T.V., Alyokhin S.A., N.V. Klimenko, G.V. Scherbanenko On the way to the friction without a wear // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 104-108.**

Results of tests on determination of efficiency of the new molecular modifier of friction (MMF), developed by Kiev National Aircraft University are presented in the article. By results of the laboratory research, the introduction of MMF in technical oils and fuels allows considerably to decrease a friction coefficient. The tests of motor oil with 5% of MMF in the engine 1Ch 8/11 have shown that the doping with MMF results in increase of power on 5,1% and decrease of specific fuel consumption. At the change to the standard motor oil the positive aftereffect of the additive remains. It is recommended to prolong research and test of the additive MMF in friction pairs of different machines and internal-combustion engines. Tabl. 5. Il. 2. Bibliogr. 2 names.

**UDC 62-713.1:621.436**

**Fedorovsky K.U. Increase of efficiency of marine power plants cooling systems // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 108-113.**

Possible ways of wider introduction in practice of effective and environmentally friendly closed cooling systems of marine power plants are considered. Visual and heat transfer results of different methods of heat removal intensification from ship shell to overboard water are presented. Particularly gas-liquid method of heat transfer intensification is proposed. In comparison with natural convection this method can increase heat transfer to overboard water up to 20...25 times with

temperature differences only 2...4 °C. Il. 11. Bibliogr. 5 names.

**UDC 621.431: 621.436.**

**Parsadanov I.V., Pojda A.N., Sivikh D.G. Identification model of operating modes for autotractor diesel engines under operating conditions** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 114-118.

The mathematical model for definition of operating diesel engine modes under the expense of fuel and crank shaft rotation frequency is considered. This is adequately describing its characteristics and allowing accumulating the information on loading of a diesel engine in the course of ordinary operation. Il. 2. Bibliogr. 4 names.

**UDC 621.43.068.4**

**Neyachenko I.I., Egorov V.A. Fuel Metering Control during Cold Start & Warm-Up of Gasoline Engine** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 119-124.

This investigation presents a course of research work with well known phenomenological X-τ wall-wetting-fuel model for an inlet system of a gasoline engine. The MATLAB-Simulink computer model of a mixture preparation was adapted to correspond with peculiarities of a cold start and warm-up PFI-engine behaviour. A target of the control algorithm is an achievement of a preset air/fuel ratio (AFR) in cylinders. To rich the above target an individual cylinder computing of a fuel metering with taking into account a fuel film dynamic in each cylinder and a current engine state parameters – such as an engine speed, a cylinder air charge and engine temperature, was performed.

Due to developments of a control algorithm more precise fuel metering was achieved. Updated control algorithm includes a new two-component fuel film model, a new sub model of «combustion chamber» temperature and a new sub model of a cylinder air charge. An additional program module with «observer»-function was incorporated into control model, this makes extending of a working range on a fuel cut-off mode. Il. 3. Bibliogr. 5 names.

**UDC 621.43**

**Pylyova T.K., Turchin V.T. Development the theoretical non-stationary models of engines loading for machines of various assignment** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 125-131.

Questions of reception a file of non-stationary transients of theoretical model of operation the engine are considered. Non-stationary models of operation the engines of various technological assignment are developed. For increase of profitability of calculations the sizes of the saved up damages without loss of their accuracy techniques of elimination the insignificant modes are offered. Tabl. 6. Bibliogr. 10 names.

**UDC 621.1.018**

**Polivjanchuk A.P., Zubov S.V. Perfecting's Cogs of a measuring complex for emission estimation of firm particles** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 133-137.

The essence and efficacy of improvements of a measuring complex for monitoring mass particulate emissions with

exhaust gases of diesels are described. Tabl. 1 Il. 5. Bibliogr. 5 names.

**UDK 004.4: [621.4+681.78]**

**Trunov O.M. Software for determination of fuel and exhaust gases consistency by spectrogram data** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 137-141.

The features of algorithm construction of the definition of fuel and exhaust gases structure, principles of system's construction and software functioning are considered. . Il. 1. Bibliogr. 9 names.

**UDC 629.113**

**Oksen E.I., Tsokur V.G., Oksen D.E. Research of features of signals of acoustic emission, arising up in kinematics pairs of engine during work with the dynamics loading** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 141-146.

The method of measuring and calculation of numeral indexes of acoustic signals arising up in the kinematics pairs of combustion engine is resulted. Influence of resonance frequencies of sensor and viscosity of greasing on amplitude-frequency descriptions of the fixed acoustic signals is set. . Il. 7. Bibliogr. 4 names.

**UDC 621.181:662.9**

**Kanilo P.M., Kolupaev I.N., Kostenko K.V. Thermochemical preparation coal in SHF-Plasma.** The technique of assessing the dispersion of coal particles through statistical analysis of electronic microscopy images was proposed // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 147-149.

Pieces of coal were received at the plant which is designed to study SHF-plasma technology of ignition and of coal combustion. Effectiveness of plasma technology fragmentation and conversion of coal fuel was demonstrated. . Il. 4. Bibliogr. 5 names.

**621.43.01**

**Tropina A.A. The mathematical modeling of arc discharge interaction with turbulent gas flow** // Internal combustion engines. – 2007. – № 1. – P. 150-157.

The mathematical model of direct current arc at atmospheric pressure and low currents has been proposed. The main regularities of low temperature plasma interaction with turbulent gas flow have been set, which are necessary for the determination of heat and electrical characteristics of the industrial plasmatrons and for the recommendations producing on their practical use. . Il. 7. Bibliogr. 9 names.



Исполнилось **80 лет** со дня рождения доктору технических наук, профессору кафедры двигателей внутреннего сгорания НТУ «ХПИ»

**Шокотову Николаю Константиновичу.**

Свой трудовой путь Н.К. Шокотов начал в 1943 году на фронтовых дорогах. С 1950 года студент ХПИ, окончил институт с отличием в 1955 году. Обучался в аспирантуре, стал достойным учеником проф. Н.М. Глаголева.

В 1962 Н.К. Шокотов защитил кандидатскую диссертацию. После защиты диссертации начал свой педагогический путь – ассистент, старший преподаватель, доцент кафедры ДВС ХПИ. В 1978 году Н.К. Шокотов защитил докторскую диссертацию на тему: «Термодинамические основы оптимизации перспективных тепловозных и судовых дизелей». С 1980 года профессор кафедры ДВС. Профессор Н.К. Шокотов подготовил и на высоком уровне читал лекции по

фундаментальным курсам «Теория двигателей внутреннего сгорания», «Прикладная теория колебания», «Техническая термодинамика», проводил научные исследования по совершенствованию тепловозных, судовых и тракторных дизелей. Им опубликовано более 150 научных трудов, подготовлено 3 доктора и 13 кандидатов технических наук.

Николай Константинович всегда являлся примером талантливого, принципиального ученого, воспитателя молодежи.

От всей души поздравляем Николая Константиновича Шокотова с юбилеем. Желаем отменного здоровья, творческих успехов, благополучия.

*Редколлегия*



Генеральному конструктору, доктору технических наук, профессору

**Строкову Александру Петровичу – 60 лет!**

С 1971 года после окончания ХПИ по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» А.П. Строков более 30 лет работал в Головном специализированном конструкторском бюро по двигателям средней мощности (ГСКБД). Прошел путь от инженера-исследователя до Генерального конструктора.

А.П. Строков внес значительный вклад в создание форсированных дизелей СМД для энергонасыщенных тракторов, высокопроизводительных комбайнов, грузовых автомобилей, автобусов и другой техники. Основное внимание в научно-технической деятельности уделял совершенствованию топливopодpающей аппаратуры и рабочего процесса быстроходных дизелей, улучшению их топливной экономичности и показателей токсичности за счет повышения эффективности смесеобразования. В 1980 году А.П. Строков защитил кандидатскую диссертацию, в 1995 году – докторскую диссертацию. В 2000 году А.П. Строкову было присвоено ученое звание профессора.

За период своей творческой деятельности А.П. Строковым опубликовано более 100 научных и методических работ, среди них 12 авторских свидетельств и патентов на изобретение, 7 учебников. При его непосредственном участии создано и внедрено в производство семейство малолитражных дизелей для автотракторной техники и средств малой механизации.

Поздравляем Александра Петровича с юбилеем, желаем крепкого здоровья, счастья и больших свершений.

*Редколлегия*

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння  
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальний за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку      Формат 60x84 1/8. Папір офсетний.  
Гарнітура Times.Різо-друк. Ум. друк. арк. 8      Обл.-вид.  
арк. Наклад. 300 прим. Зам. № 18/08 Ціна договірна

Надруковано