

ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал

1'2012

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

Госиздание

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

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Главный редактор

А.П. Марченко, *д. т. н., проф.*

Заместители главного редактора

С.В. Епифанов, *д. т. н., проф.*

И.В. Парсаданов, *д. т. н., проф.*

Ответственный секретарь

И.В. Рыкова, *к. т. н.*

С.А. Алехин, *к. т. н.*

У.А. Абдулгазис, *д. т. н., проф.*

Ф.И. Абрамчук, *д. т. н., проф.*

А.В. Белогуб, *д. т. н., доц.*

Д.О. Волонцевич, *д. т. н., доц.*

А.Л. Григорьев, *д. т. н., проф.*

Ю.Ф. Гутаревич, *д. т. н., проф.*

В.Г. Дьяченко, *д. т. н., проф.*

С.А. Ерощенко, *д. т. н., проф.*

А.И. Крайнюк, *д. т. н., проф.*

А.С. Куценко, *д. т. н., проф.*

В.И. Мороз, *д. т. н., проф.*

В.И. Пелепейченко, *д. т. н., проф.*

В.А. Пылев, *д. т. н., проф.*

А.Н. Пойда, *д. т. н., проф.*

А.П. Строков, *д. т. н., проф.*

Б.Г. Тимошевський, *д. т. н., проф.*

Н.А. Ткачук, *д. т. н., проф.*

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

Ю.Е. Драган

Анализ исследований гидродинамических процессов в электрогидравлических форсунках дизелей. 3

С.А. Ерощенко, В.А. Корогодский, А.А. Каграманян, А.Н. Врублевский, О.В. Василенко, С.В. Обозный

Экспериментальные исследования двигателя с искровым зажиганием и непосредственным впрыскиванием топлива при работе на бензо-этанольной смеси. 8

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

Выбор параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4ЧНА-1 8,8/8,2 в условиях моторного стенда. 10

С.П. Кулманаков, В.А. Синицын, О.В. Дробышев

Исследование структуры и динамики развития топливной струи для традиционного и биотоплива при использовании различных систем топливоподачи. 13

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

Моделирование та дослідження робочого циклу бензинового двигуна. Частина 2. Розрахунок, експеримент, аналіз. 19

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

Выбор степени сжатия и давления наддува газового двигателя средней мощности с искровым зажиганием. 23

В.Н. Бганцев, В.П. Мараховский

Анализ показателей работы дизеля по замкнутому циклу в составе когенерационной установки. 26

D.E. Samoilenko

Simulation of Diesel Engine and Variable Geometry Turbocharger (VGT) with Vaneless Turbine Volute. 29

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

А.В. Тринёв, В.И. Калантай

Расчетное моделирование оптимального теплового состояния гильзы цилиндра быстроходного дизеля. 35

И.Н. Москаленко

Разработка измерительной системы малых перемещений для экспериментальных исследований динамики поршня ДВС. 41

А.А. Прохоренко

Прецизионный электронный регулятор для дизеля с аккумуляторной топливной системой. 45

А.А. Лисовал, А.В. Вербовский

Всерезимный электронный регулятор дизеля колесного транспортного средства. 49

В.Г. Дьяченко, О.Ю. Линьков, А.И. Воронков, И.Н. Никитченко

Обоснование и выбор параметров газоздушных трактов двигателя внешнего сгорания. 53

АДРЕС РЕДКОЛЛЕГИИ

61002, г. Харьков, ул. Фрунзе, 21

НТУ «ХПИ», кафедра ДВС

Тел. (057)707-68-48, 707-60-89

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

dvs@kpi.kharkov.ua

<i>А.В. Белогуб, В.А. Пылев, А.А. Зотов, Е.А. Глибко</i>	
Геометрическое 3-d моделирование автомобильных компонентов на примере моделирования поршня.	56
<i>В.П. Матейчик, М.П. Цюман, В.А. Николаенко</i>	
Доцільність застосування комбінованого регулювання потужності поршневого бензинового двигуна з відключенням частини циліндрів.	62
<i>Н. А. Иващенко, Л.В. Грехов, Чжао Цзяньхуэй</i>	
Методика расчета быстродействующего привода управляющего клапана топливopодающей аппаратуры.	65
<i>А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная</i>	
Влияние режимов разгона на нагруженность подшипников коленчатого вала ДВС.	70
<i>В.А. Романов, Н.А. Хозенюк</i>	
Комплексное моделирование нагруженности картера и коренных подшипников коленчатого вала дизельного двигателя.	76

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

<i>А.Н. Кондратенко, А.П. Строков, А.Н. Авраменко</i>	
Моделирование тепло- и массообменных процессов в фильтре твердых частиц отработавших газов дизеля. Часть 1: модернизация конструкции фильтра и дополнение базы данных по свойствам пористого тела.	82
<i>А. А. Грабовский, И.И. Артемов</i>	
Способ повышения экономических и экологических показателей поршневых двигателей.	88
<i>А.П. Поливянчук</i>	
Методика и экспериментальная установка для исследования процесса теплоотдачи в трубопроводе разбавления отработавших газов дизеля воздухом (туннеле)	93

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

<i>В.И. Алёхин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов</i>	
Анализ влияния технологических дефектов на прочность литых тонкостенных поршней ДВС.	96
<i>К.Н. Осипов, Е.Л. Первухина, Ю.Л. Рапацкий</i>	
Совершенствование методики приемосдаточных испытаний ДВС.	99

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

<i>Д.Ю. Иванов, К.В. Важенин, П.А. Чулкин</i>	
Оценка технического состояния турбокомпрессора ТКР-7Н двигателя КамАЗ-740 без демонтажа.	104
<i>О.О. Осетров, С.С. Кравченко, Ю.О. Климець</i>	
Аналіз можливості використання синтетичного газового палива в стаціонарному двигуні 11ГД100М.	109
<i>В.В. Шпаковский</i>	
Повышение ресурса работы гильз цилиндров дизеля K6S310DR.	116
<i>В.В. Матвеевко, В.А. Пылев, А.Н. Клименко, А.А. Котуха</i>	
Оценка ресурсной прочности поршня в САПР с учетом эксплуатационных режимов работы двигателя.	120

ГИПОТЕЗЫ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ

<i>Н.Э. Тернюк, В.В. Бушинов</i>	
Направленный синтез систем топливopитания двигателей, работающих на металлизированном топливе.	124
<i>В.С. Кукис, В.А. Романов, Ю.А. Постол</i>	
Особенности рабочего процесса дизеля с пневматическим распыливанием топлива.	131

ИСТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ, ЛИЧНОСТИ, ЮБИЛЕИ

<i>Г.В. Павлова, Л.П. Семененко</i>	
Опальный граф Доррер.	139
<i>Е.В. Белоусов, Н.Н. Кобяков</i>	
К 100-летию спуска на воду первого в мире океанского теплохода «Зеландия»	143
<i>И.В. Рыкова</i>	
XVI международный Конгресс двигателестроителей.	150
РЕФЕРАТЫ ОПУБЛИКОВАННЫХ СТАТЕЙ.	151

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2012. – №1. – 164с.

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

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

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

АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ ФОРСУНКАХ ДИЗЕЛЕЙ

Введение

Аккумуляторные топливные системы дизелей получают всё более широкое распространение. Они оснащаются электрогидравлическими форсунками (ЭГФ) с электронным управлением, которые позволяют за счет изменения фаз и продолжительности открытия иглы распылителя регулировать углы опережения впрыскивания и цикловые подачи топлива.

Эти форсунки имеют камеру гидроуправления, расположенную выше плунжера-мультипликатора запирающего, связанного за одно целое со штангой и иглой распылителя. Камера гидроуправления через входной жиклёр соединена с аккумулятором топлива, давление которого автоматически поддерживается на оптимальном уровне электронным блоком управления. С аккумулятором также постоянно связана подводящим каналом подыгольная камера. Площадь поперечного сечения плунжера-мультипликатора превышает площадь дифференциальной площадки иглы распылителя, поэтому при равенстве давлений топлива в этих камерах обеспечивается гидравлическое запирающее действие иглы распылителя.

Для осуществления цикловой подачи топлива в цилиндр дизеля по команде электронного блока управления включается электромагнитный клапан (ЭМК), открывающий отверстие выходного жиклёра камеры гидроуправления. Эффективное проходное сечение выходного жиклёра должно превышать такое же сечение входного жиклёра. Поэтому при открытии клапана давление топлива в камере гидроуправления падает, и игла открывает проход топлива к сопловым отверстиям.

Конструктивный анализ аккумуляторных топливных систем, их достоинства и недостатки, а также методы проектирования топливоподающих систем и устройств управления топливоподачей отечественных и зарубежных дизелей наиболее полно представлены в монографиях [1-3].

В этих работах обращается внимание на то, что конструкция и параметры ЭГФ для обеспечения работоспособности, а тем более эффективности, требуют оптимизации. Это, прежде всего, относится к подбору эффективных проходных сече-

ний входного и выходного жиклёров камеры гидроуправления.

Формулирование проблемы

В работе [4] предложена методика математического моделирования электрогидравлических форсунок, в которой учитывается сжимаемость топлива не как усредненный параметр, а как функция от давления топлива. Математическое представление этой функции стало результатом экспериментального исследования сжимаемости дизельного топлива до максимального давления 160 МПа. В этой работе также обращается внимание на существенное влияние деформации штанги, мультипликатора запирающего и иглы на процесс топливоподачи. Это влияние учтено при моделировании.

Цель настоящей работы состоит в выявлении закономерностей влияния некоторых конструктивных параметров ЭГФ на гидродинамические процессы в гидравлических трактах форсунки. Для достижения цели предусматривается разработка и применение методики математического моделирования для поэлементного расчётного исследования этих процессов. Применение разработанной методики, в частности, направлено на определение рабочих диапазонов и оптимальных соотношений проходных сечений входных и выходных жиклёров камеры гидроуправления, а также на учёт влияния хода иглы с другими подвижными деталями на длительность её подъёма и, в конечном счёте, на долю цикловой подачи в этот период.

Математическое моделирование расходов топлива через жиклёры

Поэлементный подход к исследованию гидродинамических процессов базируется на классических уравнениях мгновенного баланса топлива в гидравлических трактах форсунки, предложенных И.В. Астаховым, и на уравнениях динамики подвижных её частей.

Мгновенный баланс топлива в камере управления ЭГФ при открытии ЭМК описывается дифференциальным уравнением [5]:

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

где β – коэффициент сжимаемости топлива, 1/Па; V_z – объем камеры гидроуправления, м³; P_z – давление топлива в камере гидроуправления, Па; t – время, с; Q_{az} и Q_{z0} – расходы топлива через входной и выходной жиклёры, соответственно, м³/с; f_z – площадь поперечного сечения плунжера – мультипликатора запираания, м²; z – подъем иглы распылителя ЭГФ, м.

Для исследования гидродинамических процессов в камере гидроуправления уравнение (1) преобразовано к виду:

$$dt = \frac{\beta V_z * dP_z - f_z * dz}{Q_{az} - Q_{z0}}, \quad (2)$$

Знаменатель уравнения (2) представляет собой разность расходов топлива через входной и выходной жиклёры. Эти расходы являются функцией давления топлива в камере гидроуправления P_z и зависят от эффективных проходных сечений входного $\mu F_{вх}$ и выходного $\mu F_{вых}$ жиклёров:

$$Q_{az} = \mu F_{вх} * \sqrt{\frac{2}{\rho_t} (P_a - P_z)}, \quad (3)$$

$$Q_{z0} = \mu F_{вых} * \sqrt{\frac{2}{\rho_t} (P_z - P_0)}, \quad (4)$$

где P_a и P_0 – соответственно давление топлива в аккумуляторе и атмосферное давление ($P_0 = 101,3$ кПа); ρ_t – плотность дизельного топлива (в расчётах принято $\rho_t = 850$ кг/м³).

Знаменатель в уравнении (2) вычисляется по формулам (3) и (4). На рисунке 1 приведены графики расходов топлива через выходной жиклер (верхний график), через входной жиклер (средний график) и их разность (нижний график).

Применение метода наименьших квадратов для аппроксимации массива данных на рисунке 1 в интервале давлений от 5 до 70 МПа привело к полиному третьей степени:

$$y = -1,25 * 10^{-28} * x^3 + 1,753 * 10^{-20} * x^2 - 1,437 * 10^{-12} * x + 1,646 * 10^{-6}; \quad (5)$$

где $y = Q_{az} - Q_{z0}$, м³/с; $x = Pz$, Па; $R^2 = 0,999$ – достоверность аппроксимации.

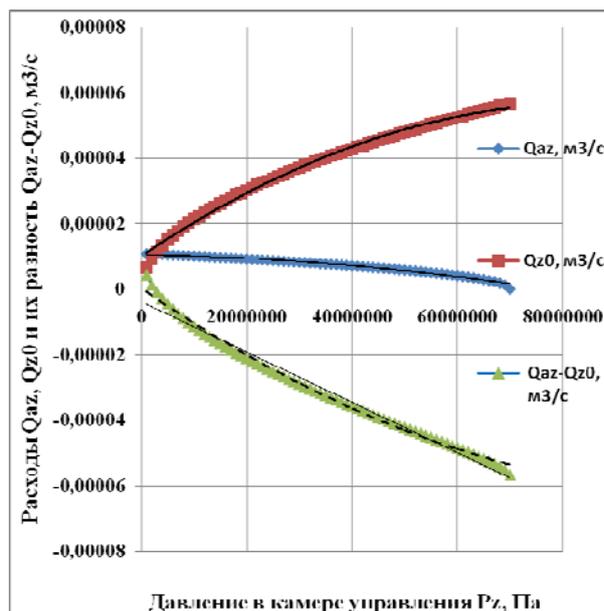


Рис. 1. Расходы топлива через входной Q_{az} , выходной Q_{z0} жиклёры и их разность $Q_{az} - Q_{z0}$ в м³/с при давлении в аккумуляторе, равном 70 МПа; $\mu F_{вх} = 0,0268$ мм²; $\mu F_{вых} = 0,14$ мм²

Для решения первой из поставленных задач – определения рабочих диапазонов и оптимальных соотношений эффективных проходных сечений входных и выходных жиклёров камеры гидроуправления – намечены следующие ограничивающие условия:

- интервал значений отношений $\mu F_{вх} / \mu F_{вых}$ равен 0,04 – 0,5;
- для реализации этого условия интервал значений эффективных проходных сечений входных жиклёров принят $\mu F_{вх} = 0,005 - 0,07$ мм² при фиксированном значении выходного жиклёра $\mu F_{вых} = 0,14$ мм²;
- давление топлива в аккумуляторе $P_a = 70$

МПа для возможности сопоставления результатов расчёта с имеющимися экспериментальными данными.

В качестве критерия оптимальности отношения $\mu F_{вх} / \mu F_{вых}$ принята минимальная задержка подъёма иглы распылителя ЭГФ после включения ЭМК. Эта задержка влияет на быстродействие форсунки, она обозначена временем t_0 . Для её определения дифференциальное уравнение (2) преобразуется к виду (т.к. при закрытой игле её подъём $z=0$):

$$dt = \frac{\beta V_z * dP_z}{Q_{az} - Q_{z0}} \quad (6)$$

Коэффициенты при дифференциале dP_z в числителе уравнения (6) учитывают влияние давления P_z в камере гидроуправления на сжимаемость топлива β и на изменение объема V_z этой камеры вследствие деформации штанги и других подвижных частей форсунки. Эти коэффициенты представлены следующей функцией [4]:

$$\beta V_z = 7,062 * 10^{-43} P_z^3 + 2,293 * 10^{-34} P_z^2 - 2,0096 * 10^{-25} P_z + 3,698 * 10^{-17} \quad (7)$$

Решения дифференциального уравнения (6) для принятого интервала значений жиклёров получены в Mathcad с последующей обработкой массива результатов в Excel и с их аппроксимацией методом наименьших квадратов. Для рассмотренного выше примера (рис. 1) получена функция $t = f(P_z)$:

$$t = -4,799 * 10^{-28} * P_z^3 + 7,372 * 10^{-20} * P_z^2 - 4,286 * 10^{-12} * P_z + 0,000101 \quad (8)$$

Достоверность аппроксимации этого уравнения составила $R^2 = 0,995$. Среднее значение погрешности (в интервале давлений $P_z = 70$ -5 МПа) равно -0,8%. Для этого примера расчётное время $t_0 = 35,3$ мкс, оно соответствует давлению в камере гидроуправления $P_{z0} = 23,47$ МПа, при котором начинается подъём иглы.

На рисунке 2 подведены итоги выполненным расчётам.

Наибольшее быстродействие ЭГФ по параметру t_0 соответствует минимуму графика $t_0 = f(\mu F_{вх} / \mu F_{вых})$, значение которого равно 0,07 для рассмотренного интервала отношений эффективных проходных сечений жиклеров.

Хотя правая граница рассмотренного интервала находится в зоне работоспособности ЭГФ, уровень быстродействия форсунки в этом случае вдвое ниже оптимального уровня.

Таким образом, интервал отношений эффективных проходных сечений входных к выходным жиклёрам от 0,04 до 0,5 обеспечивает работоспособность ЭГФ. Оптимальное значение этого отно-

шения равно 0,07, а оптимальное значение $\mu F_{вх} = 0,01$ мм².

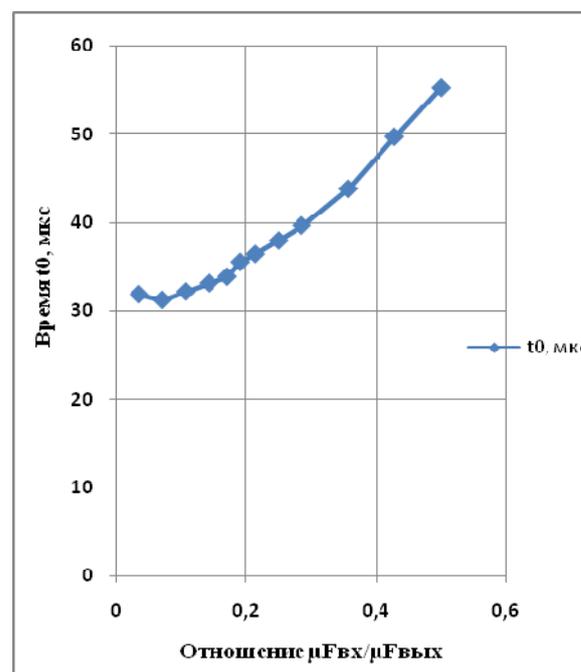


Рис. 2. Задержка начала подъёма иглы распылителя ЭГФ (t_0 , мкс) в зависимости от отношений эффективных проходных сечений входных к выходным жиклёрам

Математическое моделирование подъёма иглы распылителя

Вторая из поставленных задач – учёт влияния перемещения иглы с другими подвижными деталями на длительность её подъёма и, в конечном счёте, на долю цикловой подачи в этот период – вызвана следующими обстоятельствами.

Как следует из анализа дифференциального уравнения (2), на длительность процессов падения давления в камере гидроуправления влияет перемещение иглы z , но на перемещение иглы, в свою очередь, влияет изменение давления P_z в этой камере.

Для решения проблемы на предварительном этапе исследования определяется зависимость падения давления P_z от времени при закрытой игле ($z = 0$), а затем определяются зависимости скорости C_i и перемещения иглы z от предварительно полученной функции $P_z = f(t)$. На следующем этапе по уравнению (2) с учётом предварительного перемещения иглы $z = f(t)$ определяется уточненная функ-

ция $P_z = f(t)$. Далее на основе этой функции определяется уточненное значение скорости и перемещения иглы. Цикл может повторяться для получения асимптотического приближения к истинному результату.

Ниже приведен пример реализации этого подхода. Ускорение подвижных частей ЭГФ, включая иглу распылителя, штангу и плунжер-мультипликатор запириания, определяется в соответствии с принципом Д'Аламбера следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{dCi}{dt} = \frac{1}{M} * (P_f * f_i - P_z * f_z - A - B * z), \quad (9)$$

где Ci – скорость иглы и других деталей, м/с; M – масса подвижных частей ЭГФ, кг; P_f – давление в подыгольной камере, Па, которое в первом приближении можно принять равным давлению в аккумуляторе, т.е. $P_f = P_a$; f_i и f_z – соответственно, площади поперечного сечения направляющей части иглы распылителя и плунжера-мультипликатора запириания, m^2 ; A – сила затяжки пружины, прижимающей штангу и иглу к седлу в корпусе распылителя, Н; B – жесткость этой пружины, Н/м.

Для решения в Mathcad в уравнение (9) необходимо подставить функцию давления от времени ($P_z = f(t)$), которая определяется на том же массиве данных, что и выражение (8). В результате в первом приближении (при $z = 0$) определяется скорость, а затем и подъём иглы в функции времени ($R^2 = 0,999$):

$$z = 13446t^2 - 0,821t + 1 * 10^{-5}. \quad (10)$$

На втором этапе в уравнение (2) следует подставлять выражение для перемещения иглы z в функции не времени t , а в функции давления P_z . Это выражение получается в результате сопоставления двух функций: $P_z = f(t)$ и $z = f(t)$. В рассматриваемом примере ($R^2 = 0,966$):

$$z = -2,626 * 10^{-26} * P_z^3 + 1,536 * 10^{-18} * P_z^2 - 2,979 * 10^{-11} * P_z + 1,919 * 10^{-4}. \quad (11)$$

Значение числителя уравнения (2) при подъеме иглы ($z \neq 0$) с учётом уравнений (7) и (11) определяется по формуле:

$$\beta V_z dP_z - f_z * dz = (7,062 * 10^{-43} * P_z^3 + 6,325 * 10^{-31} * P_z^2 - 2,291 * 10^{-23} * P_z + 2,417 * 10^{-16}) * dP_z. \quad (12)$$

На рисунке 3 показано уточненное время падения давления топлива в камере гидроуправления (график $t-Pz-0.0268b$ при ($z \neq 0$)), рассчитанное с учетом подъема иглы распылителя. Для сравнения показан график $t-Pz-0.0268b$ при ($z = 0$), который соответствует результату предварительного расчёта и в котором не учитывался подъём иглы.

Анализ приведенных на рисунке 3 результатов свидетельствует о том, что уточненный расчёт, учитывающий подъём иглы распылителя, выявил замедление времени падения давления в камере гидроуправления с момента начала подъёма иглы и других подвижных деталей.

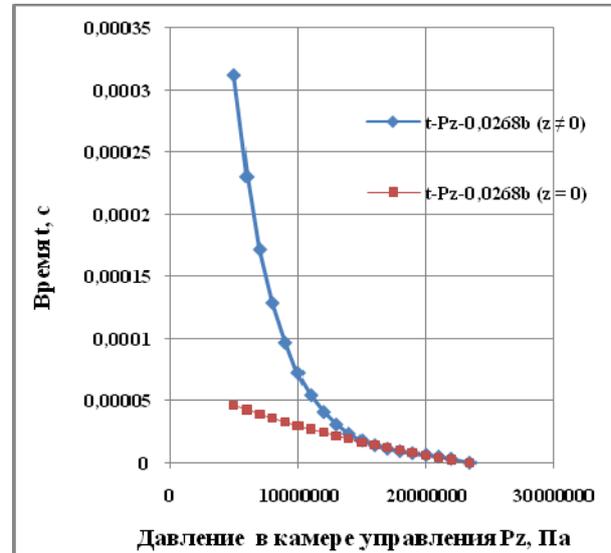


Рис. 3. Время в функции процесса падения давления в камере гидроуправления:
 $t-Pz-0.0268b(z=0)$ – упрощенный расчёт;
 $t-Pz-0.0268b(z \neq 0)$ – уточненный расчёт, в котором учтено перемещение иглы распылителя и других подвижных деталей

Аппроксимация уточненного графика $t = f(P_z)$ для рассматриваемого примера представлена полиномом третьей степени ($R^2 = 0,997$):

$$t = -1,1418 * 10^{-25} * P_z^3 + 7,453 * 10^{-18} * P_z^2 - 1,3231 * 10^{-10} * P_z + 7,9053 * 10^{-4}. \quad (13)$$

Зависимость для упрощенного расчёта в этом же примере представлена формулой (8). Уравнение (13) является базой для уточненного цикла расчё-

тов скорости и подъёма иглы распылителя, в котором учитывается перемещение иглы.

На рисунке 4 показаны результаты уточненного и упрощенного моделирования подъёма иглы. Характерно, что с момента начала подъёма иглы распылителя $t_0 = 35,3$ мкс и до $t = 68$ мкс в рассмотренном примере наблюдается отставание подъёма иглы по результатам уточненного расчёта по сравнению с предварительным расчётом.

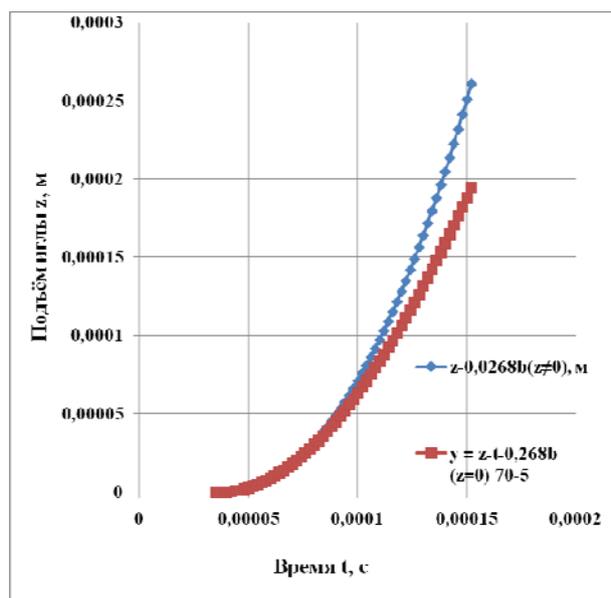


Рис. 4. Подъём иглы распылителя ЭГФ в зависимости от времени:

$z - t - 0,268b (z=0)$ – упрощенный расчёт;

$z - t - 0,0268b (z \neq 0)$ – уточненный расчёт, в котором учтено перемещение иглы распылителя и других подвижных деталей

Заключение

Предложен подход, основанный на поэтапном применении моделирования для сложных процессов. К объектам такого моделирования можно отнести гидродинамические процессы в гидравлических трактах форсунки.

В результате анализа выполненных расчетных исследований гидродинамических процессов в трактах ЭГФ установлено следующее:

- Работоспособность ЭГФ обеспечивается в интервале отношений эффективных проходных сечений входных к выходным жиклёрам от 0,04 до

0,5 при фиксированном значении площади выходного жиклёра, равном $0,14 \text{ мм}^2$. Оптимальное значение этого отношения по критерию быстродействия форсунки равно 0,07, а оптимальное значение $\mu F_{\text{вх}} = 0,01 \text{ мм}^2$;

- Уточненный расчёт, учитывающий подъём иглы распылителя, выявил замедление времени падения давления в камере гидроуправления с момента начала подъёма иглы и других подвижных деталей (рис. 3). Выявлено влияние перемещения иглы распылителя и других подвижных деталей ЭГФ на сам процесс их подъёма (рис. 4).

Такой подход следует распространить на моделирование цикловых подач топлива и выявление доли цикловой подачи при подъёме, посадке и нахождении иглы на упоре. В этом суть программы дальнейших работ.

Список литературы:

1. Грехов Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей : учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М. : Легион-Автodata, 2004. – 344 с.
2. Иващенко Н. А. Моделирование процессов топливоподачи и проектирование топливной аппаратуры дизелей / Н. А. Иващенко, В. А. Вагнер, Л. В. Грехов. – Барнаул – М. : Изд-во АлтГТУ им. И. И. Ползунова, 2002. – 166 с.
3. Габитов И. И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей : учебное пособие / И. И. Габитов, Л. В. Грехов, А. В. Неговора. – Уфа : Изд-во БГАУ, 2008. – 240 с.
4. Методика учета сжимаемости топлива и деформации штанги при математическом моделировании электрогидравлических форсунок / Ю. Е. Драган // Всеукраинский научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания». – 2007 г. – № 2. С. 35–39.
5. Астахов И. В. Подача и распыливание топлива в дизелях / И. В. Астахов, В. И. Трусов, А. С. Хачиян, Л. Н. Голубков. – М. : Машиностроение, 1971. – 359 с.

Bibliography (transliterated):

1. Grehov L. V. Toplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizelej : uchebnik dlja vuzov / L. V. Grehov, N. A. Ivawenko, V. A. Markov. – M. : Legion-Avtodata, 2004. – 344 s.
2. Ivawenko N. A. Modelirovanie processov to-plivopodachi i proektirovanie toplivnoj apparatury dizelej / N. A. Ivawenko, V. A. Vagner, L. V. Grehov. – Barnaul – M. : Izd-vo AltGTU im. I. I. Polzunova, 2002. – 166 s.
3. Gabbitov I. I. Tehnicheskoe obsluzhivanie i diagnostika toplivnoj apparatury avtotraktornyh dizelej : uchebnoe posobie / I. I. Gabbitov, L. V. Grehov, A. V. Negovora. – Ufa : Izd-vo BGAU, 2008. – 240 s.
4. Metodika ucheta szhimaemosti topliva i deformacii shtangi pri matematicheskom modelirovanii jelektro-gidravlicheskih forsunok / Ju. E. Dragan // Vseukrainskij nauchno-tehnicheskij zhurnal «Dvigateli vnutrennego sgoranija». – 2007 g. – № 2. S. 35–39.
5. Astahov I. V. Podacha i raspylivanie topliva v dizeljah / I. V. Astahov, V. I. Trusov, A. S. Hachijan, L. N. Golubkov. – M. : Mashinostroenie, 1971. – 359 s.

УДК 621.43.013

С.А. Ероценков, д-р техн. наук, В.А. Корогодский, канд. техн. наук, А.А. Каграманян канд. техн. наук, А.Н. Врублевский, д-р техн. наук, О.В. Василенко, инж., С.В. Обозный, инж.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ И НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВПРЫСКИВАНИЕМ ТОПЛИВА ПРИ РАБОТЕ НА БЕНЗО-ЭТАНОЛЬНОЙ СМЕСИ

Двигатель внутреннего сгорания является основным потребителем светлых топлив нефтяного происхождения. Поскольку запасы такого топлива ограничены, а производство ДВС, особенно транспортного назначения, непрерывно растет, то большинство исследований направлено на поиск как методов повышения топливной экономичности ДВС, так и поиск альтернативных видов топлив, включая возобновляемых [1,2].

Одним из методов развития топливной экономичности, в частности бензиновых ДВС является переход от внешнего смесеобразования (карбюраторные ДВС) на внутреннее (непосредственный впрыск топлива). Это особенно актуально для двухтактных двигателей с кривошипно-камерной или другими видами продувки цилиндра. При этом улучшаются и экологические показатели двигателя.

При реализации внутреннего смесеобразования для снижения расхода топлива усиливается либо обеднение бензо-воздушной смеси в цилиндре двигателя, либо ее расслоение.

Целью исследований являлось определение возможности работы двухтактного двигателя ДН-4М с непосредственным впрыском топлива и расслоением заряда на смесях бензина с этиловым спиртом и влияние состава такой смеси на основные экономические и экологические показатели. Исследования проводились экспериментальным методом при работе двигателя ДН-4М на стенде в лаборатории кафедры ДВС НТУ «ХПИ». Поскольку двигатель ДН-4М может так же являться силовой установкой для миниэлектростанции, то испытания проводились при работе по нагрузочной характеристике при $n=3000$ мин⁻¹. Испытываемые составы смесей приведены в таблице 1. Результаты исследований приведены на рис. 1, 2, 3.

Поскольку, затрачиваемая энергия на совершение работы при различном составе бензо-этанольной смеси будет отличаться по Q_n^p [3], то для оценки экономичности двигателя целесообразно учитывать расход теплоты топлива g_e'' (МДж/(кВт·ч)) (рис. 1).

Таблица 1. Испытываемые смеси бензина марки А80 и этилового спирта.

Смесь (бензин / спирт)	Бензин А80 % об.	Спирт экстра % об.
E10	90	10
E15	85	15
E20	80	20

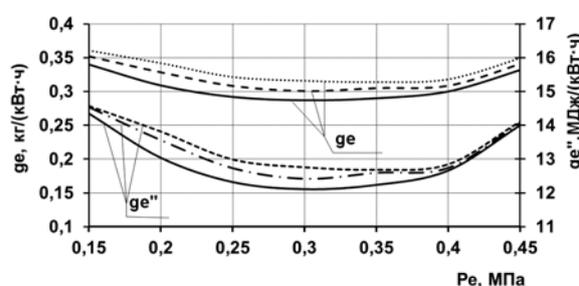


Рис. 1. Нагрузочные характеристики при $n=3000$ мин⁻¹ (g_e и g_e'' от P_e)

— E10; — · — E15; — · — E20

На рис. 1 видно, что, во-первых, лучшие показатели по экономичности (g_e и g_e'') обеспечиваются при работе на смеси E10; во-вторых, минимальные величины (g_e и g_e'') имеют место в диапазоне значений предела эффективного давления $P_e=0,2-0,3$ МПа; в-третьих, с ростом нагрузки P_e разница в величинах (g_e и g_e'') от состава смеси уменьшается; в-четвертых, минимальные значения (g_e и g_e'') обеспечиваются при $P_e=0,3$ МПа и равны, соответственно, для E10 – ($g_e=0,287$, $g_e''=12,111$), E15 – ($g_e=0,3$, $g_e''=12,42$) и E20 – ($g_e=0,316$, $g_e''=12,758$) где g_e в (кг/кВт·ч), а g_e'' в (МДж/(кВт·ч)). Повышение (g_e и g_e'') с ростом содержания спирта в смеси вызвано меньшей теплотой сгорания Q_n^p спирта, чем Q_n^p бензина.

На рис. 2 приведены значения коэффициента избытка воздуха в цилиндре $\alpha_{ц}$ и температуры отработавших газов $t_{ог}$ на той же нагрузочной характеристике. На рис. 2 видно, что, с одной стороны, характер изменения $\alpha_{ц}$ в зависимости от нагрузки P_e коррелируется с характером изменения g_e от

той же нагрузки P_e , т.е. меньшие значения g_e наблюдаются при больших величинах $\alpha_{ц}$; но, с другой стороны, порядок расположения кривых $\alpha_{ц}=f(P_e)$ в зависимости от состава смеси требует дальнейшего изучения.

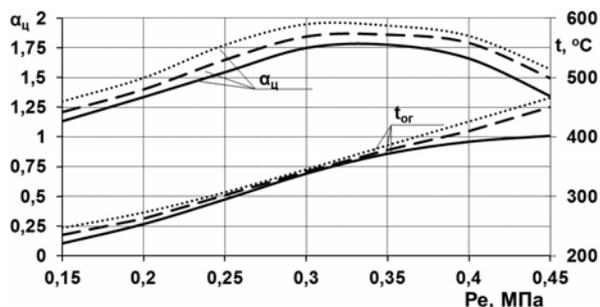


Рис.2. Нагрузочные характеристики при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ (α и t_{oz} от P_e)
 — E10; — . — E15; — — E20

В то же время полученные экспериментально значения средних коэффициентов избытка воздуха в цилиндре двигателя $\alpha_{ц}$ являются косвенным доказательством наличия расслоения топливо-воздушной смеси в цилиндре. Поскольку, если бы не было расслоения заряда, а смесь была бы однородной, то при значениях $\alpha_{ц} > 1,3 \div 1,35$, фронт пламени не распространялся по смеси, и двигатель бы не работал.

Характер изменения t_{oz} (рис. 2) не противоречит характеру изменения g_e (рис. 1), т.е. чем лучше экономичность, тем ниже t_{oz} .

Результаты экспериментального определения экологических показателей двигателя ДН-4М приведены на рис. 3.

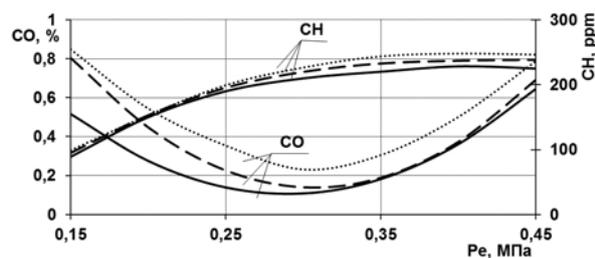


Рис.3. Нагрузочные характеристики при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$ (CO и CH от P_e)
 — E10; — . — E15; — — E20

Из рис. 3 видно, что по уровню выбросов CO и CH двигатель ДН-4М с непосредственным впрыском топлива и расслоением топливо-воздушного заряда при работе на всех испытуемых смесях бензина с этиловым спиртом обеспечивает выполнение требований Евро 6.

Выводы.

1. Для двухтактных двигателей с непосредственным впрыскиванием топлива и расслоением топливо-воздушного заряда при переходе на бензоэтиловые смеси обеспечивается устойчивая работа во всем диапазоне нагрузок без изменений регулировочных настроенных параметров.

2. При работе на бензоэтиловых смесях у таких двигателей обеспечиваются экономические и экологические показатели лучшие, чем у аналогичных двигателей с внешним смесеобразованием (карбюраторных) при работе на бензине [4].

Список литературы:

1. Смаль Ф.В. Эксплуатационно-технические свойства и применение автомобильных топлив, смазочных материалов и спецжидкостей / Ф.В. Смаль // Труды НИИАТ. М.: Изд-во НИИАТ. – 1989. – С. 53-66.
2. Оноприйко А.В. Этиловый спирт: получение, очистка, использование / А.В. Оноприйко, Н.А. Рябченко // Сборник трудов - СевКавГТУ. – 2001. – С. 68.
3. Гуцин С.Н. Расчеты горения топлив / С.Н. Гуцин, М.Д. Казяев // Учебное пособие. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 1995. – 48 с.
4. Ероценков С.А. Анализ экономических и экологических показателей двухтактного двигателя ДН-4М с карбюратором и непосредственным впрыском топлива / С.А. Ероценков, В.А. Корогодский, О.В. Василенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 70-76.

Bibliography (transliterated):

1. Smal' F.V. Jekspluacionno-tehnicheskie svojstva i primenenie avtomobil'nyh topliv, smazochnyh materialov i speczhidkostej. / F.V. Smal' // Trudy NIAT. M.: Izd-vo NIAT. -1989.- S. 53-66.
2. Onoprijko A.V. Jetilovyj spirt: poluchenie, ochi-stka, ipol'zovanie / A.V. Onoprijko, N.A. Rjabchenko // Sbornik trudov – SevKavGTU-2001.- S. 68.
3. Guwin S.N. Raschety gorenija topliv / S.N. Gu-win, M.D. Kazjaev // Uchebnoe posobie. Ekaterinburg: UGTU-UPI, 1995. 48 s.
4. Eroshhenkov S.A. Analiz jekonomicheskij i jekologicheskij pokazatelej dvouhtaktnogo dvigatelja DN-4M s karbjuratorom i neposredstvennym vpryskom topliva / S.A. Eroshhenkov, V.A. Korogod'skij, O.V. Vasilenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – Har'kov: NTU "HPI". – 2007. – №1. – S. 70-76.

А.В. Грицюк, д-р техн. наук, А.Н. Врублевский, д-р техн. наук, Г.А. Щербаков, инж.,
А.А.Овчинников, асп.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ АДАПТИВНОГО ЗАДАНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ 4ЧНА-1 8,8/8,2 В УСЛОВИЯХ МОТОРНОГО СТЕНДА

Введение и постановка задачи

Уменьшение среднеэксплуатационного расхода топлива автомобильным дизелем и удовлетворение норм экологических законодательств возможно только с учетом реальных условий его работы в составе транспортного средства. В этом случае необходимо добиваться рациональных параметров на характерных для эксплуатации режимах работы дизеля, которые, как показывают исследования [1], находятся далеко от номинального режима. Механизмы адаптивного задания цикловой порции топлива, а также угла опережения впрыскивания, в разделенной топливной системе непосредственного действия автомобильного дизеля позволит решить поставленную задачу. В КП «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению» для автомобильного дизеля 4ДТНА1 (4ЧНА-1 8,8/8,2) разработана и прошла отработку на безмоторном стенде [2] топливная аппаратура со связанной системой управления.

Следующим этапом работ является проведение моторных испытаний.

Цель данной работы – определить параметры топливоподачи, обеспечивающие эффективную работу автомобильного дизеля с наддувом и промежуточным охлаждением воздуха в условиях эксплуатации.

Для достижения данной цели необходимо:

- разработать методику и провести моторные испытания дизеля;
- провести анализ результатов испытаний, построить характеристические карты и получить экспериментально-расчётные зависимости параметров топливоподачи от частоты вращения коленчатого вала и давления наддува.

Объектом исследования является автомобильный дизель 4ДТНА1 с непосредственным впрыскиванием топлива, оснащенный разделенной топливной аппаратурой, в состав которой входит топливный насос высокого давления (ТНВД, рис. 1) с профилем кулачковой шайбы, обеспечивающим повышенную скорость перемещения плунжера на участке активного хода (2,86 м/с при частоте вращения кулачкового вала 1500 мин⁻¹). ТНВД

оборудован гидромеханическим регулятором, оснащенный комплексом корректоров:

- гидромеханическим и пневматическим корректорами цикловой подачи;
- гидромеханическим и пневматическим корректорами угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ, рис. 2).

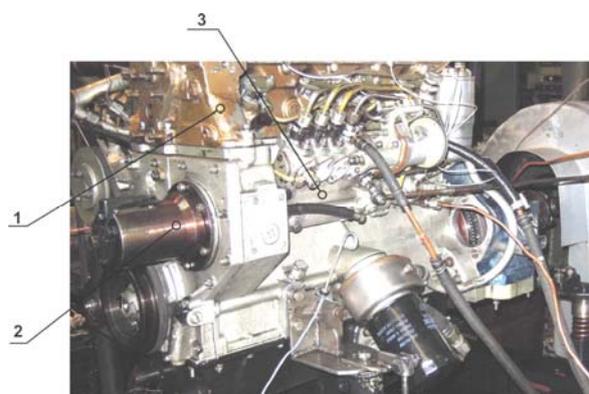


Рис. 1. Фрагмент дизеля 4ДТНА1, оборудованного технологическим углом:

- 1 – дизель в составе моторного стенда;
2 – технологический угол; 3 – ТНВД

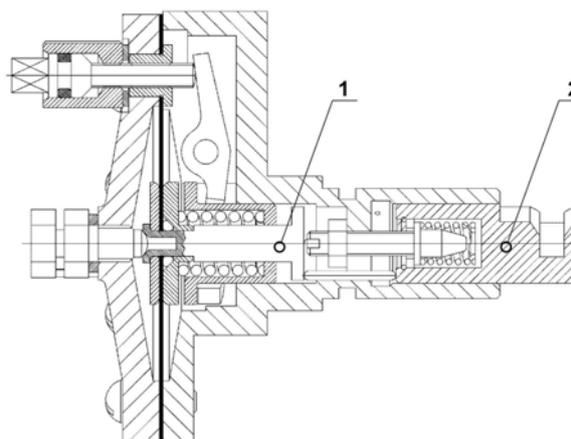


Рис. 2. Пневмогидравлический корректор угла опережения впрыскивания топлива:

- 1 – пневматический корректор УОВТ; 2 – топливный корректор УОВТ

Подробное описание комплексной схемы ТНВД и регулятора приведены в [2].

На дизель установлены закрытые форсунки с дифференциальным поршнем [3], обеспечивающие повышение давления впрыскивания и ступенчатую характеристику топливоподачи на режимах холостого хода и малых нагрузок.

Методика проведения испытания

На время проведения моторных испытаний дизель оснащался пьезодатчиками, регистрирующими давление газа в цилиндре и топлива у форсунки. При подготовке испытаний составлен ортогональный план двухфакторного эксперимента, в котором значения варьируемых параметров – частоты вращения коленчатого вала $n_{КВ}$ и давления наддува P_S , приведены в табл. 1.

Выбор УОВТ для режимов, заданных планом эксперимента, осуществлялся с помощью технологического угламена (см. рис. 1), позволяющего оператору изменять положение золотника плунжера насоса на работающем дизеле. Наилучшие значения $\Theta_{ВВР}$ приведены в табл. 1. Критерием при выборе $\Theta_{ВВР}$ являлись значения максимального давления сгорания, которые по условиям надежной работы дизеля 4ДТНА1 не должны превышать 14 МПа, а также температура отработавших газов. Для режимов холостого хода ($P_S = 0,1$ МПа) дополнительно ставилось условие минимизации шума, производимого двигателем. При этом мероприятиями по снижению шума являлись уменьшение $\Theta_{ВВР}$ и организация ступенчатого впрыскивания с помощью форсунки с дифференциальным поршнем.

Таблица 1. План-матрица и результаты экспериментального исследования

Точка	$n_{КВ},$ мин ⁻¹	$P_S,$ МПа	$\Theta_{ВВР},$ град. до ВМТ	$q_{ц},$ мм ³	$P_{ф},$ МПа
1	3600	0,19	26	15,1	50,5
2	3600	0,13	28	12,3	52,3
3	2400	0,19	21	23,2	40,0
4	2400	0,13	26	10,8	37,8
5	3000	0,16	23	9,1	36,9
6	4200	0,16	30	36,7	60,9
7	1800	0,16	22	32,8	50,1
8	3000	0,22	22	42,0	54,4
9	3000	0,1	28	10,3	35,6
10	4200	0,22	28	43,2	64,2
11	4200	0,1	32	18,6	53,1
12	1800	0,22	22	44,8	52,3
13	1800	0,1	20	8,4	39,0

Определение действительного $\Theta_{ВВР}$ и продолжительности впрыскивания топлива в цилиндр

дизеля во время испытаний производится, как правило, при помощи регистрации перемещения иглы форсунки. Организация измерения перемещения иглы в малогабаритной форсунке с дифференциальным поршнем – задача трудно выполнимая. Момент начала подачи топлива, а также продолжительность впрыскивания, в процессе испытаний определялись по кривой изменения давления топлива у штуцера форсунки ($P_{ф}$). Сопоставление величин геометрического и действительного УОВТ (рис. 3) подтверждает их положительную корреляционную связь (при коэффициенте корреляции 0,85). Такой характер зависимости объясняется особенностями формирования характеристики топливоподачи с помощью форсунки с дифференциальным поршнем [3].



Рис. 3. Положительная корреляционная связь действительного и геометрического угла опережения впрыскивания топлива

Определение давления впрыскивания

Зафиксированное в эксперименте давление у форсунки (рис. 4) на каждом режиме оказалось меньше значений, полученных при безмоторных испытаниях [2]. Объясняется это противодействием в цилиндре, отсутствующим в условиях безмоторных испытаний и влияющим на начало, продолжительность подачи и на давление впрыскивания.

Приведенная графическая зависимость $P_{ф} = f(n_{КВ}, P_S)$ показывает, что давление у штуцера форсунки, достигая максимума 73 МПа при $n_{КВ} = 4200$ мин⁻¹, в области средних нагрузок понижается до 52 – 40 МПа. Именно на этих режимах в данной топливной системе происходит формирование ступенчатого впрыскивания.

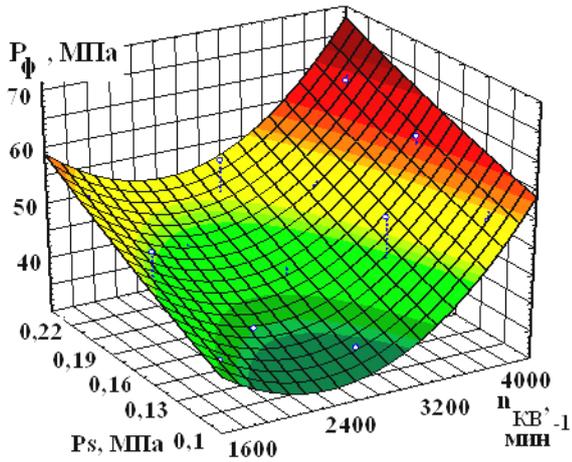


Рис. 4. Поверхность $P_\phi = f(n_{KB}, P_S)$

Определение параметров адаптивного задания топливоподачи

Полученные на основании данных табл. 1 графическая (рис. 5) и полиномиальная (1) зависимости $\Theta_{ВПР} = f(n_{KB}, P_S)$, показывают необходимый диапазон изменения геометрического УОВТ (20 – 34 град. п.к.в.), который должен быть обеспечен посредством пневмогидравлического корректора (см. рис. 2). Данный диапазон оказался по длительности идентичен приведенному в [2], но смещенным в сторону большего угла. Особо следует выделить область изменения n_{KB} 1600 – 2000 мин⁻¹, где геометрический УОВТ целесообразно устанавливать равным 22 град. п.к.в.

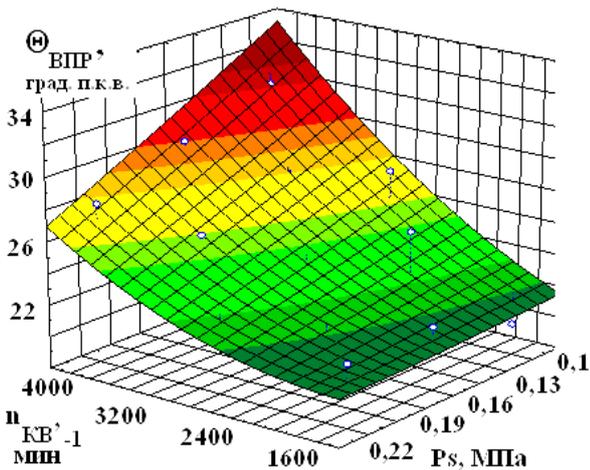


Рис. 5. Поверхность $\Theta_{ВПР} = f(n_{KB}, P_S)$

Зависимость рис. 6 позволяет проследить характер изменения геометрического $\Theta_{ВПР}$ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и выявить область, в которой необходима коррекция угла начала подачи от давления наддува. Такая об-

ласть наиболее выражена в диапазоне n_{KB} 2400 – 3000 мин⁻¹. Сгущение точек на краях данной кривой свидетельствуют о возможности отключения или минимизации влияния пневмокорректора на процесс установки УОВТ.

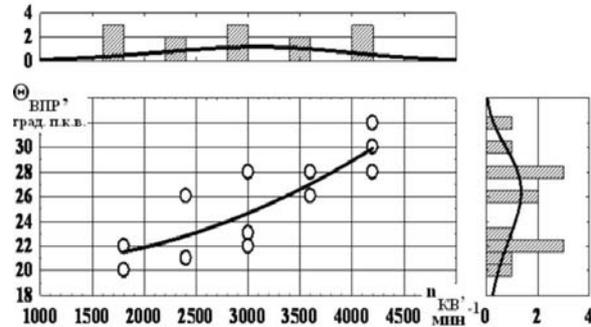


Рис. 6. Корреляционное поле с гистограммами зависимости $\Theta_{ВПР} = f(n_{KB})$

$$\Theta_{ВПР} = 17,19 + 0,0019 \cdot n_{KB} + 19,472 \cdot P_S + 7,3 \cdot 10^{-7} \cdot n_{KB}^2 + 14,43 \cdot P_S^2 - 0,0172 \cdot n_{KB} \cdot P_S, \quad (1)$$

Выявленные закономерности требуют изменения не только регулировочных параметров корректора УОВТ, но и установки в нем пружин с другими характеристиками.

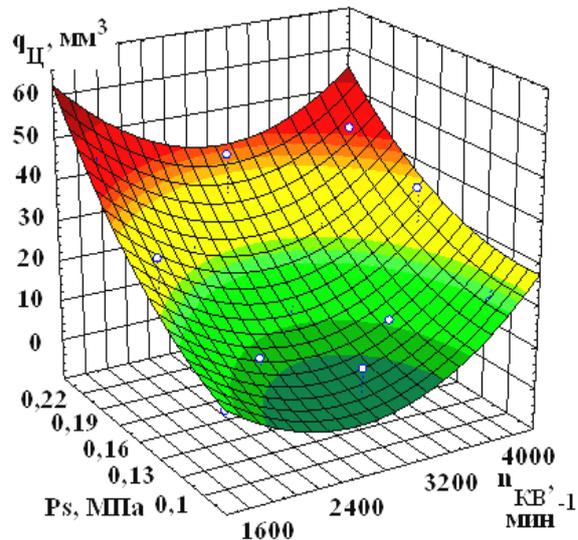


Рис. 7. Поверхность $q_c = f(n_{KB}, P_S)$

Зависимость $q_c = f(n_{KB}, P_S)$, графический (рис. 7) и полиномиальный (2) вид которой приведены, свидетельствует о реализации корректором подачи топлива необходимой в эксплуатации ха-

рактеристики. Полученная область ограничения топливоподачи (рис. 7) при n_{KB} 2000 – 3400 мин⁻¹ позволяет в указанном диапазоне частот вращения коленчатого вала снизить температуру и токсичность отработавших газов.

$$q_{Ц} = 63,1 - 0,0457 \cdot n_{KB} - 13,54 \cdot P_S + 9,03 \cdot 10^{-7} \cdot n_{KB}^2 + 1223,6 \cdot P_S^2 - 0,0464 \cdot n_{KB} \cdot P_S \quad (2)$$

Выводы

Моторные испытания подтвердили эффективность предложенного способа адаптивного задания параметров топливоподачи с использованием пневмогидравлических корректоров, установленных на ТНВД.

Повышение давления впрыскивания с 34 до 72 МПа за счет применения в топливной аппаратуре непосредственного действия форсунки с дифференциальным поршнем позволяет снизить удельный эффективный расход топлива. При этом необходимо обеспечить величины общего хода топливного корректора УОВТ и общего хода пневматического корректора УОПТ, эквивалентные изменению $\Theta_{ВВР}$ на 16 град. п.к.в.;

Бывшая точка наиболее рационального впрыска (3,0 - 3,5 мм хода плунжера), к которой привязывались калибр и топливный корректор УОВТ, должна быть отстроена на среднее положение рабочего хода поршня угломена. Среднее положение этого поршня (далее 0 град по безмоторному стенду) обеспечивается подбором жёсткостей пружин пневмокоректора при давлении топлива в системе регулятора частоты вращения ТНВД, соответствующее $n_{кул. вала} = 1200$ мин⁻¹ и $P_S = 0,15$ МПа.

УДК 621.436

С.П. Кулманаков, канд. техн. наук, В.А. Сеницын, д-р техн. наук, О.В. Дробышев, инж.

ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И ДИНАМИКИ РАЗВИТИЯ ТОПЛИВНОЙ СТРУИ ДЛЯ ТРАДИЦИОННОГО И БИОТОПЛИВА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ

Введение

История развития двигателей с воспламенением от сжатия, на сегодняшний день насчитывает уже более ста двадцати лет. Этот тип двигателей прошел сложный процесс эволюции от предложен-

ной Рудольфом Дизелем идеи компрессорного впрыскивания угольной пыли до современных высокооборотных машин, в которых воплощено множество достижений научно-технического прогресса.

Список литературы:

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион - Автодата, 2004. – 344 с.
2. А.В. Грицюк *Отработка топливной аппаратуры автомобильного малолитражного дизеля со связанной системой управления* / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2011. – №2. – С. 69 – 74.
3. *Разработка и исследование форсунки для двухфазного впрыскивания топлива в цилиндр высокооборотного дизеля* / А.Н. Врублевский, А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.В. Денисов // *Двигатели внутреннего сгорания*. – 2006. – №2. – С. 97 – 101.

Bibliography (transliterated):

1. Grekhov L.V. *Tplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizeley: uchebnyk dlja vuzov* / L.V. Grekhov, N.A. Ivashenko, V.A. Markov – M.: Legion-Autodata, 2004. – 344 s.
2. Grytsuk A.V. *Otrabotka toplivnoy apparatury avtomobilnogo dizelja so svjazannoy sistemoy upravlenija* / A.V. Grytsuk, A.N. Vrublevskiy, G.A. Sherbakov, A.A. Ovchinnikov // *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. – 2011. – №2 – S. 69 – 74.
3. *Razrabotka i issledovanie forsunki dlja dvuhfaznogo vpryskivaniya toplyva v cilindr vysokooborotnogo dizelja* / A.N. Vrublevskiy, A.V. Grytsuk, G.A. Sherbakov, A.V. Denisov // *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. – 2006. – №2 – S. 97 – 101.

Благодаря особенностям протекания рабочего процесса, двигатель с воспламенением от сжатия позволяет применять весьма широкий спектр топлива - от газообразного до твердого.

Новым этапом заинтересованности вопросом применения в двигателях топлив, отличных от традиционных нефтяных, стал поиск альтернативных источников горючего на фоне общего энергетического кризиса, начавшегося в конце 70-х - начале 80-х гг. прошлого столетия. В настоящее время большее внимание уделяется получению топлив из возобновляемых ресурсов (прежде всего на основе биомассы), что связано с общедоступностью источников сырья и приемлемыми экономическими показателями технологии получения.

Для традиционных механических систем впрыска при использовании новых топлив с увеличенными значениями вязкости и плотности значительно ухудшаются процессы распыливания и смесеобразования, вследствие чего наблюдается неполное сгорание, образование нагара и лаковых отложений.

В последнее время одними из наиболее перспективных для транспортных установок с дизелями считаются аккумуляторные системы топливоподачи, особенно в сочетании с электронным управлением процессом впрыскивания, что обеспечивает высокие давления впрыска, позволяет гибко управлять характеристикой топливоподачи, осуществлять многофазную подачу, в т.ч. и более эффективно использовать биотоплива.

При изучении процессов смесеобразования в дизелях для различных систем топливоподачи эффективными являются исследования динамики развития топливной струи и ее структуры методами оптической диагностики.

На кафедре ДВС АлтГТУ им. И. И. Ползунова были проведены исследования структуры и динамики развития топливной струи нефтяного и биотоплива при использовании различных систем топливоподачи. Результаты этого исследования рассмотрены ниже.

Экспериментальная установка

В настоящее время имеется значительное количество работ, посвященных исследованию топливной струи.

Методы измерения и контроля параметров топливной струи разделяются на контактные и бесконтактные, составляющие методы неразрушающего контроля. К контактным относятся методы,

основанные на размещении зонда в объеме исследуемого потока. Использование зонда вносит определенные искажения в процесс развития потока и, тем самым, снижает точность и достоверность полученных результатов. Однако, контактные методы широко используются в виду простоты их реализации. Использование термоанемометра или других зондов для измерения скоростных характеристик потоков распыленной жидкости мало перспективно в виду оседания капель жидкости и, как следствие, покрытие поверхности зонда пленкой жидкости. Так же не эффективно измерение дисперсного состава, ввиду слияния капель жидкости в пробоотборнике, и обеспечения представительности пробы. При контроле характеристик импульсных быстропротекающих потоков распыленной жидкости предпочтительнее оптические бесконтактные методы, относящиеся к неразрушающему контролю, способные контролировать характеристики потоков за малое время регистрации.

Бесконтактные методы основаны на измерении характеристик излучения, пронизывающего дисперсный поток частиц, либо излучаемого частицами. Бесконтактные методы позволяют определять несколько параметров потока одновременно, например скорость и размер частицы.

Методы оптической диагностики для определения параметров струи распыленного топлива востребованы в научных исследованиях, так как позволяют бесконтактно, в масштабе реального времени контролировать корневые углы, длину потока распыленного топлива, распределение массовой концентрации и спектра размеров капель по объему струи, ее геометрические размеры, скорость движения фронта и отдельных его объемов.

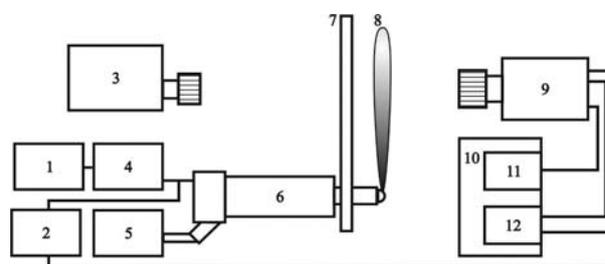


Рис. 1. Схема стенда скоростной видеосъемки для определения параметров топливной струи

В качестве объекта исследования были выбраны топливные струи дизельного топлива и рапсового масла (биотоплива). Производилось сравнение параметров топливных струй при использова-

нии топливной системы непосредственного действия (ТАНД) при давлении открытия иглы форсунки 27,5 МПа и аккумуляторной топливной системы "Common Rail" (CR) при давлении в аккумуляторе от 60 до 180 МПа.

Схема стенда скоростной видеосъемки изображена на рис. 1. Принцип работы: устройство управления работой двигателя УК-2 1 в заданный момент времени, соответствующий определенному положению коленчатого вала двигателя, подает импульс на блок управления 4, открывая электрический клапан форсунки высокого давления 6. В рампе 5 под заданным давлением (до 180 МПа) находится топливо, поступающее в распылитель форсунки 6 в момент открытия электроклапана. Импульс от электроклапана 4 одновременно поступает на блок синхронизации 2, который согласует уровни напряжений на форсунке с цифровой высокоскоростной видеокамерой Видеоспринт 9 и платой АЦП ЛА-1,5 РСІ 12, установленной в персональный компьютер 10. Таким образом, осуществляется синхронизация запуска работы видеокамеры с моментом переднего фронта импульса, поступающего на электроклапан форсунки. По кабелю контроллер-камера от видеокамеры 9 информационный сигнал передается в плату контроллера 11, также установленную в персональный компьютер 10. Кроме того, на АЦП ЛА-1,5 РСІ 12 подается сигнал момента экспозиции видеокамеры 9. Сигналы синхроимпульса от устройства синхронизации 2 и сигнал момента экспозиции видеокамеры 9 необходимы при определении времени записи заданного кадра в видеофильме, который регистрируется камерой 9 и записывается на персональный компьютер 10. Топливная струя 8, распыливаемая форсункой 6 движется вдоль поверхности экрана 7, с внутренней стороны которого располагается источник света 3 и блок питания.

Для регистрации изображения топливного факела топливной аппаратуры непосредственного действия использовалась синхронизация по внешнему синхроимпульсу – сигналу от пьезодатчика, установленного на линии высокого давления перед форсункой

Исследование скорости и длины топливной струи

Результаты полученных исследований изменения длины топливной струи приведены на рис. 2 и 3. Расчет длины топливной струи проводился по 14 кадрам для каждого давления впрыска. Каждая

точка получена как среднее значение по длине струи для 5-6 распылов.

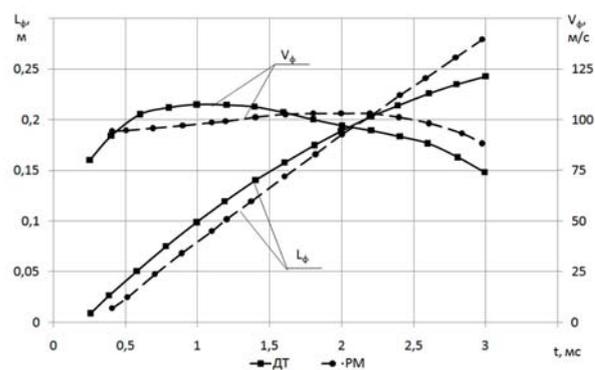


Рис. 2. Изменение длины факела L_f и скорости фронта факела v_f по времени для системы ТАНД

Анализируя характер изменения скорости фронта топливной струи, можно заметить следующее: для системы CR характерны более высокие начальная и максимальная скорость, по сравнению с ТАНД, однако при этом для системы CR наблюдается более интенсивное торможение фронта струи. Более высокая скорость и более интенсивное торможение струи для системы CR объясняется более высоким давлением и меньшими размерами капель.

При этом, время распада топливной струи для системы CR меньше, вследствие чего длина регистрируемых установкой топливных струй для обоих топливных систем приблизительно равна.

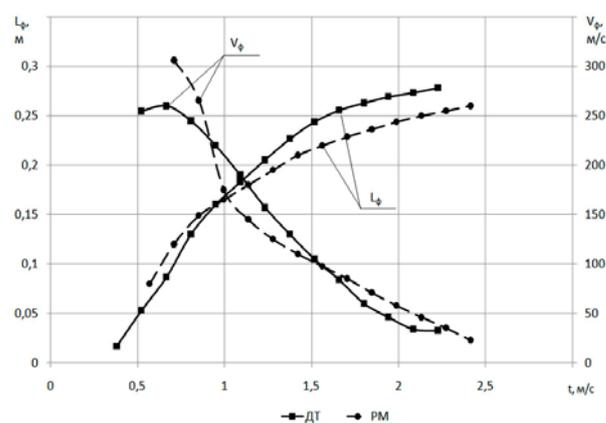


Рис. 3. Изменение длины факела L_f и скорости фронта факела v_f по времени для системы CR

Различие физико-химических свойств дизельного топлива и рапсового масла предопределяет разное протекание процесса истечения. Для системы ТАНД для рапсового масла характерно меньшее значение скорости струи, которая в дальнейшем остается почти постоянной. При этом скорость дизельного топлива в начальный момент больше,

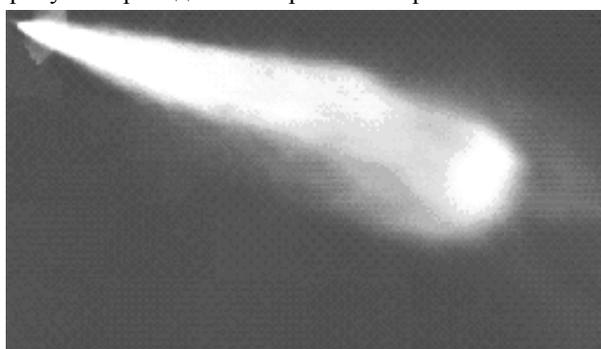
но далее происходит более интенсивное торможение. Для системы CR при применении рапсового масла характерна высокая начальная скорость, которая в короткое время резко падает, и затем замедление становится более пологим. Для нефтяного топлива характерно монотонное снижение скорости во всем диапазоне наблюдения.

Таким образом, переход на системы высокого давления обеспечивает более высокие скорости истечения, что приводит к интенсификации теплообмена между потоком воздуха и отдельными каплями; меньший размер капель способствует более быстрому распаду топливной струи. Данные факторы приведут к сокращению периода задержки самовоспламенения и интенсификации процесса сгорания.

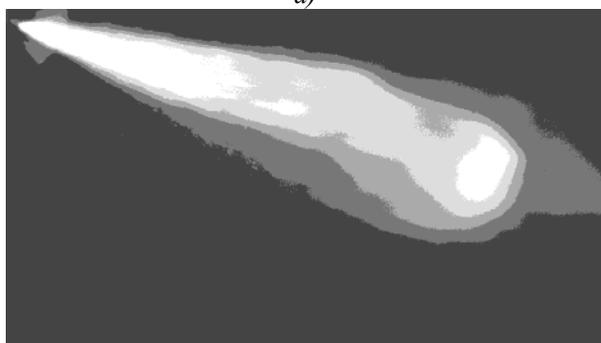
Исследование структуры топливной струи

Экспериментальные исследования динамики структуры топливной струи проводились по изменению яркостных зон.

Пример изображения процесса распыливания топлива приведен на рис. 4, где показано исходное изображение струи и яркостные зоны, выделенные программой ЭВМ на изображении методом пороговой сегментации. Для улучшения восприятия на рисунке приведено инверсное изображение.



а)



б)

Рис. 4. Пример изображения процесса распыливания топлива (изображение инверсное):
а) исходное изображение (время экспозиции 35,5 мкс, $T_k=0,3$ мс);

б) яркостные зоны, выделенные программой ЭВМ на изображении методом пороговой сегментации

Каждая точка получена обработкой изображений топливных струй по разработанной программе расчета площадей яркостных зон струи, которые измеряются на графиках в пикселях, либо приводятся в нормированном на площадь струи виде.

На рис. 5 приводятся площади яркостных зон струи дизельного топлива для системы ТАНД для 6 зон: 0-27; 28-55; 56-83, 84-111; 112-139 и 140-170 единиц яркости АЦП и общая площадь струи. Зона с яркостью 0-27 градаций яркости АЦП соответствует участку с высокой концентрацией топлива, как правило, в середине струи и в начале впрыска, пока топливная струя не начала активно распадаться. Зона с яркостью 140-170 соответствует участку с низким содержанием топлива.

Анализируя данные, приведенные на рис. 6, можно проследить изменение относительных площадей отдельных зон по времени.

Сравнивая графики для дизельного топлива и рапсового масла, можно увидеть, что для более тяжелого и вязкого рапсового масла наблюдается уменьшение общей площади струи на 25%, при этом для топливной струи рапсового масла характерна более высокая неоднородность зон. Если для струи дизельного топлива происходит пропорциональное и равномерное развитие всех зон, то для биотоплива характерно более плотное ядро струи (рис. 6 и 8).

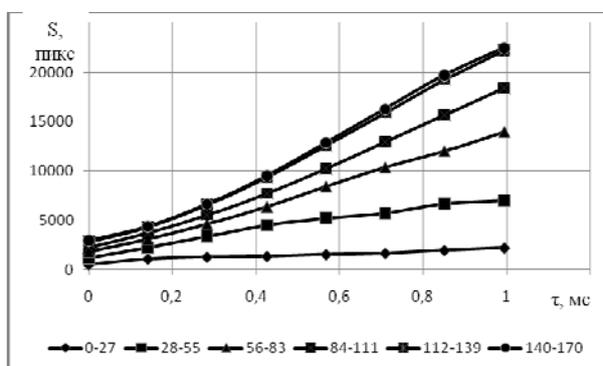


Рис. 5. Общая площадь топливной струи и распределение по яркостным зонам для топливной системы непосредственного действия при использовании дизельного топлива

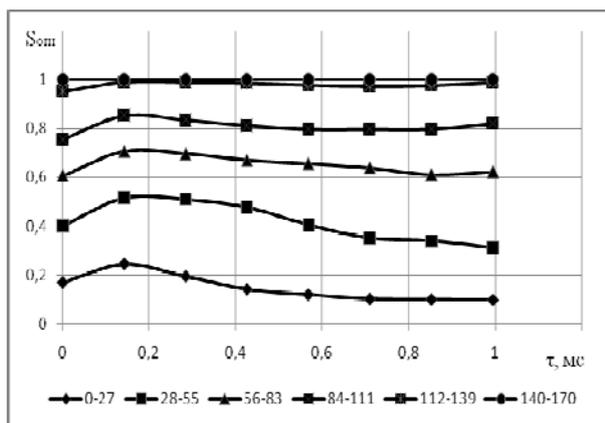


Рис. 6. Соотношение яркостных зон для топливной системы непосредственного действия при использовании дизельного топлива

Использование топливной аппаратуры аккумуляторного типа "Common Rail" (рис. 9-12) позволяет улучшить параметры топливной струи. Для приведенных графиков, снятых при давлении в системе 180 МПа, наблюдается увеличение площади топливной струи для дизельного топлива - на 25%, для рапсового масла наблюдается более значительный рост - на 48%.

Исследование влияния давления в системе CR показало, что струя с большим давлением впрыска имеет большую длину и начинает распадаться позднее, что наблюдается на графиках возрастанием во времени максимумов площадей градаций (80, 100, 120, 140 град.). Так для самой яркой зоны (160 град.) максимум находится в зоне распада струи, которая становится однородной по яркости с её дальнейшим уменьшением.

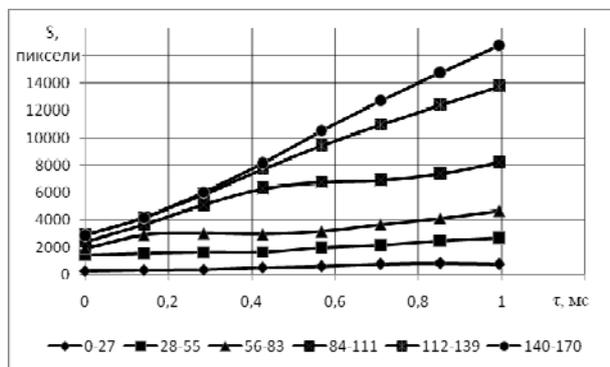


Рис. 7. Общая площадь топливной струи и распределение по яркостным зонам для топливной системы непосредственного действия при использовании рапсового масла

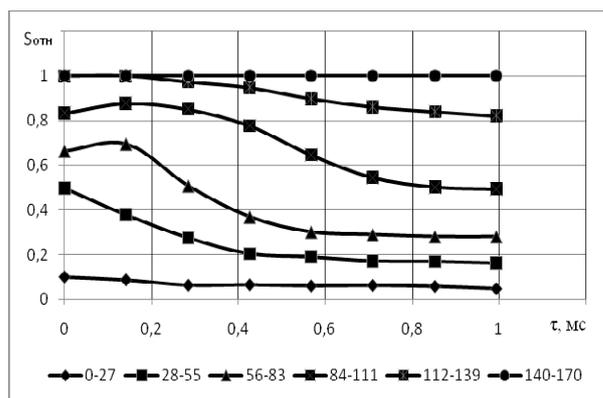


Рис. 8. Соотношение яркостных зон для топливной системы непосредственного действия при использовании рапсового масла

Результаты исследования показывают, что с увеличением давления впрыска в заданный момент времени возрастает и площадь струи. Причем площадь струи возрастает как за счет длины, так и за счет ширины. При этом график изменения площади топливной струи имеет нелинейный характер, аналогичный зависимости длины струи по времени для различных давлений.

Для системы "Common Rail" также характерно более быстрое разрушение топливной струи, что приводит к большей однородности. При этом уменьшаются относительные доли самых ярких и темных зон и возрастают доли с промежуточными значениями нормированной яркости.

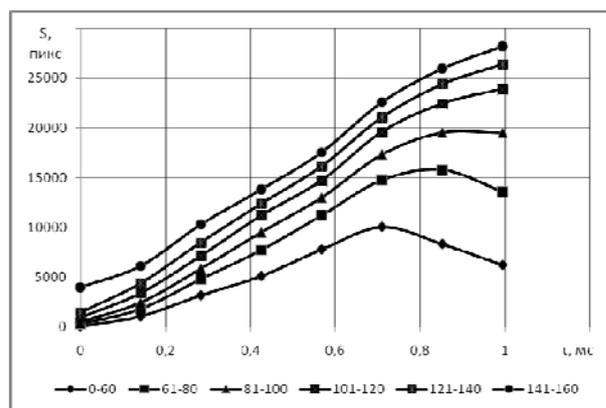


Рис. 9. Общая площадь топливной струи и распределение по яркостным зонам для топливной системы "Common Rail" при давлении 180 МПа и использовании дизельного топлива

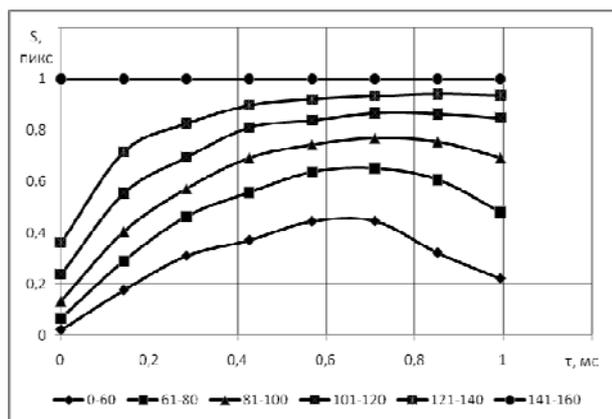


Рис.10. Соотношение яркостных зон для топливной системы "Common Rail" при давлении 180 МПа и использовании дизельного топлива

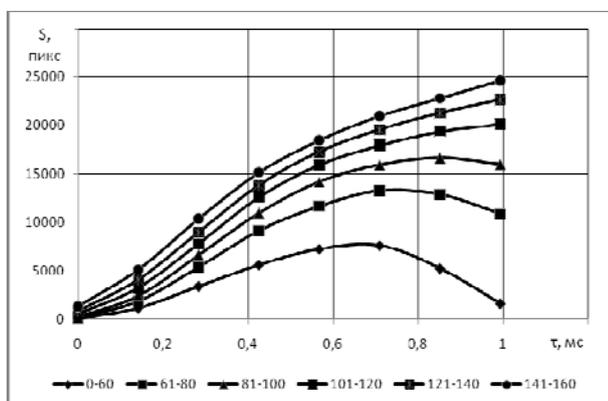


Рис.11. Общая площадь топливной струи и распределение по яркостным зонам для топливной системы "Common Rail" при давлении 180 МПа и использовании рапсового масла

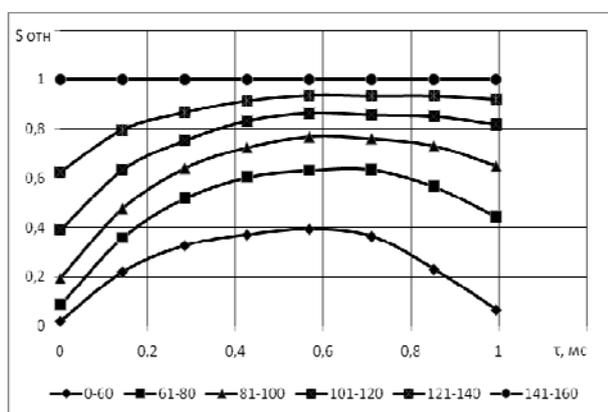


Рис.12. Соотношение яркостных зон для топливной системы "Common Rail" при давлении 180 МПа и использовании рапсового масла

Заключение

Проведенные исследования топливной струи показали, что использование аккумуляторной топливной системы "Common Rail", по сравнению с топливной аппаратурой непосредственного действия, позволяет обеспечить уменьшение размера капель топлива, увеличить скорости и площади топливной струи, снизить доли крайних диапазонов нормированной яркости площади, что свидетельствует о более однородной структуре топливной струи как для дизельного топлива, так и для более вязкого и тяжелого биотоплива.

Список литературы:

1. Еськов А.В. Экспериментальный комплекс и программа для изучения динамики развития и структуры топливной струи / А.В.Еськов, В.И.Иордан, С.И.Гибельгауз // Ползуновский Вестник. – 2010. – №1. – С. 170-174.
2. Кулманаков С.П. Сравнение параметров топливного факела и показателей рабочего процесса дизельного двигателя 1СН 13/14 с системой топливоподачи «Common Rail» / С.П. Кулманаков, Д.Д. Матиевский, А.В. Шашев, С.В. Яковлев, С.С. Кулманаков // Вестник академии военных наук. – №2 (35). – 2011. – С. 227-232.
3. Матиевский Д. Д. Результаты исследования рабочего процесса дизельного двигателя с аккумуляторной и штатной системами топливоподачи / Д. Д. Матиевский, А. В. Шашев, С. В. Яковлев, С. С. Кулманаков // Вестник академии военных наук. – №2 (35). – 2011. – С. 284-290.

Bibliography (transliterated):

1. Es'kov A.V. Jeksperimental'nyj kompleks i program-ma dlja izuchenija dinamiki razvitija i struktury toplivnoj strui / A.V.Es'kov, V.I.Iordan, S.I.Gibel'gauz // Polzunovskij Vestnik. – 2010. – №1. – S. 170-174.
2. Kulmanakov S.P. Sravnenie parametrov toplivnogo fakela i pokazatelej rabocheho processa dizel'nogo dvigatelja 1ChN 13/14 s sistemoj toplivopodachi «Common Rail» / S.P. Kulmanakov, D.D. Matievskij, A.V. Shashev, S.V. Jakovlev, S.S. Kulmanakov // Vestnik aka-demii voennyh nauk. – №2 (35). – 2011. – S. 227-232.
3. Matievskij D. D. Rezul'taty issledovanija rabocheho processa dizel'nogo dvigatelja s akkumuljatornoj i shtatnoj sistemami toplivopodachi / D. D. Matiev-skij, A. V. Shashev, S. V. Jakovlev, S. S. Kulmanakov // Vestnik akademii voennyh nauk. – №2 (35). – 2011. – S. 284-290.

УДК 621.43.056

М.І. Міщенко, д-р техн. наук, В.Г. Заренбін, д-р техн. наук, Т.М. Колеснікова, інж., Ю.В. Юрченко, інж., М.А. Підлісна, студ.

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА. ЧАСТИНА 2. РОЗРАХУНОК, ЕКСПЕРИМЕНТ, АНАЛІЗ

Вступ

У частині 1 [1] була розроблена математична модель розрахунку бензинового двигуна з різними методами регулювання навантаження, а саме за способами Аткінсона і Міллера.

Позначення та варіанти регулювання навантаження ті ж, що і в частині 1.

Авторами даної статті були виконані розрахунково-експериментальні дослідження впливу на основні показники чотиритактного бензинового ДВЗ таких методів регулювання навантаження, як спосіб Аткінсона й спосіб Міллера. У роботі аналізуються розрахунково-експериментальні дані по впливу зазначених способів регулювання навантаження двигуна на параметри робочого процесу.

Основна мета даної роботи, що є другим етапом вивчення робочого процесу бензинового чотиритактного двигуна при нетрадиційних способах регулювання навантаження, полягає в розрахунково-експериментальному дослідженні методів регулювання навантаження двигуна за способами Аткінсона й Міллера.

У даній статті практично неможливо привести повністю усі експериментальні та розрахункові результати. Тому тут приводяться та обговорюються тільки деякі, найбільш характерні залежності.

Опис експериментів

Перед виконанням розрахункових досліджень необхідно було експериментальним шляхом визначити ряд параметрів, що входять до математичної моделі двигуна.

Дослідження були проведені на експериментальному одноциліндровому чотиритактному двигуні в дослідницькій лабораторії АДІ ДВНЗ «ДОННТУ».

Опис дослідного стенда, випробувального обладнання й експериментального двигуна дано в роботах [2, 3, 4].

Експериментальний двигун має механізм газорозподілу (МГР) з верхнім підвісним розташуванням клапанів. Привід клапанів виконується безпосередньо від верхнього розподільного вала. Деталі МГР (клапани із пружинами, штовхачі та розподільний вал) були взяті від малогабаритного се-

рійного двигуна Briggs 91200. В експериментальному двигуні привід МГР від колінчастого вала здійснюється за допомогою розробленої системи проміжних валів з конічними та циліндричними шестернями.

Загальний вид двигуна показаний на рис. 1.

Розподільний вал (рис. 2) було допрацьовано для можливості встановлення змінних кулачків (одного або двох), а також для зміни фази впуску.

Для регулювання навантаження за способами Аткінсона і Міллера були виготовлені експериментальні впускні кулачки: два однакових кулачка (рис.3, а), які мають кутове зміщення φ_{At} відносно один одного, – для здійснення способу Аткінсона і шість з'єднаних кулачків різного профілю (рис.3, б) – для реалізації способу Міллера. Для контролю зміщення φ_{At} кулачків на їх тильових частинах нанесені мітки А і Б.



Рис. 1. Експериментальний двигун, встановлений на випробувальному стенді

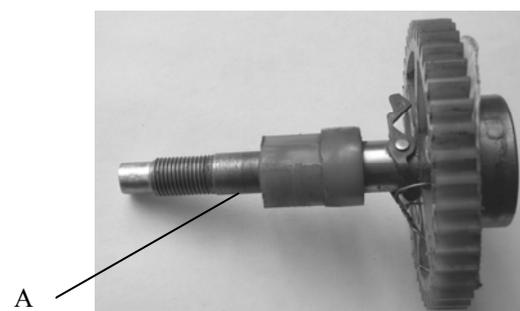


Рис.2. Розподільний вал:
А – місце установки експериментальних впускних кулачків

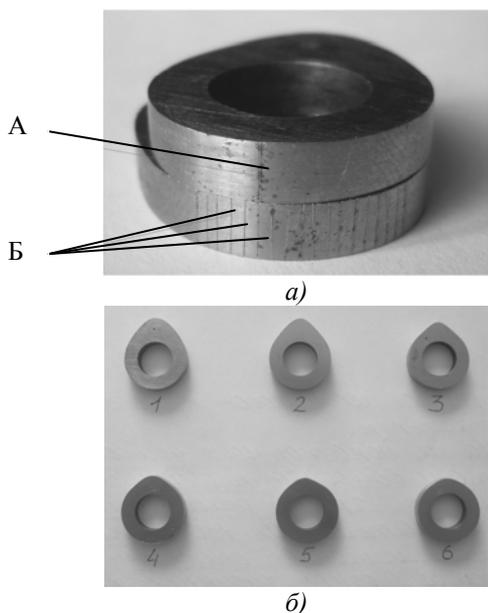


Рис. 3 - Впускні експериментальні кулачки: а – для реалізації способу Аткинсона (А, Б – мітки установки кута відносного зсуву кулачків); б – для реалізації способу Міллера

Регулювання навантаження за способом Аткинсона здійснювалась дискретно шляхом зміни взаємного кутового положення двох однакових кулачків. Для експериментальних досліджень способу Міллера навантаження двигуна задавалось послідовною зміною шести кулачків з різним профілем. Під час проведення дослідів за способами Аткинсона і Міллера встановлювався незмінний кут відкриття дросельної заслінки $\varphi_{др} = 100\%$.

Профілограми деяких кулачків, що забезпечують здійснення способів Аткинсона й Міллера, представлені на рис. 4.

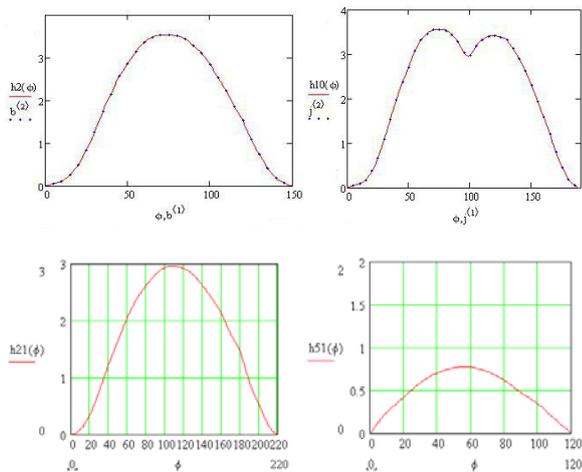


Рис. 4. Профілограми деяких експериментальних кулачків: а – для способу Аткинсона; б – для способу Міллера; \cdots - експеримент; $—$ - розрахунок

Експериментальні результати

Значення механічних втрат двигуна, одержані методом прокрутки, наведені на рис. 5, де помітний вплив способу регулювання навантаження. Ці дані побічно підтверджують вже добре відоме зростання насосних втрат в класичному ДВЗ з підвищення частоти обертання колінчастого вала.

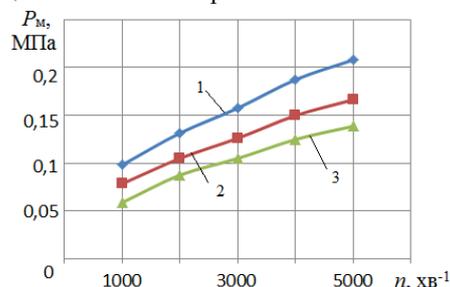


Рис.5. Вплив частоти обертання колінчастого вала на механічні втрати ($\alpha = 1$; $\varphi_{др} = 50\%$):

$S/D = 38/52$ мм; $\varepsilon = 9$; 1 – класичний спосіб; 2 – спосіб Міллера; 3 – спосіб Аткинсона

На рис. 6 і 7 показані навантажувальна та швидкісна характеристики двигуна при різних способах регулювання навантаження. Як і очікувалось, паливна економічність двигуна з дросельним регулюванням навантаження обумовлена, головним чином, втратою індикаторної роботи газів за цикл на газообмін.

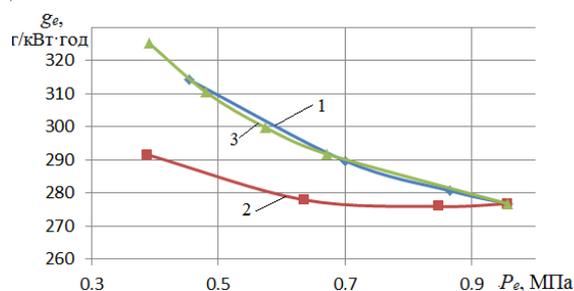


Рис.6. Експериментальна навантажувальна характеристика:

$\alpha = 1$; $n = 4000$ хв⁻¹; $S/D = 38/52$ мм; $\varepsilon = 9$; 1 – класичний спосіб; 2 – спосіб Аткинсона; 3 – спосіб Міллера

Розрахункові результати

Для профілограм експериментальних кулачків (рис. 4) попередньо одержана узагальнена емпірична формула залежності висоти підйому клапана $h_{вп}$ від кута повороту колінчастого вала φ , яка використана в математичній моделі, розроблений в АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

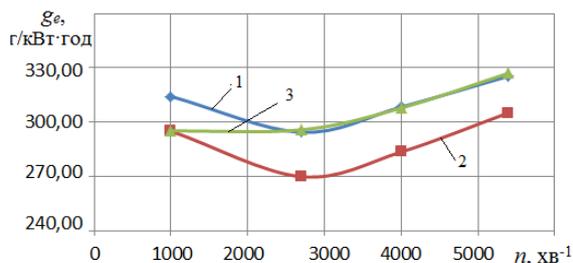


Рис. 7. Експериментальна швидкісна характеристика:

$\alpha = 1$; $\varphi_{op} = 50\%$; $S/D = 38/52$ мм; $\varepsilon = 9$; 1 – класичний спосіб; 2 – спосіб Аткінсона; 3 – спосіб Міллера

За допомогою математичної моделі були отримані швидкісні та навантажувальні характеристики двигуна, навантаження якого регулювалось за способами Аткінсона, Міллера та класичним способом.

Розрахунок швидкісних характеристик на часткових режимах роботи двигуна проводився при коефіцієнтах наповнення від $\eta_V = 0,38$ до $\eta_V = 0,97$.

Розрахунок навантажувальних характеристик проводився при частотах обертання колінчастого вала від 1000 до 5400 $хв^{-1}$.

Розрахункові залежності параметрів робочого циклу двигуна при двох нетрадиційних способах регулювання навантаження зображені на рис. 8 і 9. Там також для порівняння наведені дані для двигуна за класичним способом регулювання навантаження ($\varphi_{др} = var$).

Аналіз результатів

Можна убачати, що регулювання навантаження двигуна способом Аткінсона характеризується більш високими насосними втратами в усіх випадках.

Із отриманих даних випливає, що двигун, який працює за способом Аткінсона, має значну перевагу по економічності на режимах малих навантажень над класичним двигуном та двигуном за способом Міллера, що узгоджується з результатами досліджень інших робіт [5, 6, 7, 8].

Автори цих робіт стверджують, що при запізненому закритті впускного клапана покращення економічності двигуна здійснюється завдяки меншим насосним втратам. Однак з таким поясненням не можна погоджуватися, оскільки, як свідчать результати даної роботи, при регулюванні навантаження за способом Аткінсона насосні втрати $P_{нас}$ (рис. 8 і 9), навпаки, більші, ніж при інших способах регулювання навантаження.

Можна припустити, що найбільш імовірною причиною покращення економічності двигуна, який працює за способом Аткінсона, є вплив роботи процесу стиску на показники ДВЗ, яка у даному випадку має найменшу величину. Причиною зниження роботи стиску на часткових навантаженнях є зменшення ходу поршня в процесі стиску.

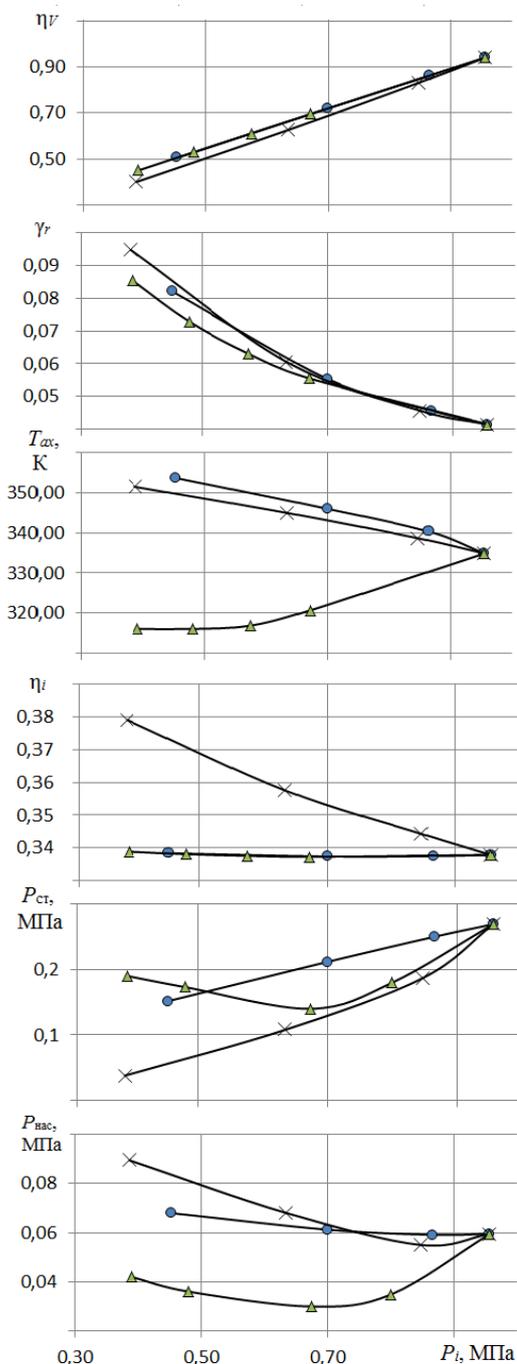


Рис. 8. Розрахункова навантажувальна характеристика:

$n = 4000$ $хв^{-1}$; $\alpha = 1$; • – класичний спосіб; x – спосіб Аткінсона; Δ – спосіб Міллера

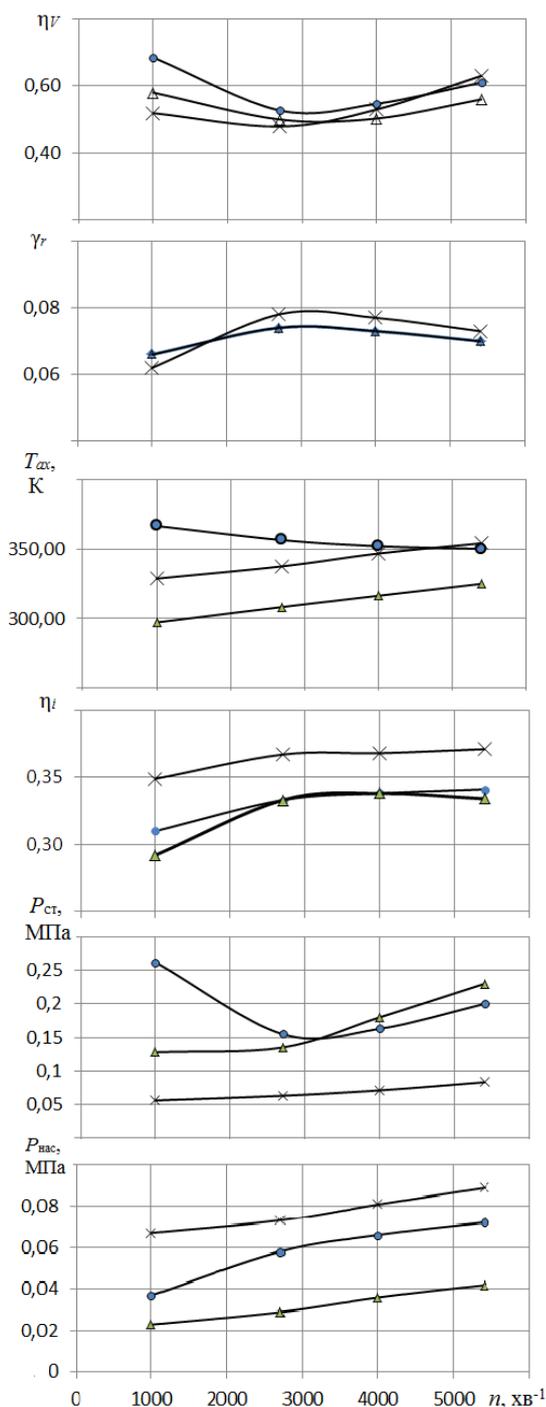


Рис.9. Розрахункова швидкісна характеристика:

$P_i = 0,5 \text{ МПа}; \alpha = 1$; • – класичний спосіб;
 x – спосіб Аткинсона; Δ – спосіб Міллера

Дійсно, в табл. 1, як приклад, приведені значення роботи стиску $L_{ст}$ при $P_i = 0,7 \text{ МПа}$ і $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$ для різних способів регулювання навантаження. Видно, що робота $L_{ст}$ для способу Аткинсона в середньому в 1,8 раза менша від класичного способу та способу Міллера. Робота насосних витрат у двигуні за способом Аткинсона більша на 11%

ніж у класичного способу та у 2 рази перевищує втрати роботи за способом Міллера, але сумарні втрати індикаторної роботи газів за цикл на процесі стиску і газообміну при способі Аткинсона значно нижчі (від 22 до 55%) у порівнянні з іншими двома способами регулювання навантаження.

Таблиця 1. Порівняння складових витрат індикаторної роботи газів за цикл в двигуні з різними способами регулювання навантаження

Втрати індикаторної роботи газів за цикл, Дж	Способи регулювання навантаження двигуна		
	Аткинсона	Міллера	Класичний (дроселюванням)
На газообмін, $L_{газ}$	-18,5	-9,49	-16,66
На процес стиску, $L_{ст}$	-29,37	-48,94	-57,52
Сумарні, $L_{сум}$	-47,87	-58,43	-74,18

Двигун, що працює за способом Міллера, не має суттєвих переваг по паливній економічності. Достоїнством такого двигуна є значне зниження температури T_{ax} наприкінці процесу впуску (рис. 8), що дає можливість ефективного застосування наддуву, а також застосування змінного ступеня стиску.

Висновок

Представлені результати показують, що поліпшення паливної економічності двигуна може бути отримане при регулюванні навантаження за способом Аткинсона в широкому діапазоні режимів роботи (навантаження від 20% до повного і частоти обертання колінчастого вала від $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ до номінальної).

При регулюванні навантаження автомобільного двигуна за способом Міллера необхідно, імовірно, застосування наддуву, а також застосування змінного ступеня стиску.

Список літератури:

1. Мищенко М.І. Моделирование та дослідження робочого циклу бензинового двигуна. Частина 1. Математична модель / М.І. Мищенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, О.В. Савенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – №1 – С. 35 – 39. 2. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 томах. Т.1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания / Мищенко Н.И. – Донецк: Лебедь, 1998. – 228 с. 3. Мищенко М.І. Експериментальні двигуни нетрадиційної конструкції / М.І. Мищенко, А.В. Хімченко, В.С. Новокрецьонов

// Матеріали міжнародної науково-техн. конф. "Проблеми транспорту та шляхи їх вирішення". – К.: УТУ. – 1997. – С. 119 – 120. 4. Розробка основ оптимального проектування безшатуного бензинового двигуна з змінним ступенем стиску; Отчет о НИР (заключит.) / АДИ ДонНТУ. – Д 13-06; № ДР 0106U001256; – Донецьк, 2008. – 126 с. 5. Ахтямов М.В. Три цилиндра и наддув [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.autoreview.ru/news/160/73097/> – 15.10. 2010 г. 6. David James Haugen. Performance and combustion effects of phased late intake valve closure on a two intake valve engine / For the degree of doctor of philosophy. – 1995. – 95 pp. 7. The development of automotive Miller cycle gasoline engine / Ikeda Tatsuji Hatamura Koichi, Nogami Takao, Matsuoka Hideki, Iguchi Yuichi // JSME News – 1995. – 6, № 1. – P. 11. 8. A Design and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing / Blakey S.C., Saunders R.J., Ma T.H., Shopra A. // "SAE Techn. Pap. Ser." – 1991. – № 910451 – 9 pp.

Bibliography (transliterated):

1. Miwenko M.I. Modeljuvannja ta doslidzhennja robochogo ciklu benzinovogo dviguna. Chastina 1. Matematichna model' / M.I. Miwenko, V.G. Zarenbin, T.M. Kolesnikova, Ju.V. Jurchenko, O.V. Savenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – №1 – S. 35 – 39. 2. Miwenko N.I. Netradicijnyje malorazmjerne dvigateli vnutrennego sgoranija. V 2 tomah. T.1. Teorija, razrobotka i ispytanie netradicijnyh dvigatelej vnutrennego sgoranija / Miwenko N.I. – Doneck: Lebed', 1998. – 228 s. 3. Miwenko M.I. Eksperimental'ni dviguni netradicijnoi kons-trukcii / M.I. Miwenko, A.V. Himchenko, V.S. Novokrew'o-nov // Materiali mizhnarodnoi nauko-ve-tehn. konf. "Problemi transportu ta shljahi ih virishennja". – K.: UTU. – 1997. – S. 119 – 120. 4. Rozrobka osnov optimal'nogo proektuvannja benzinovogo dviguna zi zminnim stupenem stisku; Otchet o NIR (zakljuchit.) / ADI DonNTU. – D 13-06; № DR 0106U001256; – Doneck, 2008. – 126 s. 5. Ahtjamov M.V. Tri cilindra i nadduv [Elektronnyj resurs] – Rezhim dostupa: <http://www.autoreview.ru/news/160/73097/> – 15.10. 2010 g. 6. David James Haugen. Performance and combustion effects of phased late intake valve closure on a two intake valve engine / For the degree of doctor of philosophy. – 1995. – 95 pp. 7. The development of automotive Miller cycle gasoline engine / Ikeda Tatsuji Hatamura Koichi, Nogami Takao, Matsuoka Hideki, Iguchi Yuichi // JSME News – 1995. – 6, № 1. – P. 11. 8. A Design and Experimental Study of an Otto Atkinson Cycle Engine Using Late Intake Valve Closing / Blakey S.C., Saunders R.J., Ma T.H., Shopra A. // "SAE Techn. Pap. Ser." – 1991. – № 910451 – 9 pp.

УДК 621.436.038

Ф.И. Абрамчук, д-р техн. наук, А.Н. Кабанов, канд. техн. наук, М.С. Липинский, инж.

ВЫБОР СТЕПЕНИ СЖАТИЯ И ДАВЛЕНИЯ НАДДУВА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

Введение

В двигателях с искровым зажиганием на режимах внешней скоростной характеристики максимальная мощность, как правило, ограничивается явлением детонации.

В газовом двигателе с искровым зажиганием средней мощности на данное явление больше всего влияют два фактора: степень сжатия ε и степень повышения давления при наддуве π_k . Как правило, выбор этих параметров осуществляется экспериментально.

Следовательно, расчётное определение оптимальных значений ε и π_k для ДВС такого типа в настоящее время является актуальной задачей.

Анализ литературных источников

В настоящее время для выполнения этой задачи создано ряд математических моделей.

Существует научное направление, которое сводит задачу моделирования возникновения детонации к расчёту периода задержки самовоспламенения несгоревшей топливно-воздушной смеси в цилиндре двигателя.

Так, в работе [1] предложено эмпирическое уравнение

$$\tau = X_1 \cdot p^{-X_2} \cdot \exp\left(\frac{X_3}{T_u}\right), \quad (1)$$

где p – давление в цилиндре двигателя в процессе сгорания, Па; T_u – температура смеси в несгоревшей зоне, К; X_1, X_2, X_3 – эмпирические коэффициенты.

Однако сведение моделирования детонации к расчёту только момента её возникновения после начала сгорания имеет ряд существенных недостатков. Например, существенную роль в процессе детонации играет её интенсивность: она может затухнуть непосредственно после её возникновения, либо же может продолжать нарастать.

Следовательно, для моделирования детонации желательнее использовать критерии, учитывающие не только момент возникновения детонации, но и её интенсивность.

В работе [2] предложено уравнение для расчёта так называемого «критического порога самовоспламенения», определяющего возникновение детонации в двигателе

$$I_K = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi_{IC}}^{\varphi_K} p^a e^{\left(\frac{b}{T_{ub}}\right)} d\varphi = const, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, c^{-1} ; p – давление, Па; e – основание натурального логарифма; φ – угол поворота коленчатого вала, град. пкв; a, b – эмпирические коэффициенты; φ_{IC} – угол начала сгорания; φ_K – текущий угол поворота коленчатого вала в процессе сгорания.

Использование зависимости (2) осложняется наличием в ней эмпирических констант.

В работе [3] учёными университета Калгари (Канада) предложен критерий детонации, учитывающий накопление энергии в несгоревшей зоне в процессе адиабатного сжатия смеси в ней

$$K_d = \frac{(h - h_{c'})}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1), \quad (3)$$

где $h_{c'}$ – удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг; h – удельная энтальпия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж/кг; H_u – низшая теплота сгорания топливовоздушной смеси, кДж/кг, x – доля выгоревшего топлива; ε – степень сжатия.

Так как для расчёта критерия детонации используется удельная энтальпия несгоревшей смеси, которая является функцией температуры, необходимо для определения последнего параметра использовать двухзонную модель процесса сгорания.

Использование данного критерия показало хорошие результаты при работе с малолитражным газовым двигателем [4], однако информация о влиянии давления наддува на значения K_d в научной литературе отсутствует.

Цель исследования

Целью данного исследования является анализ возможности применения критерия детонации K_d для анализа процесса детонации в газовых двигателях средней мощности с наддувом, а также выбор значений ε и π_k , обеспечивающих максимальное значение показателей мощности для такого типа ДВС (на примере двигателя 6ГЧН13/14).

Целью экспериментальной части исследования является опытное подтверждение результатов математического моделирования.

Экспериментальный стенд

На кафедре ДВС ХНАДУ было выполнено расчётно-экспериментальное исследование по выбору степени сжатия (ε) и давления наддува (π_k) для газового двигателя 6ГЧН13/14 с искровым зажиганием. Для выполнения экспериментальной

части исследования использовался стенд на базе газового двигателя с искровым зажиганием 6ГЧН13/14, оборудованного турбокомпрессором ТКР-9-12-07.

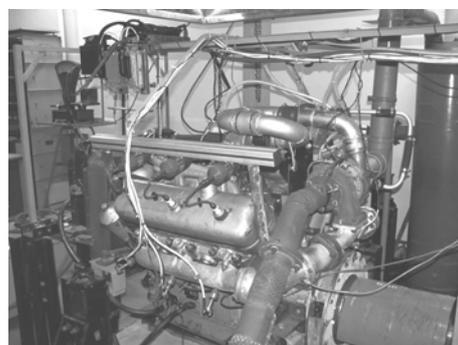


Рис. 1. Экспериментальный стенд

Стенд оснащён всеми приборами, необходимыми для определения показателей мощности, экономичности и токсичности двигателя.

Температура несгоревшей смеси в цилиндре определялась по методике обработки индикаторных диаграмм, разработанной на кафедре ДВС ХНАДУ под руководством доцента Талда Г.Б. [5].

Выбор режима для исследования

Максимум интенсивности детонации приходится на режим с максимальным значением η_v (режим максимального крутящего момента, для двигателя 6ГЧН13/14 это $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$), что сводит задачу выбора оптимальных значений ε и π_k к выбору данных параметров только для этого режима.

Как правило, на режиме максимального крутящего момента показатели рабочего процесса выбираются так, чтобы обеспечивать максимальное значение крутящего момента. Поэтому целью расчётного исследования является выбор такого сочетания ε и π_k , при котором крутящий момент на режиме $M_{\text{емax}}$ будет максимальным. Как правило, это обеспечивается при работе двигателя на пределе детонации, то есть при $K_{d\text{max}} \approx 1,5$.

Расчёт характеристики тепловыделения

Для расчёта характеристики тепловыделения использовалась уточнённая модель проф. И.И. Вибе с уравнениями для переменного показателя сгорания m_{var} и продолжительности сгорания φ_z , а также с уточнениями для газового двигателя средней мощности с наддувом, полученными в ходе исследований, результаты которых приведены в работе [6]

$$m_{\text{var}i} = 10.639 \cdot \bar{\varphi}_i \cdot A \cdot B \cdot C \cdot E \cdot F + J, \quad (4)$$

где

$$A = \frac{\theta + 18}{40}, \quad (5)$$

$$B = \alpha + 0,00025, \quad (6)$$

$$C = \frac{0,005 \cdot \eta_v + 0,005}{0,01}, \quad (7)$$

$$E = \frac{n + 1100}{3000}, \quad (8)$$

$$F = \frac{\pi_k + 0,001}{0,95}, \quad (9)$$

$$J = -28,025\bar{\varphi}_i^2 + 98,045\bar{\varphi}_i^3 - \dots \\ \dots - 156,86\bar{\varphi}_i^4 + 86,88\bar{\varphi}_i^5, \quad (10)$$

$\bar{\varphi}_i$ – относительный угол сгорания, $\bar{\varphi}_i = 0 \dots 1$; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; α – коэффициент избытка воздуха; η_v – коэффициент наполнения; θ – угол опережения зажигания, град. пкв до ВМТ; π_k – степень повышения давления при наддуве.

$$\varphi_z = 28,25(0,812\alpha - 0,045\theta + 13,223 \cdot 10^{-4}n - \dots \\ \dots - 0,1258\eta_v - 0,576(\pi_k - 1) + 0,512). \quad (11)$$

Для расчёта температур несгоревшей смеси уточнённая методика проф. И.И. Вибе дополнена двухзонной моделью процесса сгорания, описанной в работе [7].

Выбор диапазона варьирования параметров исследования

Так как давление наддува на двигателе 6ГЧН13/14 ограничено характеристиками турбокомпрессора ТКР-9-12-07, значение степени повышения давления наддува изменяется в пределах от $\pi_{k\min} = 1$ (наддув отсутствует) до $\pi_{k\max} = 1,45$ (максимально возможное значение степени повышения давления наддува для данной модели турбокомпрессора).

Диапазон изменения степени сжатия выбирался расчётным путём. Минимальное значение степени сжатия принято $\varepsilon_{\min} = 9$ (при таком значении ε обеспечивается бездетонационная работа двигателя при $\pi_k = 1,45$). Максимальное значение степени сжатия принято $\varepsilon_{\max} = 14$ (предварительные расчёты показали, что при таком значении ε двигатель работает с детонацией при $\pi_k = 1$).

Шаг расчётов был выбран $\Delta\pi_k = 0,05$ (10 уровней варьирования) и $\Delta\varepsilon = 0,2$ (21 уровень варьирования). Таким образом, для данного исследования требуется выполнение 210-ти расчётов.

Угол опережения зажигания θ , град. пкв до ВМТ, на каждом режиме выбирался так, чтобы обеспечивать максимальное значение M_e .

Коэффициент избытка воздуха во всех случаях на выбранном режиме составил $\alpha = 1,3$, так как его дальнейшее уменьшение требует внесения существенных изменений в конструкцию системы охлаждения из-за увеличения тепловой нагрузки на двигатель, а увеличение – к снижению его мощности.

Результаты исследования

Результаты выполненного расчётного исследования приведены на рис. 2.

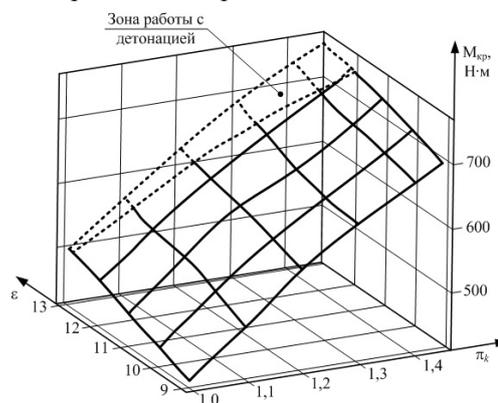


Рис. 2. Результаты расчётного исследования влияния ε и π_k на величину M_e на режиме $M_{e\max}$ в двигателе 6ГЧН13/14

Экспериментальная проверка полученных результатов проводилась на пяти режимах при $\varepsilon = 11,8$ и $\pi_k = 1; 1,1; 1,2; 1,3; 1,45$. Отклонение расчётных значений $K_{d\max}$ от экспериментальных в данном случае составило не более 5 %.

То есть, использование критерия детонации K_d позволяет с достаточной точностью выполнить расчёт возможности возникновения детонации в газовом двигателе средней мощности с искровым зажиганием, использующем наддув.

Из рис. 2 видно, что если от поверхности графика отделить зону работы с детонацией, то максимум крутящего момента ($M_e = 750$ Н·м) приходится на точку с координатами $\varepsilon = 11,8$ и $\pi_k = 1,45$.

Следовательно, степень сжатия $\varepsilon = 11,8$ в сочетании с $\pi_k = 1,45$ рекомендуется для использования в двигателе 6ГЧН13/14 как обеспечивающая наилучшие показатели мощности этого двигателя.

Выводы

1. Для моделирования детонации в газовом двигателе средней мощности с наддувом рекомендуется использовать критерий детонации K_d , пред-

ложенный учёными университета Калгари (Канада).

2. Исследование, выполненное с использованием данного критерия, показало, что в двигателе 6ГЧН13/14 с искровым зажиганием максимум крутящего момента ($M_e = 750$ Н·м) обеспечивается при $\varepsilon = 11,8$ и $\pi_k = 1,45$.

Список литературы:

1. Lindstrom F. *Empirical Combustion Modeling in SI Engines: thesis: MMK 2005:19 / F. Lindstrom. – Stockholm, 2005. – 126 p.* 2. Franzke D.E. *Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze: dissertation / Franzke D.E. – Munchen, 1981. – 210 p.* 3. Gao J. *Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: 115.01.02 / Gao Juan. University of Calgary, 1993. – 230 p.* 4. Кузьменко А.П. *Критерий детонации в газовом двигателе с высокоэнергетической системой зажигания / Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Кузьменко А.П., Липинский М.С. // Автомобильный транспорт. – №28. – 2011. – С. 37-42.* 5. Абрамчук Ф.И. *Новая автоматизированная система исследования и диагностирования автотракторных двигателей / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Пойда, А.А. Ефремов и др. // Автомобильный транспорт. – № 17. – 2005. – С.28–34.* 6. Абрамчук Ф.И. *Выбор и обоснование регулировочных параметров газового двигателя с наддувом, конвертированного из*

дизеля / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, М.С. Липинский и др. // Вестник НТУ ХПИ. – № 54. – 2011. – С. 18-26. 7. Абрамчук Ф.И. *Двухзонная модель процесса сгорания малолитражного газового двигателя с искровым зажиганием / Ф.И. Абрамчук, О.М. Кабанов, А.П. Кузьменко, М.С. Липинский, В.М. Муратов // Вісник національного транспортного університету. – № 23. – 2011. – С. 56-65.*

Bibliography (transliterated):

1. Lindstrom F. *Empirical Combustion Modeling in SI Engines: thesis: MMK 2005:19 / F. Lindstrom. – Stockholm, 2005. – 126 p.* 2. Franzke D.E. *Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze: dissertation / Franzke D.E. – Munchen, 1981. – 210 p.* 3. Gao J. *Knock Modelling in S.I. Engines: PhD thesis: 115.01.02 / Gao Juan. University of Calgary, 1993. – 230 p.* 4. Kuzmenko A.P. *Kriterij detonacii v gazovom dvigatele s vysokojenergeticheskoj sistemoj zazhiganiya / Abramchuk F.I., Kabanov A.N., Kuz'menko A.P., Lipinskij M.S. // Avtomobil'nyj transport. – №28. – 2011. – S. 37-42.* 5. Abramchuk F.I. *Novaja avtomatizirovannaja sistema issledovanija i diagnostirovanija avtotraktornyh dvigatelej / F.I. Abramchuk, A.N. Pojda, A.A. Efreinov i dr. // Avtomobil'nyj transport. – № 17. – 2005. – S. 28–34.* 6. Abramchuk F.I. *Vybor i obosnovanie regulirovochnyh parametrov gazovogo dvigatelja s nadduvmom, konvertirovannogo iz dizelja / F.I. Abramchuk, A.N. Kabanov, M.S. Lipinskij i dr. // Vestnik NTU HPI. – № 54. – 2011. – S. 18-26.* 7. Abramchuk F.I. *Dvozonna model' procesu zgorjannja malolitražnogo gazovogo dviguna z iskrovim zapaljuvannjam / F.I. Abramchuk, O.M. Kabanov, A.P. Kuz'menko, M.S. Lipin'skij, V.M. Muratov // Visnik nacional'noho transportnoho universitetu. – № 23. – 2011. – S. 56-65.*

УДК 621.43.068

В.Н. Бганцев, канд. техн. наук, В.П. Мараховский, инж.

АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ ПО ЗАМКНУТОМУ ЦИКЛУ В СОСТАВЕ КОГЕНЕРАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

Введение

Интерес к энергоустановкам с замкнутым циклом (ЗЦ) работы проявляется периодически. Во времена второй мировой войны дизельными энергоустановками (ДЭУ) с ЗЦ оснащались подводные суда и достаточно широко использовались Германией. В конце 80-х годов предыдущего столетия ДЭУ ЗЦ вновь становятся востребованными в связи с интенсификацией добычи полезных ископаемых с морского дна. Как источники электрической энергии они были выгоднее, чем электроснабжение подводного объекта с помощью электрического кабеля. В настоящее время, в связи с обострением экологических проблем, энергоустановки с ЗЦ работы рассматривают как безвыбросные источники энергии с накоплением продуктов от функционирования в специальных емкостях.

ДЭУ ЗЦ могут быть достаточно эффективно использованы как генераторы диоксида углерода для закачки его в малодобитные нефтяные сква-

жины с целью их активации. В этом случае ДЭУ представляет собой когенерационную установку, которая помимо генерации диоксида углерода, снабжает объект электрической и тепловой энергией, не оказывая при этом вредного воздействия на окружающую среду.

Данная работа посвящена исследованию показателей дизельного двигателя, работающего по ЗЦ и сравнению их с показателями при работе на атмосферном воздухе для возможности проведения оценки общей эффективности когенерационной установки.

Цель и постановка задачи

Целью данного исследования является экспериментальная оценка эффективности работы дизельного двигателя по ЗЦ с определением удельных показателей и параметров рабочего цикла.

В число основных задач входило:

- разработка мероприятий по обеспечению устойчивой работы дизеля по ЗЦ;

- снятие нагрузочных характеристик дизеля при работе по ЗЦ и на атмосферном воздухе;
- анализ полученных показателей работы дизеля применительно к когенерационной установке.

Результаты исследования

Экспериментальные исследования проводились на установке с дизельным двигателем 1Ч8,5/11 с номинальной мощностью 3,0 кВт, который мог работать как на атмосферном воздухе, так и по ЗЦ с использованием в качестве рабочего тела продуктов сгорания топлива. Схема установки приведена на рис.1 и представляет собой частный случай установки, описанной в [1]. С целью упрощения схемы применен электрический подогрев искусственной газовой смеси (ИГС) на впуске в дизель с помощью электрического нагревателя и ручная регулировка расхода кислорода в зависимости от расхода топлива дизелем. Это позволило отказаться от достаточно сложного, обогреваемого отработавшими газами, впускного ресивера и использования системы автоматического регулирования расхода кислорода.

При проведении испытаний прогрев дизеля осуществляли, когда он работал на атмосферном воздухе при открытых вентилях 3 и 15. Была также снята нагрузочная характеристика для возможности, в дальнейшем, провести сравнение результатов испытаний. Переход на ЗЦ работы осуществляли путем последовательного закрытия вентилях 3 и 15 и одновременно с этим включения подачи кислорода в контур циркуляции газовой смеси. ОГ дизеля, в этом случае, направлялись в охладитель 4, после которого из них в сепараторе 5 удалялась конденсированная влага. Избыточные продукты сгорания топлива в дизеле сбрасывались через клапан 7 за пределы установки. К оставшейся смеси через кислородный смеситель 9 добавлялся в необходимом количестве кислород и полученная ИГС перемещалась во впускной ресивер 14. После подогрева с помощью нагревателя 17 ИГС поступала в дизель.

В ходе проведения испытаний на каждом режиме нагрузочной характеристики измеряли расход топлива дизелем, расходы воздуха, ИГС и кислорода для соответствующих циклов работы, температуры

ОГ и на впуске в дизель, токсичность ОГ. В последнем случае для оценки токсичности ОГ использовали газоанализатор "АВТОТЕСТ-02-03П", обеспечивающий погрешность измерения $\pm 5\%$.

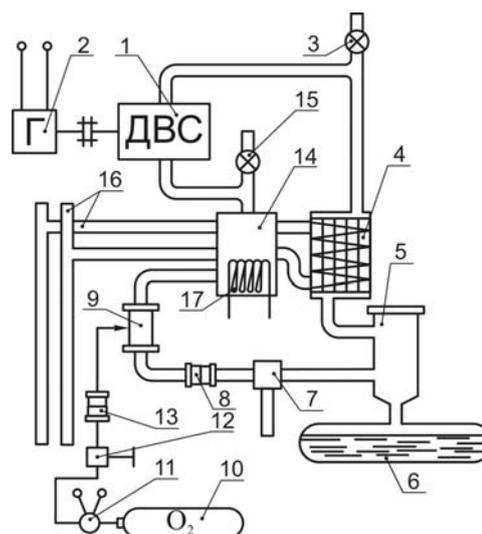


Рис.1. Схема экспериментальной когенерационной установки

1 - ДВС; 2 - генератор; 3- выпускной вентиль; 4- охладитель ОГ; 5- сепаратор влаги; 6- сборник конденсата; 7- клапан сброса избыточных ОГ; 8,13- измерительные диафрагмы; 9- кислородный смеситель; 10- баллон с кислородом; 11- редуктор; 12- регулировочный кран; 14- впускной ресивер; 15- впускной вентиль; 16- трубопроводы с сетевой водой; 17- нагреватель ИГС

При работе дизеля по ЗЦ состав ИГС на впуске в дизель поддерживался со следующим соотношением компонентов: CO_2 – 62%, H_2O (водяной пар) – 3,5%, O_2 – 34,5% по объему. При этом содержание водяного пара определялось по его парциальному давлению в ИГС при температуре в сепараторе влаги. Объемное содержание кислорода измеряли с помощью газоанализатора. Токсические примеси при косвенном определении состава ИГС не учитывали ввиду их малости.

Высокое содержание диоксида углерода в ИГС привело к значительному увеличению ее результирующей теплоемкости и, как следствие, к снижению температуры конца сжатия в цилиндре дизеля. Для сохранения значения этого параметра в цикле и, соответственно, обеспечения надежного самовоспламенения топлива возникла необходимость в повышении температуры ИГС на впуске в дизель. В связи с этим в схеме установки предусмотрен соответствующий подогреватель. Температура ИГС перед дизелем при работе его по ЗЦ в ходе испытаний находилась на уровне 127°C , что обеспечило устойчивую работу дизеля без пропусков воспламенения.

Полученные при испытаниях нагрузочные характеристики дизеля приведены на рис.2.

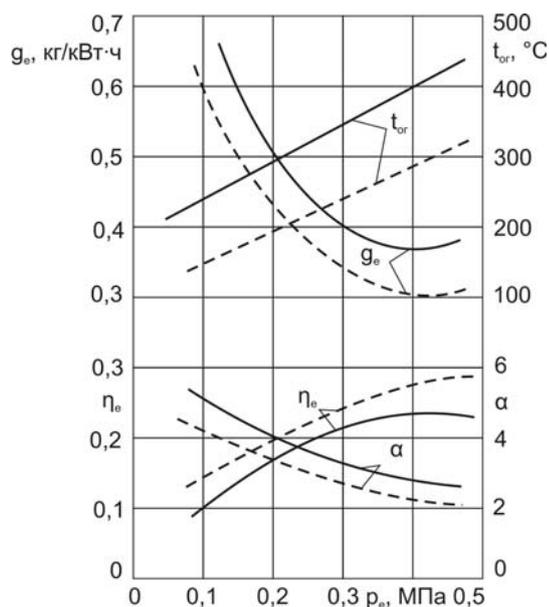


Рис.2. Нагрузочные характеристики дизеля
 ----- работа на атмосферном воздухе
 ————— ЗЦ

Как видно из рис.2, во всем диапазоне нагрузочных режимов удельный эффективный расход топлива g_e при ЗЦ работы примерно на 17–20% выше, чем на атмосферном воздухе, причем большие значения наблюдаются на краях диапазона.

Увеличение температуры ИГС на впуске, а также общее снижение эффективности рабочего цикла из-за высокой теплоемкости рабочего тела привели к росту температуры ОГ $t_{ог}$ на 58–125° С от режима холостого хода до номинального. Коэффициент избытка воздуха (для ЗЦ точнее коэффициент избытка кислорода) при ЗЦ работы был выше на всех режимах из-за повышенной объемной доли кислорода в исходной ИГС. Снижение эффективного КПД η_e в ЗЦ составило от 2,7 до 5,2 % в диапазоне от минимальной до максимальной мощности. Важным показателем функционирования ДЭУ по ЗЦ является удельный эффективный расход кислорода на подпитку. При испытаниях значение этого показателя находилось в пределах от 1,465 до 2,486 кг/кВт·ч, причем меньшие значения характерны для большей мощности дизеля.

Параметры рабочего цикла, измеренные с помощью измерительного комплекса “ датчик давления в цилиндре дизеля – усилитель – электроизмерительное устройство К-748”, приведены на рис.3.

На всех режимах работы дизеля по ЗЦ наблюдается уменьшение максимального давления цикла на 10–15 % и скорости нарастания давления при

сгорания p'_{max} до 25 % по сравнению с работой на атмосферном воздухе. Снижение этих показателей также связано с изменением термодинамических свойств ИГС. Слабо изменяется только лишь значение угла максимального давления p_{max} после верхней мертвой точки (ВМТ).

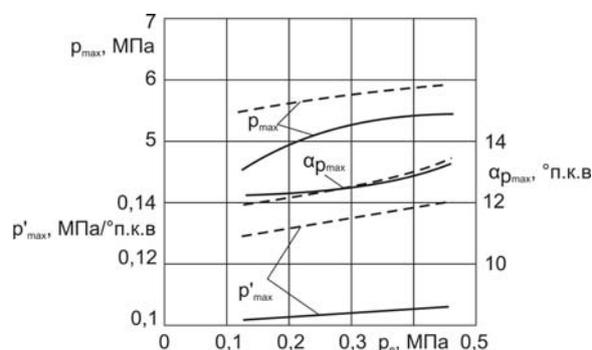


Рис.3. Параметры рабочего цикла
 ----- работа на атмосферном воздухе
 ————— ЗЦ

Изменение токсичности ОГ при работе дизеля по двум различающимся способом приведено на рис.4.

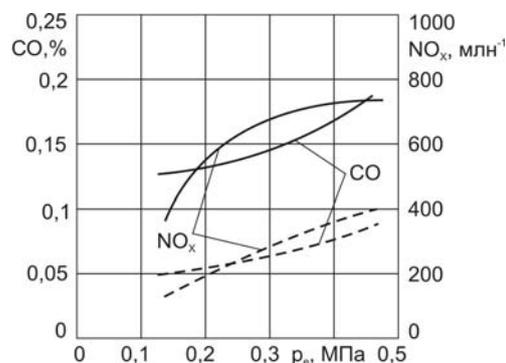


Рис.4. Изменение токсичности ОГ дизеля
 ----- работа на атмосферном воздухе;
 ————— ЗЦ

Токсические составляющие ОГ при ЗЦ работы дизеля существенного значения не имеют, так как находятся в замкнутом контуре циркуляции и выбрасываются либо в накопительную емкость либо, при проведении активации, в нефтяную скважину. Наличие в циркулирующих ОГ оксидов азота NO_x связано с постепенным окислением остаточного азота после перехода на ЗЦ работы. Вначале идет накопление NO_x , а затем постепенное

освобождение ОГ от них после завершения окисления остаточного азота.

При проведении испытаний также была выполнена сравнительная оценка дымности ОГ дизеля по методу, использованному в [2]. Установлено, что дымность ОГ при работе по ЗЦ на 35–40 % ниже по сравнению с работой на атмосферном воздухе. В первую очередь это объясняется повышенным содержанием кислорода в ИГС. В какой-то мере снижению сажеобразования также способствует высокая концентрация диоксида углерода в циркулирующей смеси [3]. Малая концентрация сажи в рециркулируемых газах позволяет уменьшить отложения ее на внутренних поверхностях устройств, обеспечивающих работу дизеля по ЗЦ, и повысить надежность и эффективность всей установки.

Выводы

Проведенный сравнительный анализ показывает, что по большинству показателей рабочего цикла ЗЦ работы дизеля уступает традиционно используемому способу работы. Значительно повысить эффективность работы дизеля по ЗЦ можно, используя его в составе когенерационной установки. Перераспределение составляющих теплового баланса такой установки приводит к увеличению количества теплоты, уносимой с ОГ по сравнению с обычной работой дизеля и возможности ее утилизации для потребностей энергопотребляющего объекта. Количество теплоты, утилизируемой из систем охлаждения и смазки дизеля, при этом практически не изменяется. Повышенный расход топлива дизелем приводит к генерации больших количеств диоксида углерода, что можно считать

положительной особенностью при использовании установки в качестве активатора нефтяной скважины.

В случае применения установки для энергообеспечения изолированного объекта расход топлива приобретает важное значение. Топливная экономичность дизеля в ЗЦ работы может быть улучшена использованием ИГС с теплоемкостью, близкой к теплоемкости воздуха. При этом необходимо применение химической нейтрализации избыточного диоксида углерода и включение в состав ИГС таких газов как аргон или же менее эффективного азота.

Список литературы:

1. Бганцев В.Н Особенности использования когенерационных установок с поршневыми двигателями внутреннего сгорания в системах активации маломощных нефтяных скважин/ В.Н.Бганцев // Двигатели внутреннего сгорания.– 2010.– №2.– С. 141–143.
2. Бганцев В.Н. Результаты испытаний дизеля на смесях дизельного топлива и биодобавки из побочных продуктов масложирового и спиртового производств / В.Н. Бганцев, В.П. Маруховский, С.П. Хожайнов // Двигатели внутреннего сгорания.– 2009.– №1.– С.119–123.
3. S. Gilbert The Use of Diesel Engines Underground in British Coal Mines/ The Mining Engineer (GB).– June 1974.– P.403.

Bibliography (transliterated):

1. Bgancev V.N Osobennosti ispol'zovaniya kogeneracionnyh ustano-vok s porshnevymi dvigateljami vnutrennego sgoraniya v sistemah aktivacii malodebetnyh nef'tjanyh skvazhin / V.N.Bgancev // Dvigateli vnutrennego sgoraniya.– 2010.– №2.– S. 141–143.
2. Bgancev V.N. Rezul'taty ispytaniy dizel'ja na smesjah dizel'nogo topliva i biodobavki iz pobochnykh produktov maslozhirovogo i spirtovogo proizvodstv / V.N. Bgancev, V.P. Marahovskij, S.P. Hozhainov // Dvigateli vnutrennego sgoraniya.– 2009.– №1.– S.119–123.
3. S. Gilbert The Use of Diesel Engines Underground in British Coal Mines/ The Mining Engineer (GB).– June 1974.– P.403

UDC 621.43.052

D.E. Samoilenko, ph.D

SIMULATION OF DIESEL ENGINE AND VARIABLE GEOMETRY TURBOCHARGER (VGT) WITH VANELESS TURBINE VOLUTE

Introduction

It is known that from the thermodynamic point of view, the turbocharger system is attractive because it makes use of the exhaust gas energy [1]. Thus, turbocharging systems are widespread not only in traditional internal combustion engines (such as diesels and gasoline) but also in engines running on alternative fuels such as natural gas. It is known that natural gas is a

promising alternative fuel to meet a strict engine emission standards in many countries [2]. Natural gas engines can operate on lean burn. By increasing boost pressure level, a lean burn natural gas engine can produce higher power and torque and thus its full-load thermal efficiency can even be very close to that of gasoline or diesel engine [3]. It favors the constant development of supercharger technologies.

On the other hand, the transport internal combustion engine is characterized by a large number of transient and equity modes. Engines with a non-adjustable turbocharger have matched piston and boost characteristics in a narrow range of calculated modes (such as rated power and torque) whose share in the operation does not exceed 15 percent. Operation in a different mode causes a mismatch in characteristics of internal combustion engine (ICE) and the turbocharger which in turn leads to higher emissions, worse fuel consumption and low acceleration performance. Adjustment of piston and turbo systems is an urgent task that can significantly improve the technical and economic characteristics of the engine across the full range of operation. Moreover, an opinion exists today that without fuel and air delivery systems adjustment it is impossible to meet the latest stringent emission regulations such as Euro 5 and nearest Euro 6.

Current situation

Following advanced research with full access to the International patent base WIPO [4], the problem of turbochargers adjustment was investigated. It was established that turbine adjustment of the turbocharger is more efficient than compressor adjustment. The recent trends in turbocharger adjustment technologies have been: from 1980 to 1992, adjustment by changing the partiality and throttling of the flow at the turbine inlet; from 1992 to 1998 – partial exhaust gas turbine bypass, and from 1998 up to now the major method has been the nozzle ring variable geometry. It was not taken into account new electric supercharger technologies because they have no commercialization yet.

World experience shows that nozzle ring adjustment is the most effective method of turbocharger adjustment as it allows air supply tweaking to achieve the optimal engine output across the full range of operation modes: from idle speed to the maximum value. However, the main drawback of this method is a complex actuation mechanism for nozzle rings that results in a high cost and low reliability of such turbochargers.

Hence, a new method needs to be developed to allow turbocharger adjustment of centrifugal turbines with vaneless turbine volute which would minimize the losses in turbine efficiency when changing (reducing) the flow. At the same time, the new design must offer simplicity and lower costs in comparison with the nozzle ring method and have enough adjustment depth in order to provide an optimal LAMBDA (the ratio of actual air-fuel ratio to stoichiometry for a given mixture) across the full operating range of the engine.

A new patented method for centrifugal vane machine adjustment (control) [5-7] satisfies the above requirements and has passed all the stages of “scientific

implementation” from the idea up to a prototype. The basic design of the new method is shown in Fig.1. The new method is based on the cross-section variation of the turbine volute acceleration section end by means of a specially shaped element *I* located in the inlet part of the volute *2*. The adjustment is carried out by curvilinear progressive motion of the shaped element *I* in the direction of incoming gas flow or in the opposite direction, whereby the geometrical shape, location and the size of the flow area of the volute acceleration section are determined according to the curvilinear progressive motion of the shaped element. Position *I* of the shaped element corresponds to the minimal cross-section of the end of volute acceleration section A_{min} and, accordingly, to the maximal depth of turbine adjustment. Position *II* of the shaped element corresponds to the maximal cross-section of the end of volute acceleration section A_{max} and, hence, to the minimal depth of adjustment.

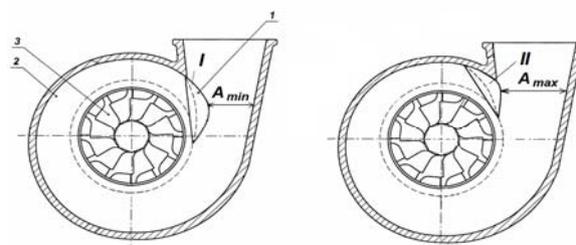


Fig.1. Method for adjustment of a centrifugal turbine with vaneless volute (vaneless distributor)

1 – specially shaped element; 2 – turbine volute; 3 – wheel

A joint refined model of ICE and VGT

To conduct the comparison analysis of the ICE with various variable geometry boost systems, the joint model of ICE and turbocharger was used. The model was developed by V. Petrosyan [8] and gives a most adequate representation of an ICE with a non-adjustable, free turbocharger. The model was modified to allow for simulation of a variable geometry turbocharger engine. The model structure is shown in Fig.2

The major model function is described through the following equation:

$$Z = f(X, Y, U) \quad (1)$$

where $Z (Z_1, Z_2 \dots Z_n)$ – vector of output parameters, $X (X_1, X_2 \dots X_n)$ – vector of geometrics, $Y (Y_1, Y_2 \dots Y_n)$ – vector of physical constants, $U (U_1, U_2 \dots U_n)$ – vector of input parameters determining the engine operating mode.

The model refinement is due to the introduction into the turbine model of a variable geometrics vector

\overline{X}'_T which changes during adjustment. Consequently, the major functions defining the turbine flow and efficiency characteristics become a function of three variables (a two-variable function in the original model) and take the following form:

$$G_T = f(\pi_T, \omega_T, \overline{X}'_T) \quad (2)$$

$$\eta_T = f(\pi_T, u/c, \overline{X}'_T) \quad (3)$$

For nozzle ring geometry adjustment, the variable vector \overline{X}'_T is defined by the angle of vane rotation in the nozzle ring:

$$\overline{X}'_T = \{\alpha_e\} \quad (4)$$

where α_e is the effective angle of vane rotation in the nozzle ring.

In case of adjustment in a vaneless turbine volute of the turbocharger:

$$\overline{X}'_T = \{A, r_u\} \quad (5)$$

where A is the cross-section of the end of volute acceleration section, r_u - section gravity center radius.

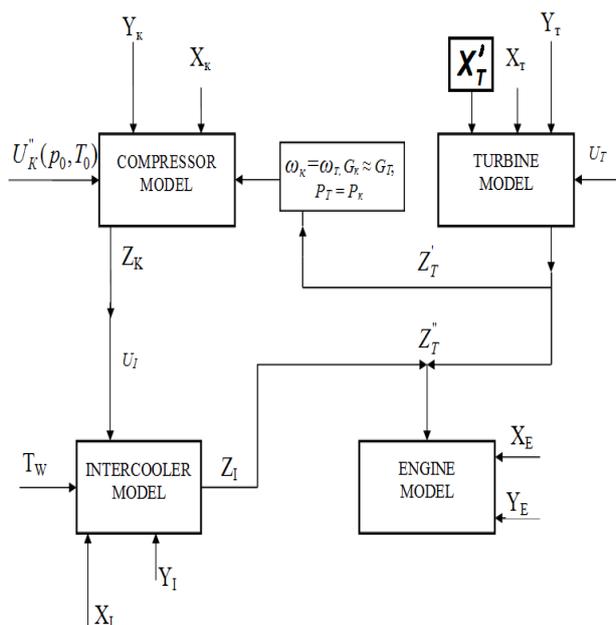


Fig.2. A view of the model structure

The major functions defining the compressor characteristics remain unchanged:

$$G_K = f(\pi_K, \omega_K) \quad (6)$$

$$\eta_K = f(G_K, \omega_K) \quad (7)$$

$$P = f(G_K, \pi_K) \quad (8)$$

where P – compressor surge line.

A precondition for the model convergence is the balance of power and rotating speed of the turbine and compressor rotor:

$$P_T = P_K \quad (9)$$

$$\omega_K \approx \omega_T \quad (10)$$

The joint model described above was used for the simulation of a diesel with different systems of variable geometry turbocharging.

Simulation Procedures

A simulation was conducted of the joint operation of a diesel and a turbocharging system with adjustment by means of varying the cross-section of the end of turbine volute acceleration section. A four-cylinder turbocharged diesel engine with bore 120 mm and stroke of 140 mm served as the object of simulation. The engine had no EGR system. The diesel was equipped with a commercial turbocharger TKR - 7,5 TV - 02 with the end of turbine volute acceleration section effective cross-section of $A = 1055 \text{ mm}^2$. For simulation, the following operating modes were selected:

- Rated power operation mode with $P_e = 117,7 \text{ kW}$, $n = 2000 \text{ rpm}$,
- peak torque mode with $P_e = 106,6 \text{ kW}$, $n = 1500 \text{ rpm}$,
- torque curve mode with $P_e = 106,6 \text{ kW}$ and $n = 1000 \text{ rpm}$.

The following values of A were chosen for the simulation : 1055 mm^2 , 910 mm^2 , 800 mm^2 , 745 mm^2 , 600 mm^2 . For every cross-section above the simulation was conducted for 3 operating modes. For further analysis the values of A were selected to minimize brake specific fuel consumption (BSFC) and maintain an LAMBDA that would be acceptable from the point of view of minimizing smoke emission. The simulation was carried out under the limitations on maximum combustion pressure and exhaust gas temperature (660 Celsius degree) before turbine, as well as the turbocharger maximum rotor speed and no surging of compressor. To validate the model the simulated and the measured data were compared. The comparison was conducted on the simulation and experimental data for the same engine running in 3 modes chosen for the experiment with a commercial turbocharger TKR - 7,5 TV - 02 and $A = 1055 \text{ mm}^2$.

Results and Discussion

To find the optimal values of A the influence of adjustment in turbocharger with vaneless turbine volute on the diesel parameters was investigated. The

engine parameters for various effective cross-sections of the turbine volute acceleration section end A for the 3 investigated modes are shown in Table 1.

Rated Power Operation Mode

In the rated power operation mode the minimal BSFC 229,8 g/kWh was obtained with $A = 1055 \text{ mm}^2$. Under these conditions the LAMBDA acquires the value of 2,03. In the rated power mode the BSFC and LAMBDA for an adjustable turbocharger match those for a non adjustable. Reducing the value of A (Table 1) to 910 mm^2 leads to a deterioration of BSFC by 3 g/kWh while LAMBDA reaches 2,132. A drop in efficiency is explained by the increase in pumping losses exceeding the gain in engine indicated efficiency due to the increase in exhaust gas resistance caused by a reduction in A .

Table 1. Simulation Results

$P_e = 117,7 \text{ kW}, n = 2000 \text{ rpm}$				
A (mm^2)	BSFC (g/kWh)	LAM BDA	p_i (MPa)	p_p (MPa)
1055	229,8	2,03	1,429	0,0403
910	232	2,12	1,449	0,0576
$P_e = 106,6 \text{ kW}, n = 1500 \text{ rpm}$				
A (mm^2)	BSFC (g/kWh)	LAM BDA	p_i (MPa)	p_p (MPa)
1055	215,5	1,68	1,595	0,0012
910	213,9	1,83	1,602	0,0072
800	214,65	1,94	1,615	0,0184
$P_e = 55 \text{ kW}, n = 1000 \text{ rpm}$				
A (mm^2)	BSFC (g/kWh)	LAM BDA	p_i (MPa)	p_p (MPa)
1055	246,5	1,36	1,267	-0,0105
910	238,9	1,51	1,263	-0,0146
800	233,4	1,69	1,2595	-0,018
745	231,2	1,79	1,2576	-0,0198
600	228,8	2,094	1,2581	-0,0193

Mode of torque curve with $n = 1000 \text{ rpm}$

Peak Torque Mode

The joint work of a diesel and a VGT is possible with values A from 1055 to 800 mm^2 . The best BSFC 213,9 g/kWh and LAMBDA 1,83 were obtained with A of 910 mm^2 . In this case BSFC improves by 2 g/kWh in comparison with a non-adjustable turbocharger, LAMBDA grows by 9% (see Table 1). Reduction in cross-section of the end of turbine volute acceleration section to 800 mm^2 has practically no effect on BSFC (an increase by 1 g/kWh does not exceed the simulation error margin) but leads to a rise in LAMBDA from 1,833 to 1,935 that serves as evidence of the higher combustion efficiency and reduction in smoke emission. Thus the optimal value of A for this

mode is 800 mm^2 .

This mode is characterized by the greatest variation range for the value of A enabling the joint work of a diesel and a turbocharger. Effective cross-section of the end of turbine volute acceleration section A can acquire the values from 1055 to 600 mm^2 . The optimal value of A is 600 mm^2 with BSFC of 228,8 g/kWh and LAMBDA of 2,094. In this case, the diesel brake specific fuel consumption improves by 17,7 g/kWh in comparison with the diesel with a non-adjustable turbo. The value of LAMBDA grows by 35%.

Discussion of main results

As we can see from the results above, the efficiency of application of variable geometry turbocharging systems is most tangible in torque curve modes located in the range of speed from peak torque to the mode of torque curve with $n = 1000 \text{ rpm}$. In this range, a non-adjustable turbocharger satisfies the diesel operation requirements neither in fuel consumption efficiency nor in emission levels. Values of LAMBDA around 1,0 produce an unacceptable level of smoke.

With the best efficiency for a simulated diesel in mind, a dependence was established between the effective cross-section of the end of turbine volute acceleration section A from engine speed n (algorithm of adjustment) under operation at torque curve. The algorithm of turbocharger adjustment with vaneless turbine volute is shown in Fig.3. It's easy to see that this algorithm can be described by an almost straight line.

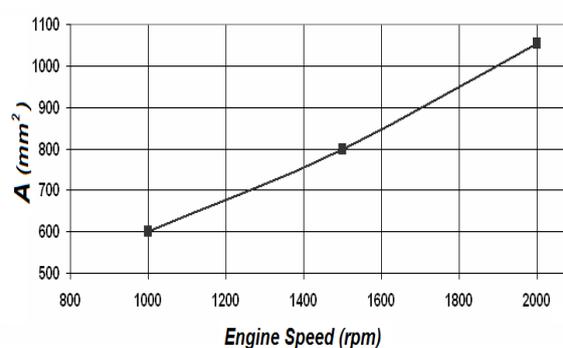


Fig.3. Effective cross-section of the end of turbine volute acceleration section vs engine torque curve modes

Based on the algorithm of adjustment shown in Fig.3 the main engine and turbocharger dependences were obtained for a diesel supplied with a commercial non-adjustable turbocharger, and a VGT turbocharger running on torque curve modes and shown in Fig.4.

As we can see from Fig.4, turbocharger adjustment with vaneless turbine volute allows to improve BSFC in the operation mode with engine speed of 1000 rpm by 17,7 g/kWh (chart b, Fig.4).

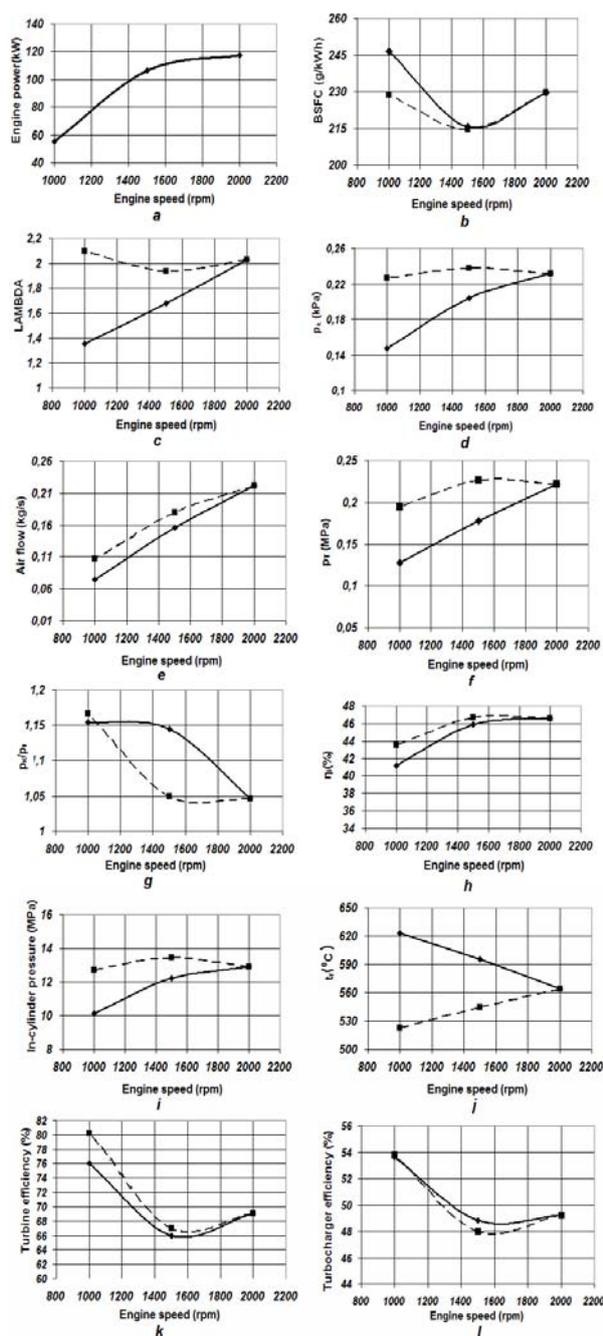


Fig.4. The main engine and turbocharger dependences a – j – engine parameters; k, l – turbocharger parameters

In this case the mechanism of the adjustment influence on diesel working process is as follows. Raising boost pressure p_k from 141,7 kPa up to 226,5 kPa (chart d, Fig.4) results in an LAMBDA increase from 1,355 to 2,094 (chart c, Fig.4). The pressure of exhaust gases before turbine p_T has also increased from 127,4 to 194,6 kPa (chart f, Fig.4). However, because the turbine efficiency η_T grows by 4,2% (chart k, Fig.4) the ratio p_k/p_T also increases (chart g, Fig.4) which indicates a reduction in engine pumping losses. Thus the improvement of combustion processes has an effect on

engine indicated efficiency η_i that increases by 2,3% (chart h, Fig.4). Besides, the maximum in-cylinder pressure p_z rises as well, growing from 10,3 up to 12,71 MPa (chart i, Fig.4). An increase of fresh air delivery into the cylinder results in a decrease in exhaust gas temperature before turbine t_T by 100°C (chart j, Fig.4).

In the peak torque mode, adjustment of turbine with vaneless turbine volute also results in an improvement of combustion efficiency. Thus, BSFC dropped by 2,8 g/kWh, LAMBDA increased from 1,609 to 1,94. The temperature of exhaust gases before turbine t_T dropped by 64°C, indicated efficiency η_i increased by 1 percent, p_z grew from 11,98 to 13,43 MPa, turbine efficiency η_T increased by 2%. The p_k/p_T ratio dropped from 1,164 to 1,074, which signifies an increase in pumping losses.

In the rated power mode all parameters of an adjusted and a non-adjusted turbocharger remained unchanged.

When reviewing the results of the simulation in the mode of torque curve with $P_e = 55$ kW and $n = 1000$ rpm, one can spot a characteristic trend in the variation of the basic parameters of the engine and VGT with vaneless turbine volute during adjustment. Table 2 demonstrates the main parameters of diesel with VGT.

Table 2. Diesel parameters with VGT

Diesel parameters		
List of parameters	$A = 1055$ mm^2	$A = 600$ mm^2
Brake specific fuel consumption BSFC, g/kWh	246,5	228,8
LAMBDA	1,36	2,09
Boost pressure p_k , kPa	147	226,5
Air flow AF , kg/s	0,075	0,107
Indicated efficiency, η_i %	41,2	44
Pumping losses share Δ	-0,01	-0,018
Turbine parameters		
Turbine velocity ratio u/c	0,68	0,7
Internal turbine efficiency η_{iT} , %	76	70,1
Turbine efficiency, η_{eT} , %	47	49,6
Rotor speed, rpm	60000	92100
The level of reactivity, ρ	0,37	0,39
Flow outlet angle from vaneless turbine volute α_1 , degrees	16	11
Speed ratio of vaneless turbine volute, ϕ	0,96	0,92
Angle of the flow attack i , degrees	9,9	7,2
Coefficient of wheel's velocity, ψ	0,77	0,62

As it can be seen from Table 2, a reduction of effective cross-section A from 1055 mm² to 600 mm² leads to a decline in turbine internal efficiency. This can be explained by a change in the flow attack angle and redistribution of losses in the flow-through parts of the turbine. However, we also witness an increase in the effective turbine efficiency from 47% to 49% due to a drop in the share of mechanical losses introduced to the engine effective efficiency when increasing the rotor speed (by 32 000rpm). This results in better BSFC and higher LAMBDA values in the engine.

Conclusions

1. A simulation of a diesel engine and variable geometry turbocharger with vaneless turbine volute was conducted. The adjustment of turbocharger by changing the cross-section of the end of turbines volute acceleration section allows to significantly improve the combustion efficiency especially in the torque curve modes. Thus in the peak torque mode with no changes in fuel consumption the adjustment allows to reduce smoke emission by increasing LAMBDA up to 1,94. In the mode with $P_e = 55$ kW and $n = 1000$ rpm when LAMBDA increased to 2,01, the fuel consumption dropped by 17,7 g/kWh.

2. A curve of effective cross-section of the end of turbine volute acceleration section – vs – engine speed under diesel torque curve modes was obtained. It allows to find the rational values of A across the full range of engine speeds from 1000 to 2000 rpm in the engine torque curve mode. Thus, for rated power mode the value of A is 1055 mm², for peak torque mode – 800 mm² and for the mode with $n = 1000$ rpm – 600 mm².

3. It was established that the adjustment algorithm for VGT with vaneless turbine volute can be described by an almost straight line. The depth of adjustment is 43,1%.

Nomenclature

P_e	: Engine power
n	: Engine speed
p_i	: Engine indicator pressure
p_p	: Engine pumping pressure
A	: (Effective) cross-section of the end of volute acceleration section
p_k	: Boost pressure
p_T	: Exhaust gases pressure before turbine
G_T	: Exhaust gases flow
π_T	: Turbine's pressure ratio
ω_T	: Turbine rotor's rotating speed
G_K	: Air flow

π_K	: Compressor's pressure ratio
η_K	: Compressor efficiency
ω_K	: Compressor rotor's rotating speed

References:

1. Lee C. S. Supercharging performance of a gasoline engine with a supercharger / C. S. Lee, K. H. Lee, D. H. Whang, C. V. Choi, H. M. Cho // *KSME International Journal*. – 1997. – №11 (5). – p.556- 564.
2. H. M. Cho. Spark ignition natural gas engine-A review / B.Q. He // *Energy Conversion and Management*. - 2007. – № 48 (2). - p.608-618.
3. H. M. Cho. Combustion and Emission Characteristics of a Natural Gas Engine under Different Operating Conditions /B.Q. He // *Environmental Engineering Research*. – 2009. - № 14 (2). - p. 95-101.
4. World Intellectual Property Organization base [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.wipo.int>.
5. Пат 79451 Україна, МПК F01D 17/14, F 04D 27/00. Спосіб регулювання доцентрової турбіни з безлопатковим направляючим апаратом / Петросянц В.А., Карнаухов Ю.Й., Марченко А.П., Самойленко Д.Є. – № 20040907860; заявл. 27.09.2004; опубл. 15.12.2006, Бюл. № 9. – 4 с.:ил.
6. Пат 2298652 C2 Российская Федерация, МКИ F01D 17/14, F 04D 27/00. Способ регулирования центробежной турбины с безлопаточным направляющим аппаратом / Петросянц В.А., Карнаухов Ю.И., Марченко А.П., Самойленко Д.Е. – № 2004130568; заявл. 10.04.2006; опубл. 10.05.2007. – Бюл. №13. – 4 с.:ил.
7. WIPO Patent Application WO/2006/036134. Method for adjusting an inflow turbine provided with vaneless distributor/ Karnauxov Yuriy Y. Marchenko Andrej P., Samojlenko Dmitriy E., Petrosyancz Vartan A. Application Number: PCT/UA2005/000038; publication date:04.06.2006; filing date: 09.21.2005–14 p.
8. Petrosyancz V. Improvement in fuel consumption efficiency of turbocharged high-speed diesel by selection of optimal design parameters in the turbine: PhD thesis / Petrosyancz Vartan Andronikovich. – Kharkov., 1983. - 215 pp.

Bibliography (transliterated):

1. Lee C. S. Supercharging performance of a gasoline engine with a supercharger / C. S. Lee, K. H. Lee, D. H. Whang, C. V. Choi, H. M. Cho // *KSME International Journal*. – 1997. – №11 (5). – p.556- 564.
2. H. M. Cho. Spark ignition natural gas engine-A review / B.Q. He // *Energy Conversion and Management*.-2007. –№ 48 (2). - p.608-618.
3. H. M. Cho. Combustion and Emission Characteristics of a Natural Gas Engine under Different Operating Conditions /B.Q. He // *Environmental Engineering Research*. – 2009. - № 14 (2). - p. 95-101.
4. World Intellectual Property Organization base [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupu: <http://www.wipo.int>.
5. Pat 79451 Ukrayina, MPK F01D 17/14, F 04D 27/00. Sposib rehulyuvannya dotsentrovoyi turbiny z bezlopatkovym napravlyayuchym aparatom / Petrosyancz V.A., Karnaukhov Yu.Y., Marchenko A.P., Samoylenko D.Ye. – № 20040907860; payavl. 27.09.2004; opubl. 15.12.2006, Byul. №9. – 4 s.:yl.
6. Pat 2298652 S2 Rossijskaja Federacija, MKI F01D 17/14, F 04D 27/00. Sposob regulirovaniya centrostremitel'noj turbiny s bezlopatochnym napravljajuwim apparatom/ Petrosjanc V.A., Karnauhov Ju.I., Marchenko A.P., Samojlenko D.E. – № 2004130568; zajavl. 10.04.2006; opubl. 10.05.2007. – Bjul. №13. – 4 s.:il.
7. WIPO Patent Application WO/2006/036134. Method for adjusting an inflow turbine provided with vaneless distributor/ Karnauxov Yuriy Y. Marchenko Andrej P., Samojlenko Dmitriy E., Petrosyancz Vartan A. Application Number: PCT/UA2005/000038; Publica-tion Date:04/06/2006; Filing Date: 09/21/2005–14 p.
8. Petrosyancz V. Improvement in fuel consumption efficiency of turbocharged high-speed diesel by selection of optimal design parameters in the turbine: PhD thesis / Petrosyancz Vartan Andronikovich. – Kharkov, 1983. - 215 pp.

А.В. Тринёв, канд. техн. наук, В.И. Калантай, магистр

РАСЧЕТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ГИЛЬЗЫ ЦИЛИНДРА БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

Введение

Характерной особенностью гильз цилиндров современных автотракторных и других типов дизелей, что подтверждается многочисленными моторными испытаниями, является значительный перепад температур зеркала гильзы по высоте. В зависимости от уровня форсирования температуры могут изменяться от $250\div 300$ °С в верхней части посадочного бурта до $90\div 100$ °С в нижней, охлаждаемой жидким теплоносителем, водой или антифризом. Приведенные температуры не являются оптимальными как с точки зрения потерь теплоты в систему охлаждения, так и с точки зрения условий смазки. Кроме того, существенные температурные градиенты по высоте гильзы вызывают дополнительные термические напряжения, развитие трещин. Возникает задача перераспределения подводимых и отводимых к гильзе тепловых потоков с целью их согласования, возможно управления при изменяющихся эксплуатационных режимах, оптимизации.

В работе на основе проведенных экспериментальных и расчетных исследований показана возможность выравнивания рабочих температур зеркала гильзы по высоте до оптимальных значений.

Анализ публикаций

Исследованию теплонапряженного состояния (ТНС) цилиндрических втулок расчетными и экспериментальными методами посвящены известные работы проф. Чайнова Н.Д., проф. Дьяченко Н.Х., проф. Шеховцова А.Ф. [1, 2, 4]. Решение задач ТНС с использованием метод конечных элементов (МКЭ) для деталей ДВС, в том числе и для цилиндрических втулок, детально рассматривается в работе [3].

Так в работе [4] рассмотрены результаты расчетно-экспериментального исследования ТНС гильзы цилиндра тракторного дизеля 4ЧН12/14 (СМД-18Н) на установившихся и на переходных режимах сброса-наброса нагрузки. Для уточнения граничных условий (ГУ) задач теплопроводности и механики был проведен моторный эксперимент с термометрией гильзы в 16-ти контрольных точках. Для расчетного моделирования ТНС гильзы использовалась осесимметричная математическая

модель (ММ), разработанная с использованием МКЭ в ИПМаш НАН Украины (пакет программ KROK). Расчеты и эксперимент позволили выделить наиболее напряженные участки гильзы и подтвердили выводы о существенной неравномерности распределения температур по высоте гильзы от 270 °С в верхней торцевой части до 95-100°С в ее нижней части.

В работе проф. Е.И. Третьяка [5] была сформулирована задача оптимизации теплового состояния цилиндрической втулки судового дизеля 6ЧН26/34, изложены возможные подходы и алгоритмы проведения такой оптимизации расчетным методом. Характерные требования при этом сводились к ограничению на температуру зеркала в зоне первого компрессионного кольца при положении поршня в ВМТ, к постоянству температуры зеркала цилиндра на участке трения поршня и поршневых колец о гильзу, получения заданного профиля температур образующей, полученного, например, из условий минимума потерь на трение. Постановка задачи оптимизации при разработке одного из алгоритмов была связана, как отмечается в [5], с необходимостью выбора ограничений на температуру зеркала гильзы. Одним из вариантов выбора допустимой температуры гильзы стало компромиссное решение, учитывающее, во-первых, зависимость коэффициента трения от температуры трущихся поверхностей в поршневом комплекте ($f_{\text{трmin}}$ при $t_{\text{ц}}=180-220$ °С) и, во-вторых, надежность и работоспособность гильзы из опыта эксплуатации ($t_{\text{ц}}=160-170$ °С). Было принято условие $t_{\text{ц}}\leq 165$ °С по высоте гильзы, вплоть до ее нижнего торца. Для достижения этого условия предлагалось уменьшение высоты охлаждаемого пояса, задача решалась методом последовательных приближений [5].

Для практического решения поставленной задачи в ходе экспериментальных исследований [6] Е.И. Третьяком рассматривались три конструктивных варианта цилиндрической втулки: с тепловой изоляцией нижнего пояса гильзы путем постановки дополнительной бандажной втулки и образования воздушной кольцевой полости; с тепловой изоляцией в виде органосиликатного покрытия; разделение серийной полости охлаждения посредством

уплотнительной втулки и охлаждения только верхнего оребренного пояса. Были получены положительные результаты по уменьшению расхода топлива, улучшению условий смазки и кавитационной стойкости гильзы.

Устранение фактора неравномерности температурного поля по высоте гильзы, которая в большей степени проявляется на форсированных режимах современных автотракторных и других типах ДВС, таким образом, является актуальным.

Цель и постановка задачи

Целью данной работы было проведение расчетно-экспериментального анализа условий выравнивания температуры гильзы по высоте до оптимальных или близких к ним значений.

В работе ставились и решались следующие задачи:

- анализ влияния локального воздушного охлаждения верхнего посадочного бурта гильзы на ее тепловое состояние в ходе безмоторного эксперимента, оценка эффективности локального охлаждения;

- уточнение ГУ задачи теплопроводности для варианта гильзы с локальным охлаждением;

- расчетное моделирование ТНС гильзы для серийного, охлаждаемого и комбинированного вариантов с одновременным охлаждением верхней части гильзы и теплоизоляцией её нижней, охлаждаемой водой, части при нанесении эмалевого покрытия.

Основные этапы и результаты исследования

В качестве объекта исследования была выбрана гильза цилиндра автотракторного дизеля 4ЧН12/14, что можно объяснить наличием большого объема информации расчетного и экспериментального характера о её ТНС. Моделировался номинальный режим дизеля СМД-18Н (4ЧН12/14) – $N_e=73,6$ кВт, $n=1800$ мин⁻¹.

На первом этапе исследования была поставлена задача оценить эффективность локального охлаждения (ЛО) бурта гильзы сжатым воздухом. Применяемые для этой цели варианты охлаждения в судовых и тепловозных ДВС, которые в основном сводятся к выполнению системы проточных каналов между рубашкой жидкостного охлаждения блока, буртом и крышкой цилиндра, неприемлемы для автотракторных дизелей, из-за существенно меньшей их размерности, блочной конструкции

головок цилиндров, сложностей, возникающих при уплотнении газового стыка в местах потока жидкого теплоносителя. Оценка эффективности ЛО проводилась на безмоторном стенде, конструкция которого детально описана в работе [7]. Для образования проточной полости охлаждения в зоне верхнего опорного бурта серийной гильзы на посадочный пояс после его предварительной механической обработки был напрессован чугунный кольцевой бандаж с воздухоподводящим и воздухоотводящим штуцерами. Гильза оснащалась пятью хромель-алюмелевыми термопарами, равномерно расположенными по высоте гильзы. Нагрев гильзы осуществлялся плавильной печью до эксплуатационных температур в зоне верхнего бурта на номинальном режиме (250-260 °С) и поддерживался трансформатором с регулируемым напряжением.

В эксперименте определялись температуры гильзы в контрольных точках на режимах без подвода охладителя, а также с его подачей при избыточном давлении $P_г=0,1$ МПа и $P_г=0,2$ МПа, контролировались расход и температуры воздуха на входе и на выходе из гильзы. Контролировалась также динамика изменения температур в контрольных точках во времени от момента начала подачи сжатого воздуха до выхода на установившийся температурный режим. Результаты этого этапа исследования можно оценить по графикам, представленным на рис. 1.

Для уточнения ГУ задачи теплопроводности на охлаждаемых воздухом поверхностях опорного бурта гильзы была поставлена и решена с помощью МКЭ-модели серия тестовых задач. Уточненные значения ГУ 3-рода для различных режимов охлаждения бурта составили: $\alpha=500...650$ Вт/(м²·К), $t_{рез}=40...70$ °С. Была проведена возможных дополнительных затрат в пересчете на $z=4$ цилиндра. Для варианта применения в качестве источника сжатого воздуха приводного поршневого компрессора затраты на прокачку воздуха могут составить от 0,425 до 1,6 кВт. Снижение экономичности может быть компенсировано за счет роста уровня форсирования двигателя по температуре цикла, при которой ЛО обеспечит надежную работу двигателя. ЛО для улучшения экономичности предполагается использовать только на напряженных режимах и отключать на частичных при помощи автоматики.

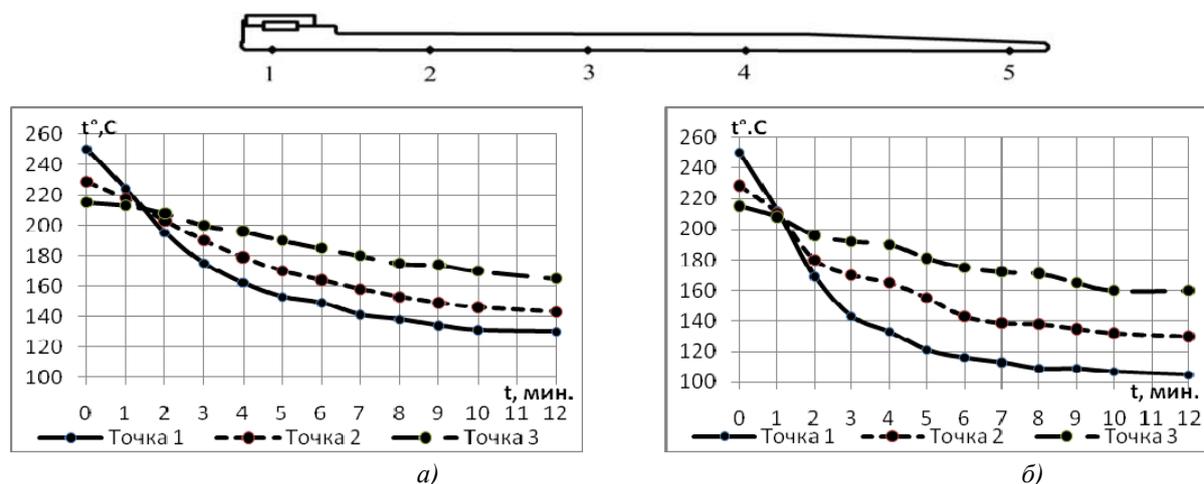


Рис. 1. Динамика изменения температуры в контрольных точках гильзы при подводе охладителя:
а) $P_c=0,1$ МПа; б) $P_c=0,2$ МПа

Для проведения последующего расчетного этапа исследования необходимо было определиться с типом теплоизолирующего покрытия наружной поверхности гильзы, охлаждаемой водой. На основе проведенного анализа теплофизических свойств, технологий нанесения и практического применения для теплоизоляции деталей ДВС было выбрано эмалевое покрытие. Детальный анализ свойств такого покрытия, его ТНС при нанесении на детали ДВС был проведен проф. А.Ф. Шеховцовым в работе [8]. Отмечается высокое термическое сопротивление такого покрытия, позволяющее получить заметный теплоизоляционный эффект при сравнительно небольшой толщине. Условием целесообразности применения эмалирования деталей ДВС, кроме теплозащитного эффекта, является приемлемая долговечность покрытия. Наиболее распространенные дефекты – это трещинообразование в слое эмали и его скалывание с поверхности детали. С увеличением толщины покрытия его сопротивление трещинообразованию и сцепляемость с металлом ухудшается. Такой рекомендуемой толщиной, как отмечается в [8], является значение $\delta \geq 0,5$ мм.

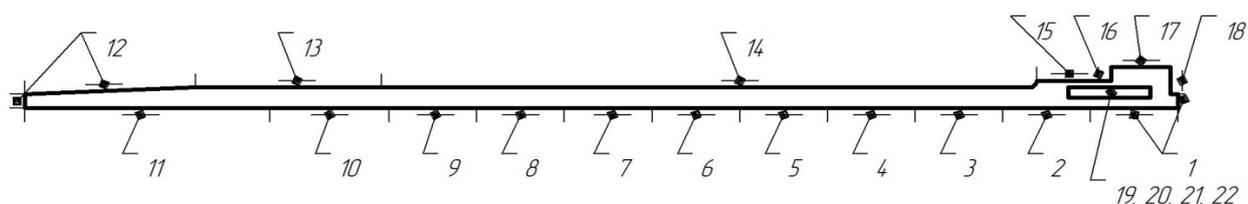
Положительные свойства эмалевых покрытий при их нанесении на чугунные изделия, детальное описание технологий нанесения приводятся в работе проф. Брагиной Л.Л. [9]. Эмалевые покрытия обладают очень низким, по сравнению с чугуном, коэффициентом теплопроводности ($\lambda=0,84-1,24$ Вт/(м·К)), прочно и надежно удерживаются на чугуне, имеют простой способ нанесения. Эмалевые покрытия наносятся на металл в виде равномерного слоя определенной толщины. Этот слой после об-

жига обладает комплексом свойств, гарантирующих качество: оптимальной толщиной, минимальной разнотолщинностью, сплошностью и прочностью.

При уточнении ММ гильзы цилиндра с ЛО верхнего посадочного пояса и теплоизоляцией внешней поверхности гильзы в значительной степени были использованы результаты работы [4], моторных исследований, проведенных к.т.н. Левтеровым А.М. При построении расчетной модели принимались допущения: для всех расчетных вариантов гильзы использовалась осесимметричная модель; напряженно-деформированное состояние рассматривалось в пределах упругих деформаций. Решение задачи проводилось при помощи МКЭ и программного комплекса KROK [4].

Схема задания ГУ задачи теплопроводности для вариантов серийной гильзы, гильзы с локальным охлаждением верхнего пояса и комбинированным вариантом гильзы на номинальном режиме представлены на рис. 2.

Схема разбивки теплообменной поверхности для задания ГУ задачи теплопроводности была использована для всех 3-х конструктивных вариантов. При этом для первого варианта – чугунная гильза без охлаждения посадочного бурта и без теплоизоляции - для участков 19-22 принимался нулевой тепловой поток $q=0$ и поверхностному слою конечных элементов на внешней боковой поверхности придавались свойства основного материала (серый чугун). Второй вариант отличался от первого тем, что в полость (участки 19-22) подводился охладитель. Условия теплообмена задавались через $\alpha=550$ Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$) и $t_{\text{рез}}=40^\circ\text{C}$.



№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19-22
α , Вт/(м ² К)	400	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	250	300	10000	5000	15000	150	200	550
t, °C	960	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	85	90	90	100	150	160	160	40
$q10^4$, Вт/м ²	-	21,5	16	15,5	15	14	13,5	12	5	4	0,95	-	-	-	-	-	-	-	-

Рис. 2. Схема задания ГУ условий задачи теплопроводности

Третий вариант – гильза с локальным охлаждением и покрытием - поверхностному слою конечных элементов на участке 14 придавались свойства эмалевого покрытия толщиной $\Delta=0,5$ мм, что не противоречит технологии нанесения и надежно-

сти покрытия в условиях эксплуатации, а также соответствует рекомендациям [8]. Теплофизические свойства покрытия и чугуна, которые принимались в расчетах ТНС, представлены в таблице 1.

Таблица 1. Теплофизические свойства чугуна и эмалевого покрытия

Характеристики	Значение характеристик чугуна / эмали при t, °C			
	20	100	200	300
λ , Вт/(м·К)	51,2 / 0,84	50,4 / 0,84	48,7 / 0,845	46,6 / 0,85
$\alpha \cdot 10^{-6}$, град ⁻¹	9,2 / 9,1	10 / 9,3	11 / 9,5	12 / 9,7
E, ГПа	125 / 80	124 / 78	120 / 77	115 / 76
ν	0,25 / 0,40	0,25 / 0,46	0,25 / 0,52	0,25 / 0,58
σ_p , МПа	350 / 80	350 / 80	350 / 80	350 / 80

При задании ГУ задач механики, как и для задачи теплопроводности, моделируются тепловые и механические нагрузки, которые возникают на номинальном режиме с $N_e=73,6$ кВт и $n=1800$ мин⁻¹ для дизеля СМД-18Н. На данном режиме, как показали расчеты рабочего процесса, максимальные значения давления достигают $P_z=9,5$ МПа. Рассматриваются механические нагрузки при нахождении поршня вблизи ВМТ в начале такта расширения, когда детали ЦПГ воспринимают максимальное давление. При определении распределения давления газов по высоте гильзы принимается во внимание размещение поршневых колец в базовой конструкции поршня СМД-18Н. Поверхность гильзы от ее верхнего торца до первого компрессионного кольца нагружена силой давления газов $P_1=P_z=9,5$ МПа.; поверхность между 1-м и 2-м кольцами - давлением $P_2=0,5P_1=4,75$ МПа, которое по линейному закону уменьшается до атмосферно-

го между 2-м и 3-м компрессионными кольцами, как показано на рис.3.

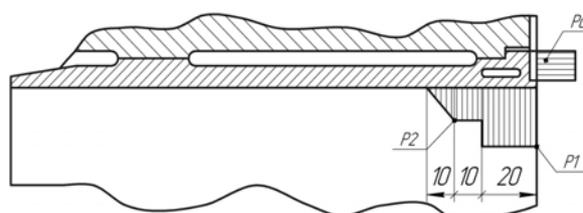


Рис. 3. Схема задания ГУ задачи механики

Кроме сил давления газов, которые действуют на зеркало гильзы в верхней ее части, учитывалась также сила давления P_a , которая возникает при затягивании силовых шпилек и герметизации газового стыка между головкой и блоком цилиндров. Указанная сила прикладывается к торцевой поверхности верхнего посадочного пояса. Принимаем, что по посадочным поясам, верхнему и нижне-

му, гильза установлена в блок с минимальным зазором.

На рис. 4 представлено температурное поле серийной неохлаждаемой гильзы и поле интенсивностей напряжений.

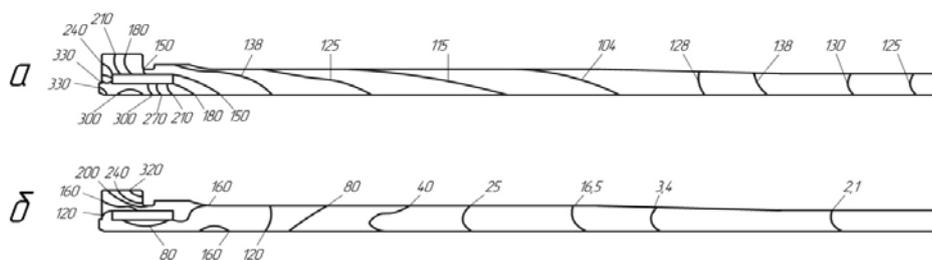


Рис. 4. Теплонапряженное состояние серийной гильзы:
а) температурное поле, °С; б) поле интенсивности напряжений, МПа

Максимальная температура гильзы на верхней торцевой поверхности достигает 330 °С, в зоне работы первого и второго компрессионных колец, при нахождении поршня вблизи ВМТ температуры зеркала изменяются в пределах от 300 ÷ 220 °С. В то же время при переходе в зону жидкостного охлаждения наблюдается резкое снижение температур до уровня 125 ÷ 100 °С, что подтверждает ранее сделанные выводы о значительной неравномерности температурного поля по высоте гильзы. Среди составляющих напряженного состояния преобладают круговые напряжения: растягиваю-

щие - 250 МПа и сжимающие - 90 МПа в зоне верхнего посадочного бурта. Интенсивности напряжений в этой же зоне изменяются от 80 до 320 МПа. Максимальные напряжения, а также интенсивности напряжений наблюдаются вблизи концентраторов напряжений (острые кромки, минимальные радиусы округлений). Такие концентраторы можно устранить путем совершенствования конструкции охлаждаемой полости.

На рис. 5 представлено ТНС охлаждаемой гильзы.

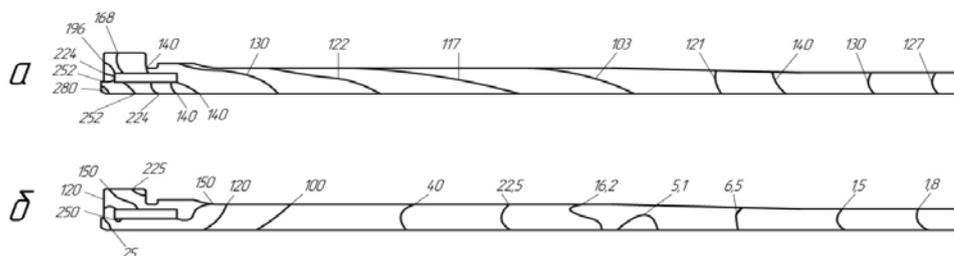


Рис. 5. Теплонапряженное состояние охлаждаемой гильзы:
а) температурное поле, °С;
б) поле интенсивности напряжений, МПа

Применение локального охлаждения с $P_e = 0,1$ МПа позволило снизить температуры в зоне верхнего посадочного бурта в среднем на 50 ÷ 60 °С. При этом температуры зеркала гильзы на участке работы верхних компрессионных колец снизились до приемлемых 200 ÷ 220 °С, что, безусловно, способствует улучшению работы колец, увеличению моторесурса колец и гильзы. Охлаждение снижает интенсивности напряжений в зоне бурта в среднем на 60 ÷ 80 МПа, что можно объяснить некоторым выравниванием температуры между наружной и внутренней поверхностями бурта. Приведенные

расчеты ТНС охлаждаемой гильзы с $P_e = 0,2$ МПа показали более существенное снижение температур гильзы в верхней части до 170 ÷ 190 °С. При этом локальное охлаждение бурта гильзы почти не влияет на температурное состояние нижней части (125 ÷ 105 °С), а также на уровень составляющих напряженного состояния.

Теплонапряженное состояние для варианта охлаждаемой гильзы с теплоизоляцией наружной поверхности представлено на рис. 6.

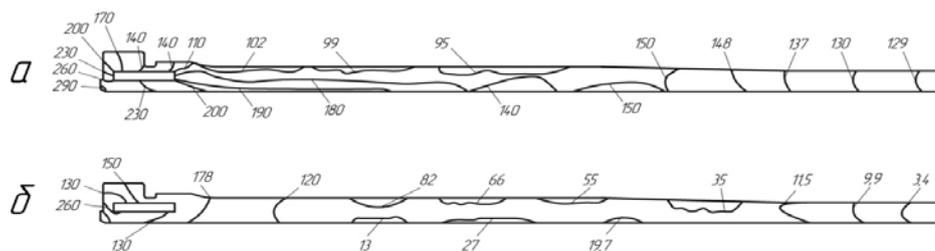


Рис. 6. Теплонапряженное состояние гильзы с ЛО и теплоизоляционным покрытием:
а) температурное поле, °С; б) поле интенсивности напряжений, МПа

Отмечается незначительное ($10 \div 15 \text{ }^\circ\text{C}$) повышение температур верхнего бурта, снижение напряжений в этой части. Существенно изменяется распределение и характер изотерм в нижней части гильзы. Изотермы размещаются вдоль рабочей поверхности гильзы и значительно отличаются по наружной и внутренней поверхностям гильзы: $170 \div 180 \text{ }^\circ\text{C}$ - на зеркале; $95 \div 100 \text{ }^\circ\text{C}$ - на внешней охлаждаемой поверхности. Разница в температурах между внутренней и наружной поверхностями приводит к заметному (80-90 МПа), но некритичному для эмалированного покрытия росту интенсивностей напряжений. Напряженное состояние верхней части гильзы для комбинированного варианта получаем близким по всем составляющим к охлаждаемому варианту без покрытия.

Выводы

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования подтвердили возможность получения оптимального распределения температур по зеркалу гильзы на уровне $170 \div 180 \text{ }^\circ\text{C}$ на участках работы и наибольших нагрузок компрессионных колец. За счет подбора параметров охлаждающего воздуха и эмалированного покрытия можно варьировать температурой гильзы, уменьшая тепловые потери, механические потери на трение, износ колец и самой гильзы.

Список литературы:

1. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей. М. 1977. 152 с.
2. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания. – Л., 1974. – 552с.
3. Шапоров Н.Н. Метод конечных элементов в расчетах деталей тепловых двигателей. Л. 1983. 212с.
4. Шеховцов А.Ф. Тепловое и напряженно-деформированное состояние гильзы цилиндра быстроходного дизеля при нестационарных нагрузках. / А.Ф.

- Шеховцов, П.П. Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук, А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 1993. – Вып.54. – С. 9-22.
5. Третьяк Е.И. Оптимальное конструирование с помощью ЭВМ гильз цилиндров дизелей по заданным механическим требованиям / Е.И. Третьяк // Двигатели внутреннего сгорания. – 1993. – Вып. 54. – С. 54-56.
6. Третьяк Е.И. Оценка возможности улучшения топливной экономичности судового дизеля 6ЧН26/34 при тепловой защите гильзы цилиндра / Е.И. Третьяк, Б.Л. Гоцкало, О.С. Кинжалов и др. // Двигатели внутреннего сгорания. 1987.– Вып. 45. – с.33-39.
7. Тринёв А.В. Оценка эффективности локального охлаждения гильвки цилиндров дизеля КаМАЗ в безмоторном эксперименте / А.В. Тринёв, В.Т. Коваленко, С.В. Обозный и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011 – №2. – С. 19-24.
8. Шеховцов А.Ф. Исследование напряженного состояния эмалевых покрытий деталей двигателей внутреннего сгорания / А.Ф. Шеховцов // Двигатели внутреннего сгорания. 1974. – Вып.19. – С. 108-120.
9. Технология эмали и защитных покрытий: учеб. пособие / Под ред. Л.Л. Брагиной, А.П. Зубехина. – Харьков: НТУ «ХПИ»; Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ), 2003.-484с.

Bibliography (transliterated):

1. Chajnov N.D., Ivawenko N.A. Teplomechanicheskaja naprjazhennost' detalej dvigatelej. M. 1977. 152 s.
2. D'jachenko N.H. Teorija dvigatelej vnutrennego sgoranija. – L., 1974. – 552s.
3. Shabrov N.N. Metod konechnyh jelementov v raschetah detalej teplovyh dvigatelej. L. 1983. 212s.
4. Shehovcov A.F. Teplovoe i naprjazhenno-deformirovannoe sostojanie gil'zy cilindra bystrohodnogo dizelja pri nestacionarnyh nagruzhenijah. / A.F. Shehovcov, P.P. Gontarovskij, F.I. Abramchuk, A.M. Levterov // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 1993. – Vyp.54. – S. 9-22.
5. Tretjak E.I. Optimal'noe konstruirovanie s pomow'ju JeVM gil'z cilindrov dizeljev po zadannym mehanicheskim trebovanijam / E.I. Tretjak // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 1993. – Vyp. 54. – S. 54-56.
6. Tretjak E.I. Ocenka vozmozhnosti uluchshenija toplivnoj jekonomichnosti sudovogo dizelja 6ChN26/34 pri teplovoj zavite gil'zy cilindra / E.I. Tretjak, B.L. Gockalo, O.S. Kinzhilov i dr. // Dvigateli vnutrennego sgoranija. 1987.– Vyp. 45. – s.33-39.
7. Triniov A.V. Ocenka jeffektivnosti lokal'nogo ohlazhdenija gilovki cilindrov dizelja KaMAZ v bezmotornom jeksperimente / A.V. Triniov, V.T. Kovalenko, S.V. Oboznyj i dr. // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2011 – №2. – S. 19-24.
8. Shehovcov A.F. Issledovanie naprjazhennogo sostojanija jemaljev-yh pokrytij detalej dvigatelej vnutrennego sgoranija / A.F. Shehovcov // Dvigateli vnutrennego sgoranija. 1974. – Vyp.19. – S. 108-120.
9. Tehnologija emali i zavitnyh pokrytij: ucheb. posobie / Pod red. L.L. Bragi-noj, A.P. Zube-hina. – Har'kov: NTU «HPI»; Novo-cher-kassk: JuRGTU (NPI), 2003.-484s.

РАЗРАБОТКА ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ МАЛЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ ПОРШНЯ ДВС

Введение

Современные тенденции в поршневом двигателестроении направлены на повышение скоростей вращения коленчатого вала, увеличение ресурса работы и улучшение топливной экономичности двигателей. Это придает все большую актуальность вопросам оптимизации при проектировании деталей цилиндра-поршневой группы (ЦПГ), так как эффективные и ресурсные показатели двигателя в значительной степени определяются совершенством именно узлов трения. Важной задачей, в частности, является создание энергосберегающего сопряжения поршень-цилиндр, обладающего минимальными механическими потерями и работающего, преимущественно, в условиях жидкостного трения.

Особое внимание при проектировании таких сопряжений уделяется исследованиям влияния геометрических и массово-инерционных характеристик поршня на динамическую нагруженность и эффективность работы пары в целом. В настоящее время существуют методики и программы, позволяющие с достаточной точностью описывать динамику поршня с учетом его геометрии, напряженно-деформированного состояния (НДС) и гидродинамических эффектов, возникающих в зазорах пары [1,2]. Однако, важными моментами при использовании всех этих методов является корректность описания процесса движения поршня при изменении режима трения в паре, а также необходимость учета всех составляющих сил инерции, что не всегда возможно ввиду принимаемых допущений. Следовательно, для эффективного применения при проектировании деталей ЦПГ расчетных методов, необходима их верификация и уточнение на основании результатов экспериментальных исследований.

Формулирование проблемы

Проблема экспериментального исследования динамики поршня обусловлена тем, что он совершает сложное плоско-параллельное движение, которое характеризуется практически мгновенным изменением динамических и кинематических параметров, и отличается существенной их неравномерностью в пределах цикла. Одновременно с

этим, это движение происходит в пределах «замкнутого» пространства цилиндра, что накладывает ограничение на возможность проведения прямых измерений параметров такого движения. Поэтому, для практического исследования таких процессов возникает необходимость создания и применения интегрированной измерительной системы малых перемещений (ИСМП) поршня, удовлетворяющей, помимо требований точности, также ряду специфических требований, продиктованных особенностями работы ДВС. Так измерительная аппаратура, работающая в условиях горячих быстро движущихся частей двигателя, должна отличаться малой инерционностью и быть устойчивой к агрессивной внешней среде. Кроме того, влияние измерительной системы на исследуемые процессы и геометрические характеристики сопряжения должно быть минимальным.

Целью настоящей работы является разработка бесконтактной высокоскоростной измерительной системы малых перемещений, предназначенной для опытного исследования динамики пары «поршень – цилиндр» в процессе работы двигателя.

Для достижения цели, поставленной в данной работе, решаются следующие задачи:

- построение структурной схемы ИСМП;
- выбор современной элементной базы и разработка конструкции датчиков;
- разработка электрической схемы блока усилителя (БУ);
- разработка программного обеспечения (ПО) управления ИСМП;
- определение характеристик разработанной аппаратуры (тарировка, апробация).

Структурная схема ИСМП

Разработанная ИСМП состоит из трех независимых измерительных комплексов (ИК):

- основной – измерение малых перемещений поршня (ИКМП);
- вспомогательный – термокомпенсационный (ИКТк);
- комплекс измерения температуры масляного слоя в зазоре между поршнем и цилиндром (ИКТМ).

Обобщенная структурная схема ИСМП, ориентированная на опытное исследование динамики поршня ДВС в процессе работы, представлена на рис. 1:

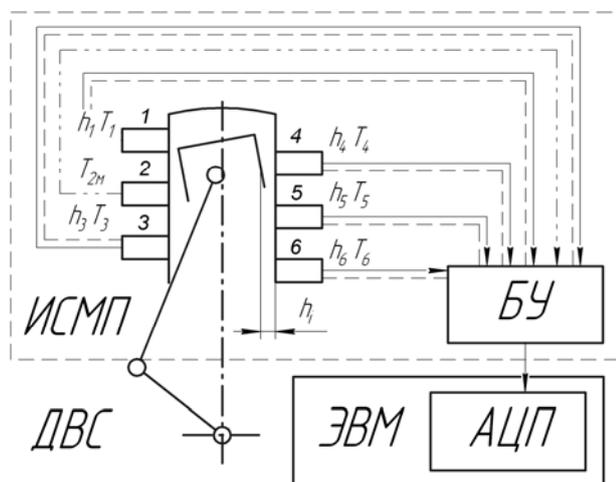


Рис. 1. Структурная схема ИСМП: 1,3...6 – датчики основного ИКМП (ИКТк); 2 – датчик ИКТМ; БУ – многоканальный аналоговый блок усилитель; АЦП – аналогово-цифровой преобразователь; ЭВМ – электронно-вычислительная машина

Выбор элементной базы и принципы работы ИСМП

Для получения достаточной точности измерений малых перемещений поршня, обеспечения необходимого уровня быстродействия и удовлетворения повышенным требованиям с точки зрения надежности, в качестве датчика ИКМП был выбран резонансный вихретоковый датчик, выполненный автором по оригинальной конструкции. Чувствительным элементом (ЧЭ) такого датчика является катушка индуктивности L_1 , набранная на С-образном магнитопроводном сердечнике. В совокупности катушка L_1 с конденсатором C_1 составляют параллельный колебательный контур, возбуждаемый R-С генератором, состоящим из двух элементов микросхемы 564ЛН2[3].

Принцип работы ИКМП основан на явлении электромагнитной индукции. Максимальная чувствительность датчика достигается при наибольшей амплитуде колебаний, и устанавливается на резонансном режиме работы контура. При сближении ЧЭ с электропроводным объектом исследования в объекте наводятся вихревые токи, которые воздействуют на поле самой возбуждающей катушки, изменяя ее индуктивность. Такое изменение приводит к нарушению резонанса и уменьшению амплитуды переменного напряжения в L-С контуре

пропорционально расстоянию до объекта исследования[3,4].

Усиление и преобразование аналогового сигнала в колебательном контуре осуществляется в многоканальном блоке усилителя. Поскольку внутреннее сопротивление L-С контура значительное, то в качестве усиливающего элемента применен полевой транзистор, имеющий большое входное сопротивление. После усиления сигнал детектируется диодом VD_2 и сглаживается R_4 - C_3 фильтром[5,6]. Таким образом, на выходе блока возникает аналоговый сигнал постоянного напряжения, регистрируемый ЭВМ. Электрическая схема блока усилителя реализована в виде печатной платы, которая предусматривает подключение до 8 независимых каналов. Принципиальная схема вихретокового датчика и блока усилителя приведена на рис. 2.

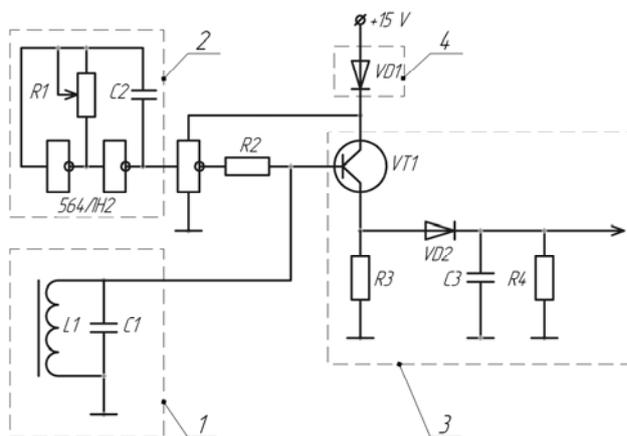


Рис. 2. Принципиальная схема ИКМП: 1 – резонансный L-С контур (ЧЭ); 2 – генератор несущей частоты; 3 – усилитель, амплитудный детектор, фильтр; 4 – защита от неправильной полярности

Термокомпенсация ИКМП осуществляется численно, корректировкой характеристик вихретоковых датчиков с учетом температур катушек индуктивности. Датчиком температуры для ИКТк выбран стандартный датчик DS18B20 с цифровым выходом, который обеспечивает точность измерений $\pm 0,5^\circ\text{C}$, время отклика составляет 750 мсек, поддерживает однопроводной интерфейс MicroLAN и выполнен в стандартизированном миниатюрном корпусе TO-92. Каждый ЧЭ DS18B20 размещается в непосредственной близости катушек индуктивности вихретоковых датчиков (на расстоянии не более 1 мм). Выходные цифровые сигналы ИКТк индицируются на ЖК-дисплее БУ в градусах Цельсия. Регистрация сигналов проводит-

ся последовательно для каждого канала визуально-оптическим методом.

Измерение температуры масла на поверхности цилиндра осуществляется ИКТМ в «условно конечном» объеме, сформированном путем оригинального профилирования торца корпуса температурного датчика. Чувствительным элементом ИКТМ является термопара ТХА. Холодный спай термопары расположен на печатной плате дифференциального усилителя. Температура холодного спаия измеряется цифровым термометром ТМР37[4].

Чувствительные элементы всех ИК упакованы в малогабаритные корпуса (с характерным диаметром 8 мм). Корпуса выполнены из дюралюминиевого сплава Д16 и предусматривают возможность интеграции в состав двигателя. Неразъемность соединений с корпусами, однозначность ориентирования и термостойкость ЧЭ обеспечивается применением высокотемпературного эпоксидного клея ВК-9. Внешний вид вихретоковых датчиков представлен на рис. 3.



Рис. 3. Внешний вид вихретоковых датчиков

Печатные платы БУ, блок питания и основные органы управления измерительной системой размещены в компактном алюминиевом корпусе. Связь датчиков с блоком усилителем осуществляется по коаксиальным экранированным проводникам; коммутация по стандартным разъемам СГ-5. Внешний вид разработанной ИСМП представлен на рис. 4.

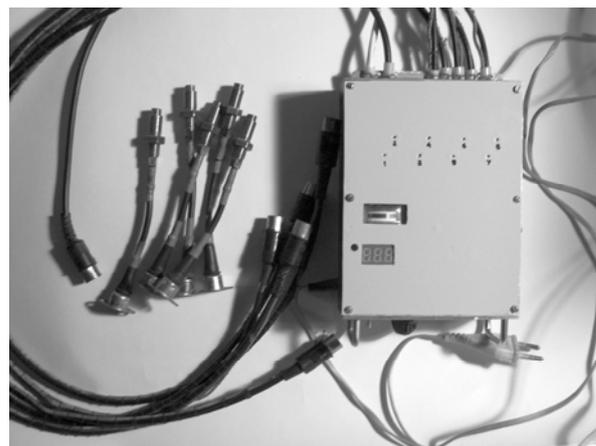


Рис. 4. Внешний вид разработанной ИСМП

Апробация ИСМП

Апробация и оценка эффективности действующего образца ИСМП предполагали:

- установление характеристик ИКМП;
- установление характеристик ИКТМ;
- оценку точности и инерционности ИКМП.

Характеристики ИКМП получены в процессе тарировки измерительной системы на базе испытательного моторного стенда ПАО «АВТРАМАТ». С целью исключения погрешностей, связанных с переустановкой и базированием датчиков, тарировка проводилась непосредственно на объекте исследования – двигателе ВАЗ 21083 серийной конструкции. Чувствительные элементы ИСМП были предварительно интегрированы в состав двигателя (препарировкой 4-го цилиндра).

Программа проведения тарировочных работ предусматривала определение статических характеристик ИКМП в процессе измерений эталонных зазоров. Эталонные зазоры формировались между специально спрофилированным тарировочным поршнем и цилиндром двигателя.

Применяемый тарировочный поршень выполнен по оригинальной авторской конструкции и представляет собой тело вращения, содержащее девять ступенчатых цилиндрических «поясов» различных диаметров, образующих в сопряжении с цилиндром девять соответствующих зазоров. Для однозначности центрирования и минимизации перекосов поршня, пояса № 1,5,9 выполнены с диаметрами, практически равными номинальному диаметру цилиндра. Точность выполнения поясов контролировались 3-х координатной контрольно-измерительной машиной Wenzel LH54. Внешний вид тарировочного поршня представлен на рис. 5.

Перемещение тарировочного поршня в пределах цилиндра осуществлялось вручную. Статические характеристики получены в процессе индивидуальной тарировки каждого датчика в диапазоне эталонных зазоров (от 0 до 0,24 мм) и температур (от 20 до 130°C). Нагревание ЧЭ осуществлялось электрическим нагревательным элементом. Температура регистрировалась ИКТк. Выходные аналоговые сигналы ИКМП регистрировались и оцифровывались высокоскоростным АЦП РЮ-821, находящимся в составе ЭВМ.

РЮ-821 представляет собой многофункциональный РСІ адаптер с тактовой частотой микропроцессора 1,2 МГц, содержащий 16SE/8D (12-битных) каналов АЦП, один канал ЦАП, 16DI, 16DO. Синхронизация ИСМП с АЦП осуществлялась программным обеспечением авторской разработки.

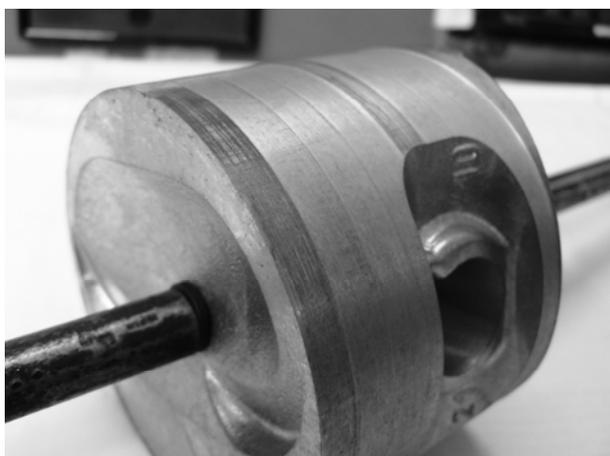


Рис. 5. Тарировочный поршень

Анализ результатов тарировки ИКМП показал, что реальные характеристики датчиков в интересующих диапазонах зазоров и температур близки к линейным. Линеаризация экспериментальных данных проведена методами регрессионного анализа (коэффициенты корреляции составляют $R^2=0,964...0,992$). Экспериментальная и линеаризованные статические характеристики ИКМП представлены на рис. 6.

Оценка точности ИКМП заключалась в определении абсолютной погрешности измерений. Суммарная погрешность в условиях индивидуальной тарировки датчиков складывается из ряда составляющих:

- погрешности формы тарировочного поршня;
- погрешности формы цилиндра;
- погрешности, вносимой при контрольных измерениях тарировочного поршня и цилиндра;

- погрешности формирования эталонного зазора;

- погрешности, вносимой при линеаризации характеристик ИСМП.

Таким образом, установлено, что ИСМП обеспечивает достаточную точность измерений $\pm 3...4$ мкм.

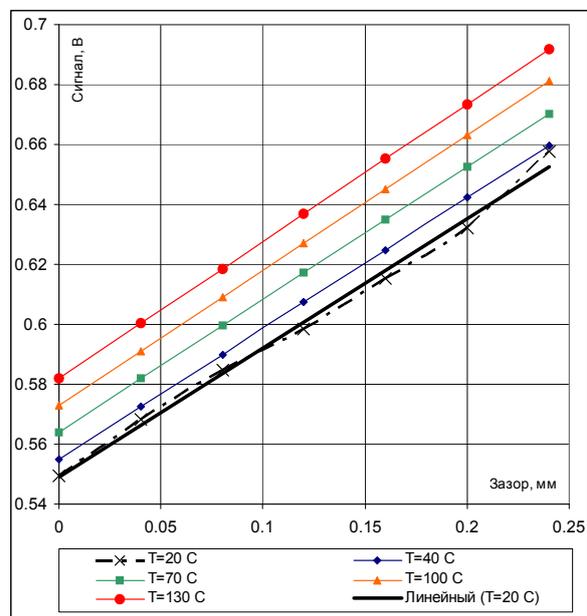


Рис. 6. Характеристики вихрекового датчика

Инерционные характеристики ИКМП полученные в результате апробации измерительной системы при исследовании динамики поршня серийного двигателя ВАЗ 21083. Экспериментально определялось время переходных процессов протекающих в ИКМП – «время запаздывания» при приложении к ЧЭ ступенчатого тарированного входного воздействия. Таким воздействием являлось «вхождение-выхождение» быстро движущегося поршня в электромагнитный контакт с вихрековым датчиком. Анализ результатов исследований показал, что характерные постоянные времени ИКМП составляют $T_{икмп}=8,1 \cdot 10^{-4}...8,5 \cdot 10^{-4}$ с, при этом минимальное время электромагнитного контакта поршня с датчиком на рабочих режимах составляет $T_{эл.конт}=3,5 \cdot 10^{-3}...3,8 \cdot 10^{-3}$ с. Следовательно, т.к. время переходных процессов в ИКМП значительно меньше времени, в течении которого поршень находится в электромагнитном контакте с датчиком, то ИКМП удовлетворяет требованиям по быстродействию.

Заключение

Разработанная измерительная система позволяет экспериментально получать кинематические

параметры сложного плоско-параллельного движения поршня в процессе работы двигателя – зазоры. Кроме этого, по результатам измерений, представляется возможным выявить вероятные пятна контакта сопряжения и оценить как общую, так и локальную динамическую нагруженность пары.

Приемлемая точность измерений, в сочетании с малой инерционностью системы, позволяют использовать результаты измерений не только для качественного анализа динамики поршня, но и для верификации математических моделей.

Одновременно с этим, возможность гибкой модернизации конструкции корпусов датчиков, постоянство характеристик ИСМП при работе с объектами исследования, обладающими различными магнитными свойствами, значительно расширяют области возможного применения предложенной аппаратуры.

Действующий образец устройства успешно прошел апробацию на моторном стенде ПАО «АВТРАМАТ», при исследованиях динамики поршня 4-го цилиндра серийного двигателя ВА3 21083.

Дальнейшее совершенствование измерительной аппаратуры направлено на повышение точности, быстродействия и ресурсных показателей ЧЭ.

Список литературы:

1. Доценко В.Н. Математическая модель движения поршня ДВС с учетом гидродинамических сил и моментов, возникающих в смазочном слое между поршнем и

цилиндром / В.Н. Доценко, И.Н. Москаленко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 2. – С. 57-59. 2. Рождественский Ю.В. Современные конструкции поршней для тепловых двигателей: учеб. пособие / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов; Мин-во образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский гос. Университет. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. 3. Габов А.П. Индуктивный конечный датчик в электроприводе / А.П. Габов, С.Н. Рыжов // Следящие электроприводы пром. установок, роботов и манипуляторов: тез. докл. Всесоюзная науч.-техн. конф. – Челябинск, 1989. – С. 1 – 9. 4. Фрайден, Дж. Современные датчики. Справочник: пер. с англ. / Дж. Фрайден. – М.: Техносфера, 2005. – 592 с. 5. Полупроводниковые приемно-усилительные устройства. Справочник радиолюбителя / Издательство «Наукова думка»; Р.М. Терещук, К.М. Терещук, С.А. Седов. – К., 1981. – 670 с. 6. Фишер, Дж.Э. Электроника от теории к практике: пер. с англ. / Дж.Э. Фишер, Х.Б. Гетланд. – М.: Энергия, 1980. – 400 с.

Bibliography (transliterated):

1. Docenko V.N. Matematicheskaja model' dvizhenija porshnja DVS s uchetom gidrodinamicheskikh sil i momen-tov, vznikajuwih v smazochnom sloe mezhdu porshnem i cilindrom / V.N. Docenko, I.N. Moskalenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2009. – № 2. – S. 57-59. 2. Rozh-destvenskij Ju.V. Sovremennye konstrukcii porshnej dlja teplovyh dvigatelej: ucheb. posobie / Ju.V. Rozhde-stvenskij, K.V. Gavrilov; Min-vo obrazovanija i nauki Rossijskoj Federacii, Juzhno-Ural'skij. gos. Univer-sitet. – Cheljabinsk: Izd-vo JuUrGU, 2009. 3. Gabov A.P. Induktivnyj konechnyj datchik v jelektroprivode / A.P. Gabov, S.N. Ryzhov // Sledjawie jelektroprivody prom. ustanovok, robotov i manipulatorov: tez. dokl. Vseso-juznaja nauch.-tehn. konf. – Cheljabinsk, 1989. – S. 1 – 9. 4. Frajden, Dzh. Sovremennye datchiki. Spravochnik: per. s angl. / Dzh. Frajden. – M.: Tehnosfera, 2005. – 592 s. 5. Poluprovodnikovye priemno-usilitel'nye ustrojstva. Spravochnik radioljubitelja / Izdatel'stvo «Naukova dumka»; R.M. Terewuk, K.M. Terewuk, S.A. Sedov. – K., 1981. – 670 s. 6. Fisher, Dzh.E. Jelektronika ot teorii k praktike: per. s angl. / Dzh.E. Fisher, H.B. Getland. – M.: Jenergija, 1980. – 400 s.

УДК 621.436:681.51

А.А. Прохоренко, канд. техн. наук

ПРЕЦИЗИОННЫЙ ЭЛЕКТРОННЫЙ РЕГУЛЯТОР ДЛЯ ДИЗЕЛЯ С АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМОЙ

Практически все транспортные дизели имеют в своем составе всережимный автоматический регулятор [1, 2]. В результате работа двигателя осуществляется по, так называемым, регуляторным характеристикам – совокупности режимов, для которых зависимость крутящего момента от частоты вращения устанавливается автоматически, без постороннего воздействия на орган управления топливоподачей [1]. Причем, эти регуляторные характеристики для транспортного дизеля должны быть статическими, то есть при изменении нагрузки на двигатель угловая скорость вращения коленчатого

вала должна изменяться. Однако, в некоторых случаях применения дизелей (например, для дизель-генераторных установок) требуется, чтобы поддержание заданного скоростного режима было очень точным и не зависело от нагрузки. Регуляторная характеристика, составляющая совокупность режимов с различной нагрузкой и постоянной угловой скоростью вращения коленчатого вала, называется астатической, а регулятор, обеспечивающий такую работу – прецизионным.

Для дизелей с традиционной гидромеханической топливной аппаратурой, регулирование кото-

рых достаточно просто осуществить с помощью механического чувствительного элемента, конструкции таких прецизионных регуляторов достаточно известны, изучены и доведены до совершенства. Как известно, это регуляторы с упруго присоединенным катарактом или непрямого действия с изомной обратной связью [1].

Однако, на современные дизельные двигатели, оснащенные топливной аппаратурой с электромагнитным управлением, перенести этот опыт сложно, поскольку использование механического чувствительного элемента требует преобразования типа сигнала в цепи управления (механический сигнал в электрический).

В работе [4] показано, что электронный ПД-регулятор обладает статизмом, то есть имеет ошибку регулирования. Возможные способы исключения этого статизма путем доработки алгоритма электронного регулятора предложены в данной статье.

Как известно, система автоматического регулирования (САР) в составе «дизель – электронный регулятор» является непрерывно-цифровой. В данной работе для анализа этой системы она сведена к непрерывной, и регулятор также считается непрерывным звеном.

Электронный ПИД-регулятор дизеля с электромагнитным управлением топливоподачей описывается следующим дифференциальным уравнением [4]:

$$0,5T_d T_{II} p^3 x' + (T_d + 0,5T_{II}) p^2 x' + p x' = 0,5(k_{II} T_d + k_d) T_{II} p^3 \varphi + (k_{II} (0,5T_{II} + T_d) + k_{II} T_d + k_d) p^2 \varphi + k_{II} p \varphi + k_{II} \varphi. \quad (1)$$

Здесь T_d – время дифференцирования; T_{II} – время интегрирования; k_{II} – пропорциональный коэффициент регулятора; k_d – дифференциальный коэффициент регулятора; k_{II} – интегральный коэффициент регулятора; p – обозначение переменной Лапласа; $x = \Delta\tau/\tau_0$ – безразмерная относительная координата регулирующего воздействия (продолжительность управляющего импульса на электромагнит форсунки); $\varphi = \Delta\omega/\omega_0$ – безразмерная относительная частота вращения коленчатого вала. Также предварительно обозначим величину регулирующего воздействия до прохождения алгоритма электронного блока управления (ЭБУ) (до поступления на исполнительный механизм) символом x' .

Кроме того, как было показано в работе [4],

при построении САР по схеме, приведенной на рис. 1, на работу регулятора оказывает воздействие процесс прохождения сигнала через алгоритм ЭБУ. Этот процесс описывается дифференциальным уравнением:

$$T_p p x + x = x' + \alpha_p, \quad (2)$$

где α_p – внешнее управляющее воздействие, вызванное принудительным перемещением органа управления двигателем (электронной педали).

Уравнение ПИ-регулятора

Реализуем регулятор в виде ПИ-регулятора, то есть в уравнении (1) положим: $T_d = 0$ и $k_d = 0$. При этом уравнение (1) упрощается до вида:

$$0,5T_{II} p^2 x' + p x' = 0,5k_{II} T_{II} p^2 \varphi + k_{II} p \varphi + k_{II} \varphi. \quad (3)$$

Учтем, что $T_{II} = NT_d$, где N – число рабочих циклов двигателя, в течение которых происходит интегрирование его выходной характеристики φ , и разделим уравнение (3) почленно на k_{II} :

$$\frac{NT_d}{2k_{II}} p^2 x' + \frac{1}{k_{II}} p x' = \frac{NT_d}{2} p^2 \varphi + p \varphi + \frac{k_{II}}{k_{II}} \varphi. \quad (4)$$

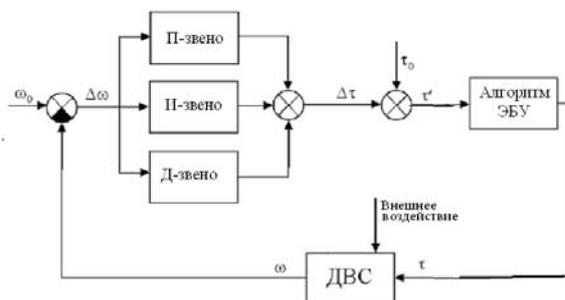


Рис.1. Общая схема регулирования частоты вращения дизеля

Сведем систему двух уравнений (2) и (4) в одну путем исключения переменной x' :

$$\frac{NT_d^2}{2k_{II}} p^3 x + \left(1 + \frac{N}{2}\right) \frac{T_d}{k_{II}} p^2 x + \frac{1}{k_{II}} p x = \frac{NT_d}{2} p^2 \varphi + p \varphi + \frac{k_{II}}{k_{II}} \varphi + \frac{NT_d}{2k_{II}} p \alpha_p + \frac{1}{k_{II}} \alpha_p. \quad (5)$$

Введем обозначения в соответствии с физическим смыслом [1, 4]: $T_d \sqrt{N/2k_{II}} = T_p$ – постоянная времени ЭБУ, включающего электронный регулятор, $\left(1 + N/2\right) T_d / k_{II} = T_k$ – постоянная времени для вязкого трения регулятора, $1/k_{II} = \delta_z$ – местная

степень неравномерности, $N/2 T_d = T_r$ – время воздействия по ускорению коленчатого вала, $k_{II}/k_{II} = k_p$ – коэффициент усиления интегрального звена.

Тогда уравнение (5), описывающее электронный блок управления с ПИ-регулятором примет вид:

$$\begin{aligned} T_p^2 p^3 x + T_K p^2 x + \delta_z p x = \\ = T_r p^2 \varphi + p \varphi + k_p \varphi + T_p^2 / T_d p \alpha_p + \delta_z \alpha_p \end{aligned} \quad (6)$$

Статическая характеристика полученного регулятора может быть найдена из его динамической характеристики путем вычисления ошибки регулирования через обратную передаточную функцию. Известно, что статическая характеристика – это зависимость $\varphi = f(x)$ на установившемся, равновесном режиме при постоянной настройке регулятора, которая, в данном случае, выражается координатой α_p . Положим, что внешнее управляющее воздействие отсутствует, то есть $\alpha_p = 0$. Тогда, выражая через обратную передаточную функцию из уравнения (6):

$$\varphi = \frac{T_p^2 p^3 + T_K p^2 + \delta_z p}{T_r p^2 + p + k_p} x \quad (7)$$

После затухания всех колебательных и апериодических процессов по окончании регулирования имеем [5]:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} (p) = 0 \quad (8)$$

Учитывая это, в уравнении (7) получим:

$$\varphi = \lim_{t \rightarrow \infty} \varphi(t) = \lim_{p \rightarrow 0} \left(\frac{T_p^2 p^3 + T_K p^2 + \delta_z p}{T_r p^2 + p + k_p} x \right) = 0 \quad (9)$$

то есть, в конце процесса регулирования угловая скорость вращения коленчатого вала не изменится по сравнению с начальной $\varphi(0) = 0$, а значит регулятор является астатическим.

Уравнение ПД-регулятора с последовательным интегральным звеном

Рассмотрим другой возможный способ создания астатизма для процесса регулирования – введем в схему последовательное интегральное звено. Таким звеном является положительная местная обратная связь, как показано в схеме на рис. 2.

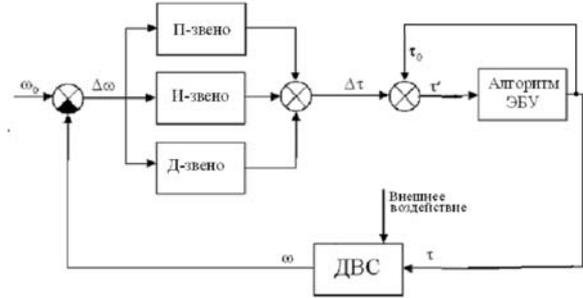


Рис.2. Общая схема регулирования частоты вращения дизеля с местной положительной обратной связью

Как известно из классической теории автоматического управления [5], передаточная функция узла с положительной обратной связью определяется следующим образом:

$$W_{OC}(p) = \frac{W_{ЭБУ}(p)}{1 - W_{ЭБУ}(p)} \quad (10)$$

В данном случае, алгоритм ЭБУ является звеном запаздывания с передаточной функцией [4]:

$$W_{ЭБУ}(p) = \frac{1}{T_d p + 1} \quad (11)$$

Тогда:

$$W_{OC}(p) = \frac{1}{T_d p + 1} \cdot \frac{1}{1 - \frac{1}{T_d p + 1}} \quad (12)$$

Полученная передаточная функция является не чем иным, как отображением идеального интегрирующего звена, и ей соответствует дифференциальное уравнение:

$$T_d \frac{dx}{dt} = x' + \alpha_p, \text{ или } T_d p x = x' + \alpha_p \quad (13)$$

Уравнение (13) дополняет уравнение ПД-регулятора, полученное в работе [4] из (1) при условии $T_{II} = 0$ и $k_{II} = 0$:

$$T_d p x' + x' = (k_{II} T_d + k_d) p \varphi + k_{II} \varphi \quad (14)$$

Система уравнений (13), (14) после исключения переменной x' сводится к одному уравнению:

$$\begin{aligned} \frac{T_d^2}{k_{II}} p^2 x + \frac{T_d}{k_{II}} p x = \\ = \left(T_d + \frac{k_d}{k_{II}} \right) p \varphi + \varphi + \frac{T_d}{k_{II}} p \alpha_p + \frac{1}{k_{II}} \alpha_p \end{aligned} \quad (15)$$

Введем обозначения для новых постоянных времени, используемых в уравнении (15):

$T_d / \sqrt{k_{II}} = T_p$ – постоянная времени собственно

ЭБУ, включающего электронный регулятор;

$T_d / k_{II} = T_K$ – постоянная времени катаракта (вязкого трения); $(T_d + k_d / k_{II}) = T_r$ – время воздействия

по ускорению коленчатого вала.

Тогда уравнение (15), описывающее электронный блок управления с ПД-регулятором, примет вид:

$$T_p^2 p^2 x + T_K p x = T_r p \varphi + \varphi + T_K p \alpha_p + \delta_z \alpha_p. \quad (16)$$

Для получения статической характеристики такого регулятора применим тот же подход, что и для ПИ-регулятора, описанный выше:

$$\varphi = \frac{T_p^2 p^2 + T_K p}{T_r p + 1} x. \quad (17)$$

Откуда при условии $\lim_{t \rightarrow \infty} (p) = 0$:

$$\varphi = \lim_{t \rightarrow \infty} \varphi(t) = \lim_{p \rightarrow 0} \left(\frac{T_p^2 p^2 + T_K p}{T_r p + 1} x \right) = 0, \quad (18)$$

то есть регулятор также является астатическим.

Сравнительный анализ регуляторов

Проведем качественное сравнение предложенных выше ПИ-регулятора (имеющего в своем составе параллельное интегральное звено) и ПД-регулятора с последовательным интегральным звеном. Известно, что время переходного процесса для апериодического звена (а оба предложенных регулятора являются апериодическими звеньями 2-го порядка, так как в описывающих их дифференциальных уравнениях коэффициент перед первой производной больше коэффициента перед второй производной, что и является определяющим условием) составляет [3]:

$$t_n \approx 3T_K. \quad (19)$$

Как было показано выше, время катаракта ПИ-регулятора $T_K = (1 + N/2)T_d / k_{II}$, аналогичный параметр ПД-регулятора $T_K = T_d / k_{II}$, что на порядок меньше из-за отсутствия целого множителя $(1 + N/2)$. Следовательно, с точки зрения быстродействия САР применение ПД-регулятора с последовательным интегрирующим звеном более эффек-

тивно, чем применение ПИ-регулятора.

Выводы

1. Существует два способа исключения статической ошибки электронного ПД-регулятора путем доработки его алгоритма: применение ПИ-регулятора и введение в схему ПД-регулятора последовательного интегрального звена.

2. Получены дифференциальные уравнения предложенных электронных регуляторов, которые могут быть использованы для синтеза САР дизеля с электронным управлением.

3. Качественное сравнение ПИ-регулятора и ПД-регулятора с последовательным интегральным звеном показало, что последний обеспечивает на порядок большее быстродействие при сохранении обеспечения астатизма.

Список литературы:

1. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания. / В.И. Крутов – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
2. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М.: ЗАО “КЖИ “За рулем”, 2004. – 480 с.
3. Поляков К.Ю. Теория автоматического управления для “чайников”. Учебник. / К.Ю. Поляков. – Санкт-Петербург, 2008. – 139 с.
4. Прохоренко А.О. Дифференциальные уравнения электронного регулятора для дизеля с аккумуляторной топливной системой / А.О. Прохоренко – Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – 2012. – № 3. – С. 194 – 205.
5. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического управления / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. – СПб, изд-во «Профессия», 2004. – 752 с.

Bibliography (transliterated):

1. Krutov V.I. Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie dvigatelej vnutrennego sgoranija. / V.I. Krutov – M.: Mashinostroenie, 1989. – 416 s.
2. Sistemy upravlenija dizel'nymi dvigateljami. Perevod s nemeckogo. Pervoe russkoe izdanie. – M.: ZAO “KZhI “Za rulem”, 2004. – 480 s.
3. Poljakov K.Ju. Teorija avtomaticheskogo upravlenija dlja “chajnikov”. Uchebnik. / K.Ju. Poljakov. – Sankt-Peterburg, 2008. – 139 s.
4. Prohorenko A.O. Di-ferencijne rivnjannja elektronnoho reguljatora dlja dizelja z akumuljatornoju palivnoju sistemoju / A.O. Prohorenko – Visnik Nacional'nogo tehničnogo universitetu „Harkivs'kij politehničnij institut”. Zbirnik nauko-vih prac'. Tematichnij vipusk: Matematichne modeljuvannja v tehničnii ta tehnologijah. – 2012. – № 3. – S. 194 – 205.
5. Besekerskij V.A. Teorija sistem avtomaticheskogo upravlenija / V. A. Besekerskij, E. P. Popov. – SPb, izd-vo «Professija», 2004. – 752 s.

А.А. Лисовал, д-р техн. наук, А.В. Вербовский, асп.

ВСЕРЕЖИМНЫЙ ЭЛЕКТРОННЫЙ РЕГУЛЯТОР ДИЗЕЛЯ КОЛЕСНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Введение

Из теории и практики автоматического регулирования известны ПИД-регуляторы, где П – это пропорциональная, И – интегральная и Д – дифференциальная составляющие закона регулирования. Для стационарных и транспортных дизелей такие регуляторы применяют для систем автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) коленчатого вала дизеля. ПИД-регуляторы нашли широкое применение в электронных САРЧ. В Украине на дизелях колесных транспортных средств (КТС) ПИД-регуляторы стали применять и испытывать при переходе от механических и гидромеханических САРЧ к микропроцессорным.

Публикации и постановка задачи

В предыдущих публикациях [1, 2] описана методика и этапы создания двухрежимной электронной САРЧ для автомобильного дизеля 4СН12/14 с пологими частичными характеристиками. Эти работы выполнены на кафедре «Двигатели и теплотехника» Национального транспортного университета совместно с Институтом газа НАН Украины. Основное внимание в публикациях отведено математическому моделированию экспериментальной САРЧ, дизелю с наддувом и созданию программного обеспечения [2, 3]. Математическая модель электронного блока не описывает режимы пуска и прогрева дизеля. В остальном она идентична программному обеспечению, которое было внесено в микроконтроллер серии PIC 16 фирмы Microchip.

В экспериментальном двухрежимном регуляторе был реализован ПИ-закон (пропорционально-интегральный) регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля с незначительной по величине интегральной составляющей и ПИ-закон регулирования положения выходного вала исполнительного механизма, который был соединен с рейкой ТНВД дизеля [4].

В продолжение работ по созданию электронного регулятора было поставлено задание – перейти к всережимному регулированию частоты

вращения и реализовать ПИД-закон регулирования.

В процессе создания и исследования всережимной микропроцессорной САРЧ для автотрак-

торного дизеля возникла задача – правильно настроить коэффициенты П-, И- и Д-каналов усиления ПИД-регулятора для дизеля КТС, обосновать долю каждого в суммарном цифровом сигнале управления для исполнительного механизма. Для дизеля КТС необходимо осуществлять корректировку выбранных коэффициентов усиления для каналов ПИД-регулятора в зависимости от широкого скоростного диапазона работы автотракторного дизеля и величины внешней нагрузки.

Существующие зарубежные инструкции по настройке каналов ПИД-регуляторов для дизелей КТС включают рекомендации, которые направлены на механическое действие оператора и зависят от личного опыта и квалификации этого оператора.

Цель работы – обоснование и экспериментальное подтверждение способа настройки всережимного электронного ПИД-регулятора для автотракторного дизеля.

В отличие от двухрежимного электронного регулятора всережимная версия собрана на основе узлов фирмы Heinzmann. Для реализации ПИД-закона регулирования частоты вращения автотракторного дизеля выбран электронный блок управления Pandaros. Применена более совершенная конструкция исполнительного механизма [4], который присоединили к рейке ТНВД.

Объектами экспериментальных исследований электронной САРЧ были 6-ти и 8-ми цилиндровые двигатели ЯМЗ размерности S/D = 13/14 без наддува. Соответственно, исполнительные механизмы регуляторов на ТНВД развивали максимальные усилия 1,4 Н и 3,6 Н при угле поворота выходного вала 36 °.

Стендовые испытания

Целью стендовых испытаний было определение коэффициентов для ПИД-регулятора по П-, И- и Д-каналам усиления входного сигнала частоты вращения коленчатого вала дизеля в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля.

Для настройки ПИД-регулятора использовали дизель-электрический агрегат АГД-100С-Т400-1Р с приводным дизелем 6С13/14. Дизель при 1500 мин⁻¹ развивал мощность 100 кВт. Внешнюю нагрузку

создавали реостатами. Регулятор был настроен практически на астатическую регуляторную характеристику со степенью неравномерности 0,2 %.

Все операции по сбросу-набросу нагрузки, установившиеся процессы фиксировали при помощи цифровой записи.

Настройку ПИД-параметров начинали с режима холостого хода и далее проверяли в динамике при сбросе-набросе нагрузки. Правильность настройки и выбора коэффициентов усиления П-, И- и Д-каналов оценивали по известным показателям качества переходного процесса САРЧ дизеля (ГОСТ 10511-83): длительность переходного процесса, заброс частоты вращения, нестабильность частоты. Дополнительным показателем правильной настройки было принято – достижение при набросе нагрузки не более одного перерегулирования выходного вала исполнительного механизма.

При частоте 1500 мин⁻¹ приводного вала дизель-электрический агрегат и номинальной мощности были определены значения рациональных ПИД-параметров по соответствующим каналам: П – 15 %; И – 23 % ; Д – 3 %. Возможная максимальная степень усиления по каждому каналу составляла 100 %.

В результате проведенных исследований было установлено, что при изменении выбранного рационального значения коэффициента усиления по П-каналу прямо пропорционально изменялись и рациональные значения двух других (И и Д) каналов, и наоборот. Это позволило выбранные рациональные ПИД-параметры при номинальном режиме пропорционально изменять с помощью введенного нами суммарного корректирующего коэффициента K_{Σ} . Расчетные значения суммарного корректирующего коэффициента K_{Σ} определяли по формуле:

$$K_{\Sigma} = K_N \cdot K_V, \quad (1)$$

где K_N , K_V – корректирующие коэффициенты по нагрузке и частоте вращения коленчатого вала.

Коэффициент K_{Σ} оказывал мультипликативное влияние на выбранные значения рациональных ПИД-параметров. Значения корректирующих коэффициентов K_N и K_V на номинальном режиме дизель-электрического агрегата приняли за единицу.

Для определения значений корректирующих коэффициентов K_N по нагрузке и K_V по частоте вращения коленчатого вала для выбранных рациональных ПИД-параметров были проведены два этапа исследований:

- определение корректирующего коэффициента K_N при частоте вращения 1500 мин⁻¹ и при нагрузках на дизель с фиксированным шагом;
- определение корректирующего коэффициента K_V в режиме холостого хода с фиксированным шагом частоты вращения.

Результаты двух этапов исследований приведены в табл. 1 и 2, соответственно.

Таблица 1. Значение корректирующего коэффициента K_N при разных нагрузочных режимах

Коэффициент коррекции	Нагрузка на дизель, кВт					
	0	20	40	60	80	100
K_N	0,45	0,45	0,45	0,7	0,9	1,0

Таблица 2. Значение корректирующего коэффициента K_V в режиме холостого хода

Коэффициент коррекции	Частота вращения, мин ⁻¹				
	900	1200	1500	1800	2100
K_V	0,9	0,9	1,0	1,1	1,2

Анализ полученных результатов показал, что с уменьшением мощности дизеля значения корректирующего коэффициента K_N необходимо уменьшать. При значениях внешней нагрузки на дизель менее 50 % выбранные рациональные значения ПИД-параметров изменяются незначительно.

Значения корректирующего коэффициента K_V в режиме холостого хода определяли на дизеле 8Ч13/14, который был установлен на колёсный трактор Т150К. С увеличением частоты вращения дизеля значения K_V возрастают.

Из полученных значений корректирующих коэффициентов K_N и K_V было рассчитано по формуле (1) значение суммарного корректирующего коэффициента K_{Σ} , общего для всего рабочего диапазона автотранспортного дизеля 8Ч13/14.

В табл. 3 приведен массив значений суммарного поправочного коэффициента K_{Σ} , который получен расчетно-экспериментальным способом.

Таблица 3. Значения суммарного корректирующего коэффициента K_{Σ} для дизеля 8Ч13/14

	Частота вращения, мин ⁻¹				
	900	1200	1500	1800	2100

Мощность, %	0	0,4	0,4	0,45	0,5	0,55
	20	0,4	0,4	0,45	0,5	0,55
	40	0,4	0,4	0,45	0,5	0,55
	60	0,65	0,65	0,7	0,8	0,85
	80	0,8	0,8	0,9	1,0	1,1
	100	0,9	0,9	1,0	1,1	1,2

Опорные точки, которые выделены в табл. 3 курсивом, были внесены в энергонезависимую память микроконтроллера ПИД-регулятора.

Дорожные испытания

Для подтверждения правильности настроек ПИД-регулятора для КТС были проведены испытания дизеля 8Ч13/14 на тракторе Т150К при разгонах с переключением передач. При таких разгонах переходные процессы в САРЧ дизеля возбуждаются не набросом нагрузки как в дизель-электрическом агрегате, а смешанным внешним воздействием – нажатием на электронную педаль и одновременно набросом нагрузки которая передается через сцепление от трансмиссии.

Дизель 8Ч13/14 отрегулирован на мощность 128,7 кВт при 2100 мин⁻¹ коленчатого вала. На дизеле был установлен ТНВД типа 80.05-30 с всережимным электронным регулятором частоты. Степень неравномерности внешней и частичных регуляторных ветвей была установлена 6 %.

Полная масса трактора с установленным на нем дополнительным весом составляла 9400 кг.

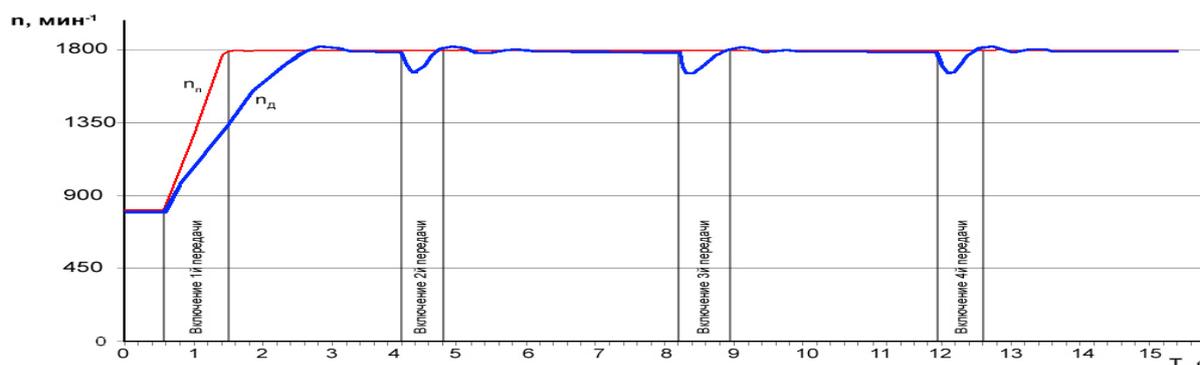


Рис. 1. Разгоны дизеля 8Ч13/14 с переключением передач на тракторе Т150К: $n_{н}$ и $n_{д}$ – задаваемая и фактическая частоты вращения коленчатого вала

Расчетные кривые $n_{п}$ и $\varphi_{р}^I$ – это тоже результаты цифровой записи, которые просчитывает микроконтроллер САРЧ без учета инерционности КТС и особенностей переключения передач. Результаты сопоставления фактических и расчетных значений электронной САРЧ будут далее учтены при математическом моделировании.

Габаритные размеры трактора: высота 3,19 м; ширина 2,4 м.

Коробка передач – механическая с гидравлическим управлением, переключаемая без разрыва потока мощности.

Испытания проводили на горизонтальном участке асфальтной дороги длиной 50 м. Разгон дизеля на тракторе производили на первой передаче с места на второй транспортной скорости с последующим переключением передач при движении до четвертой. Достигали максимальной скорости 12 км/ч.

Было выполнено 11 заездов в одном направлении. Проводили цифровую запись параметров САРЧ дизеля и трактора. Было выбрано 5 результатов, для которых разгон трактора до 12 км/час занял в среднем 30 м. На рис. 1 показана цифровая запись частоты вращения дизеля 8Ч13/14 при переключении передач. Выбранный график изменения частоты вращения наиболее совпадает с заездом на участке разгона трактора в 30 м.

На рис. 2 показан фрагмент обработанной цифровой записи переходных процессов в электронной САРЧ дизеля при включении и разгоне трактора на первой передаче.

Показанные на рис. 2 переходные процессы САРЧ охватывают скоростной диапазон 800...1800 мин⁻¹. В этом рабочем диапазоне дизеля величины суммарных коэффициентов K_{Σ} микроконтроллер определяет методом интерполяции по значениям опорных точек, которые были приведенным в табл. 3.

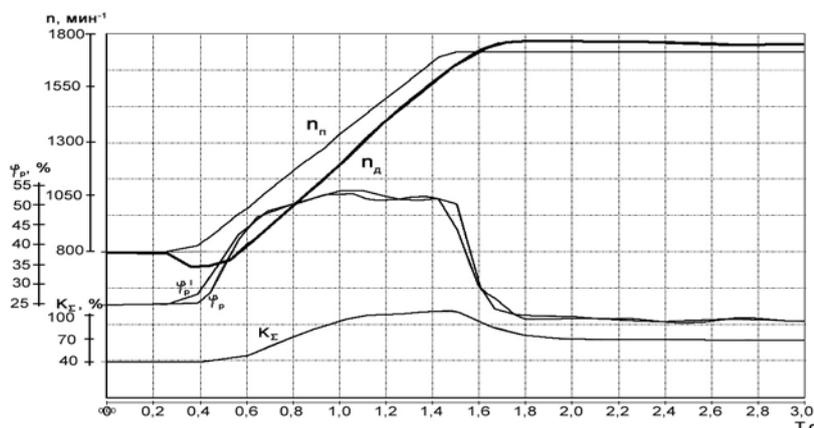


Рис. 2. Переходные процессы в САРЧ дизеля 8Ч13/14 на тракторе Т150К при включении и последующем разгоне на первой передаче:

$n_{п}$ и $n_{д}$ – задаваемая и фактическая частоты вращения коленчатого вала; $\varphi_{р}^1$ и $\varphi_{р}$ – задаваемое и фактическое положения вала исполнительного механизма в относительных единицах; K_{Σ} – суммарный корректирующий коэффициент настройки ПИД-регулятора

На начальной стадии переходного процесса незначительное падение частоты объясняется буксованием сцепления на протяжении 0,35 с. Нажатие на электронную педаль приводит к возрастанию задаваемого значения $n_{п}$ частоты вращения. Микропроцессорный блок САРЧ реагирует на это увеличением задаваемого значения $\varphi_{р}^1$ положения вала исполнительного механизма. Во время переходного процесса положение вала исполнительного механизма в относительных единицах изменялось от 20 до 53 %. Длительность переходного процесса составила 1,8 с. Суммарный корректирующий коэффициент K_{Σ} изменился от 0,4 до 1,0. Показатели переходного процесса соответствуют 1-ому классу точности по ГОСТ 10511-83.

Выводы

Применение всережимного электронного ПИД-регулятора частоты вращения коленчатого вала для дизеля КТС требует настройки П-, И- и Д-каналов усиления и корректировки этих настроек в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов эксплуатации.

Дорожные испытания электронной САРЧ подтвердили правильность выбора коэффициентов K_{Σ} для опорных точек калибровочной матрицы ПИД-закона регулирования частоты вращения ав-

тотракторного дизеля.

Список литературы:

1. Лисовал А.А. Методика и результаты испытания микропроцессорного регулятора с программно-измерительным комплексом в его составе / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 1. – С. 15–19.
2. Лисовал А.А. Микропроцессорный регулятор дизеля и расчёт цикловой подачи топлива / А.А. Лисовал, С.В. Кострица, А.В. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 58–61.
3. Лисовал А.А. Проверка адекватности математической модели системы автоматического регулирования дизеля / А.А. Лисовал, С.В. Кострица, А.В. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 2. – С. 64–69.
4. Лисовал А.А. Виконавчі механізми для електронних регуляторів паливних насосів високого тиску дизеля / А.А. Лисовал, С.В. Кострица, О.В. Вербовський // Автошляховик України. – 2009. – №4. – С. 23–24.

Bibliography (transliterated):

1. Lisoval A.A. Metodika i rezul'taty ispytaniya mikroprocessornogo reguljatora s programmno-izmeritel'nym kompleksom v ego sostave / A.A. Lisoval // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2007. – № 1. – S. 15–19.
2. Lisoval A.A. Mikroprocessornyj reguljator dizelja i raschjot ciklovoj podachi topliva / A.A. Lisoval, S.V. Kostrica, A.V. Verbovskij // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2010. – № 2. – S. 58–61.
3. Lisoval A.A. Proverka adekvatnosti matematicheskoj modeli sistemy avtomaticheskogo regulirovanija dizelja / A.A. Lisoval, S.V. Kostrica, A.V. Verbovskij // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2011. – № 2. – S. 64–69.
4. Lisoval A.A. Vikonavchi mehanizmi dlja elektronnih reguljatoriv palivnih nasosiv visokogo tisku dizelja / A.A. Lisoval, S.V. Kostricja, O.V. Verbovskij // Avtoshljahovik Ukraїni. – 2009. – №4. – S. 23–24.

ди проходных сечений клапанов на индикаторные показатели цикла фазы газораспределения приняты неизменными: $\varphi_{S1}=355$, $\varphi_{S2}=395$, $\varphi_{B1}=150$, $\varphi_{B2}=280$ град. поворота коленчатого вала.

На рис. 2 приведены зависимости индикаторных показателей двигателя от максимального значения эффективной площади проходного сечения впускного клапана при максимальном значении площади проходных сечений выпускных клапанов $(i_B \cdot \mu_{\phi e})_{\max}=1500 \text{ мм}^2$. При увеличении максимального значения площади эффективного проходного сечения впускного клапана $(\mu_{\phi s})_{\max}$ со 150 до 300 мм^2 индикаторный КПД и удельный индикаторный расход воздуха изменяются незначительно. Температура продуктов сгорания в момент открытия выпускных клапанов T_e возрастает примерно на 20К. Увеличение индикаторной мощности двигателя N_i и часового расхода топлива $B_{\text{ч}}$ при этом практически пропорционально увеличению расхода воздуха через двигатель $(N_i \cdot g_{vi})$. Значение $(\mu_{\phi s})_{\max}$ целесообразно принимать в пределах 250...300 мм^2 . Значению $(\mu_{\phi s})_{\max}=250 \text{ мм}^2$ соответствует отношение $(\mu_{\phi s})_{\max}/(i_B \cdot \mu_{\phi e})_{\max}=1/6$ при диаметре горловины впускного клапана $d_s=22 \text{ мм}$.

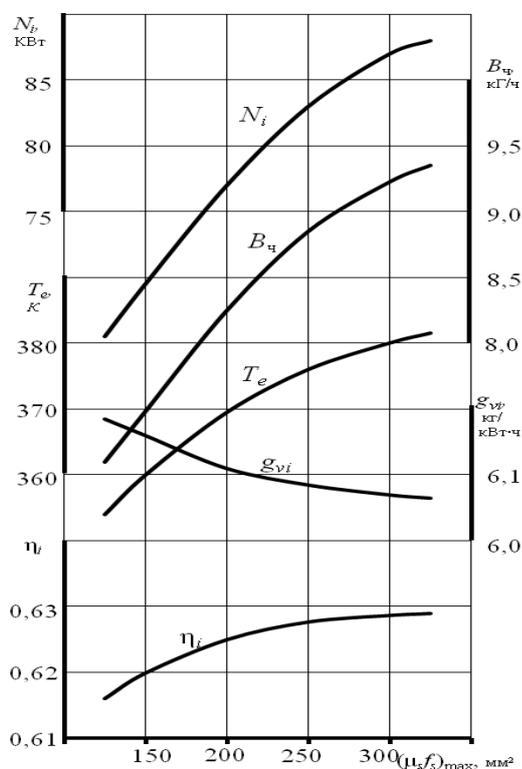


Рис. 2. Влияние эффективной площади проходного сечения впускного клапана на индикаторные показатели цикла ($P_S=3,7 \text{ МПа}$; $\alpha=3,5$; $P_T=0,1043 \text{ МПа}$; $(i_B \cdot \mu_{\phi e})_{\max}=1500 \text{ мм}^2$)

Влияние значений площади эффективного проходного сечения выпускных клапанов на индикаторные показатели двигателя, определялось при значении площади проходного сечения выпускных клапанов $(\mu_{\phi s})_{\max}=250 \text{ мм}^2$ (рис. 3).

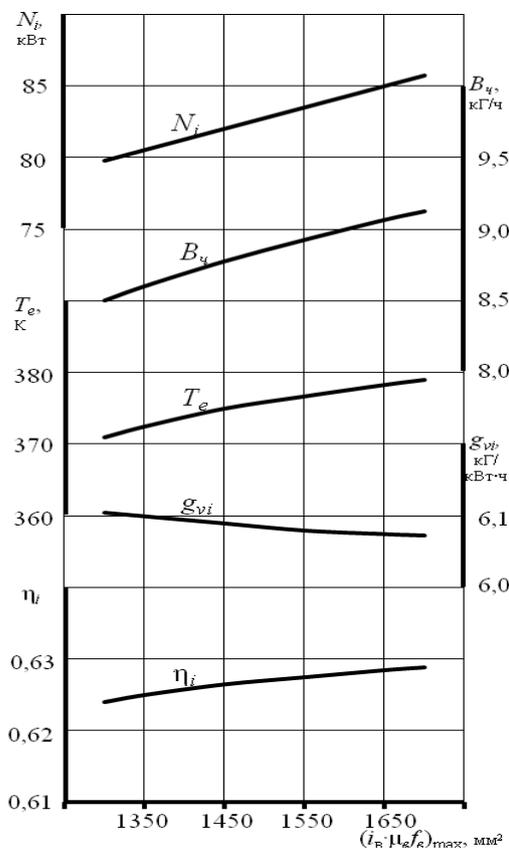


Рис. 3. Влияние эффективной площади проходных сечений выпускных клапанов на индикаторные показатели цикла ($P_S=3,7 \text{ МПа}$; $\alpha=3,5$; $P_T=0,1043 \text{ МПа}$; $(\mu_{\phi s})_{\max}=250 \text{ мм}^2$)

Изменение эффективной площади проходных сечений выпускных клапанов $(i_B \cdot \mu_{\phi e})_{\max}$ с 1350 мм^2 до 1650 мм^2 оказывает незначительное влияние на температуру продуктов сгорания в надпоршневой полости в момент открытия выпускных клапанов T_e , удельный индикаторный расход воздуха g_{vi} и индикаторный КПД η_i . Индикаторная мощность N_i и часовой расход топлива $B_{\text{ч}}$ возрастают пропорционально увеличению расхода воздуха через двигатель $(N_i \cdot g_{vi})$. Минимальному удельному расходу воздуха через двигатель соответствуют значения площади проходных сечений выпускных клапанов $(i_B \cdot \mu_{\phi e})_{\max}=1500 \dots 1600 \text{ мм}^2$ ($(i_B \cdot \mu_{\phi e})_{\max}/F_{\text{п}} \approx 0,25 \dots 0,26$).

При оценке влияния фаз опережения открытия впускного и выпускных клапанов площадь проходных сечений клапанов, продолжительность

открытия клапанов и частота вращения коленчатого вала не изменялись. С увеличением опережения открытия впускного клапана расход рабочего тела и индикаторная мощность двигателя практически линейно снижаются (рис. 4). Удельный расход рабочего тела, индикаторный КПД при изменении φ_{s1} в пределах 350...360 град. ПКВ практически неизменны.

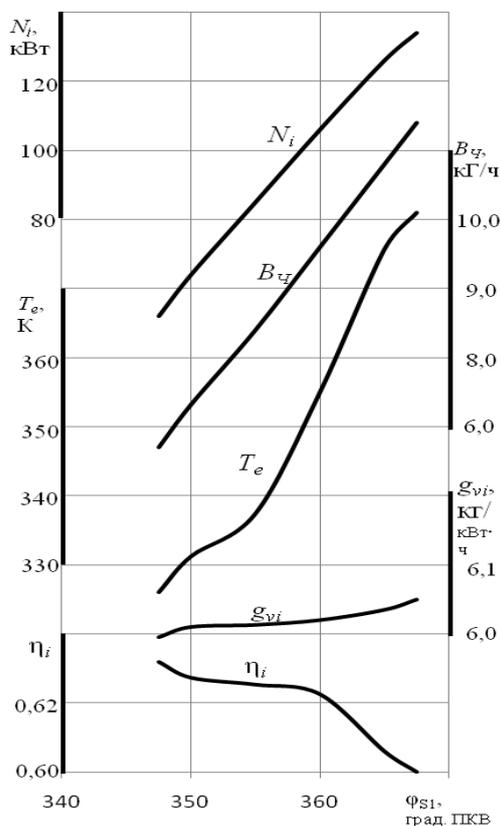


Рис. 4. Влияние фазы опережения открытия впускного клапана на индикаторные показатели цикла ($P_s=3,7$ МПа; $\alpha=3,5$; $P_T=0,1043$ МПа; $(\mu_{fs})_{max}=250$ мм²; $(i_e \cdot \mu_{fe})_{max}=1500$ мм²)

Влияние фазы опережения открытия выпускных клапанов на индикаторные показатели двигателя незначительны (рис. 5). Снижение температуры продуктов сгорания в надпоршневой полости с уменьшением опережения открытия выпускных клапанов обусловлено увеличением степени расширения рабочего тела. Запаздывание закрытия выпускных клапанов практически не оказывает влияния на индикаторные показатели цикла и устанавливается из условия повышения давления остаточных газов к концу хода сжатия до уровня давления продуктов сгорания в камере сгорания.

Таким образом, на начальном этапе исследований отношение $(i_e \cdot \mu_{fe})_{max}/F_{II}$ может быть принято равным 0,255, отношение $(\mu_{fs})/(i_e \cdot \mu_{fe})=1/6$, фаза опережения открытия впускного клапана $\varphi_{s1}=355$ град. поворота коленчатого вала, фаза опережения

открытия выпускного клапана $\varphi_{b1}=150$ град. поворота коленчатого вала. Запаздывание закрытия впускного клапана зависит от заданной мощности, а запаздывание закрытия выпускных клапанов определяется ограничением по максимальному давлению цикла.

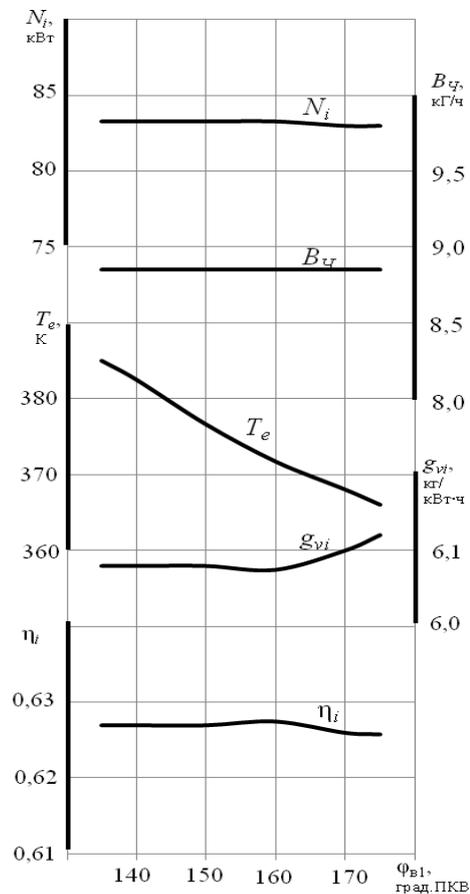


Рис. 5. Влияние фазы опережения открытия выпускных клапанов на индикаторные показатели цикла ($P_s=3,7$ МПа; $\alpha=3,5$; $P_T=0,1043$ МПа; $(\mu_{fs})_{max}=250$ мм²; $(i_e \cdot \mu_{fe})_{max}=1500$ мм²)

Список литературы:

1. Патент США №6305171B1 F01K 7/34. Method and device for additional thermal heating for motor vehicle equipped compressed air injection / Guy Negre, Cyril Negre. Оубл. 23.10.2001.
2. Дьяченко В.Г. Двигатель внешнего сгорания – проблемы, перспективы / В.Г. Дьяченко, О.И. Воронков, О.Ю. Линьков, И.Н. Никитченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 113-118.
3. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания / В.Г. Дьяченко. – Х.: ХНАДУ, 2009. – 500с.

Bibliography (transliterated):

1. Patent SSCHA №6305171B1 F01K 7/34. Method and device for additional thermal heating for motor vehicle equipped compressed air injection / Guy Negre, Cyril Negre. Opubl. 23.10.2001.
2. D'jachenko V.G. Dvigatel' vneshnego sgoranija – problemy, perspektivy / V.G. D'jachenko, O.I. Voronkov, O.Ju. Lin'kov, I.N. Nikitchenko //Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2010. – № 1. – S. 113-118.
3. D'jachenko V.G. Teorija dvigatelej vnutrennego sgoranija/V.G. D'jachenko. – H.: HNADU, 2009. –500s.

*А.В. Белогуб, д-р техн. наук, В.А. Пылев, д-р техн. наук,
А.А. Зотов, канд. техн. наук, Е.А. Глишко, канд. техн. наук*

ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ 3-D МОДЕЛИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОМПОНЕНТОВ НА ПРИМЕРЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОРШНЯ

Введение

Практически любой новый (разрабатываемый) автомобильный компонент должен быть легче, конструктивно проще, технологичнее старого, сохранять работоспособность весь период эксплуатации и способствовать повышению технического уровня автомобиля в целом, т.е. цель проектировщика – создать конструкцию легкую, прочную и долговечную. При этом компонент должен быть реализован потребителю. Важно, что указанные условия должны быть системно гарантированы используемой технологией проектирования с учетом эффективной поддержки соответствующих этапов жизненного цикла (ЖЦ). Реализация той или иной технологии конструкторского проектирования сложных технических систем сегодня основывается на средствах универсальных CAD-CAE пакетов. В этой связи особенности таких технологий в значительной степени определяются используемыми методами проектирования. Для разработки эффективных методов прохождения этапов ЖЦ компонента, связанных с непосредственным его проектированием, необходимо разрешить следующие два недостатка универсальных АС. Это неучет специфики конкретной конструкции и отсутствие должного аппарата описания трудноформализуемой специальной информации [1,2].

В рассматриваемом примере – проектировании поршня автомобильного ДВС – выделены следующие подэтапы ЖЦ:

- трехмерное геометрическое моделирование аналогов и прототипа;
- синтез внутренней поверхности нового изделия;
- моделирование теплового и силового воздействия на конструкцию;
- анализ качества нового изделия в сравнении с известными аналогами;
- синтез внешней боковой поверхности поршня.

Общая схема этих этапов приведена на рис. 1.

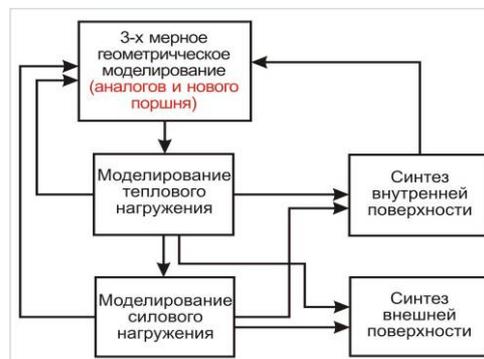


Рис. 1. Схема прохождения подэтапов ЖЦ поршня, связанных с непосредственным проектированием

Настоящая статья посвящена технологии создания геометрических моделей автомобильных поршней.

Особенности синтеза трехмерных геометрических моделей автомобильных поршней ДВС

В контексте принципа сквозного проектирования создание трехмерной модели поршня происходит неразрывно с созданием модели отливки, что позволяет производить изменения в обеих моделях одновременно. С этой целью совмещается 3D-модель поршня и его отливки в одном рабочем файле. Различные конфигурации содержат одни и те же элементы в дереве построения и отличаются друг от друга совокупностью активных и пассивных элементов. В частности, в конфигурации отливки поршня пассивны элементы, имитирующие механическую обработку. Сказанное выше приводит к первоначальному представлению о простоте **решения задачи автоматизации процесса минимизации массы тонкостенного поршня, как об основной задаче конструирования** [1]. Поэтому рассмотрим известные подходы к решению задачи минимизации массы.

Первый из них – это следование определенным рекомендациям, нормативам, стандартам, в которых заложен опыт "предыдущих поколений". Эти документы создавались и создаются различными путями, включая систематизацию предыдущего опыта и экспериментальную проработку проблемы. Исходя из такого подхода, считается, что

для определенного уровня форсирования двигателя имеет место рекомендованное схемное решение конструкции поршня [3]. При этом не исключены и случаи, когда доводы разработчиков рекомендаций не до конца понятны проектировщикам. Тем не менее, в подавляющем большинстве случаев соблюдение нормативов есть наиболее надежный и быстродостижимый путь решения задачи проектирования.

Но такой подход не позволяет реализовать концепцию постоянного совершенствования поршня – когда двигатель требует замены поршневой группы, на замену поступит поршень прежней конфигурации, выполненный с учетом известных нормативов и рекомендаций.

Другой подход решения задачи минимизации массы противоположен первому и предполагает использование алгоритмов оптимального проектирования. Здесь известно укрупненное деление алгоритмов на параметрические и те, которые связаны с анализом чувствительности. Цель первых – подбор переменных, описывающих геометрию (это наиболее распространенный случай), характеристик материалов, параметров армирования материалов и т. д. Анализ чувствительности предполагает получение формы тела, удовлетворяющей заданным требованиям. Одним из различий между методами является то, что параметрическая оптимизация предполагает описание формы тела через некоторые параметры. Затем эти параметры учитываются при построении объекта. Далее строится геометрическая модель, после чего для нее выполняются необходимые расчеты.

Принципиально для реализации процедуры параметрической оптимизации необходимо выполнить следующее [1,2]:

- 1) создать геометрическую модель объекта проектирования;
- 2) убедиться, что система размеров сформирована так, чтобы те, которые будут являться переменными проектирования, являлись управляющими, проверить возможность перестроения модели при изменении каждого из этих размеров;
- 3) проверить возможность построения сетки конечных элементов (КЭ) для исходного варианта геометрии, а также при изменении размеров, которые будут ассоциироваться с переменными проектирования.

В целом эффект от процедуры оптимизации здесь ожидается за счет автоматизации процесса

перестроения геометрической модели с последующим анализом решений на требуемом количестве шагов поиска оптимума. При этом автоматизация процесса невозможна без типизации геометрической модели.

Предположим, что поставленную задачу будем решать с использованием достаточного количества типовых параметризованных геометрических моделей поршней. При этом обратимся к рис. 2 и табл. 1.

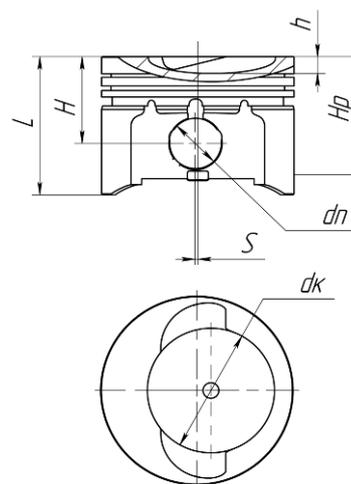


Рис. 2. Основные геометрические параметры тонкостенного поршня

Из рисунка видно, что поршень имеет 8 основных геометрических параметров. Это D , H , H_p , L , S , d_n , h , d_k . Все они, а также геометрия КС, заданы разработчиком двигателя, поэтому геометрическая модель создается сразу в размерах этих фиксированных параметров. Вся же остальная совокупность параметров должна быть варьированной.

В табл. 1 представлены значения фиксированных, а также количество варьированных конструктивных параметров 10 разработанных в ПАО «АВТРАМАТ» геометрических моделей поршней. Здесь количество варьированных параметров изменится в пределах от 68 до 173, что существенно велико для применения метода пространства параметров [4], т.к. рекомендации относительно количества необходимых пробных точек в выбранном конструктором пространстве параметров на сегодня отсутствуют. Также важно, что параметризация конечно-элементной модели даже в системах высокого уровня (ANSYS, NASTRAN, COSMOS/M) в силу значительной сложности этой задачи для общего случая произвольного объекта отсутствует. Это приводит к прекращению попыток параметризации всего цикла исследований [5].

Таблица 1. Фиксированные и прочие параметры тонкостенных поршней ДВС

№ п/п	Наименование поршня	D, мм	dn, мм	dk, мм	H, мм	h, мм	Описание КС	Прочие геометрические параметры, всего
1.	2457.1004015H	72	20	50	33,75	1,9	2 выборки и КС	130
2.	317.1004015	75,5	20	42x61	34,15	4,15	2 выборки и КС	130
3.	2101-1004015	76,0	22	-	37,9	-	отсутствует	114
4.	21011-1004015	79,0	22	55	37,9	1,9	КС	102
5.	2105-1004015М-У	82,0	22	44x62	37,9	4,6	2 выборки и КС	147
6.	21124-1004015H	82,0	22	-	39,13	-	4 выборки	123
7.	21126-1004015М	82,0	18	-	25,55	-	4 выборки	173
8.	21128-1004015H	82,0	19	73	26,2	2	4 выборки и КС	128
9.	406. 1004015H	92	22	-	38,14	-	4 выборки	125
10.	421. 1004015М	100	25	78	43,5	4	КС	68

Таким образом, ввиду особенностей проектирования автомобильного поршня, где количество геометрических примитивов велико, а в процессе реализации проекта их число варьируется, задача автоматической оптимизации даже в ее постановке, связанной с типизацией будущих решений, крайне затруднительна, предлагается *неалгоритмическая методика получения геометрических моделей поршней, основанная на использовании проектировщиком моделей нечетких смысловых отношений.*

Полагаем, что проектировщик всегда имеет дело с конкретным поршнем, основные геометрические параметры которого – D , d_n , d_k , H , h и геометрия КС (см рис.2), заданы разработчиком двигателя. Поэтому геометрическая модель создается сразу в размерах этих неварьируемых параметров.

Создание 3D-модели начинаем с создания модели его отливки. Данный нюанс тем существеннее, чем сложнее модель изделия, поэтому для моделирования поршня ДВС этот момент является особо важным. В предлагаемой технологии геометрического моделирования все изменения, производимые в модели заготовки, автоматически происходят и в модели готового изделия.

Приведем основные этапы создания 3D-модели поршня.

1. Формирование начальной геометрии.
2. Формирование дополнительной геометрии отливки.
3. Формирование скруглений.
4. Зеркальное отображение.
5. Формирование элементов механической обработки.
6. Формирование элементов эквивалентных площадок.

7. Масштабирование.

8. Создание конфигураций.

Первым действием при формировании начальной геометрии является создание полностью параметризованного эскиза (рис.3а), в результате вращения на 180° которого будет получена основная геометрия отливки поршня (рис.3б). Здесь важным моментом является принцип выбора положения исходной точки при проектировании. С целью унификации и сохранения единообразия при проектировании поршней и оснастки для его изготовления приняты следующие правила: исходный эскиз создается в плоскости «Plan1»; исходная точка совпадает с продольной осью поршня; ось отверстия под поршневой палец лежит в плоскости «Plan2».

В первую очередь необходимо создать основную геометрию отливки: головка, юбка, бобышки и боковые стенки. Уже на этом этапе огромную роль играет опыт проектанта, позволяющий ему создать эскиз, который в дальнейшем не потребует существенных изменений.

Поскольку припуски на механическую обработку практически всегда известны и связаны с применяемой технологией (могут быть назначены технологом по запросу в режиме реального времени), то начало 3D-моделирования от проектирования заготовки не приводит к затруднениям у проектировщика, связанным с заданием первичных размеров.

На рис. 4 приведены иллюстрации к построению геометрической модели: а) – тело поршня и бобышка; б) – «холодильник» и КС; в) – скругления; г) – отливка; д) – поршень; е) – поршень, подготовленный для модельного силового нагружения.

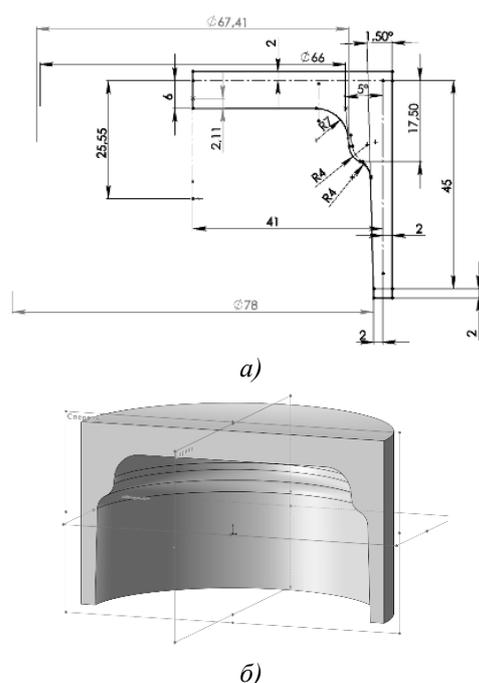


Рис. 3. Этапы формирования 3D-модели поршня 21126-1004015M:

а – параметризованный эскиз первой операции;
б – расположение 3D-модели относительно основных плоскостей и исходной точки

Продольная ось поршня должна проходить через исходную точку, а ось отверстия под поршневой палец должна лежать в горизонтальной плоскости – это необходимые требования для унификации процесса проектирования поршня и упрощения проектирования литейной и другой технологической оснастки. Далее формируем более мелкие детали (дополнительная геометрия), такие как маслосливные каналы (получаемые в отливке), камера сгорания, выборки для снятия стопорных колец и прочие (рис. 4б). Скругления следует делать ближе к завершению модели отливки (рис. 4в), так как они в большей степени усложняют модель и требуют дополнительных ресурсов компьютерной техники. В это же время формируем литниковую систему, необходимую для проектирования литейной оснастки и сетку для создания центров кристаллизации. Далее выполняем зеркальное отражение детали для получения целой заготовки поршня (рис. 4г). В конечной фазе следует создавать элементы, имитирующие механическую обработку поршня: формируется отверстие под поршневой палец, наружная поверхность доньшка и юбки, канавки под поршневые кольца, базовые поверхности на торцевой поверхности юбки, сверления, фаски и прочие элементы (рис. 4д). Далее добавляются элементы эквивалентных площадок для расчетной модели (рис. 4е).

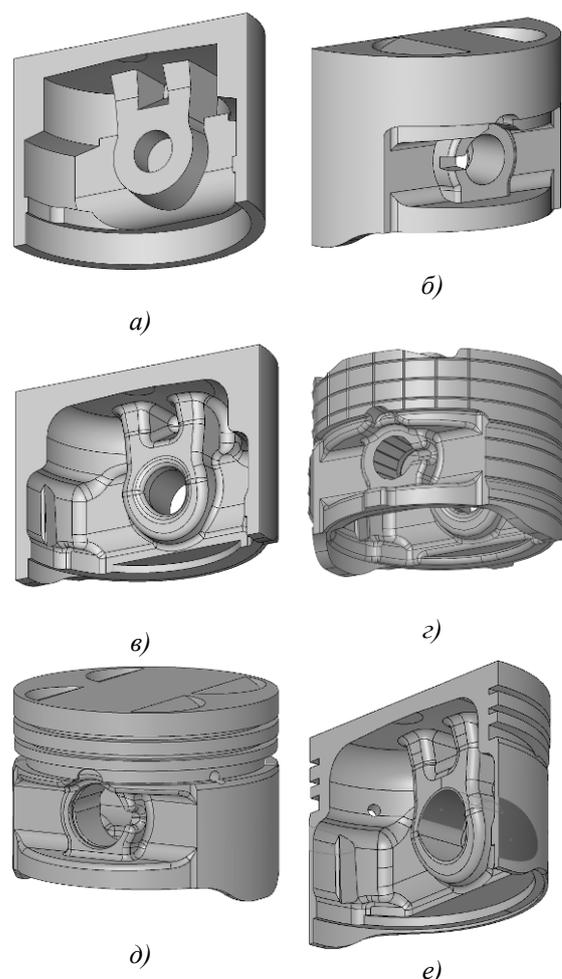


Рис. 4 Этапы построения 3D-модели поршня (406.1004015H)

В завершение применяем масштабирование для получения горячей отливки (в соответствующей конфигурации), как модели которая необходима для создания литейной оснастки.

Следует подчеркнуть, что программный продукт (например, пакет SolidWorks) обеспечивает многовариантность в решении задачи 3D-моделирования и определяющим всегда является решение конструктора, выбирающего те или иные команды и принципы построения трехмерного объекта. Т.е. одни и те же геометрические тела можно получить, используя различный набор команд, составив эти объемы из того или иного множества примитивов. И чем сложнее итоговый объект, тем большее количество возможных вариантов могут быть использованы для решения поставленной задачи.

Этот выбор определяется конструктором и носит субъективный характер, на который влияет опыт работы, квалификация. Только конструктор может оценить ситуацию и заменить множество

примитивов одним сложным элементом, что позволит сбалансировать такие противоречивые параметры как сложность (трудоемкость) построения 3D-объекта и удобство (простоту) его изменения. Все выше перечисленные аспекты и определяют то, каким образом будет параметризован 3D-объект, что в дальнейшем окажет влияние на удобство работы с ним.

Рассмотрим примеры построения таких элементов поршня, как бобышка под поршневой палец, «холодильник» и камера сгорания.

Обычно, для формирования бобышки удобно использовать эскиз, расположенный в плоскости, параллельной плоскости «Plan1» и смещенной от неё на величину, равную половине расстояния между бобышками, и команду «Бобышка-Вытянуть» (рис. 5а). Далее формируем необходимые уклоны-усилители (рис. 5б), и выборки (рис. 5в) при помощи команд «Бобышка-Вытянуть» и «Вырез-Вытянуть», соответственно. Для выполнения скоса в нижней части бобышки можно использовать эскиз в плоскости «Plan3», как показано на рис. 5г и команду «Вырез-Вытянуть». На рис. 5д показано выполнение литейных уклонов по контуру бобышки при помощи команды «Уклон».

«Скругления» выполняем на заключительном этапе, когда сформирована окружающая геометрия (рис. 5е). Эта операция выполняется за несколько действий и очередность их выполнения играет важнейшую роль в формировании желаемой геометрии.

Здесь и в ниже следующих примерах показаны основные действия по формированию главных элементов поршня и опущены вспомогательные построения и вспомогательная геометрия (плоскости для эскизов и пр.). А также не рассматривается построение других элементов поршня, неразрывно связанных с основными элементами и необходимых для их создания, с целью локализации основных операций. Однако следует понимать, что при моделировании такого сложного объекта, как тонкостенный поршень современного ДВС необходимо выполнить гораздо больший объем работы, чем приведено в данном описании, а сам процесс моделирования – сложный процесс принятия решений, обусловлен многовариантностью решений. Например, формирование бобышки неразрывно связано с формированием «холодильника», а камеры сгорания – с доньшком поршня (внутренней его поверхности).

«Холодильник» является важным элементом поршня. Их геометрия в значительной мере определяет жесткость конструкции и массу поршня. Рассмотрим построение плоского «холодильника» поршня ВАЗ-21083М.

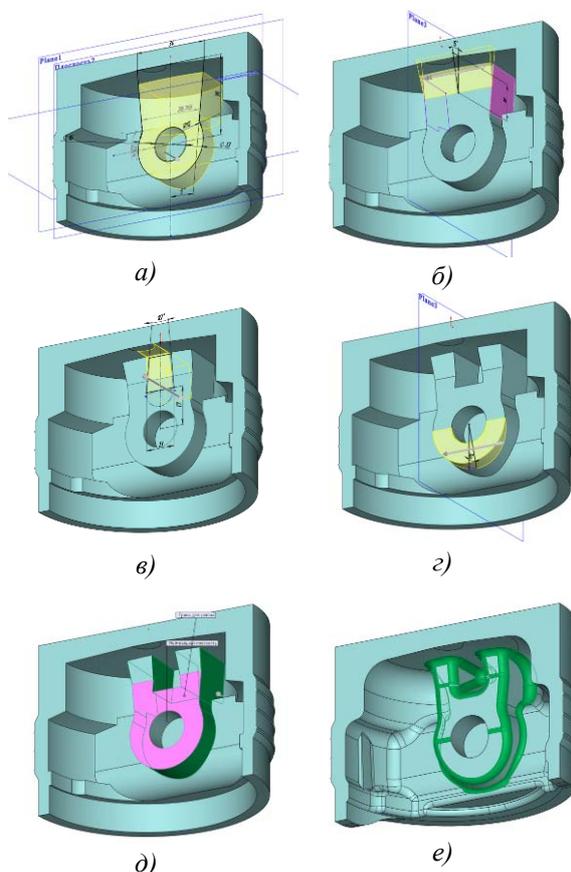


Рис. 5. Этапы построения бобышки поршня

Обычно целесообразно получить основную геометрию «холодильника» прямым вырезом (рис. 6а). Затем формируем выборки окон для масло-сброса (рис. 6б) и бобышку (рис. 6в), в которой вырезаем сквозное отверстие эскизом, расположенным на внутренней стороне бобышки (рис. 6г). Далее следует подрезка нижней части «холодильника» и юбки поршня, в результате которой формируются «ушки» в нижней части поршня (рис. 6д). Затем выполняем скругления (рис. 6е), которые физически невозможно реализовать после выреза (рис. 6ж), в результате которого формируется центральное окно для сброса масла. На заключительном этапе выполняем остальные необходимые скругления (рис. 6з).

Другой важный элемент – КС автомобильных поршней – обычно имеет форму тел вращения и может состоять из двух объемов: собственно камеры сгорания и выборок под клапана (см. табл. 1).

Также возможны варианты, когда присутствует какой-либо один объем, как, например, в поршне ЗМЗ-406, где камера сгорания состоит из 4 выборок под клапана.

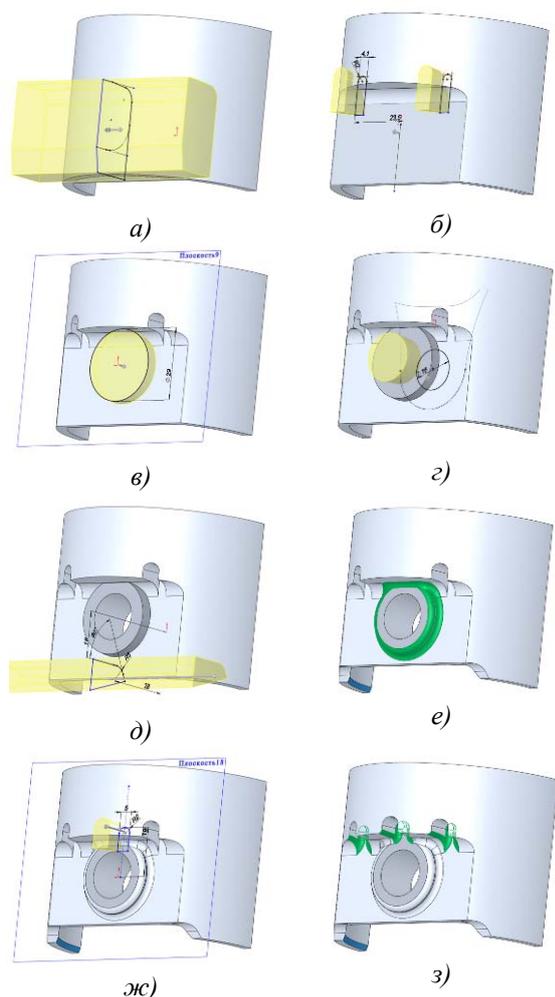


Рис. 6. Этапы построения «холодильников» поршня VAZ-21083M

На рис.7а,б показаны этапы создания КС поршня VAZ-21213H, а на рис.7 в-е – поршня VAZ-21083M.

В целом получение нового решения предполагает не только варьирование значениями конструктивных параметров прототипа, а и удаление одних и внесение других графических примитивов в модель. Это позволяет конструктору изменять собственно набор параметров, в том числе – путем расширения известного множества параметров поршней-аналогов.

Сузить объемы поиска здесь удастся на основе системы определенных предпочтений, которыми руководствуется проектировщик [2]. Поэтому система предпочтений является неотъемлемой частью

разработанной методики. Здесь рекомендации, связанные с конструкторским проектированием, должны формироваться на основе взаимосвязи между формоизменением аналога либо новым формообразованием тонкостенного поршня и его термомеханической напряженностью. При этом проектировщик не имеет каких-либо ограничений, накладываемых на область поиска предпочтительных конструктивных параметров, кроме обеспечения качества ЖЦ конструкции, не хуже, чем у аналогов [2]. Очевидно, что взаимосвязь геометрии поршня с особенностями технологического проектирования аналогичны.

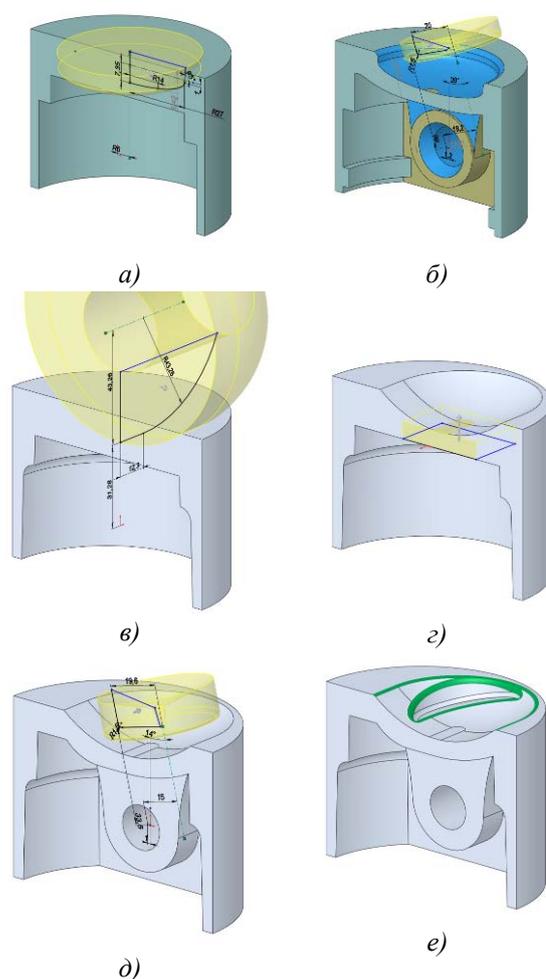


Рис. 7. Этапы построения КС поршня

Выводы

Предложена методика получения геометрических моделей тонкостенных поршней, которая не является алгоритмической, а основана на использовании проектировщиком моделей нечетких смысловых отношений. Такой подход позволяет не только отказаться от неэкономичных алгоритмов автоматического синтеза, анализа и оптимизации

параметризованої моделі, но і отримувати нові конструктивні рішення, теоретично переважають кращі зразки-аналогії.

Список літератури:

1. Комп'ютерне моделювання в інженерній практиці / [Алямовський А.А., Собачкін А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Понамарев Н.Б.]. – С-Петербург: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
2. Белогуб А.В. Підтримка життєвого циклу тонкостінних поршней ДВС на основі технології інтегрованого проектування і виробництва / А.В. Белогуб // *Всхідноєвропейський журнал передових технологій*. – 2010. – №3. – С. 27-40.
3. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності / В.О. Пильов. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332 с.
4. Соболев І.М. Вибір оптимальних параметрів в задачах з багатьма критеріями / І.М. Соболев, Р.Б. Статніков. – М.: Наука, 1985. – 110 с.
5. Акімов О.В. Наукові основи конструкторсько-

технологічного проектування литих деталей ДВС: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О.В. Акімов. – Харків, 2009. – 36 с.

Bibliography (transliterated):

1. Komp'uternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike / [Aljamovskij A.A., Sobachkin A.A., Odincov E.V., Haritonovich A.I., Ponomarev N.B.]. – S-Peterburgjo: BHV-Peterburg, 2008. – 1040 s.
2. Belogub A.V. Podderzhka zhiznennogo cikla tonkostennykh porshnej DVS na osno-ve tehnologii integrirovannogo proektirovanija i proizvodstva / A.V. Belogub // *Vostochnoevropejskij zhurnal peredovykh tehnologij*. – 2010. – №3. – S. 27-40.
3. Pil'ov V.O. Avtomatizovane proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti / V.O. Pil'ov. – Harkiv: Vidavnicij centr NTU "HPI", 2001. – 332 s.
4. Sobol' I.M. Vybora optimal'nykh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami / I.M. Sobol', R.B. Statnikov. – M.: Nauka, 1985. – 110 s.
5. Akimov O.V. Naukovi osnovi konstruktors'ko-tehnologichnogo proektuvannja litih detalej DVZ: avto-ref. dis. na zdobuttja nauk. stupenja doktora tehn. na-uk: spec. 05.05.03 «Dviguni ta energetichni ustanovki» / O.V. Akimov. – Harkiv, 2009. – 36 s.

УДК 621.43

В.П. Матейчик, д-р техн. наук, М.П. Цюман, канд. техн. наук, В.А. Ніколаєнко, інж.

ДОЦІЛЬНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ КОМБІНОВАНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ПОРШНЕВОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА З ВІДКЛЮЧЕННЯМ ЧАСТИНИ ЦИЛІНДРІВ

Вступ. Основними джерелами енергії на автомобільному транспорті є поршневі двигуни, а їх паливна економічність являється однією з основних характеристик. Як відомо, характерною особливістю бензинових поршневих двигунів є значне погіршення їх паливної економічності в режимах малих навантажень і холостого ходу при регулюванні їх потужності дроселюванням паливоповітряної суміші.

Тому, впродовж багатьох років провідними світовими двигунобудівниками, спеціалізованими науковими лабораторіями, зокрема і на кафедрі «Двигуни і теплотехніка» Національного транспортного університету, проводяться експериментальні дослідження альтернативних методів регулювання потужності поршневих бензинових двигунів, зокрема методу відключення частини циліндрів при роботі двигуна в режимі малого навантаження і холостого ходу [1–4].

З іншого боку, до важливих показників двигуна можна віднести і динамічні показники, зокрема рівномірність крутного моменту та рівномірність ходу, так як вони викликають коливання кутової швидкості і впливають на надійність деталей двигуна, що обертаються та трансмісії автомобіля,

деталей підвіски двигуна та викликають дискомфорт водія та пасажирів [5].

Оскільки при застосуванні комбінованого методу регулювання потужності двигуна з відключенням частини циліндрів показники рівномірності ходу можуть погіршуватись, важливо їх врахувати при оцінці ефективності застосування такого методу регулювання потужності.

Метою даної статті є визначення доцільності регулювання потужності поршневого бензинового двигуна комбінованим методом з відключенням частини циліндрів з врахуванням показників паливної економічності та рівномірності ходу двигуна.

Математична модель. З метою дослідження показників паливної економічності і рівномірності ходу двигуна пропонується математична модель, що ґрунтується на положеннях методики моделювання робочого процесу методом об'ємного балансу [6]. Базова математична модель дозволяє розрахувати індикаторні і ефективні показники двигуна, зокрема питому ефективну витрату палива з врахуванням основних конструктивних і регульованих параметрів двигуна.

Основні відмінності запропонованої моделі від математичної моделі, розробленої в роботі [6], полягають в наступному.

1. Моделювання робочих циклів в окремих циліндрах здійснюється окремо. Таким чином, з'являється можливість зімітувати вимкнення подачі палива в окремі циліндри.

2. Поточне значення індикаторного крутного моменту під час робочого циклу, Н·м:

$$M_i = \sum_{i=1}^{i_u} T_i \cdot R, \quad (1)$$

де i – номер циліндра двигуна, i_u – кількість циліндрів, T_i – значення дотичної сили в i -тому циліндрі, H, R – радіус кривошипа, м. Значення дотичної сили T_i визначається за методикою [5].

Значення M_i використовується для визначення поточного значення частоти обертання колінчастого вала. Як відомо, індикаторний крутний момент в кожному мить часу зрівноважує моменти опору M_{on} та моменти сил інерції усіх рухомих мас, приведених до осі колінчастого вала [5]:

$$M_i = M_{on} + I_o \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (2)$$

де I_o – момент інерції рухомих мас, приведених до осі колінчастого вала, кг·м², $\frac{d\omega}{dt}$ – кутове прискорення колінчастого вала, с⁻².

Враховуючи, що $\omega = \frac{\pi \cdot n_\delta}{30}$ та $dt = \frac{d\phi}{6 \cdot n_\delta}$ ($d\phi$ – елементарний кут повороту колінчастого вала, град п.к.в.):

$$dn = \frac{5 \cdot (M_i - M_{on}) \cdot d\phi}{I_o \cdot \pi \cdot n_\delta}. \quad (3)$$

Значення частоти обертання після проходження часу dt , хв⁻¹:

$$n'_\delta = n_\delta + dn. \quad (4)$$

Коефіцієнт нерівномірності ходу двигуна за період зміни кутової швидкості:

$$\delta = \frac{2 \cdot (n_\delta^{\max} - n_\delta^{\min})}{n_\delta^{\max} + n_\delta^{\min}}, \quad (5)$$

де $n_\delta^{\max}, n_\delta^{\min}$ – максимальне та мінімальне значення частоти обертання колінчастого вала за період, хв⁻¹.

Результати досліджень. Об'єкт розрахункових досліджень – двигун Opel 6Ч 9,5/6,98.

За результатами розрахунків питомої ефективної витрати палива і коефіцієнта нерівномірності ходу двигуна побудовані універсальні характеристики (рис. 1).

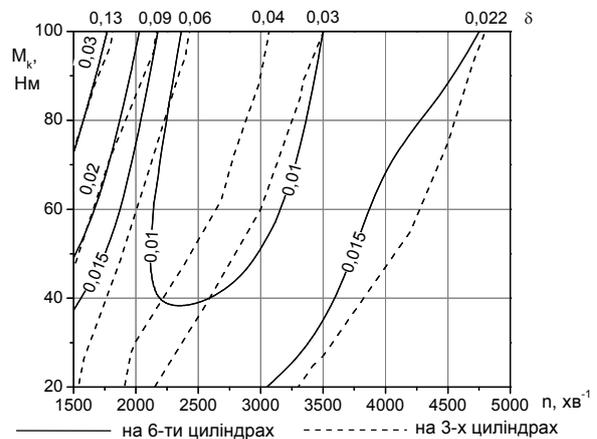
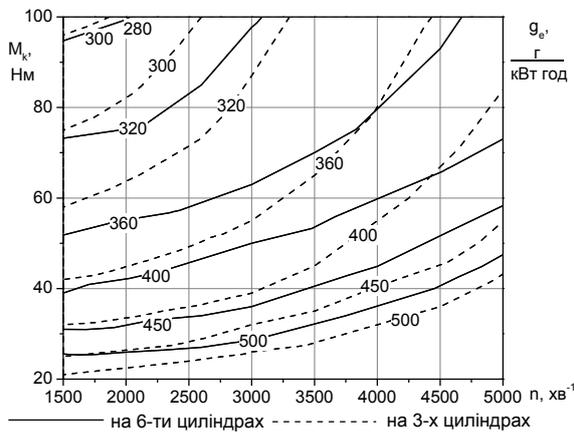


Рис. 1. Універсальні характеристики двигуна Opel 6Ч 9,5/6,98

Як видно із рис. 1а, при роботі двигуна на 3-х циліндрах досягається значне поліпшення паливної економічності в широкому діапазоні швидкісних режимів при навантаженнях менших 100 Н·м. При цьому, при роботі на 6-ти циліндрах практично в усьому робочому діапазоні значення коефіцієнта нерівномірності ходу δ не перевищує 0,03 (рис. 1б).

При роботі двигуна на 3-х циліндрах значення δ значно збільшується. Наприклад, за частоти обертання нижче 2000 хв⁻¹ значення δ сягає 0,1 і вище. Оскільки при проектуванні двигуна конструктивно закладається значення δ на рівні не вище 0,03 для транспортних двигунів [5], то збільшення його понад 0,03 небажане. Отже, при визначенні доцільно-

сті регулювання потужності двигуна з відключенням частини циліндрів, слід враховувати значення коефіцієнта нерівномірності ходу двигуна.

З метою комплексної оцінки ефективності застосування комбінованого методу регулювання потужності з відключенням частини циліндрів використовується інтегральний критерій, що об'єднує окремі критерії ефективності: питому ефективну витрату палива g_e і коефіцієнт нерівномірності ходу двигуна δ :

$$k = k_{ge} \cdot \frac{g_e^6}{g_e^3} + k_\delta \cdot \frac{\delta^6}{\delta^3}, \quad (6)$$

де k_{ge}, k_δ – коефіцієнти вагомості окремих критеріїв ефективності, відповідно, питомої ефективної витрати палива g_e і коефіцієнта нерівномірності ходу двигуна δ ; g_e^3, g_e^6 – питома ефективна витрата палива при роботі на 3-х і на 6-ти циліндрах відповідно, г/(кВт·год); δ^3, δ^6 – коефіцієнт нерівномірності ходу двигуна при роботі на 3-х і на 6-ти циліндрах відповідно.

Коефіцієнти вагомості k_{ge} і k_δ вибираються за наступною методикою.

1. Беручи до уваги, що при роботі двигуна на 6-ти циліндрах значення δ не перевищує допустиме значення 0,03, при $\delta \leq 0,03$ приймаємо $k_{ge} = 0,95; k_\delta = 0,05$.

2. При збільшенні коефіцієнта нерівномірності ходу до 0,06, тобто при $0,03 < \delta \leq 0,06$ – $k_{ge} = 0,9; k_\delta = 0,1$.

3. При $\delta > 0,06$ – $k_{ge} = 0,85; k_\delta = 0,15$.

За результатами розрахунку інтегрального критерію ефективності застосування методу регулювання потужності бензинового двигуна з відключенням частини його циліндрів визначено доцільну область застосування такого методу регулювання (рис. 2).

Як видно із рис. 2, при оцінці доцільності застосування методу відключення циліндрів лише за критерієм паливної економічності отримуємо достатньо широку область доцільної роботи двигуна Opel 6Ч 9,5/6,98 на 3-х циліндрах, що обмежується осями координат нижче кривої 1. При врахуванні критерію рівномірності ходу двигуна, зона доцільної роботи двигуна на 3-х циліндрах звужується до області, що обмежується осями координат нижче кривої 2. Це пояснюється значним зростанням кое-

фіцієнта нерівномірності ходу двигуна в зоні низьких частот обертання колінчастого вала (рис. 1б).



Рис. 2. Зони доцільності регулювання потужності двигуна Opel 6Ч 9,5/6,98 з відключенням частини циліндрів

Висновки. Запропонована математична модель поршневого бензинового двигуна при регулюванні його потужності комбінованим методом з відключенням частини циліндрів, що дозволяє врахувати вплив такого методу регулювання потужності на показники паливної економічності і рівномірність ходу двигуна.

Отримані результати моделювання двигуна Opel 6Ч 9,5/6,98 свідчать, що при визначенні доцільності застосування методу регулювання потужності з відключенням частини циліндрів, необхідно враховувати окрім питомої ефективної витрати палива, також і коефіцієнт нерівномірності ходу двигуна.

Оцінка ефективності застосування регулювання потужності поршневого бензинового двигуна комбінованим методом з відключенням частини циліндрів за критеріями паливної економічності і рівномірності ходу двигуна показала, що застосування комбінованого методу регулювання в зоні низьких частот обертання є недоцільним, внаслідок значного зростання нерівномірності ходу двигуна в цій зоні.

Список літератури:

1. Редзюк А.М. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей в режимах малых нагрузок и холостого хода: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Редзюк Анатолий Михайлович. – К., 1982. – 273 с. 2. Матейчик В.П. Повышение топливной экономичности многоцилиндровых бензиновых двигателей совершенствованием способа отключения группы цилиндров: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02 / Матейчик Василий Петрович. – К., 1990. – 231 с. 3. Ковбасенко С.В.

Покращення показників багатоциліндрових бензинових двигунів з відключенням групи циліндрів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Ковбасенко Сергій Володимирович. – К., 2000. – 289 с. 4. Сирота О.В. Покращення паливної економічності і екологічних показників багатоциліндрового бензинового двигуна застосуванням комбінованого методу регулювання потужності: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Сирота Олександр Вадимович. – К., 2011. – 286 с. 5. Говорун А.Г. Конструкція і динаміка двигунів: навчальний посібник / А.Г.Говорун, А.О.Корпач. – К.: НТУ, 2007. – 124 с. 6. Цюман М.П. Поліпшення паливної економічності бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Цюман Микола Павлович. – К., 2010. – 266 с.

1. Redziuk A.M. Povyshenie toplivnoi ekonomichnosti mnohotsilindrovyykh benzinovykh dvigatelei v rezhymakh malykh nakhruzok i kholostoho khoda: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.04.02 / Redziuk Anatolii Mikhailovich. – K., 1982. – 273 s. 2. Mateichyk V.P. Povyshenie toplivnoi ekonomichnosti mnohotsilindrovyykh benzinovykh dvigatelei sovershenstvovaniem sposoba otkliucheniia hruppy tsilindrov: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.04.02 / Mateichyk Vasiliy Petrovich. – K., 1990. – 231 s. 3. Kovbasenko S.V. Pokrashchennia pokaznykiv bahatotsylindrovyykh benzinovykh dvyhuniv z vidkliuchenniam hruppy tsylindriv: dys. ... kand. tekhn. nauk: 05.05.03 / Kovbasenko Serhii Volodymyrovych. – K., 2000. – 289 s. 4. Syrota O.V. Pokrashchennia palyvnoi ekonomichnosti i ekolohichnykh pokaznykiv bahatotsylindrovoho benzinovoho dvyhuna zastosuvanniam kombinovanoho metodu rehuliuвання potuzhnosti: dys. ... kand. tekhn. nauk: 05.05.03 / Syrota Oleksandr Vadymovych. – K., 2011. – 286 s. 5. Hovorun A.H. Konstruktivna i dynamika dvyhuniv: navchalnyi posibnyk / A.H.Hovorun, A.O.Korpach. – K.: NTU, 2007. – 124 s. 6. Tsiuman M.P. Polipshennia palyvnoi ekonomichnosti benzinovoho dvyhuna z systemoiu neitralizatsii vidpratsovanykh haziv: dys. ... kand. tekhn. nauk: 05.05.03 / Tsiuman Mykola Pavlovych. – K., 2010. – 266 s.

Bibliography (transliterated):

УДК 621.436

Н. А. Иващенко, д-р техн. наук, Л.В. Грехов, д-р техн. наук, Чжао Цзяньхуэй, асп.

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩЕГО ПРИВОДА
УПРАВЛЯЮЩЕГО КЛАПАНА ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ**

Введение

В настоящее время экономические и экологические показатели являются наиболее важными при совершенствовании двигателей внутреннего сгорания. Применение и развитие топливоподающей аппаратуры (ТПА) с клапанным управлением Common Rail позволяет осуществлять гибкое управление характеристикой впрыскивания топлива, опережением и величиной подачи топлива, и, таким образом, удовлетворить строгим нормам выбросов вредных веществ [1]. Пьезопровод позволяет повысить точность управления топливом, сокращает время срабатывания открытия клапана, но высокая стоимость и трудность замены серийного электромагнитного привода на пьезопровод ограничивают его применение.

Математическая модель БЭМП с высокой адекватностью позволяет более реально описывать процесс его работы, и всесторонне оптимизировать параметры. С этой точки зрения разработка и совершенствование математической модели для расчета нестационарного процесса работы БЭМП является актуальной задачей.

Математическая модель

С учетом магнитного поля в сердечнике общая формула для расчета суммарной магнитной

индукции, отражающая равенство намагничивающей силы сумме магнитных сопротивлений:

$$B = i \cdot w / \left(\frac{2\delta}{\mu_T} + \frac{l_{серд}}{\mu_{серд}} \right), \quad (1)$$

где i - ток, В; w - количество витков катушки; δ - зазор между сердечником и якорем, мм; $\mu_{серд}$ - магнитная проницаемость в сердечнике, Гн/м; μ_T - магнитная проницаемость топлива, Гн/м; $l_{серд}$ - длина средней линии сердечника, мм.

С учетом переменной L электрическая цепь описывается:

$$E = i \cdot R + \frac{1}{C} \int_0^t i dt + \frac{d(i \cdot L)}{dt} \\ = i \cdot R + \frac{1}{C} \int_0^t i dt + \frac{di}{dt} \cdot L + \frac{dL}{dt} \cdot i, \quad (2)$$

где E - Э.Д.С источника, В; R - активное сопротивление, Ом; L - магнитная индуктивность, Гн; C - ёмкость импульсного конденсатора, ф.

Из формулы (2) получена скорость изменения тока:

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L} \left[E - \frac{1}{C} \int_0^t i dt - iR - i \frac{dL}{dt} \right]. \quad (3)$$

Активное сопротивление разделяется на две части: внешнее сопротивление и сопротивление в катушке:

$$R = R_{внеш} + R_{катушки} = R_{внеш} + \frac{4\rho w D_{ср}^2}{d_{пров}^2}, \quad (4)$$

где ρ - плотность проволоки, г/мм³; $d_{пров}$ - диаметр проволоки, мм; $D_{ср}$ - средний диаметр катушки в катушке, мм.

Индуктивность и, соответственно, скорость изменения индуктивности описываются:

$$L = \frac{w^2}{R_{зазор} + R_{серд}} = \frac{w^2}{\frac{2\delta}{S_{зазор} \cdot \mu_0} + \frac{L_{серд}}{S_{серд} \cdot \mu_{серд}}}, \quad (5)$$

$$\frac{dL}{dt} = -\frac{dL}{d\delta} \cdot U_{кл} = \frac{2w^2}{S_{зазор} \cdot \mu_T} \frac{U_{кл}}{\left(\frac{2\delta}{S_{зазор} \cdot \mu_T} + \frac{l_{серд}}{S_{серд} \cdot \mu_{серд}}\right)^2} \quad (6)$$

где $S_{зазор}$ - площадь сечения зазора, мм²; $S_{серд}$ - площадь сечения сердечника, мм²; $U_{кл}$ - скорость якоря электромагнита, м/с.

Уравнения движения якоря с клапаном описываются следующим образом:

$$m_{сумм} \cdot \frac{dU_{кл}}{dt} = F_э - F_{пруж} - F_{сопр} = \frac{B^2 \cdot S_{зазор}}{\mu_T} - (F_{пруж}^{предв} + h \cdot c_{пруж}) - F_{сопр1} - F_{сопр2} \quad (7)$$

где $F_{пруж}^{предв}$ - предварительное усилие пружины, Н; $c_{пруж}$ - жесткость пружины, Н/м; $m_{сумм}$ - масса движущихся деталей, кг; h - подъем клапана, мм; $F_{сопр1}, F_{сопр2}$ - гидравлическое сопротивление, метод определения которого описывается в статье [2].

Для текущего положения клапана рабочий зазор описывается следующим образом:

$$\delta = \delta_{мин} + (h_{макс} - h). \quad (8)$$

С учетом рассеяния магнитного потока между сердечником и корпусом дополняется следующее выражение:

$$S_{серд} \cdot B_{серд} = B_{зазор} \cdot S_{зазор} \cdot \sigma. \quad (9)$$

где σ - коэффициент рассеяния, $\sigma \approx 1,1$.

Соотношение магнитной проницаемости сердечника записывается следующим образом:

$$\mu_{серд} = \frac{B_{серд}}{H_{серд}}. \quad (10)$$

Согласно (1) - (10) можно рассчитывать нестационарный процесс работы БЭМП. В частности, в формуле (10) зависимость $B_{серд}$ от $H_{серд}$ описывает кривую намагничивания. В обычном случае для получения кривой намагничивания используется сплайн или полином [3]. Недостатки сплайна или

полинома заключаются в том, что его использование неудобно, а для его описания необходима эмпирическая информация, которая не является обычной справочной. Кроме того, формулы в виде сплайна и многочленного полинома не имеют возможности применения, ввиду отсутствия в справочной литературе необходимых экспериментальных данных по магнитомягким материалам.

В работе [4] предлагается аппроксимирующая формула в виде гиперболического тангенса для описания кривых намагничивания. Однако подбором единственного коэффициента не удается добиться хорошего совпадения аппроксимирующей кривой с экспериментальными данными.

Аппроксимирующая формула статического магнитного гистерезиса должна отвечать следующим требованиям: достаточная универсальность для различных магнитомягких материалов; возможность явного вида при прямом и обратном счете; возможность использования при определении коэффициентов по известным справочным данным. Из большого числа исследованных форм аппроксимирующих зависимостей для описания кривых намагничивания (рис.1), в соответствии с перечисленными требованиями, выбрана аппроксимирующая формула следующего вида:

$$B = \frac{1}{a} \cdot \lg^c [H/H_c + 1], \quad (11)$$

где H_c - коэрцитивная сила, А/м; B - магнитная индукция магнитопровода, Тл; H - магнитная напряженность магнитопровода, А/м; a и c - коэффициенты уравнения.

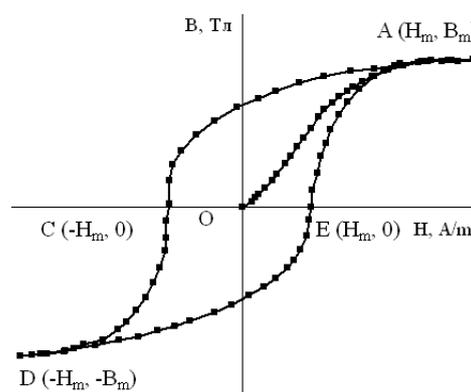


Рис. 1. Типовая петля статического гистерезиса материала

Тогда статический гистерезис описывается для характерных участков петли гистерезиса:

$$B = \begin{cases} \frac{1}{a} \cdot \lg^C [H/H_c + 2] & \text{для А-С} \\ \frac{-1}{a} \cdot \lg^C [-H/H_c] & \text{для С-D} \\ \frac{-1}{a} \cdot \lg^C [-H/H_c] & \text{для D-E} \\ \frac{1}{a} \cdot \lg^C [H/H_c] & \text{для E-A} \end{cases} \quad (12)$$

Возможны два случая различных данных о магнитных свойствах материалов.

1. Если имеются справочные или экспериментальные данные $B_m(H_m)$, H_c , B_r , то коэффициенты определяется:

$$C = \frac{\lg(B_m/B_r)}{\lg\left[\frac{\lg(H_m/H_c + 2)}{\lg 2}\right]}, \quad (13)$$

$$a = \frac{\lg^C(H_m/H_c)}{B_m}, \quad (14)$$

где B_m – индукция насыщения, Тл; H_m – напряженность, соответствующая B_m , А/м; H_c – коэрцитивная сила, А/м.

2. Если имеются следующие справочные или экспериментальные данные о материале: $B_m(H_m)$, H_c , μ_{\max} (максимальная магнитная проницаемость, Гн/м), то используется следующая формула:

$$B_m = \frac{1}{a} \lg^C\left(\frac{H_m}{H_c}\right). \quad (15)$$

Для оценки μ_{\max} вблизи уровня $B \rightarrow 0$, для кривых намагничивания и размагничивания в малом интервале ΔH ($\Delta H = 0,25H_c$) имеем:

$$\mu_{\max} = \frac{dB}{dH} \approx \frac{B}{\Delta H} = \lg^C\left(\frac{\Delta H}{H_c}\right) / (a \cdot \Delta H), \quad (16)$$

где: ΔH – искусственная малая величина.

Тогда из формул (15) и (16) окончательно получаем C и a :

$$C = \lg\left(\frac{B_m}{\mu_{\max} \cdot \Delta H}\right) / \lg\left(\frac{\lg(H_m/H_c)}{\lg(\frac{\Delta H}{H_c})}\right), \quad (17)$$

$$a = \frac{(\lg(H_m/H_c))^C}{B_m}. \quad (18)$$

Два варианта заданных справочных величин по каждому материалу могут быть приняты для нахождения коэффициентов C и a : при известных $B_m(H_m)$, H_c , B_r используются формулы (13) и (14), при заданных $B_m(H_m)$, H_c , μ_{\max} , используются формулы (17) и (18).

На рис.2 и 3 иллюстрировано, что расчет по предложенной формуле дает удовлетворяющее совпадение с экспериментальными данными.

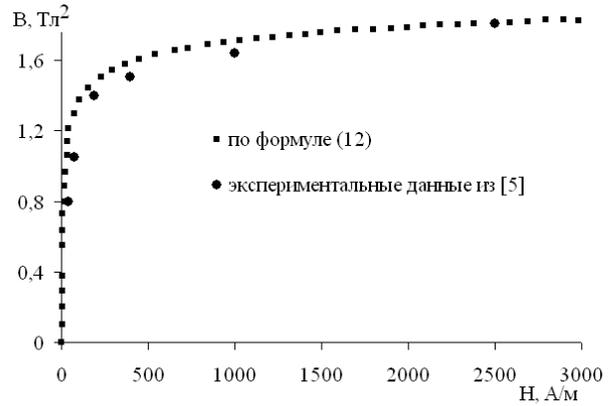


Рис. 2. Индукция B в функции напряженности H для стали 3423

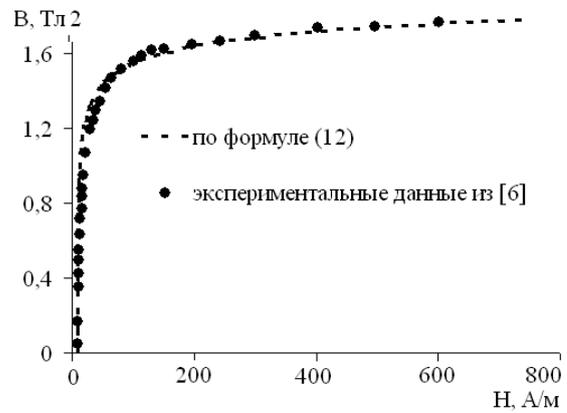


Рис. 3. Индукция B в функции напряженности H для стали 3414

Динамический гистерезис отличается от статического гистерезиса наличием эффектов, возникающих при быстром перемагничивании. Динамический гистерезис учитывает влияние на процесс намагничивания и потерь с магнитной вязкостью и с вихревыми токами. Простое и адекватное полумпирическое описание важнейших нестационарных эффектов при перемагничивании дает А. И. Кадочников [6, 7]:

$$H(t) = H_{cm}(B) + \frac{1}{r} \exp\left(\alpha \frac{B^2}{B_m^2}\right) \frac{dB}{dt} + \frac{1}{3} \gamma_{eg} \delta_{mol}^2 \frac{dB}{dt}, \quad (19)$$

где $H_{cm}(B)$ – статический гистерезис, А/м; δ_{mol} – половина толщины ленты, мм; γ_{eg} – удельная электропроводность материала, 1/(Ом.м); r – коэффициент магнитной вязкости, характеризующий процесс динамического взаимодействия стенок доменов с препятствиями при перемагничивании; α – параметр в уравнении магнитной вязкости, зависящий от состава и технологии изготовления.

Вышеприведенные формулы встроены в программу «Впрыск» для расчета топливоподачи в

двигателях внутреннего сгорания, описывающую комплекс актуальных гидравлических, тепловых, механических и электромагнитных процессов [8].

Анализ полученных результатов

На рис.4 и 5 представлены схема электромагнитного привода и диаграмма управления напряжением питания для исследования. Выбрана электротехническая сталь 3414 в качестве материала сердечника. Из расчетов нестационарного процесса топливоподачи с электромагнитным приводом видно, что полученная зависимость индукции от напряженности по статическому и динамическому гистерезису заметно отличаются (рис. 6, 7).

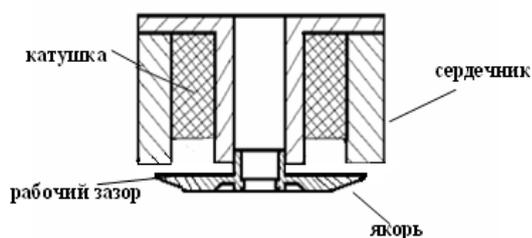


Рис.4. Схема электромагнитного привода

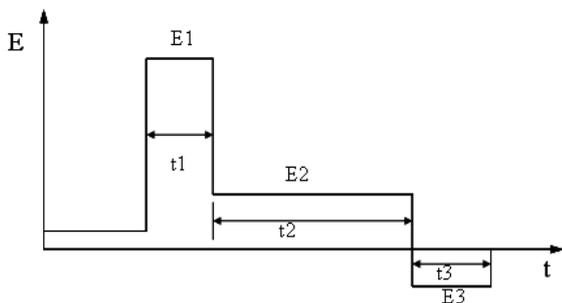


Рис.5. Диаграмма управления напряжением питания

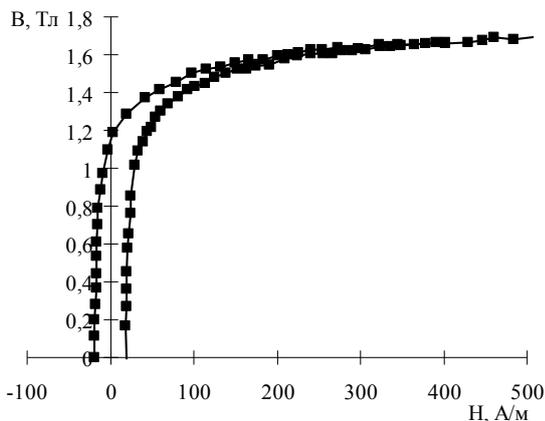


Рис.6. Индукция B в функции напряженности H по статическому гистерезису

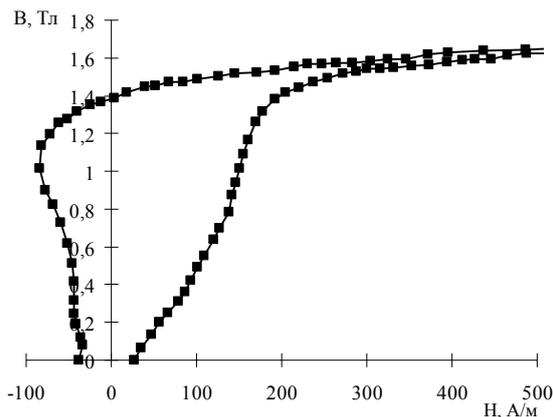


Рис.7. Индукция B в функции напряженности H по динамическому гистерезису

Это доказывает, что гистерезисные явления в быстротекающем процессе срабатывания управляющих клапанов с эквивалентной частотой порядка 1кГц, обусловлены не столько свойствами петли статического гистерезиса (свойствами материала), сколько специфичным нестационарным электромагнитным процессом. К сожалению, при использовании нешихтованных сердечников это значение еще более существенно из-за развития вихревых токов.

На рис. 8 и 9 иллюстрируется, что с учетом динамического гистерезиса в своем начале процесс развивается по-иному.

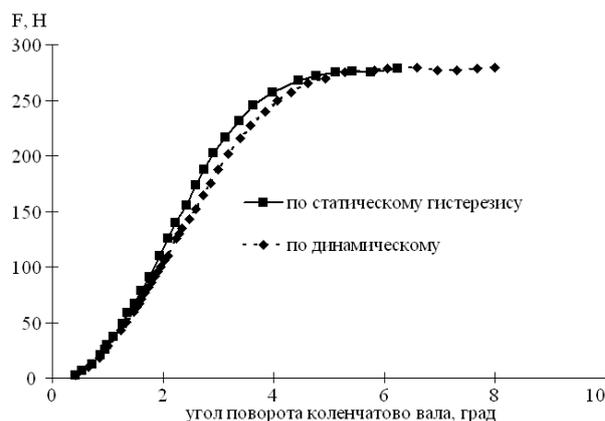


Рис.8. Электромагнитная сила в функции угла поворота кулачкового вала

В зависимости от сочетания действующих факторов предвидеть конечный результат трудно, в этом случае может быть полезной расчетная оптимизация процесса топливоподачи как сопряженной задачи о гидравлических механических электромагнитных процессах с использованием описанной методики.

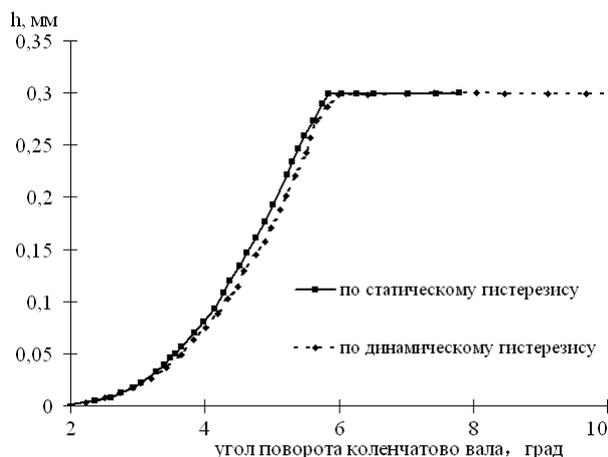


Рис.9. Подъем электромагнита в функции угла поворота кулачкового вала

Заключение

Предложенная формула описания петель статического гистерезиса обладает достаточной универсальностью для различных магнитомягких материалов, удобством использования при прямом и обратном счете, допускает определение только с помощью трех известных справочных характеристик статического гистерезиса.

Для популярных электротехнических сталей важным является не столько учет статического гистерезиса, сколько факта и параметров магнитного насыщения.

В условиях топливоподающей аппаратуры с быстродействующим электромагнитным приводом с учетом применения магнитомягких материалов магнитопровода целесообразен учет динамического гистерезиса, отражающего специфику нестационарных электромагнитных процессов: сопротивление перемагничиванию и вихревые токи.

Список литературы:

1. Иващенко Н.А. Моделирование процессов топливоподачи и проектирование топливной аппаратуры дизелей: учеб пособие / Н.А. Иващенко, В.А. Вагнер, Л.В. Грехов; АлГТУ, Барнаул–Москва., 2002.– 165с. 2. Грехов, Л.В. Расчет и проектирование гидравлически разгруженного

клапана дизельных топливных систем с электронным управлением / Л. В. Грехов, Н. Е. Борисенко, А. А. Меднов // Международная конференция «Двигатель –2007», посвященной 100– летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана : сб. науч. Тр. – 2007. –С279 –283. 3. Кадочников А.И. Нестандартный сплайн для аппроксимации кривых намагничивания и перемагничивания / А.И. Кадочников, Е. Б. Хан, Н.Б. Лобанова // Дефектоскопия. – 1992. –№11. –С. 75–81. 4. Врублевский А.Н. Математическая модель быстродействующего электромагнита для топливной системы ДВС / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.М. Бовда // Автомобильный транспорт. – 2006. – №19. –С. 138–143. 5. Преображенский А.А. Магнитные материалы и элементы/ А.А. Преображенский/ –М., 1976. –334с. 6. Кадочников А.И. Динамические петли магнитного гистерезиса/ А.И. Кадочников/ – РФ, Екатеринбург, 2007. – 283с. 7. Кадочников А.И. Динамическое перемагничивание магнитопроводов из электро-технической стали под воздействием напряжения различной формы / А.И. Кадочников // Электричество. – 2003. –№9, – С. 62–66. 8. Грехов Л.В. Программный комплекс ВПРЫСК четвертого поколения / Л.В. Грехов, А.С. Кулешов, Ю.М. Фадеев, А.А. Кулешов // Межд. конф. Двигатель–2010, посвященной 180–летию МГТУ им. Н.Э. Баумана: сб. науч. тр. / РФ. Москва, 2010. – С. 319–322.

Bibliography (transliterated):

1. Ivawenko N.A. Modelirovanie processov toplivopodachi i projektirovanie toplivnoj apparatury dizelej: ucheb posobie / N.A. Ivawenko, V.A. Vagner, L.V. Grehov; AlGTU, Barnaul–Moskva., 2002.– 165s. 2. Grehov, L.V. Raschet i projektirovanie gidravlicheski razgruzhennogo klapana dizel'nyh toplivnyh sistem s jelektronnym upravleniem / L. V. Grehov, N. E. Borisenko, A. A. Mednov // Mezhdunarodnaja konferencija «Dvigatel' –2007», po-svjawennoj 100– letiju shkoly dvigatelestroenija MGТУ im. N.Э. Baumana : sb. nauch. Tr. – 2007. –S279 –283. 3. Kadochnikov A.I. Nestandartnyj splajn dlja approksimacii krivyh namagnichivanija i peremagnichivanija / A.I. Kadochnikov, E. B. Han, N.B. Lobanova // Defektoskopija. – 1992. –№11. –С. 75–81. 4. Vrublevskij A.N. Matema-tičeskaja model' bystrodejstvjuwego jelektromagnita dlja toplivnoj sistemy DVS / A.N. Vrublevskij, A.L. Grigor'ev, A.M. Bovda // Avtomobil'nyj transport. – 2006. – №19. –С. 138–143. 5. Preobrazhenskij A.A. Mag-nitnye materialy i jelementy/ A.A. Preobrazhenskij/ –М., 1976. –334s. 6. Kadochnikov A.I. Dinamicheskie pet-li magnitnogo gisterezisa/ A.I. Kadochnikov/ – RF, Ekaterinburg, 2007. – 283s. 7. Kadochnikov A.I. Dinami-cheskoe peremagnichivanie magnitoprovodov iz jelektro-tehnicheskoj stali pod vozdejstviem naprjazhenija raz-lichnoj formy / A.I. Kadochnikov // Jelektričestvo. –2003. –№9, – S. 62–66. 8. Grehov L.V. Programmyj kom-pleks VPRYSK četvertogo pokolenija / L.V. Grehov, A.S. Kulešov, Ju.M. Fadeev, A.A. Kulešov // Mezhd. konf. Dvigatel'–2010, posvjawennoj 180–letiju MGТУ im. N.Э. Baumana: sb. nauch. tr. / RF. Moskva, 2010. – S. 319–322.

А.К. Бояринова, канд. техн. наук, Е.А. Задорожная, канд. техн. наук

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РАЗГОНА НА НАГРУЖЕННОСТЬ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВС

Введение. Режим работы двигателя определяется совокупностью ряда факторов. Установившийся режим возможен при постоянной частоте вращения коленчатого вала. Нагрузка и тепловое состояние за рассматриваемый промежуток времени остаются неизменными. Этот режим характеризуется крутящим моментом $M_{кр}$, частотой вращения вала двигателя n , удельным эффективным расходом топлива q_e , коэффициентами наполнения η_v и избытка воздуха α_e , индикаторным η_i и механическим η_m КПД.

Условия, характеризующие работу двигателя при установившемся режиме, могут быть выражены следующими равенствами:

$$\begin{cases} \frac{dM_{кр}}{dt} = 0 \\ \frac{dn}{dt} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

То есть параметры, определяющие режим работы двигателя остаются в течение времени постоянными. Для установившегося режима характерны следующие соотношения:

$$\begin{cases} M_{кр} - M_c = 0 \\ Q_в - Q_{ом} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

где $M_{кр}$ – среднее значение крутящего момента за цикл; M_c – внешний и внутренний моменты сопротивления без учета затрат на инерционные нагрузки; $Q_в$ – суммарное количество теплоты, выделяемое при сгорании топлива в двигателе на рассматриваемом режиме в единицу времени; $Q_{ом}$ – количество теплоты, расходуемое двигателем на полезную работу и передаваемое в окружающую среду.

Основным признаком неустановившегося режима работы двигателя является нарушение равенств (1) или (2). В связи с этим под неустановившимся режимом следует понимать такой, при котором двигатель вырабатывает либо избыточное, либо недостаточное количество энергии при данной нагрузке. Под нагрузкой двигателя следует понимать любые моменты сопротивления, приведенные к коленчатому валу двигателя. Инерцион-

ные моменты специфичны для неустановившегося режима. Условия, характеризующие работу двигателя при неустановившемся режиме, следующие:

$$\begin{cases} M_{кр} - M_c = J \frac{d\omega}{dt} \\ Q_в - Q_{ом} = \sum_1^h c_i \frac{dT_i}{dt} \end{cases},$$

где T_i – температура i -го теплопередающего элемента двигателя; c_i – теплоемкость i -го теплопередающего элемента двигателя; J – приведенный момент инерции двигателя и автомобиля; ω – угловая скорость вращения вала двигателя.

Основной процесс рабочего цикла – сгорание. Универсальный характер закона выгорания, предложенного И.И. Вибе [1],

$$x = 1 - \exp \left[c \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right]$$

позволяет использовать его для моделирования процесса сгорания отдельно в каждом периоде [2]:

$$\begin{cases} x = 1 - e^{-c \left(\frac{\varphi}{\varphi_{zn}} \right)^{m_n+1}}, & 0 \leq \varphi \leq \varphi_n; \\ x = 1 - e^{-c \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_o+1}}, & \varphi_n < \varphi \leq \varphi_z, \end{cases}$$

где m_n – показатель характера сгорания, определяемый для начального периода; m_o – показатель характера сгорания, определяемый для основного периода; φ_{zn} – продолжительность начального периода сгорания; φ_z – продолжительность процесса сгорания; x – доля топлива, выгоревшая к моменту φ ; c – постоянная.

Разработанная методика расчета неустановившихся режимов работы двигателя включает в себя три логических блока: расчет рабочего процесса; определение сил, действующих на шатунные подшипники; определение гидродинамических параметров шатунной опоры.

Алгоритм расчета состоит из следующих шагов.

1. Определяем параметры, характеризующие неустановившийся режим: зависимости угловой скорости и углового ускорения коленчатого вала от

времени (от цикла разгона). Длительность цикла разгона соответствует длительности рабочего цикла (два оборота коленчатого вала). На рис. 1 представлены зависимости, полученные при экспериментальных исследованиях режима разгона двигателя ЧН13/15.

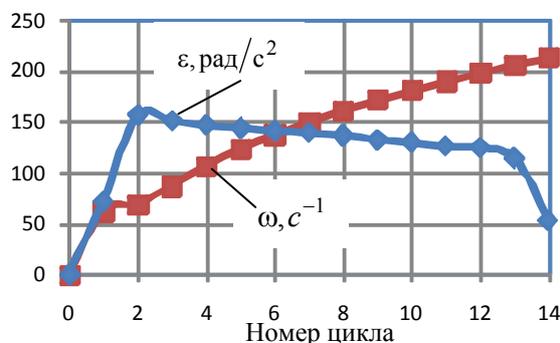


Рис. 1. Параметры разгона

Разгон осуществляется без нагрузки путем резкого перемещения рукоятки управления топливным насосом до положения, соответствующего максимальной подаче топлива. Начальную скорость коленчатого вала при разгоне приравнивали минимальной частоте холостого хода, конечную — максимальной.

2. Определяем зависимости индикаторного давления в цикле от угла поворота коленчатого вала.

В данном расчетном блоке разгон рассматривается как совокупность сменяющих друг друга установившихся промежуточных режимов, то есть ускорение в каждом цикле разгона равно нулю. В качестве расчетной частоты вращения коленчатого вала принимается средняя частота в цикле.

Основой для расчета промежуточного режима является номинальный режим (как наиболее изученный и часто рассчитываемый). После расчета номинального режима определяем данные, необходимые для расчета индикаторных давлений при работе двигателя на режиме, отличном от номинального. Расчет промежуточного режима проводим аналогично номинальному, с шагом $\alpha = 1$ град. ПКВ.

3. Определяем силы, действующие на шатунный подшипник.

Газовые нагрузки определяем на основе расчета рабочего процесса. Для определения инерционных сил принимаем, что ускорение коленчатого вала в каждом цикле разгона постоянно и равно среднему за цикл. Значения ускорений, снятых с

экспериментальных кривых (рис.1), приведены в таблице.

Таблица. Параметры разгона (двигатель ЧН 13/15)

Параметр	Обозначение	Величина	
Номинальная частота вращения коленчатого вала, с ⁻¹	$\omega_{ном}$	219,91	
Минимальная частота вращения холостого хода, с ⁻¹	$\omega_{хх}$	62,8	
Начальная частота разгона, с ⁻¹	ω_0	62,8	
Конечная частота разгона, с ⁻¹	$\omega_{кон}$	219,91	
Ускорение, среднее за цикл, рад/с ²	№ цикла		
	1	e_1	71,97
	2	e_2	156,79
	3	e_3	151,04
	4	e_4	146,69
	5	e_5	143,81
	6	e_6	140,94
	7	e_7	139,46
	8	e_8	136,58
	9	e_9	132,23
	10	e_{10}	129,87
	11	e_{11}	126,31
	12	e_{12}	124,91
	13	e_{13}	114,20
14	e_{14}	52,98	

Частоту вращения коленчатого вала определяем для каждой расчетной точки при условии $e_i = \text{const}$ по формуле

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 + 2\epsilon\alpha}$$

4. Определяем гидродинамические параметры шатунного подшипника.

Алгоритм гидродинамического расчета круглоцилиндрической опоры основан на решении обобщенного уравнения Рейнольдса для опоры конечной длины и расчете траектории движения центра шатунной шейки. Шаг интегрирования ΔT — переменный. Условие окончания расчета в цикле

$$T > T_{max},$$

где T — текущее время в цикле разгона; T_{max} — время, за которое коленчатый вал сделает два оборота (время рабочего цикла).

В основу теории тепловых процессов, происходящих в системе «шип — смазочный слой — подшипник», положено обобщенное уравнение энергии (теплопереноса) для смазочного слоя вязкой жидкости. При изотермическом подходе принима-

ется, что расчетная текущая температура $T_s = T_s(t)$ одинакова во всех точках смазочного слоя. Эта температура является весьма инерционным параметром и определяется при решении уравнения теплового баланса

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

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

С учетом свойств смазочного материала (неньютоновские жидкости) и допущений об изотермичности течения смазки, жесткости шипа и подшипника, параллельности их осей, обобщенное уравнение Рейнольдса в безразмерном виде для гидродинамических давлений в смазочном слое опоры жидкостного трения модифицируем к виду:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\omega}_2 - \frac{\bar{\omega}_1^2}{\bar{\omega}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\omega}_2 - \frac{\bar{\omega}_1^2}{\bar{\omega}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{\omega}_{21} \bar{\rho} \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\omega}_1}{\bar{\omega}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \bar{h}) \quad (3)$$

Здесь $\bar{\rho}$, $\bar{p} = (p - p_a) \psi^2 / \mu_0 \omega_0$, $\psi = h_0 / r$, $\bar{z} = z / r$, $-a \leq \bar{z} \leq a$, $\tau = \omega_0 t$ – безразмерные: плотность смазки, гидродинамические давления, относительный зазор, координата по ширине подшипника, время; $a = B/D$ – относительная ширина подшипника; μ_0 – характерная вязкость смазки; p_a – атмосферное давление; $B, D = 2r$, r – соответственно, ширина, диаметр, радиус подшипника; $\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1) / \omega_0$ – безразмерная относительная угловая скорость вращения шипа; безразмерная толщина смазочного слоя \bar{h} и её производная $\partial \bar{h} / \partial \tau$, которые определяются формулами

$$\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta),$$

$$\partial \bar{h} / \partial \tau = -\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) - \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta),$$

где χ – относительный эксцентриситет; δ – угол относительного положения линии центров.

$$\bar{\phi}_k = \int_0^{\bar{y}} \frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*} d\bar{y},$$

где $k = 0; 1; 2$; $\bar{\mu}^*$ – вязкость смазки, являющаяся функцией скорости сдвига, температуры и давления; \bar{y} – безразмерная координата поперёк смазочного слоя.

Уравнение (3) после его разностной аппроксимации сводится к системе алгебраических уравнений, которая интегрировалась многосеточным методом [3] при граничных условиях Свифта-Штибера с учётом наличия на поверхности шипа источников смазывания (отверстий, канавок):

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) = 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z});$$

$$\bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_s$$

на $(\varphi, \bar{z}) \in \Omega_s$, $S = 1, 2, \dots, S^*$. Здесь Ω_s – область источника смазки, в которой давление постоянно и равно давлению подачи p_s , S^* – количество источников смазывания.

Зависимость вязкости смазки от скорости сдвига аппроксимировали степенным законом Оствальда-Вейля; от температуры – трёхконстантной формулой Фогеля; от давления – формулой Баруса. Таким образом, математическая модель вязкости смазки представляли в виде [4]:

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu} \cdot \bar{I}_2^{(n-1)/2} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_s + C_3) + \beta(T_s)) \cdot p} \quad (4)$$

Здесь $\bar{\mu}$ – безразмерный параметр консистенции (вязкость смазки при низкой скорости сдвига до 10^2 c^{-1}); $\bar{I}_2 = \left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} \right)^2$ – второй инвариант скоростей сдвига; n – параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения; $\beta(T_s)$ – пьезокоэффициент вязкости масла, являющийся функцией температуры; p – гидродинамическое давление; T_s – эффективная температура смазочного слоя; C_1, C_2, C_3 – константы.

Градиенты скоростей сдвига определяли выражениями:

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

$$\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{\bar{\mu}^*} \cdot \bar{h}^{n+1} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\omega}_1}{\bar{\omega}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}.$$

Для описания реологического поведения загущенных моторных масел предложено использовать следующую модель (рис. 2, где $\dot{\gamma} = \sqrt{I_2}$). На участке 1 масло ведёт себя как ньютоновская жидкость с вязкостью $\mu_1(T_s, p)$. Для участка 2 характерно снижение вязкости по степенному закону (4). На участке 3 масло считается ньютоновской жидкостью с вязкостью $\mu_2(T_s, p)$.

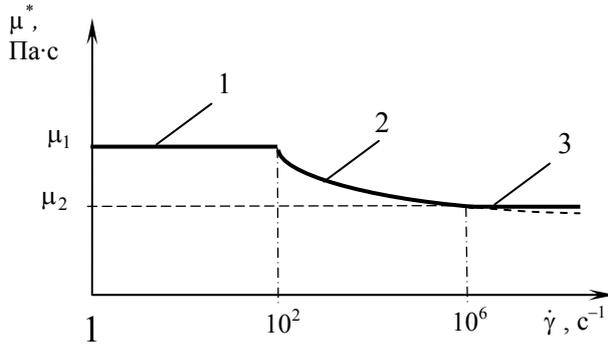


Рис. 2. Зависимость вязкости от скорости сдвига

В такой постановке реологическая модель не противоречит представлениям о поведении загущенного моторного масла, не вызывает трудностей при программной реализации.

Приращение температуры в смазочном слое на каждом временном шаге расчёта траектории центра шипа (за цикл нагружения) определяли по формуле:

$$\Delta T_{\text{Э}} = \frac{N}{Q_B \cdot \rho \cdot c_0},$$

где N , Q_B , ρ , c_0 – потери мощности на трение в смазочном слое, расход смазки через подшипник, плотность и теплоёмкость смазки, соответственно.

Потери мощности на трение определяли интегрированием диссипативной функции рассеивания \bar{D} по объёму смазочного слоя

$$N = \frac{BD^2 \psi \mu_0}{8a} \cdot \iint_{\Omega_A} \bar{D} d\varphi d\bar{z}.$$

Здесь $\Omega_A^- = \Omega_A - \Omega_S$, Ω_A – активная область смазочного слоя, где $\rho > 0$.

$$\bar{D} = \int_0^1 \bar{\mu}^* \cdot \left[\left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right] d\bar{y}.$$

Расход смазки в оба торца подшипника определяли выражением

$$Q_B^* = -\frac{BD^2 \psi \omega_0}{2a} \int_0^{2\pi} \bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=a} d\varphi.$$

При известной функции $\bar{p}(\varphi, \bar{z}, \tau)$ определяем безразмерные реакции смазочного слоя на цапфу:

$$\bar{R}_U = k_R \begin{bmatrix} R_X \\ R_Y \end{bmatrix} = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega_A} \bar{p} \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} d\varphi d\bar{z}.$$

Максимальное давление \bar{p}_{\max} и координату φ_{\max} находим численным исследованием на экстремум функции $\bar{p}(\varphi, z)$.

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

Приближенные уравнения плоского движения центра шатунной шейки записывали в виде:

$$m_3 \ddot{\bar{U}} = P(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + f_U(\bar{t}), \quad (5)$$

где

$$P_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) = \frac{1}{h_0 \omega_0^2} R'_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}});$$

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

$R'_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}})$ – размерные реакции, связанные с безразмерными \bar{R}_U^* соотношением $\bar{R}'_U = k_R \cdot \bar{R}_U^*$.

В уравнениях (5) m_3 – эффективная расчетная масса шипа; $\bar{U} = U/h_0 = (\bar{X}, \bar{Y})$ – безразмерный вектор перемещения его центра; $\dot{\bar{U}}, \ddot{\bar{U}}$ – производные по безразмерному времени; $F_U = (F_X, F_Y)$ – проекции на соответствующие оси внешней нагрузки (рис. 3).

На рис. 3 обозначено: Z_B, T_B – проекции силы инерции вращающихся масс шатуна на оси z, t системы координат, связанной с кривошипом; P_j – сила инерции поступательно движущихся масс; P – суммарная сила, действующая по оси цилиндра.

Характерной особенностью системы уравнений движения (5) является малость ее левой части по сравнению с \bar{R}_U^* и $f_U(\bar{t})$, что является признаком её жесткости. В этом случае допустимо заменять (5) системой уравнений равновесия

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

и решать последнюю на основе использования метода ФДН (метода, базирующегося на формулах дифференцирования назад) для уравнений первого порядка.

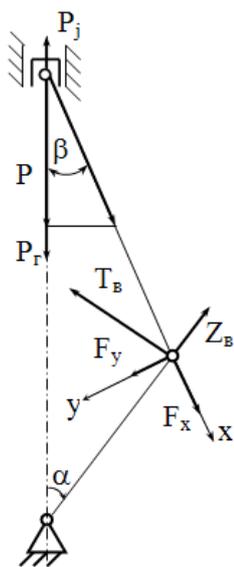


Рис. 3. Схема расчета сил

Описанный алгоритм применяли последовательно для каждого цикла разгона. Этот алгоритм реализован в комплексе программ [5] и может быть использован для исследования любого вида неустановившегося режима и любого типа двигателя.

Результаты расчета. В представленной работе расчеты проводили для шатунного подшипника двигателя ЧН 13/15 производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак». Исходные данные для расчета: радиус шипа $r = 0,0475 м$, радиус кривошипа $r_k = 0,075 м$; длина шатуна $L = 0,26 м$; ширина подшипника $B = 0,032 м$; радиальный зазор $C = 51,5 мкм$; температура подачи смазки $T_{ex} = 90^\circ C$.

В результате расчета режима разгона двигателя по внешней скоростной характеристике (рис. 1) с помощью пакета программ получены зависимости параметров от номера цикла разгона (рис. 4-7).

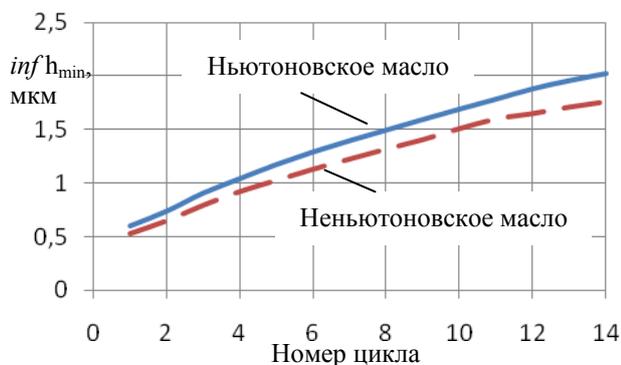


Рис. 4. Наименьшая толщина смазочного слоя

По результатам расчета были рассмотрены наиболее неблагоприятные, с точки зрения работо-

способности шатунной опоры, циклы: 1-ый, 2-ой, 14-ый. Они были выбраны для сравнения с режимом номинальной мощности.

Газовые нагрузки зависят от величины индикаторных давлений в цикле. Максимальные индикаторные давления достигаются в цилиндре двигателя в процессе сгорания.

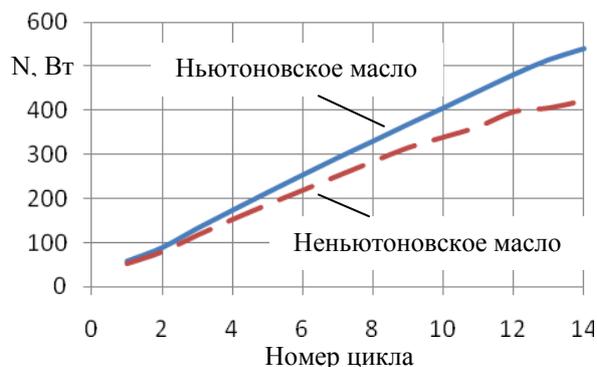


Рис. 5. Потери мощности на трение

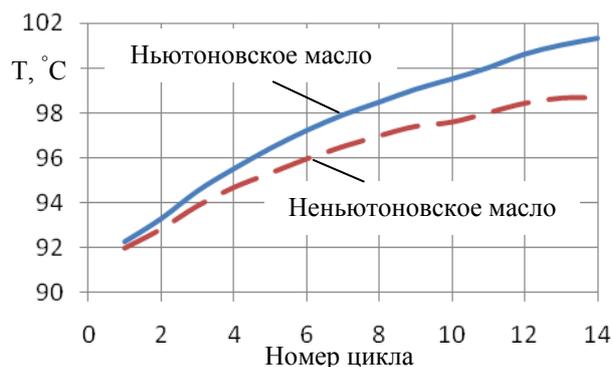


Рис. 6. Средняя температура смазочного слоя

В 1-ом и 2-ом циклах их величины меньше, чем в 14-ом, что объясняется низким коэффициентом эффективности сгорания, вследствие падения коэффициента избытка воздуха, и увеличением показателя характера сгорания в основном периоде.

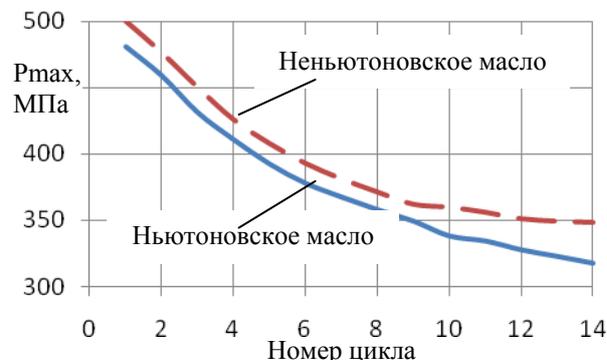


Рис. 7. Максимальный гидродинамические давления в смазочном слое

Максимальное давление сгорания в 14-ом цикле близко к номинальному. На впуске, за счет большего коэффициента наполнения (из-за снижения гидравлического сопротивления системы впуска), индикаторное давление в 1-ом и 2-ом циклах выше, чем в 14-ом. В отношении давлений на выпуске наблюдается обратная картина: за счет лучшей очищаемости цилиндра в двух первых циклах разгона давление ниже, чем в 14-ом цикле и на номинальном режиме.

Сила инерции поступательно движущихся масс возрастает с увеличением частоты вращения (соответственно с увеличением номера цикла разгона), имеет максимальное значение на режиме номинальной мощности и близка к нему в 14-ом цикле разгона.

Сила P , действующая по оси цилиндра – результат совместного действия силы давления и силы инерции поступательно движущихся масс. Сила инерции вращательно движущихся масс Z_e максимальна на режиме номинальной мощности и падает с уменьшением частоты вращения коленчатого вала. Сила инерции вращательно движущихся масс T_e зависит от значения ускорения в цикле и максимальна во 2-ом цикле разгона. На режиме номинальной мощности $T_e=0$.

Проекции результирующей силы, действующей на шатунный подшипник, F_x и F_y , представлены на рис. 8.

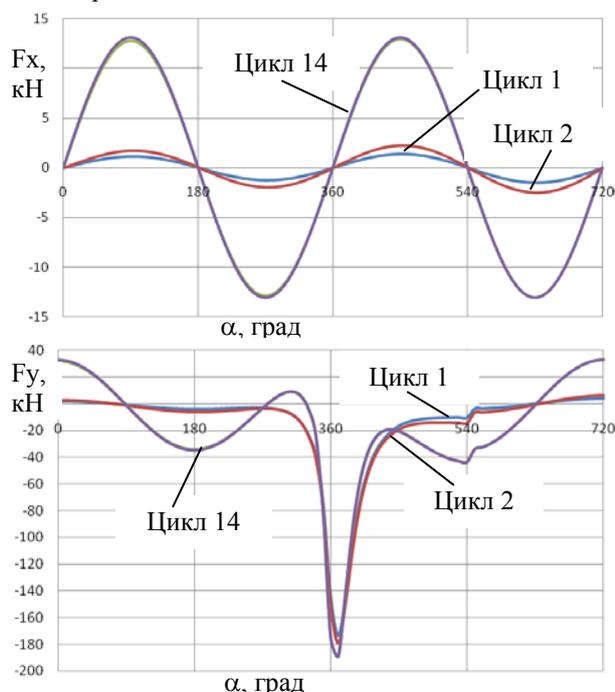


Рис. 8. Проекция сил, действующих на шатунный подшипник

F_y зависит от величины инерционных сил и максимальна при номинальном режиме. F_x учитывает действие как газовых, так и инерционных сил, поэтому не смотря на более низкие значения P_e , P_{nj} , Z_e , T_e в двух первых циклах, максимальные значения F_x в них выше, чем на режиме номинальной мощности. В 14 – ом цикле F_x и F_y близки к значениям номинального режима.

Сила $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ в первых двух циклах выше, чем на номинальном режиме (табл. 2). Максимальные значения достигаются при $\alpha=369 - 371$ град ПКВ, что доказывает сильное влияние процесса сгорания на нагруженность шатунных подшипников.

Зависимости максимального гидродинамического давления от угла поворота коленчатого вала очень похожи на зависимости от угла поворота коленчатого вала нагрузок, действующих на подшипник. Углы, соответствующие F_{max} и $sup p_{max}$, в каждом цикле разгона равны.

Параметр $infh_{min}$ (минимальная толщина слоя смазки за цикл) характеризует опасность быстрого выхода подшипника из строя вследствие возможного задира или подплавления антифрикционного слоя. Допустимое значение $inf h_{min}=1,9$ мкм. Из рис. 4 видно, что в большинстве циклов разгона $infh_{min}$ меньше этого значения. Особенно опасен в этом отношении 1-ый цикл разгона. При учете неньютоновских свойств масла величины $infh_{min}$ в каждом цикле снижаются на 15-20%. Среднее значение толщины слоя смазки за цикл h^* характеризует теплонапряженность сопряжения и по возможности должно быть наибольшим. По результатам расчета самым теплонапряженным является номинальный режим.

На рис. 5 показана зависимость потерь мощности на трение N от цикла разгона. Видно, что потери возрастают с увеличением частоты вращения коленчатого вала и максимальны на номинальном режиме.

Таким образом, на режимах разгона условия работы опор коленчатого вала хуже, чем при установившихся режимах. Помимо номинального режима, особенно опасным является 1-ый цикл. Следовательно, расчеты гидромеханических параметров шатунных подшипников коленчатого вала необходимо проводить не только для режима максимальной мощности, но и для неустановившегося режима работы.

При расчете работоспособности сложнагруженных подшипников коленчатого вала необходимо также учитывать неньютоновские свойства современных смазочных материалов.

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

Список литературы:

1. Вибе, И.И. Теория двигателей внутреннего сгорания: Конспект лекций / И.И. Вибе. – Челябинск.: ЧПИ, 1974. – 252 с. 2. Лазарев, Е.А. Совершенствование моделирования закономерностей выгорания топлива в дизеле / Е.А. Лазарев // Двигателестроение. – 1985. – № 12. – С. 11–12. 3. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография. / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский и др // Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. – 136 с. 4. Леванов,

И.Г. Экспериментальное исследование реологических свойств всесезонных моторных масел / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная // Вестник ЮУрГУ, – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. – № 11 (228). – 2011. – С. 70–76. 5. Бояршинова, А.К. Программный комплекс для расчета динамики и ГМХ шатунных подшипников коленчатых валов ДВС на режимах разгона двигателя «Разгон» / А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, С.В. Чернейко, И.А. Ивин // Свидетельство № 2011612348 от 21.03.2011.

Bibliography (transliterated):

1. Vibe, I.I. Teorija dvigatelej vnutrennego sgoranja: Konspekt lekcij / I.I. Vibe. – Cheljabinsk.: ChPI, 1974. – 252 s. 2. Lazarev, E.A. Sovershenstvovanie modelirovaniya zakonomernostej vygoraniya topliva v dizele / E.A. Lazarev // Dvigatelistroenie. – 1985. – № 12. – S. 11–12. 3. Prokop'ev, V.N. Dinamika i smazka tribosoprjazhenij porshnevyyh i rotornyh mashin: monografija. / V.N. Prokop'ev, Ju.V. Rozhdestvenskij i dr // Cheljabinsk: Izda-tel'skij centr JuUrGU, 2010. – Ch. 1. – 136 s. 4. Levanov, I.G. Jeksperimental'noe issledovanie reologicheskikh svojstv vsezonnyh motornyh masel / I.G. Levanov, E.A. Zadorozhnaja // Vestnik JuUrGU, – Cheljabinsk: Izda-tel'skij centr JuUrGU. – № 11 (228). – 2011. – С. 70–76. 5. Bojarshinova, A.K. Programnyj kompleks dlja ras-cheta dinamiki i GМH shatunnyh podshipnikov kolencha-tyh valov DVS na rezhimah razgona dvigatelja «Razgon» / A.K. Bojarshinova, E.A. Zadorozhnaja, S.V. Chernejko, I.A. Ivin // Svidetel'stvo № 2011612348 ot 21.03.2011.

УДК 21.431.73, 55.42.33, 55.03.33

В.А. Романов, канд. техн. наук, Н.А. Хозенюк, канд. техн. наук

КОМПЛЕКСНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ КАРТЕРА И КОРЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Обеспечение работоспособности гидродинамических трибосопряжений составляет одну из основных проблем при создании и доводке конструкции двигателей внутреннего сгорания. Это во многом обусловлено сложностью и взаимосвязанностью процессов и факторов, определяющих работоспособность узлов жидкостного трения.

При оценке работоспособности гидродинамических трибосопряжений необходимо учитывать геометрические характеристики трибосопряжений, макро- и микрогеометрию поверхностей трения, вязкостно-температурные и реологические свойства жидкой смазочной среды, разделяющей нестационарно нагруженные поверхности трения, скоростные и нагрузочные параметры. Наряду с этими параметрами, учитываемыми при моделировании автономных трибосопряжений, для коренных подшипников коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания так же существенно взаимное влияние трибосопряжений [1, 2], реализуемое посредст-

вом упругих связей подшипников (межцилиндровых перегородок картера двигателя) и шипов (шеек коленчатого вала).

Кроме того, на работоспособность коренных трибосопряжений значительное влияние оказывают факторы, определяющие взаимное положение их шипов и подшипников. Среди этих факторов необходимо выделить технологические, связанные с допусками на соосность отверстий в межцилиндровых перегородках картера, шеек коленчатого вала, и тепловые. Методика учета технологических факторов разработана и подробно представлена в работе [3]. Влияние теплонапряженности картера двигателя на характеристики гидродинамических подшипников скольжения коленчатого вала транспортных дизелей до последнего времени не рассматривалось. Корректная оценка степени такого влияния возможна на основе достаточно подробного описания тепловых процессов, учитывающего источники тепловыделения в цилиндрах и течение

жидкости в рубашке охлаждения блок-картера и головках дизеля.

Методика оценки теплонапряженного состояния картера

Для расчетного определения теплового состояния картера дизельного двигателя необходимо построение взаимодействующих между собой нестационарных тепловых моделей сгорающей топливной смеси, окружающих камеры сгорания деталей и охлаждающей жидкости. Строгое определение изменения во времени нестационарных тепловых полей по всему объему двигателя требует значительных вычислительных затрат. В качестве альтернативы использована упрощенная модель, ориентированная на расчет той составляющей теплового нагружения, относительно которой в каждом цикле совершаются колебания, обусловленные тактовым характером работы двигателя. В рамках допущения о существовании стационарного режима работы двигателя, эта составляющая температуры рассматривается как независимая от времени.

Методика основана на использовании FSI-анализа (Oneway Fluid-Structure Interaction analysis), когда собственно конструкционному расчету механики деформируемого твердого тела (Structural Analysis) предшествует решение задачи механики жидкости и газа CFD (Computational Fluid Dynamics). Использован метод конечных элементов (КЭ), реализованный в современных версиях пакета прикладных программ Ansys.

Геометрическая модель задачи включает твердотельные домены картера и гильз цилиндров, потоковый домен охлаждающей жидкости и четыре газовых домена, в которых локализованы области тепловыделения (рис. 1).

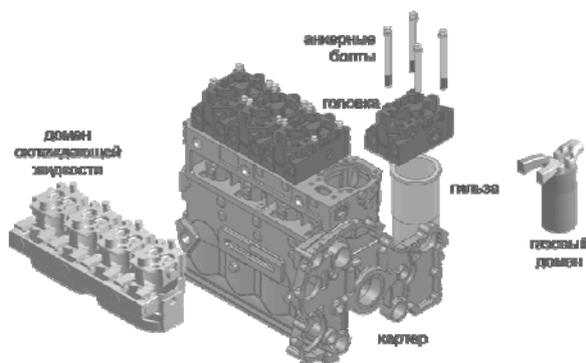


Рис. 1. Элементы модели теплового расчета картера дизельного двигателя типа ЧН 13/15

Основными упрощающими допущениями CFD модели являются:

1. Игнорирование тактового характера движения газа в газовых доменах и, как результат, последовательности воспламенения топливной смеси в отдельных цилиндрах. Течение газа в каждом из газовых доменов принято независимым и стационарным с известным массовым расходом и температурой на входе.

2. В каждом из четырех газовых доменов в верхней трети цилиндрической области, ограничиваемой гильзой цилиндра, располагается источник тепла известной мощности, полученной на основании заявленной мощности двигателя и его индикаторного к.п.д.

3. Граничные условия по поверхностям, отличным от поверхностей контакта доменов, соответствуют граничным условиям III-го рода с известными коэффициентами теплоотдачи и температурой окружающей среды.

Области потоковых доменов, соприкасающиеся с твердотельными доменами (пристеночные зоны), разбивались пятью слоями призматических элементов, остальные области разбивались тетраэдрами с характерным размером 3 мм.

В качестве охлаждающей жидкости использована модель двухфазной среды (Homogeneous Binary Mixture), соответствующая термодинамическим свойствам воды и пара.

Полученные в результате решения CFD задачи поля температур по всем поверхностям твердотельной части модели, интерполировались на КЭ сетку твердотельной части модели. Эта сетка использовалась сначала для выполнения расчета установившегося теплового состояния (Steady-State Thermal Analysis, тип элемента Solid70: восемь узлов, степень свободы в каждом узле является температура). Затем эта же сетка использовалась для выполнения расчета полей тепловых перемещений и напряжений (Static Structural Thermal Deformation, тип элемента Solid185, восемь узлов, степени свободы: перемещения в трех независимых направлениях).

Характеристика модели и результаты моделирования

В качестве объекта моделирования использован разрабатываемый в настоящее время дизель типа 4ЧН 13/15. Суммарное количество элементов в КЭ разбиении CFD модели составило около 3,5 млн. элементов первого порядка.

При выборе характерного размера конечного элемента сетки для конструкционного расчета уч-

тена структурная неоднородность материала картера (ВЧ-50), обуславливающая слабую чувствительность чугунов к концентрации напряжений. Выбор размера выполнен после испытаний образцов, содержащих концентраторы напряжений, и сопоставления результатов испытаний с соответствующими расчетными экспериментами методом КЭ. По результатам анализа характерный размер КЭ принят равным 3,5 мм, общее число элементов модели составило 3,2 млн. (число узлов около 1,1 млн).

Для численного моделирования использована четырехпроцессорная рабочая станция с 24 Гб опе-

ративной памяти

На первом этапе расчетная модель использована для анализа целесообразности внесения изменений в геометрию рубашки охлаждения картера экспериментального двигателя, пробные запуски которого сопровождались задирами поршней крайних цилиндров. Рассмотрено несколько вариантов модификации рубашки охлаждения. Вид исходной и одной из модифицированных рубашек, характер изменения потоков охлаждающей жидкости показан на рис. 2 а, б (на рис. 2 плотность линий тока пропорциональна расходу жидкости в рассматриваемой точке объема).

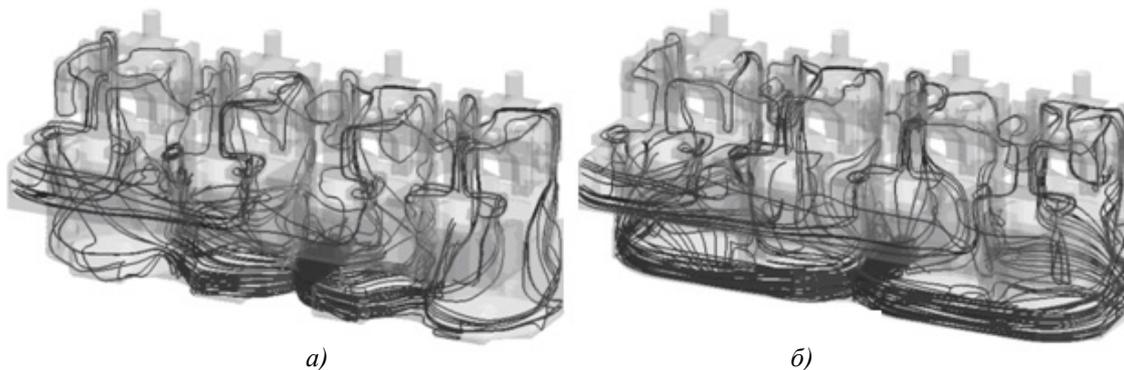


Рис. 2. Вид пространственной области, занимаемой охлаждающей жидкостью, для двух вариантов исполнения картера и линии тока охлаждающей жидкости:

а) исходный вариант; б) модифицированный вариант

Показано, что изменение пространственной геометрии области, занимаемой охлаждающей жидкостью без изменения расхода, позволяет практически исключить закипание охлаждающей жидкости, проявляющееся в исходном варианте рубашки охлаждения (рис. 3). Сравнение тепловых

полей в установившемся состоянии показало, что модификация рубашки охлаждения позволяет существенно сблизить тепловые состояния гильз разных цилиндров и заметно выровнять тепловые деформации по высоте каждого цилиндра.

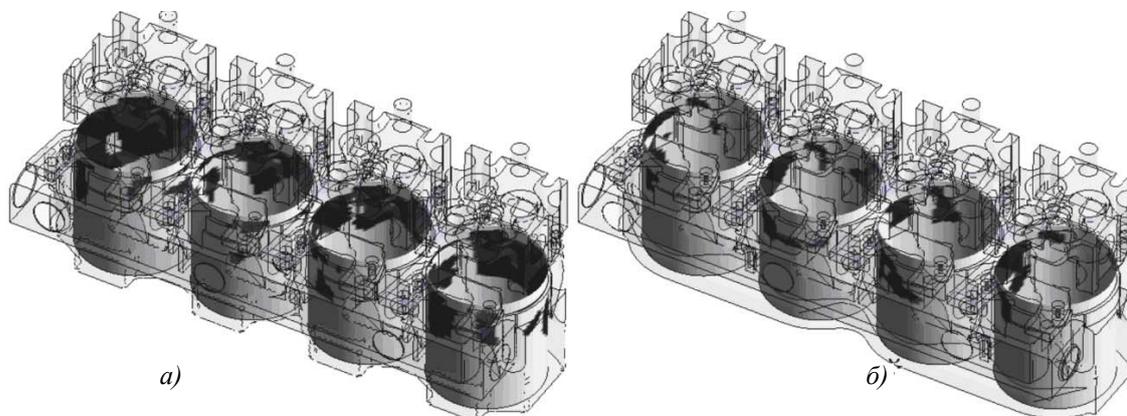


Рис. 3. Локализации областей закипания охлаждающей жидкости:

а) исходный вариант; б) модифицированный вариант рубашки охлаждения

На втором этапе выполнена оценка напряженно-деформированного состояния блок-картера дизеля. Для рассмотренного двигателя наиболее теплонагруженными элементами конструкции картера, как исходного, так и модифицированного вариантов, оказались перегородки между цилиндрами.

На рис. 4 показаны распределения первых главных напряжений в одной из перегородок в направлении, указанном на рис.4 стрелкой.

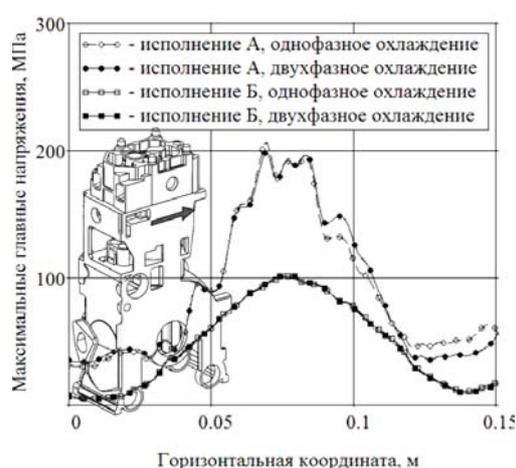


Рис. 4. Тепловые напряжения в картере вблизи области наибольших значений первых главных напряжений

Выполнение силового расчета картера показало, что максимальное по картеру значение первых главных напряжений достигается в перегородке между первым и вторым цилиндрами в момент времени, когда давления газа во втором цилиндре

максимальны. Локализация области максимальных напряжений от силового нагружения в исходной конструкции картера совпала с расположением области максимальных тепловых напряжений. Показано, что конструктивные изменения, связанные с модернизацией рубашки охлаждения, понижают несущую способность картера при действии системы нагрузок.

С целью снижения напряжений при совместном тепловом и силовом воздействиях были выполнены расчеты нескольких вариантов усиления картера с модифицированной рубашкой охлаждения. Показано, что снижение суммарных напряжений достигается в результате конструктивных изменений в рамках компромисса между повышением эффективности охлаждения цилиндров и головок двигателя – с одной стороны, и рациональной компоновкой картера с позиции его работы как силового каркаса – с другой стороны.

В табл.1 представлены расчетные значения смещений центров отверстий под коренные шейки в межцилиндровых перегородках, вызванные тепловыми деформациями блок-картера (соответствуют варианту наибольших значений первых главных напряжений). Сравнение результатов моделирования теплонапряженности блок-картера с величинами несоосностей шипов и подшипников, связанных с технологическими допусками, показывает их соразмерность, что доказывает необходимость учета тепловых деформаций картера при оценке работоспособности коренных подшипников скольжения.

Таблица 1. Величины несоосностей различного типа

Виды несоосностей	Номера опор коленчатого вала				
	1	2	3	4	5
Несоосности подшипников, вызванные тепловой деформацией корпуса, мм	-0,065	0,067	0,127	0,069	-0,071
Технологические несоосности подшипников, мм	0,0	0,010	0,0	0,010	0,0
Технологические несоосности шеек коленчатого вала, мм	0,010	-0,020	0,030	-0,020	0,010

Методика и результаты оценки работоспособности коренных трибосопряжений с учетом несоосностей различного типа

Степень совершенства конструкции гидродинамических трибосопряжений принято оценивать расчетом стандартного набора гидромеханических характеристик (ГМХ), позволяющих прогнозировать износостойкость и усталостную долговечность антифрикционного слоя вкладышей, потери на трение, теплонапряженность, а также решать задачи оптимизации конструктивных параметров [4]. К числу наиболее важных ГМХ коренных подшип-

ников относятся: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}(t)$ и максимального гидродинамического давления $p_{\max}(t)$, а также их экстремальные $\inf h_{\min}$, $\sup p_{\max}$ и средние h_{\min}^* , p_{\max}^* за цикл нагружения величины, эффективная температура смазочного слоя T_3^* , мгновенные и средние потери мощности на трение $N(t)$, N^* , расходы смазки $Q(t)$, Q^* .

Определение ГМХ автономных подшипников основывается на решении трех взаимосвязанных

задач: динамики шипа на смазочном слое под действием нестационарных внешних нагрузок и реакций смазочного слоя; гидродинамической теории смазки для определения распределения давлений в слое смазочной жидкости с учетом конструктивных особенностей трибосопряжения и параметров жидкой смазочной среды; определения теплового состояния подшипника для корректирования вязкости смазочного материала. Более подробно методика расчета автономных подшипников описана в работе [4]

При оценке работоспособности системы неавтономных коренных опор методы определения ГМХ автономных подшипников объединены итерационным процессом с расчетом нагрузок, основанном на неразрезной схеме многоопорного коленчатого вала на упругом основании [1]. В расчете нагрузок могут учитываться упругие свойства элементов конструкции (коленчатого вала и картера), несоосности коренных шеек и подшипников, нелинейные демпфирующие свойства смазочных слоев коренных опор. Особенности методики расчета

системы коренных подшипников представлены в [2].

Для рассматриваемого четырехцилиндрового дизеля типа ЧН 13/15 при помощи пакета программ «Многоопорный вал» [5], реализующего указанную методику, выполнена серия расчетов ГМХ коренных подшипников: с отдельным учетом тепловых и технологических смещений опор, с их одновременным учетом, а также несколько вариантов сочетаний тепловых и отдельных технологических смещений опор или шеек коленчатого вала, а также вариант с идеально соосным расположением подшипников и шипов. Некоторые результаты расчетов на режиме максимальной мощности представлены в табл. 2.

Снижение расчетных значений минимальной толщины смазочного слоя, связанное с учетом тепловых деформаций картера, достигает 25%. Для первого коренного подшипника величина $\inf h_{\min}$ приближается к минимально допустимому для этого двигателя значению 1,6 мкм.

Таблица 2. Гидромеханические характеристики коренных подшипников при несоосностях различного вида

№ подшипника	$\inf h_{\min}$, мкм	α_h , град	h_{\min}^* , мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	P_{\max}^* , МПа	N^* , Вт	Q^* , кг/с	$T_{\text{э}}^*$, °C
1	2,11 ¹⁾	78,0	8,19	81,8	19,5	568,4	0,037	97,9
	1,79 ²⁾	78,0	7,82	74,9	21,6	575,4	0,036	98,2
	1,87 ³⁾	71,0	7,66	77,6	21,7	583,8	0,037	98,1
	2,16 ⁴⁾	78,0	7,95	83,2	19,4	576,4	0,037	97,9
2	3,11	404,9	10,86	143,0	29,5	559,5	0,045	96,3
	2,53	431,8	8,24	163,7	31,4	609,7	0,043	97,4
	2,48	431,0	9,15	165,4	33,5	620,3	0,043	97,4
	3,11	404,9	10,86	143,9	29,2	559,4	0,045	96,3
3	3,46	469,3	6,91	68,3	25,8	621,2	0,045	97,1
	4,05	271,0	6,75	99,6	26,7	608,4	0,044	97,1
	4,41	275,9	7,77	94,7	22,7	578,3	0,043	96,9
	3,27	477,4	6,22	73,3	29,5	646,0	0,046	97,3

1) с учётом тепловых деформаций и технологических смещений подшипников;

2) с учётом тепловых деформаций и технологических смещений шеек;

3) с учётом тепловых деформаций, технологических смещений подшипников и шеек;

4) с учётом технологических смещений подшипников и шеек

При модификации рубашки охлаждения, выполненной на основании предложенной модели, существенно улучшились не только условия работы крайних цилиндров, но и коренных подшипников скольжения. Так, относительные смещения центров отверстий в межцилиндровых перегородках под коренные шейки не превышают 5 мкм и практически не сказываются на прогнозной рабо-

тоспособности коренных подшипников дизеля 4ЧН 13/15.

Заключение

Необходимо отметить, что влияние несоосностей опор и шеек коленчатого вала, вызванных, в том числе, тепловым состоянием картера двигателя, в большей степени будет сказываться на харак-

теристиках работоспособности коренных подшипников двигателей больших габаритных размеров в направлении оси коленчатого вала. Но даже для наиболее компактного - четырехцилиндрового дизеля – учет тепловых деформаций картера позволяет прогнозировать более низкие, чем ранее, значения минимально допустимой толщины смазочного слоя.

Таким образом, разработанная конечноэлементная модель системы корпусных элементов дизельного двигателя жидкостного охлаждения совместно с методикой оценки ГМХ коренных подшипников позволяют решать связанные задачи оценки нагруженности картера и коренных подшипников коленчатого вала дизельного двигателя.

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

Список литературы:

1. Ветров М. К. Разработка метода расчета параметров, характеризующих нагруженность подшипников многоопорных коленчатых валов поршневых машин: дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 1984. 201 с. 2. Балюк, Б.К. Пути повышения несущей способности коренных опор тракторного дизеля / Б. К. Балюк, Ю.В. Рождественский, М.К. Ветров, Л.Н. Фалеев // Двигателестроение. 1989. № 2. С. 48-49, 51. 3. Рождественский,

Ю.В. Методика расчета системы коренных подшипников коленчатого вала с учетом податливости блок-картера двигателя / Ю.В. Рождественский, Н.А. Хозенюк, А.А. Мыльников // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – № 12. – С. 40-45. 4. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография. Ч. 1. /В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваяев и др. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. 2010. 157 с. 5. Прокопьев В.Н., Рождественский Ю.В., Гаврилов К.В., Хозенюк Н.А., Мыльников А.А. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик неавтономных подшипников скольжения коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания «Подшипники скольжения многоопорных валов» [Программа для ЭВМ] // Свидетельство о регистрации программ для ЭВМ № 2009610350, 14.01.2009.

Bibliography (transliterated):

1. Vetrov M. K. Razrabotka metoda rascheta parametrov, harakterizujuwih nagruzhennost' podshipnikov mnogoopornyh kolenchatyh valov porshnevyyh mashin: dis. ... kand. tehn. nauk. Cheljabinsk, 1984. 201 s. 2. Ba-ljuk, B.K. Puti povyshenija nesuwej sposobnosti koren-nyh opor traktornogo dizelja / B. K. Baljuk, Ju.V. Rozh-destvenskij, M.K. Vetrov, L.N. Faleev // Dvigatеле-stroenie. 1989. № 2. С. 48-49, 51. 3. Rozhdestvenskij, Ju.V. Metodika rascheta sistemy korennyh podshipnikov kolenчатого вала с учетом податливости блок-картера двигателя / Ju.V. Rozhdestvenskij, N.A. Hoze-njuk, A.A. Myl'nikov // Trenie i smazka v mashinah i mehanizmah. – 2011. – № 12. – С. 40-45. 4. Prokop'ev, V.N. Dinamika i smazka tribosoprjazhenij porshnevyyh i ro-tornyh mashin: monografi-ja. Ch. 1. / V.N. Prokop'ev, Ju.V. Rozhdestvenskij, V.G. Karavaev i dr. Cheljabinsk: Izda-tel'skij centr JuUrGU. 2010. 157 s. 5. Prokop'ev V.N., Rozhdestvenskij Ju.V., Gavrilov K.V., Hozenjuk N.A., Myl'nikov A.A. Kompleks programm analiza dinamiki i gidromehani-cheskih harakteristik neavtonomnyh pod-shipnikov skol'zhenija kolenчатых валов dvigatelej vnutrenнего sgoranija «Podshipniki skol'zhenija mnogo-opornyh valov» [Programma dlja JeVM] // Svidetel'stvo o registracii programm dlja JeVM № 2009610350, 14.01.2009.

УДК 621.43.068.4

*А. Н. Кондратенко, асп., А. П. Строков, д-р техн. наук,
А. Н. Авраменко, канд. техн. наук*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫХ ПРОЦЕССОВ В ФИЛЬТРЕ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ ЧАСТЬ 1: МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ФИЛЬТРА И ДОПОЛНЕНИЕ БАЗЫ ДАННЫХ ПО СВОЙСТВАМ ПОРИСТОГО ТЕЛА

Постановка проблемы и анализ литературных источников

Создание эффективного, технологичного и надежного фильтра твердых частиц отработавших газов дизелей является актуальной задачей, стоящей перед специалистами в области двигателестроения. Повышение точности математического моделирования тепло- и массообменных процессов в таких фильтрах позволяет более эффективно осуществлять оптимизацию их конструкции.

В предыдущих публикациях авторами описаны новая конструкция и способ функционирования фильтра твердых частиц (ФТЧ) отработавших газов (ОГ) дизеля [1]. Также описана математическая модель процесса движения ОГ в полостях ФТЧ [1,2].

Очевидно, что представленная математическая модель не достаточно адекватно описывает исследуемые процессы. С ее помощью были выполнены предварительные сравнительные расчеты, для чего ее точности было вполне достаточно [1,2]. Но для моделирования реальных процессов, происходящих в фильтрующем элементе (ФЭ) вышеупомянутую модель следует усовершенствовать.

Цель и постановка задачи исследования

Цель данного исследования – повышение точности математического моделирования тепло- и массообменных процессов в полостях фильтрующего элемента (ФЭ) фильтра твердых частиц дизеля за счет ее дополнения данными о свойствах материалов ФЭ и рабочего тела.

Задачи данного исследования:

- 1) повышение технологичности конструкции ФЭ;
- 2) дополнение базы данных по свойствам пористого тела (ПТ);
- 3) дополнение базы данных по свойствам реального рабочего тела;
- 4) анализ литературных данных о влиянии шероховатости поверхностей полостей и теплофизических свойств материалов ФЭ на характеристики ФЭ;

5) дополнение базы данных по свойствам твердых частиц (ТЧ);

6) экспериментальное получение значений краевых условий, необходимых для моделирования процесса течения ОГ через ФТЧ.

В данной части исследования пункты 1 и 2 будут раскрыты более подробно.

Обоснование повышения технологичности конструкции модуля ФЭ

Авторами были предложены новая конструкция и способ функционирования ФТЧ дизеля. Конструкция предполагала выполнение модулей ФЭ из стального листа, соединяемых точечной сваркой и покрытых высокопористым жаростойким покрытием [1,2].

Ввиду того, что зазоры размером менее 0,5 мм в процессе функционирования ФТЧ будут забиваться ТЧ, а в процессе термической регенерации будут коксоваться, элементы конструкции под швы точечной сварки у модуля отсутствуют.

Способ функционирования ФТЧ предполагает, что ТЧ будут адсорбироваться на поверхностях полостей ячеек при омывании их потоком ОГ, формируемым отверстиями в соединительной пластине. Соответственно, поверхности полостей должны обладать большой адсорбционной способностью, т.е. в первую очередь обладать развитой поверхностью. Сами же ТЧ также обладают крайне развитой поверхностью (сажа) и высокой адгезией (углеводороды, адсорбированные сажевыми частицами). Таким образом, для ФТЧ такого типа важна адсорбция небольшого по толщине слоя ТЧ на поверхностях полостей ФЭ (первичного), а следующие слои ТЧ уже осядут на первичный слой.

Тканые сетки из нержавеющей стали с различными параметрами ячеек обладают следующими параметрами: имеется широкий выбор размеров ячеек, изготавливаются из не окисляемого и прочного материала, легко поддаются механической обработке, имеют малый удельный вес, доступны и имеют не большую стоимость [3]. Испытания об-

разцов на моторном стенде с дизелем 2Ч10,5/12 показали, что на таких сетках, расположенных вдоль потока ОГ, ТЧ осаживаются, а на расположенных поперек потока ОГ, ТЧ осаживаются в гораздо меньшей степени (сдуваются и/или выгорают). Сетки воздействию потока ОГ с его параметрами, характерными для сечения на срезе за выхлопным коллектором, переносят без заметного изменения своих физических свойств.

Произведена замена в конструкции модуля ФЭ соединительной пластины с круглыми отверстиями пластиной с как можно большими по площади отверстиями прямоугольной формы, закрытыми такими сетками. Сетки, расположенные вдоль поверхностей полостей модуля в виде полых деталей коробчатой конструкции (кассет), используются в качестве адсорбирующей поверхности. Сетки не покрывают некоторых поверхностей полостей модуля, что сэкономит до 40% материала. Все поверхности полостей модуля подвергаются пескоструйной обработке.

Перегородки выполняются из материала соединительной пластины. Все стенки ячеек ФЭ имеют вид швеллерообразного кожуха с упорами на одном конце. Для предотвращения смещения всех деталей модуля друг относительно друга из материала соединительной пластины формируются направляющие.

Таким образом, весь модуль ФЭ будет состоять всего из трех типов деталей: кожух – 2 шт., соединительная пластина – 1 шт., кассета из сетки – 4 шт. Эскиз модуля приведен на рис. 1. Эскизы деталей представлены на рис. 2. Размеры модуля пересмотрены таким образом, что модуль приобретает квадратное сечение.

Известно три способа удаления нерастворимых фракций ТЧ из ФТЧ: 1) обратная продувка, 2) разборка с промывкой, 3) полная замена и утилизация ФЭ – и все они реализуются вне транспортного

средства (ТС). ФТЧ данной конструкции может быть очищен от нерастворимых фракций ТЧ любым из вышеуказанных способов.

Как известно из опыта зарубежных производителей ФТЧ [4], подобные фильтры имеют ФЭ, объем которого приблизительно равен литражу ДВС, как и объем глушителя шума системы выпуска дизеля. Модуль ФЭ имеет объем $V_{\text{мод}}$, равным 49130 мм^3 , а площадь проходного сечения $S_{\text{мод}}$ 105 мм^2 . Литраж дизеля 2Ч10,5/12 zV_h равен $2078168,4 \text{ мм}^3$. Соответственно, возможное количество модулей ФЭ для него $i_m = z \cdot V_h / V_{\text{мод}}$ равно 43.

Площадь проходного сечения отверстия в выходном фланце выпускного коллектора S_d равна 1875 мм^2 [2], поэтому необходимое количество модулей ФЭ $i_m = S_d / S_{\text{мод}}$ равно 18. Однако, в процессе работы ФТЧ неизбежно засорение ФЭ ТЧ, существует вероятность отказа бортовой системы регенерации, а временной интервал между процессами регенерации зависит от его емкости ФЭ, а значит от количества модулей. Таким образом, принимаем количество модулей ФЭ для дизеля 2Ч10,5/12 равное 36 (для улучшения их компоновки в корпусе ФТЧ – в 6 рядов по 6 модулей в ряду).

Вес модуля при толщине стали 0,75 мм и толщине сетки 0,5 мм составляет 95,4 г, а при толщине стали 0,5 мм – 63 г.

Дополнение базы данных по свойствам пористых тел

Стальная нержавеющая тканая сетка, выбранная авторами для оценки, имеет следующие параметры: диаметр проволоки имеет значение 0,09 мм, размер проходного сечения ячейки сетки (имеет квадратное проходное сечение) – 0,14x0,14 мм, расстояние между осями отдельных проволок – 0,23 мм, соотношение площади проходного сечения ячейки к площади повторяющегося элемента сетки – 0,371 [3].

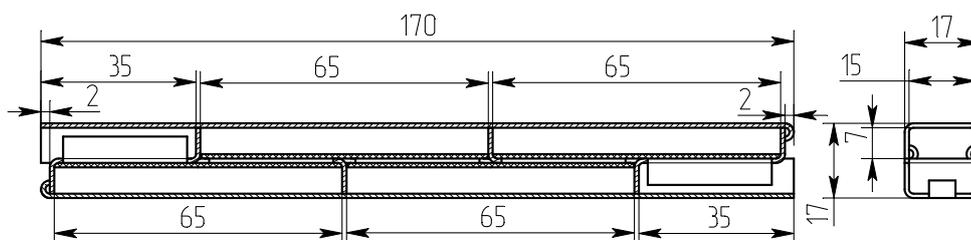


Рис.1. Эскиз модуля ФЭ

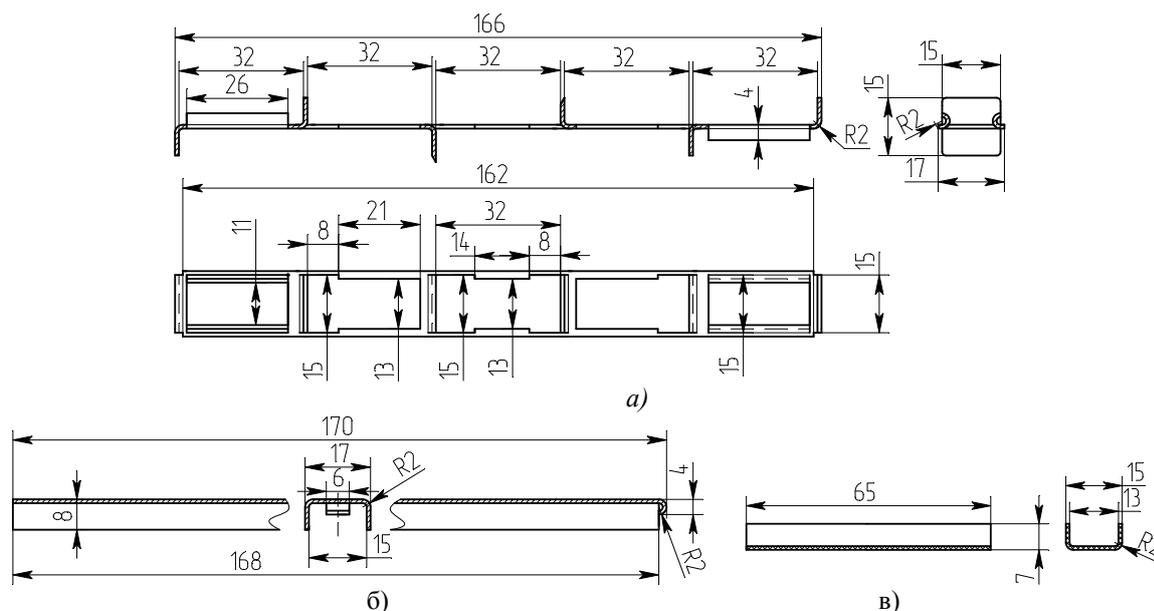


Рис. 2. Эскизы деталей модуля ФЭ:
а) соединительная пластина; б) кожух; в) кассета

Программный комплекс CosmosFlo-Works позволяет учитывать наличие пористых тел (ПТ) в конструкциях объектов расчета. Более того, разработчики данного программного комплекса рекомендуют описывать объекты типа сеток как пористые тела, в виду крайнего усложнения расчетной модели из-за излишнего измельчения расчетной сетки, необходимого для описания объектов типа сеток [5]. База данных по свойствам ПТ в указанном программном комплексе несет в себе информацию о свойствах ПТ, необходимую для учета их гидравлического сопротивления.

В CosmosFloWorks, если текучая среда проходит сквозь пористое тело, то его влияние на параметры течения моделируются как рассредоточенное гидравлическое сопротивление:

$$\Delta p_{ПТ} = -k \cdot \delta_{ij} \cdot \rho \cdot u_{ij},$$

где δ_{ij} – дельта-функция Кронекера ($\delta_{ij}=1$ при $i=j$ и $\delta_{ij}=0$ в остальных случаях), u_{ij} – скорость текучей среды, k – вектор силы сопротивления пористого тела (определяется свойствами пористого материала).

$$k = -\text{grad}(P)/(\rho \cdot V),$$

где P , ρ , V – давление, плотность и скорость текучей среды, grad берется по характерным направлениям проницаемости, k по характерным направлениям проницаемости моделируется по следующей зависимости:

$$k = \Delta P \cdot S / (G_m \cdot L),$$

где ΔP – перепад давления между противоположными сторонами ПТ в данном направлении, $G_m = G_V \cdot \rho$ – массовый расход текучей среды в данном направлении, S и L – площадь поперечного сечения и длина ПТ в данном направлении. Величина k задается зависимостью $\Delta P = f(G_m)$ и константами S и L . Для стальных тканых сеток эти данные отсутствуют. Их возможно получить на безмоторном испытательном стенде, спроектированном и изготовленном авторами, и описанном в [6]. Тканые сетки характеризуются однонаправленным видом проницаемости (материал проницаем только в одном направлении) [5].

Для получения данных о гидравлическом сопротивлении стальной тканой сетки был спроектирован и изготовлен держатель (эскиз и внешний вид которого представлены на рис. 2), а также объекты исследования – образцы круглой формы (рис. 2). Для предотвращения протечки рабочего тела (РТ) в продольном направлении периферийные области образцов обработаны герметиком.

Программа исследования включала:

1) получение зависимости гидравлического сопротивления пакетов сеток от количества их слоев в пакете, при расстоянии между соседними слоями сеток в пакете, равном нулю;

2) получение зависимости гидравлического сопротивления пакетов из сеток от массового расхода рабочего тела в безмоторном стенде для количества

сеток в пакете 1, 2 и 3, при расстоянии между соседними слоями сеток в пакете равном нулю;

3) получение зависимости гидравлического сопро-

тивления двух слоев сеток от массового расхода рабочего тела в безмоторном стенде для различных значений расстояния между ними.

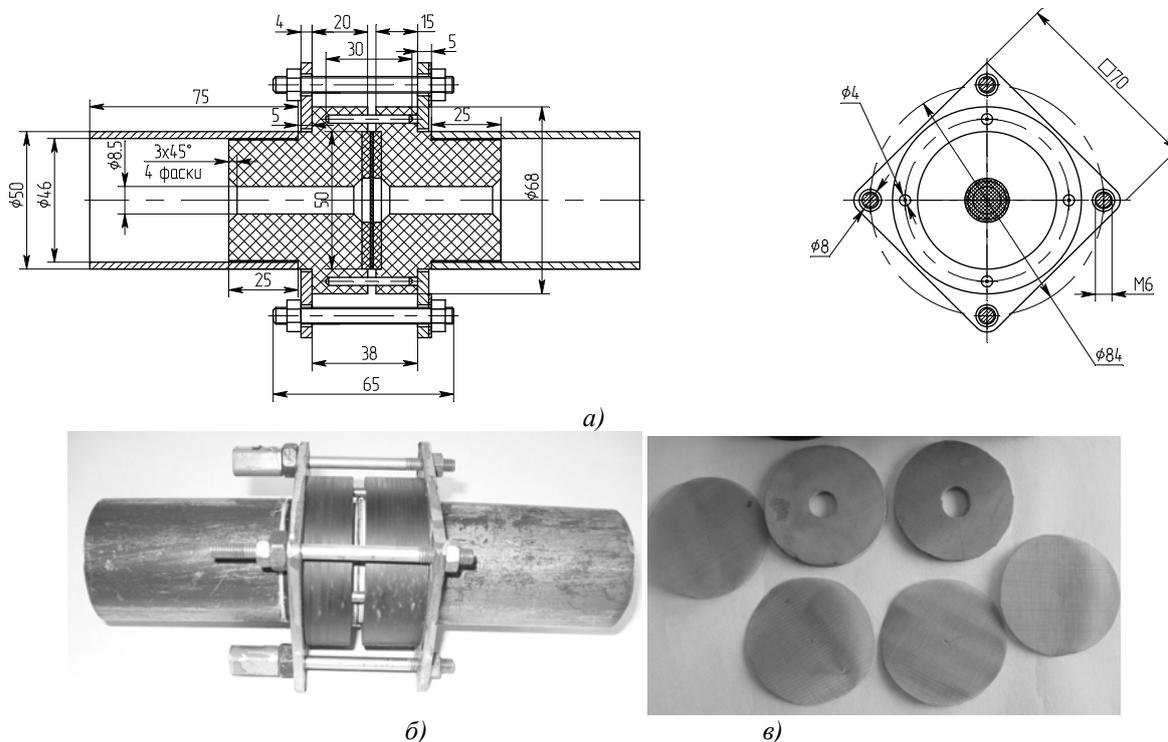


Рис. 2. Держатель сеток:
а) эскиз; б) внешний вид держателя; в) образцы и уплотнители

При получении зависимости гидравлического сопротивления пакетов сеток от количества их слоев в пакете, при расстоянии между соседними слоями сеток в пакете, равном нулю, режим течения рабочего тела (воздух) в полостях и трубопроводах стенда для всех пакетов образцов (с различным количеством слоев сеток в пакете j и расстояниями между соседними слоями сеток равными нулю) характеризовался следующими параметрами: объемный расход РТ $G_v=1,308 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, температура РТ $t_{\text{возд}}=11,3 \text{ }^\circ\text{C}$, давление РТ $p_{\text{возд}}=334797 \text{ Па}$. Условия окружающей среды были следующими: барометрическое давление $B_0=99700 \text{ Па}$, температура $t_0=9,3 \text{ }^\circ\text{C}$. Этот режим соответствует максимально открытому положению регулирующего крана стенда. Массовый расход РТ в стенде G_m равен $5,485 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$. В ходе эксперимента были исследованы варианты с 1...7 слоями сеток в пакете. Проходное сечение отверстия в держателе сеток имеет площадь $S_{\text{ДС}}$ равную 57 мм^2 , а площадь проходного сечения отверстия в выходном фланце выпускного коллектора S_d равна 1875 мм^2 . Таким образом, соотношение этих площадей $S_d/S_{\text{ДС}}$ равно 25.

Массовый расход РТ, приходящийся на единицу площади проходного сечения для выходного фланца выпускного коллектора $g_{\text{мд}}$, равен $2,93 \cdot 10^{-5} \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{мм}^2)$, а приходящийся на единицу площади отверстия в держателе сеток $g_{\text{мДС}}$ равен $9,67 \cdot 10^{-5} \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{мм}^2)$. То есть, режимы течения в колене испытательного стенда и в отверстии держателя сеток подобны [7]. Результаты исследования представлены на рис. 3.

При получении зависимости гидравлического сопротивления пакетов из сеток от массового расхода рабочего тела в безмоторном стенде, при расстоянии между соседними слоями сеток в пакете равном нулю, пакеты образцов состояли из 1, 2 и 3 сеток. Также исследован вариант без сеток. Режим течения РТ в полостях безмоторного стенда задавался изменением степени открытия регулирующего крана (4 положения), согласно которых изменялись значения объемного расхода РТ через стенд G_v (от $2,2 \cdot 10^{-4}$ до $1,43 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$), давление РТ $p_{\text{РТ}}$ (от 2,8 до $4,7 \text{ кг}/\text{см}^2$) и температура РТ $t_{\text{РТ}}$ (от 12,8 до $16,2 \text{ }^\circ\text{C}$). При этом массовый расход РТ в стенде G_m

менялся от $1,13 \cdot 10^{-3}$ до $6,21 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Результаты исследования представлены на рисунке 4.

При получении зависимости гидравлического сопротивления двух слоев сеток от массового расхода рабочего тела в безмоторном стенде для реализации изменения расстояния между ними использовались резиновые прокладки толщиной L_c , равной 0,5; 1,4; 2,6; 3,2 и 5,3 мм. Также исследован вариант с расстоянием между пакетами, равным нулю. Режим течения РТ в полостях безмоторного стенда задавался изменением степени открытия регулирующего крана, положения, согласно которым изменялись значения объемного расхода РТ через стенд, давление РТ и температура РТ. Результаты исследования представлены на рисунке 5.

На рисунке 3 видно, что зависимость гидравлического сопротивления пакетов сеток при расстоянии между соседними сетками в пакете, равном нулю, от количества сеток в пакете (от толщины пакета) носит линейный характер.

Коэффициент пропорциональности для этой зависимости имеет значение 1,5 кПа/слой сетки. На рисунке 3 также видно, что с добавлением второго слоя сеток при расстоянии между ними, равном нулю, проявляется влияние взаимного расположения ячеек сеток, сложившееся в пакете образцов произвольным образом.

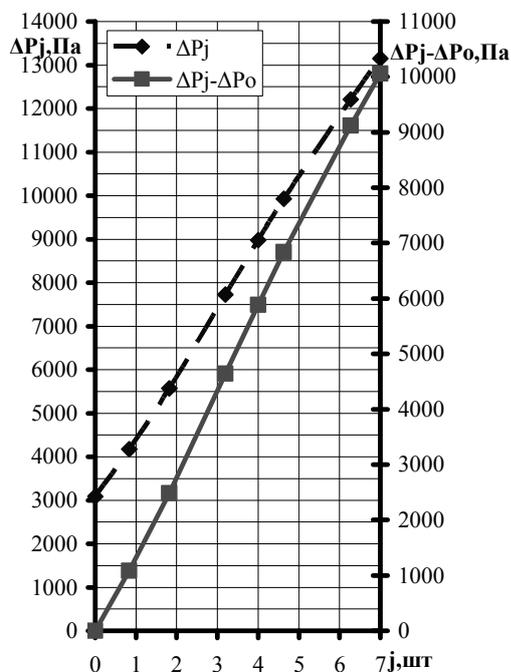


Рис. 3. Зависимости гидравлического сопротивления пакетов сеток от количества их слоев в пакете

На рисунке 4 видно, что зависимость гидравлического сопротивления пакетов сеток при расстоянии между соседними сетками в пакете равным нулю, от массового расхода РТ через сечение в держателе сеток носит характер параболы четвертой степени.

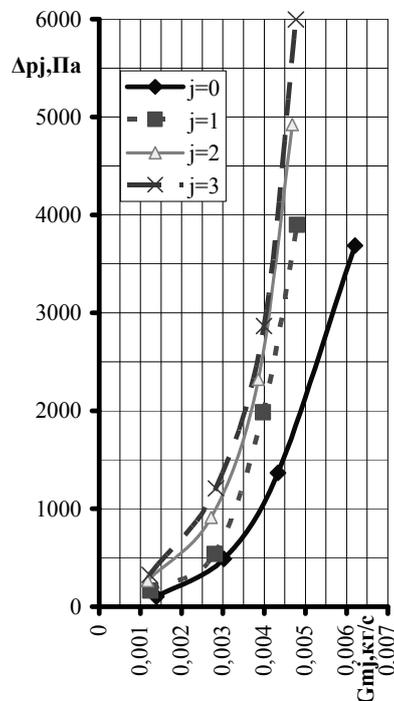


Рис. 4. Зависимости гидравлического сопротивления пакетов из сеток от массового расхода рабочего тела в безмоторном стенде для количества сеток в пакете 1, 2 и 3

На рисунке 5 видно, что зависимость гидравлического сопротивления сеток при расстоянии между ними не равном нулю, от массового расхода РТ через сечение в держателе сеток носит характер параболы четвертой степени.

Полученные кривые (рисунки 4 и 5) представляют собой степенные функции вида

$$\Delta P_j = \sum_{n=0}^4 a_{jn} \cdot G_{mj}^n$$

Определены их коэффициенты для различных значений j .

На рисунке 6 можно увидеть, что зависимость гидравлического сопротивления сеток при расстоянии между ними не равном нулю, при постоянном значении положения регулирующего органа стенда, от величины расстояния между сетками, носит сложный характер с выраженными максимумами и минимумами. Такой характер подобен характеру зависимости величины массового расхода РТ через стенд от положения регулирующего органа стенда,

а также обусловлен проявлением эффекта лабиринтного уплотнения при значении расстояния между сетками L_c от 0 до 3 мм, и имеющим максимальное влияние на эту зависимость при $L_c=1,4$ мм.

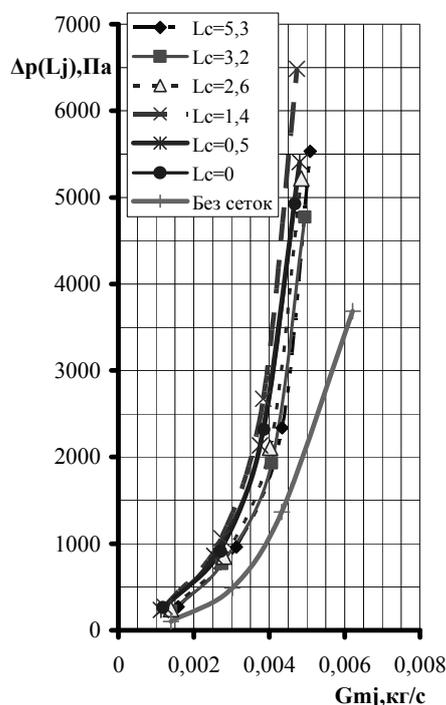


Рис. 5. Зависимости гидравлического сопротивления двух слоев сеток от массового расхода рабочего тела в безмоторном стенде для различных значений расстояния между ними

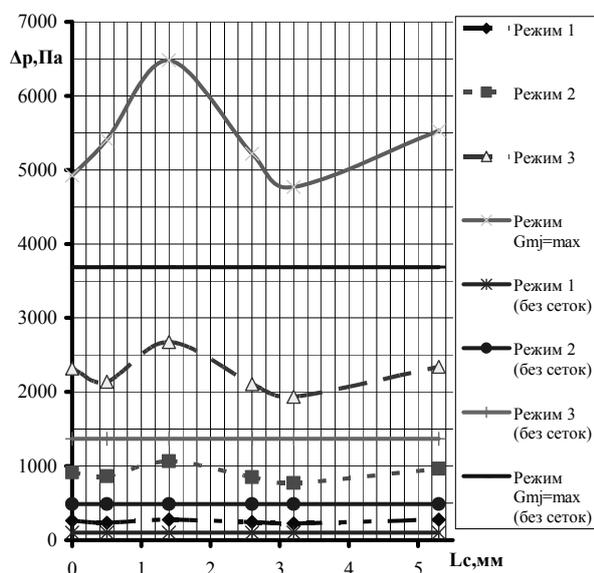


Рис. 6. Зависимости гидравлического сопротивления двух слоев сеток при постоянном положении органа управления стендом от величины расстояния между слоями

Выводы

В работе обоснована и описана конструкция модуля ФЭ с повышенной технологичностью.

Дополнена база данных по свойствам ПТ. При этом получены и проанализированы следующие зависимости гидравлического сопротивления стальных тканых сеток:

- от количества их слоев (носит линейный характер, определен коэффициент пропорциональности этой зависимости);

- от массового расхода РТ через них (носят характер параболы четвертой степени, определены значения коэффициентов при переменных);

- от расстояния между двумя слоями сеток (носят сложный характер).

Список литературы:

1. Строков А. П. Расчетная оценка гидравлического сопротивления модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля / А. П. Строков, А. Н. Кондратенко // Автомобильный транспорт. – 2011. Выпуск 28. – С. 48-54;
2. Строков А. П. Расчетная оценка гидравлического сопротивления модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля. Часть 2 / А. П. Строков, А. Н. Кондратенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 86-90.
3. Завод им. Фрунзе. Каталог продукции [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.frunze.ua/catalog/caccular/woven_mesh.html
4. Volkswagen Service Training. Пособие по программе самообразования 336. Сажевый фильтр с каталитическим покрытием. Устройство и принцип действия [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.volkswagen-training-online.com/
5. Алямовский А. А. Компьютерное моделирование в инженерной практике. / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович, Н. Б. Пономарев – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
6. Строков А. П. Экспериментальное определение гидравлического сопротивления макета модуля фильтра твердых частиц быстроходного дизеля / А. П. Строков, А. Н. Кондратенко // Автомобильный транспорт: сборник научных трудов. – 2011. Выпуск 29. – С. 48-54;
7. Аметистов Е. В. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Е. В. Аметистов, В. А. Григорьев, Б. Т. Емцов и др.; Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина.–М.: Энергоиздат, 1982.–512 с.

Bibliography (transliterated):

1. Strokov A. P. Raschetnaja ocenka gidravlichesкого soprotivlenija modulja fil'tra tverdyh chastic bystrochnogo dizelja / A. P. Strokov, A. N. Kondratenko // Avtomobil'nyj transport. – 2011. Vypusk 28. – S. 48-54;
2. Strokov A. P. Raschetnaja ocenka gidravlichesкого soprotivlenija modulja fil'tra tverdyh chastic bystrochnogo dizelja. Chast' 2 / A. P. Strokov, A. N. Kondratenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2011. - №2. – S. 86-90.
3. Zavod im. Frunze. Katalog produkcii [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: http://www.frunze.ua/catalog/caccular/woven_mesh.html
4. Volkswagen Service Training. Posobie po programme samoobrazovanija 336. Sazhevyj fil'tr s kataliticheskim pokryтием. Ustrojstvo i princip dejstvija [Elektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: www.volkswagen-training-online.com/
5. Aljajmovskij A. A. Komp'juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike.

/ А. А. Aljamovskij, А. А. Sobachkin, Е. V. Odincov, А. I. Haritonovich, N. B. Ponomarev – SPb.: BHV-Peterburg, 2005. – 800 s. 6. Strokov A. P. Jeksperimental'noe opredelenie gidravlicheskogo soprotivlenija maketa modulja fil'tra tverdyh chastic bystrohodnogo dizelja / А. P. Strokov, А. N. Kondratenko // Avtomobil'nyj trans-

port: sbornik nauchnyh trudov. – 2011. Vypusk 29. – S. 48-54; 7. Ametistov E. V. Teplo- i massoobmen. Teplotehnicheskij jeksperiment: Spravochnik / E. V. Ametistov, V. A. Grigor'ev, B. T. Emcov i dr.; Pod obw. red. V. A. Grigor'eva i V. M. Zorina. – M.: Jenergoizdat, 1982.–512 s.

УДК 629.33:621.43

А. А. Грабовский, канд. техн. наук, И.И. Артемов, д-р техн. наук

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Введение

С ростом транспортного парка связывают рост загрязнения окружающей среды. Основным источником загрязнения являются ДВС. По оценкам специалистов вредные выбросы, приходящиеся на долю транспорта, составляют 1/3 от общего объёма.

Анализ многочисленных исследований транспортных ДВС в эксплуатации показывает, что для них характерны, во-первых, частая смена режимов, во-вторых, значительная доля времени работы на режимах холостого хода и малых нагрузках. Так, для двигателей грузовых автомобилей средней грузоподъемности при эксплуатации в городе холостой ход составляет около 20 % времени. При нагрузке, соответствующей 80 % от максимальной, на данном скоростном режиме – около 40 % времени.

Режим холостого хода для двигателей автобусов в городских условиях составляет 30 % от общего времени работы. Загрузка двигателей тракторов типа Т-150К по мощности колеблется в широких пределах: при нагрузке до 50 % двигатель работает примерно 40% времени, столько же – при нагрузке 50-65 % и только 20 % времени – при нагрузке 70 % и выше.

Эти данные говорят о значимости работ, направленных на повышение топливной эффективности двигателей при работе на холостом ходу, переходных режимах и режимах частичных нагрузок. Они, в основном, определяют эксплуатационный расход топлива и являются наиболее весомыми с

точки зрения расхода топлива и вредных выбросов.

Увеличение удельного расхода топлива при работе ДВС на режимах холостого хода, малых нагрузок и переходных процессов в основном определяется ухудшением смесеобразования, увеличением относительных потерь теплоты в охлаждающую жидкость и масло, температура которых на частичных режимах, как правило, понижается. Так же при работе двигателей на малых нагрузках увеличивается относительная доля затрат полезной мощности на преодоление механических сопротивлений, а при работе на холостом ходу вся развиваемая двигателем мощность (15...25 % от расхода по номинальной мощности) расходуется на преодоление трения, газообмен и на привод вспомогательных механизмов. Все отмеченные факторы приводят к тому, что удельный расход топлива при работе двигателя на малых нагрузках и холостом ходу в 1,5...5 раз выше, чем при работе на номинальной мощности, что напрямую определяет значения экологических показателей.

Проблема охраны окружающей среды является одной из глобальных общечеловеческих проблем, от решения которой зависит жизнь на Земле, здоровье человечества. Уменьшение загрязнения атмосферного воздуха токсичными веществами, выделяемыми автотранспортом, является большой частью проблемы защиты окружающей среды. В таблице 1 приведены данные по содержанию токсических веществ в атмосфере.

Таблица 1. Характеристики режима работы двигателя и показатели токсичности в цикле городского движения (данные автополигона НАМИ)

Режим работы двигателя	Доля режимов, %					По расходу топлива
	По времени	По объему ОГ	По выбросам			
			СО	СН	NO	
Холостой ход	39,5	10	13...25	15...18	0	15
Разгон	18,5	45	29...32	27...30	75...86	35
Установившийся режим	29,5	40	32...43	19...35	13...23	37
Замедление	12,8	5	10...13	23...32	0...15	13

По данным специалистов выбросы автомобильного транспорта в атмосферу составляют до 90% по окиси углерода и 70 % по окиси азота. В некоторых крупных городах, имеющих наибольшее количество автомобилей на единицу площади, содержание вредных веществ в атмосфере достигло или приближается к опасной для здоровья человека концентрации

Задача состоит в поиске компромисса между снижением токсичности отработавших газов и расходом топлива. Дороговизна конструкторских решений по данным вопросам и присущие им недостатки препятствуют их всеобщему распространению.

Наиболее неблагоприятными, с позиции токсичности, являются режимы разгона, замедления и холостого хода. Наличие средств регулирования дорожного движения в городах, решая проблему обеспечения безопасности движения, приводит к увеличению выбросов вредных веществ. Остановки на перекрестках на запрещающий сигнал светофора не только вызывают повышение расхода топлива, но из-за большого скопления автомобилей увеличивают загазованность территорий, приближенных к перекресткам.

Вместе с тем, существуют и другие способы решения проблемы. Так, если на время остановки на светофоре автоматизированная система управления (АСУ) на 1-2 мин. выключала бы двигатель, расход топлива мог бы уменьшиться на 10 - 15 %, а выбросы вредных веществ – на 10 - 20 %. Кроме того, произошло бы снижение шумового действия. При этом необходимо учитывать, что за две минуты температура ДВС снижается на 5-7°C.

Второй способ, это переход на газомоторные топлива (ГМТ). Утверждения специалистов об экологической чистоте газовых ДВС, как правило, основаны на чисто теоретических умозаключениях. На практике результат несколько иной. Бесспорно значительное снижение объёма вредных выбросов ДВС, работающих на ГМТ. Это весомый аргумент в пользу газификации наземных транспортных средств (НТС). Но это достигается на ДВС со степенями сжатия порядка 9-10 и выше, газинжекторными (инъекционными) системами питания и системами зажигания с соответствующими энергетическими характеристиками параметров. Газоэжекторные системы питания не в состоянии обеспечить требуемую экологическую чистоту и такие ДВС являются не менее «грязными» чем бензиновые или дизельные.

Анализ различных способов снижения расхода

да топлива показал, что наиболее эффективным является отключение части цилиндров. Для четырехтактных двигателей он позволяет снизить расход топлива на 20...30% на указанных режимах, что выразится в снижении среднеэксплуатационного расхода топлива на 1...5 %. При этом количество вредных выбросов уменьшится в среднем на 50 %.

На сегодняшний день наиболее перспективными и реальными источниками энергии для наземных транспортных средств, отвечающими все более ужесточающимся экологическим требованиям, являются комбинированные и гибридные силовые агрегаты на основе ДВС с оригинальными конструктивными решениями, с отключающимися цилиндрами в зависимости от нагрузки и режима функционирования.

Дискретное изменение мощности ДВС и оценка экологических параметров

Реализация дискретного изменения мощности (ДИМ) заключается в поочередном отключении цилиндров с соблюдением установленного порядка работы (срабатывание всех цилиндров за два оборота), т. е. реализация «растянутого» порядка работы (срабатывание всех цилиндров за четыре, шесть или двенадцать оборотов) [1, 2]. При эксплуатации транспортного средства на частичных и средних нагрузках, например, в городском цикле, при движении по просёлочным дорогам и при движении с постоянной скоростью по среднескоростной автомагистрали или при работе двигателя на холостом ходу, обеспечивается прекращение подачи топлива в отключаемые цилиндры посредством отключения форсунок, например, с электромагнитным управлением. Это достигается за счет пропуска микропроцессорной системой управления двигателем управляющих импульсов, с соблюдением значений фаз газообмена, поочередно, с формированием "растянутого" порядка работы цилиндров ДВС. Шаг пропуска управляющих импульсов между рабочими ходами выражается в соответствующем значении угла поворота коленчатого вала φ , равном $(2\pi t - \pi i)/i$, где t – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая полному циклу срабатывания всех цилиндров двигателя, i - число цилиндров.

Для расширения параметров дискретизации, из общего числа цилиндров двигателя формируют основную группу активных цилиндров и одну, две вспомогательные группы, с соблюдением вышеуказанной последовательности срабатывания цилиндров в каждой из групп, со сдвигом первого

условного цилиндра последующей группы относительно первого цилиндра основной группы на угол α .

Значение угла α выражается в градусах поворота коленчатого вала между началами одноименных тактов в обычном режиме функционирования двигателя или αk , где k – коэффициент кратности. При этом в каждой группе обеспечивается "растянутый" порядок работы цилиндров ДВС с шагом пропуска между началами рабочих ходов, выражающимся в соответствующем значении угла поворота коленчатого вала φ' , равном $(2\pi m - \pi) / i + \pi$.

Пояснить сущность предлагаемого способа дискретного изменения мощности ДВС можно на примере четырехтактного пятицилиндрового двигателя, реализация «растянутого» порядка работы которого, (рис. 1), заключается в обеспечении очередного пропуска срабатывания цилиндров. Это обеспечивается путем прекращения подачи топлива в отключаемые цилиндры двигателя, посредством управления соответствующими форсунками, в зависимости от требуемой мощности при каждой частоте вращения коленчатого вала. Для шестицилиндрового, четырехтактного ДВС с порядком работы 1 – 3 – 5 – 6 – 4 – 2 при переходе на 50 %-е значение мощности или работе ДВС в буферном режиме с интегрированным мотор–генератором (ИМГ) в гибридных или комбинированных силовых установках, формируют три группы цилиндров:

1-я группа - 1-0-0-0-0-0-0-3-0-...-0-5-0-...-0-6-0-...-0-4-0-...-0-2-0-0-0-0-0-0;

2-я группа - 6-0-0-0-0-0-0-4-0-...-0-2-0-...-0-1-0-...-0-3-0-...-0-5-0-0-0-0-0-0;

3-я группа - 2-0-0-0-0-0-0-1-0-...-0-3-0-...-0-5-0-...-0-6-0-...-0-4-0-0-0-0-0-0, со смещением первого цилиндра второй группы относительно первого цилиндра первой группы по углу поворота коленчатого вала на угол αk , равный 360° , при значении α , равном 120° и k , равном 3 и смещением первого цилиндра третьей группы на угол 600° при том же значении α и k , равном 5. Тогда общий порядок работы станет 1-0-0-6-0-2-0-3-0-0-4-0-1-0-5-0-0-2-0-3-0-6-0-0-1-0-5-0-4-0-0-3-0-6-0-2-0-0-5-0-4-0 с периодом повторения, равным четырем оборотам коленчатого вала.

При переходе на 30 %-е значение мощности или работе ДВС в буферном режиме с ИМГ в гибридных или комбинированных силовых установках, формируют две группы цилиндров:

1-я группа 1-0-0-0-0-0-0-3-0-...-0-5-0-...-0-6-0-...-0-4-0-...-0-2-0-0-0-0-0-0;

2-я группа 5-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-1-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0, со смещением первого цилиндра второй группы относительно первого цилиндра первой группы по углу поворота коленчатого вала на угол αk , равный 360° при значении α , равном 120° и k , равном 3. В этом случае общий порядок работы станет 1-0-0-6-0-0-0-3-0-0-4-0-0-0-5-0-0-2-0-0-0-6-0-0-1-0-0-0-4-0-0-3-0-0-0-2-0-0-5-0-0-0 с периодом повторения, равным шести оборотам коленчатого вала. На режиме холостого хода при переходе на 15 %-е значение мощности порядок работы станет - 1-0-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0-6-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-0, где 0 – шаг пропуска рабочих ходов, а угол φ' в группе для любого из вариантов будет равен

$$\varphi' = (2\pi m - \pi) / i + \pi.$$

Так, для нормального режима $(2 \times 3,14 \times 2 - 3,14 \times 6) \div 6 + 3,14 = 2,1\pi = 120^\circ = 0,33$ об. к.в.

Для ДИМ при 15 %-м значении мощности $(2 \times 3,14 \times 14 - 3,14 \times 6) \div 6 + 3,14 = 14,65\pi = 845^\circ = 2,3$ об. к.в.

Аналогичные схемы могут быть применены для многоцилиндровых ДВС с парным или непарным количеством цилиндров, работающих по двухтактному и четырехтактному циклу, а именно для рядных и V – образных 4-х, 5-ти, 6-ти, 8-ми, 10-ти и 12-ти цилиндровых ДВС, а также для W – образных двигателей, работающих как отдельно, так и в составе модульных силовых установок (МСУ).

Для подтверждения теоретических положений и результатов по дискретному изменению мощности проведены натурные испытания дизеля Д-50 дизельгенератора 1-ПДГ4Д в режиме дискретного изменения мощности. Результаты испытаний приведены в таблице 2.

В ходе проведения эксперимента установлено, что частота вращения коленчатого вала, в режиме холостого хода, при переходе на «растянутый» порядок работы соответствует установленной величине $n = 300$ мин⁻¹ и ее отклонение не превышает величину, установленную для нормального порядка работы. Рабочая температура двигателя снизилась на два градуса ($t_{ож} = 68^\circ\text{C}$, $t_m = 68^\circ\text{C}$).

Двигатель работает устойчиво, более «мягкая» его работа отмечалась при реализации «пилотного» впрыскивания топлива.

Более «жесткая» его работа соответствовала одинарному впрыскиванию на средних значениях углов опережения впрыскивания.

Экономичность работы двигателя на режиме ДИМ 15% ухудшилась на 7 – 17 %, что объясняется

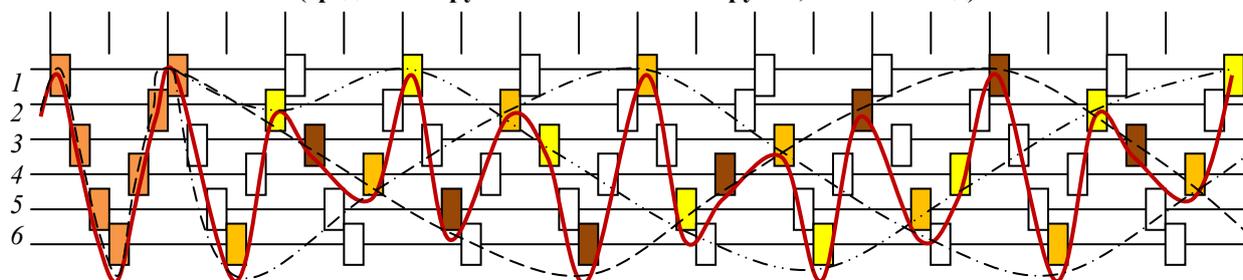
значительными насосными потерями и потерями на сжатие в пассивных цилиндрах (на один «активный» шесть «пассивных»).

Экологические показатели по CO и NO_x в сравнении со штатными режимами, в 2-3 раза вы-

ше.

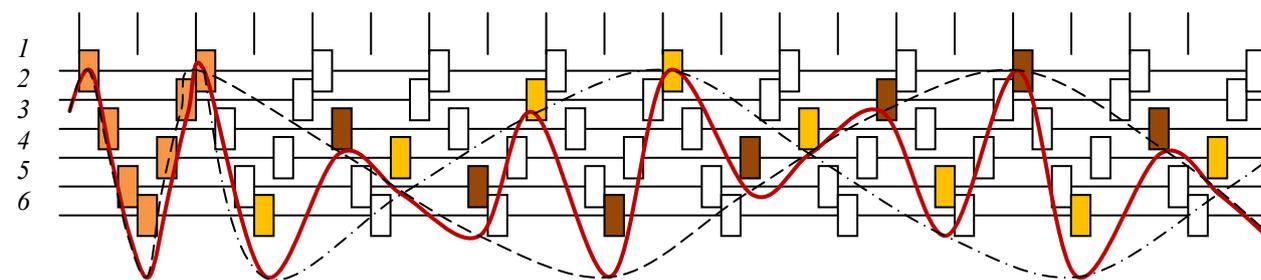
При переходе в режиме ДИМ 30% на холостой ход несколько улучшился часовой расход (превышение 5 – 10 %) при тех же экологических показателях.

Формирование порядка работы шестицилиндрового четырехтактного ДВС при 50 % мощности (средние нагрузки и частичные нагрузки, холостой ход)



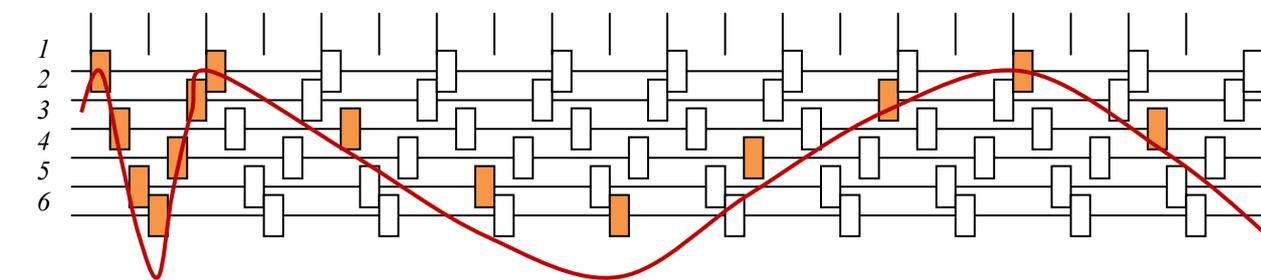
1-я группа ----- 1-0-0-0-0-0-3-0-0-0-5-0-0-6-0-0-4-0-0-2-0-0-0-0-0-0
 2-я группа ----- 6-0-0-0-0-0-4-0-0-0-2-0-0-0-1-0-0-3-0-0-5-0-0-0-0-0-0
 3-я группа ----- 2-0-0-0-0-0-1-0-0-0-3-0-0-0-5-0-0-6-0-0-4-0-0-0-0-0-0
 ДИМ 50 % - 1-0-0-6-0-2-0-3-0-0-4-0-1-0-5-0-0-2-0-3-0-6-0-0-1-0-5-0-4-0-0-3-0-6-0-2-0-0-5-0-4-0-

Формирование порядка работы шестицилиндрового четырехтактного ДВС при 30% мощности (частичные нагрузки и холостой ход)



1-я группа ----- 1-0-0-0-0-0-3-0-0-0-5-0-0-6-0-0-4-0-0-2-0-0-0-0-0-0
 2-я группа ----- 6-0-0-0-0-0-4-0-0-0-2-0-0-0-1-0-0-3-0-0-5-0-0-0-0-0-0
 ДИМ 30% - 1-0-0-6-0-0-0-3-0-0-4-0-0-0-5-0-0-2-0-0-0-6-0-0-1-0-0-0-4-0-0-3-0-0-0-2-0-0-5-0-0-0-0

Формирование порядка работы шестицилиндрового четырехтактного ДВС при 15% мощности (холостой ход)



ДИМ 15 % - 1-0-0-0-0-0-3-0-0-0-0-0-5-0-0-0-0-0-6-0-0-0-0-0-0-4-0-0-0-0-0-2-0-0-0-0-0-0-0

Примечание: На рисунках цифрами обозначены номера цилиндров, стробы соответствуют оборотам коленчатого вала, а затененные и светлые фигуры обозначают активные и пассивные цилиндры соответственно, при нормальном и растянутом порядках работы.

Рис. 1. Схемы формирования порядка работы цилиндров шестицилиндрового четырехтактного ДВС при ДИМ

Таблица 2. Варианты испытаний и результаты исследования.

а) холостой ход:

Режим функционирования ДВС	Вариант подачи топлива и угол опережения впрыскивания, °	Часовой расход топлива, кг/час	Количество вредных веществ, <i>ppm</i> ($млн^{-1}$)		
			CO	NO	C ₃ H ₈
1-й вариант испытаний					
Нормальный порядок работы двигателя	Одинарный 10°	7,59	3	2	6
«Растянутый» порядок работы двигателя	Пилотный 10°	8,92	0	0	11
«Растянутый» порядок работы двигателя	Одинарный 10°	8,54	0	0	1
«Растянутый» порядок работы двигателя	Одинарный 16°	8,25	1	1	0
«Растянутый» порядок работы двигателя	Одинарный 18°	8,15	1	1	0
2-й вариант испытаний					
Нормальный порядок работы двигателя (xx) (24.9.10)	Одинарный 16°	6,27	3	2	6
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 30%) (xx)	Одинарный 26°	6,9	0	1	8
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 30%) (xx)	Одинарный 26°	6,6	0	0	6
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 50%) (xx)	Одинарный 18°	6,10	0	0	6
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 50%) (xx)	Одинарный 24°	6.42	0	0	8

б) частичные нагрузки:

Режим функционирования ДВС	Вариант подачи топлива и угол опережения впрыска, °	Удельный расход топлива, кг/л.с.·час; угол пов. КВ, °	Количество вредных веществ, <i>ppm</i>		
			CO	NO	C ₃ H ₈
Нормальный порядок работы двигателя (75л.с., 300 мин ⁻¹)	Одинарный	193,2	3	2	6
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 50%) (75л.с., 300 мин ⁻¹)	Одинарный 18°	265,1	0-1	0-1	1-3
Нормальный порядок работы двигателя (240л.с., 330 мин ⁻¹)	Одинарный	157,2	1	9	2
«Растянутый» порядок работы двигателя (ДИМ 50 %) (240 л.с., 400 мин ⁻¹)	Одинарный 16°	190,8	1	0	9

При переходе в режиме ДИМ 50% на холостой ход улучшился часовой расход (экономия 3 %) при тех же экологических показателях.

В режиме частичных нагрузок в обоих случаях наблюдается превышение удельного расхода топлива, 37 % и 21 % соответственно для первого и третьего положений контроллера. Однако экологические показатели в обоих случаях выше.

Эффект от использования данного технического решения состоит в том, что увеличивается производительность двигателя за счет уменьшения времени выхода на режим при переходе на полную мощность, повышаются экономические и экологические показатели, а также в том, что повышается надежность двигателя за счет исключения дополнительных механизмов.

Уменьшение времени выхода на режим при переходе на полную мощность происходит за счет того, что тепловой режим процесса функционирования стабилизирован, это же обуславливает высокие экономические и экологические показатели.

Заключение

Представленное техническое решение направлено на улучшение экономических и экологических параметров и разрабатывалось для возможной реализации в перспективных ДВС, работающих

в составе гибридных и комбинированных силовых агрегатов.

Дискретное изменение мощности ДВС, даже без изменения режима функционирования ГРМ, позволяет примерно в 2-3 раза снизить количество вредных выбросов, а совместная реализация ДИМ с ГРМ с управляемыми фазами газораспределения (ФГР), обеспечит снижение насосных потерь и потерь на сжатие в пассивных цилиндрах и позволит получить расчетные (требуемые) значения по экономичности.

Список литературы:

1. Пат. № 2380562, Российская Федерация, МПК F02D 17/02; Способ дискретного изменения мощности ДВС (Варианты) / А. А. Грабовский; заявитель и патентообладатель А. А. Грабовский. - № 2008104241; Заявлено 04.02. 2008, Опубликовано 27. 02. 2010 г., Бюл. № 3. 2. Грабовский А. А. ДВС с дискретным изменением мощности / А. А. Грабовский // Автомобильная промышленность. - 2008. - № 2. - С. 8-12.

Bibliography (transliterated):

1. Pat. № 2380562, Rossijskaja Federacija, MPK F02D 17/02; Sposob diskretnogo izmenenija mownosti DVS (Varianty) / A. A. Grabovskij; zajavitel' i patentoob-ladatel' A. A. Grabovskij. - № 2008104241; Zajavleno 04. 02. 2008, Opublikovano 27. 02. 2010 g., Bjul. № 3. 2. Gra-bovskij A. A. DVS s diskretnym izmenenijem mownosti / A. A. Grabovskij // Avtomobil'naja promyshlennost'. - 2008. - № 2. - S. 8-12.

УДК 621.1.018

А.П. Поливянчук, канд. техн. наук

МЕТОДИКА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТЕПЛОТДАЧИ В ТРУБОПРОВОДЕ РАЗБАВЛЕНИЯ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ ВОЗДУХОМ (ТУННЕЛЕ)

Введение

С отработавшими газами (ОГ) дизеля в атмосферу поступают твердые частицы (ТЧ) – опасный загрязнитель, занимающий 2-е место (после оксидов азота NO_x) по вкладу в суммарную токсичность дизеля. С целью уменьшения загрязнения окружающей среды ТЧ в странах ЕС, США, Японии, Украине, России и др. введены ограничения на массовые выбросы ТЧ дизелей и разработаны методы их определения [1-3].

Для измерения выбросов ТЧ с ОГ дизелей используется специальное оборудование – разбавляющие туннели, в которых имитируется естественный процесс образования ТЧ в атмосфере путем разбавления ОГ дизеля воздухом. В зависимости от количества разбавляемых ОГ туннели делятся на *полнопоточные*, которые являются эталонным, но неудобным в эксплуатации оборудованием по при-

чине своей громоздкости и высокой стоимости, и *частичнопоточные* – компактные и экономичные мини- и микротуннели, получившие наибольшее распространение [4].

Особенностью использования частичнопоточных туннелей является необходимость обеспечения в них таких же условий разбавления ОГ, характеризующих степень разбавления воздухом и температурой пробы, как в эталонной системе. Чтобы выполнить данное условие необходимо вычислять температуру разбавленных ОГ в эталонном туннеле, а для этого должен быть определен средний коэффициент теплоотдачи в трубопроводе разбавления ОГ – α_t .

Постановка задачи

Целью исследований являлось создание методики и экспериментальной установки для определения коэффициента теплоотдачи α_t в любом раз-

бавляющем туннеле. Для этого решены следующие задачи:

- 1) разработка методики определения коэффициента α_i с помощью метода энтальпии;
- 2) создание экспериментальной установки для измерения коэффициента α_i в туннелях при значениях числа Рейнольдса от 4000 (микротуннели) до 35000 (полнопоточные туннели).

Методика определения коэффициента теплоотдачи α_i

Средний коэффициент теплоотдачи α_i определяется методом энтальпии [5] как отношение средних по длине туннеля значений плотности теплового потока через стенку трубопровода разбавления ОГ – q_{cp} и температурного напора – \bar{v}_{cp} :

$$\alpha_i = \frac{q_{cp}}{v_{cp}} = \frac{\frac{1}{L} \int_0^L q \cdot dl}{\frac{1}{L} \int_0^L v \cdot dl}, \quad (1)$$

где $L = 10d_m$ – длина туннеля с диаметром d_m .

Средняя плотность теплового потока через стенку туннеля определяется как среднее арифметическое из плотностей тепловых потоков, измеряемых на пяти равных участках:

$$q_{cp} = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^5 q_i \cdot \Delta L = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 q_i, \quad (2)$$

где $\Delta L = 2d_m$ – длина i -го участка.

Плотности тепловых потоков q_i определяются с помощью выражения:

$$q_i = \frac{Q_i}{f_i} = \frac{Q_i}{2\pi d_m^2}, \quad (3)$$

где Q_i – количество тепла, прошедшего через стенку туннеля на i -м участке; f_i – площадь поверхности i -го участка.

Величина Q_i определяется с помощью уравнения теплового баланса по изменению температуры внешнего охладителя стенки на i -м участке:

$$Q_i = (t_{oxi} - t_{ox(i-1)}) G_{ox} \cdot c_p, \quad (4)$$

где c_p , G_{ox} – изобарная теплоемкость и массовый расход охладителя.

Средний по длине туннеля температурный напор вычисляется по измеренным значениям температурных напоров на границах отдельных участков с использованием формулы трапеций:

$$\bar{v}_{cp} = \frac{1}{5} \left(\frac{\bar{\vartheta}_0 + \bar{\vartheta}_5}{2} + \sum_{i=1}^4 \bar{\vartheta}_i \right), \quad (5)$$

где $\bar{\vartheta}_0$ и $\bar{\vartheta}_5$ – температурные напоры в начальном и конечном сечениях туннеля

Температурные напоры в конце каждого участка рассчитываются с помощью зависимости:

$$\bar{\vartheta}_i = \bar{t}_i - t_{ci} = \left(\bar{t}_0 - \frac{\sum_{j=0}^i Q_j}{G_m \cdot c_p} \right), \quad (6)$$

где \bar{t}_i и t_{ci} – среднемассовая температура потока разбавленных ОГ и температура стенки туннеля в конце i -го участка, \bar{t}_0 начальная среднемассовая температура потока:

$$\bar{t}_0 = \frac{\int_0^{F_m} \rho \cdot w \cdot t \cdot df}{\int_0^{F_m} \rho \cdot w \cdot df} = \frac{G_n \cdot t_n - G_c \cdot t_c}{G_m}, \quad (7)$$

где ρ , w , t – плотность, скорость и температура потока на входе в туннель; F_m – площадь поперечного сечения туннеля, G_n , t_n и G_c , t_c – массовые расходы и температуры нагретого и холодного потоков, соответственно.

Экспериментальная установка для измерения коэффициента α_i

Основными элементами установки (рис. 1) являются:

а) система разбавления рабочего тела (нагретого воздуха, имитирующего ОГ) – уменьшенная в 12 раз копия эталонного туннеля, в которую входят:

- разбавляющий туннель (РТ) – трубопровод из нержавеющей стали с внутренним диаметром $d_r = 29,5$ мм, толщиной стенки 1,5 мм и длиной участка смешивания 350 мм; трубопровод подвода (ТП) нагретого воздуха – трубка из нержавеющей стали с внутренним диаметром 6мм, толщиной стенки 1 мм;

- газодувки ГД1 и ГД2, создающие расходы в туннеле и ТП – G_T и G_n ; регуляторы расходов G_T и G_n – РР1 и РР2; нагреватель Н (мощностью 3 кВт) с регулятором напряжения РН;

- измерители расходов потоков нагретого и холодного воздуха – Р1 и Р2; датчики температуры холодного и нагретого воздуха – t_c и t_{ox} ;

б) система охлаждения туннеля, включающая:

- герметичный корпус – труба из нержавеющей стали, теплоизолированная снаружи слоем асбеста толщиной 25 мм; между наружным диаметром туннеля и внутренним диаметром корпуса образован зазор толщиной 1,2 мм, по которому движется охладитель; фторопластовые перегородки, разделяющие корпус на 5 равных участков длиной $2d_m$ (внутри перегородок установлены датчики t_c и t_{ox});

- регулятор расхода охладителя – РР3, обеспечивающий постоянство массового расхода охладителя на уровне $G_{ox} = 0,08$ г/с;

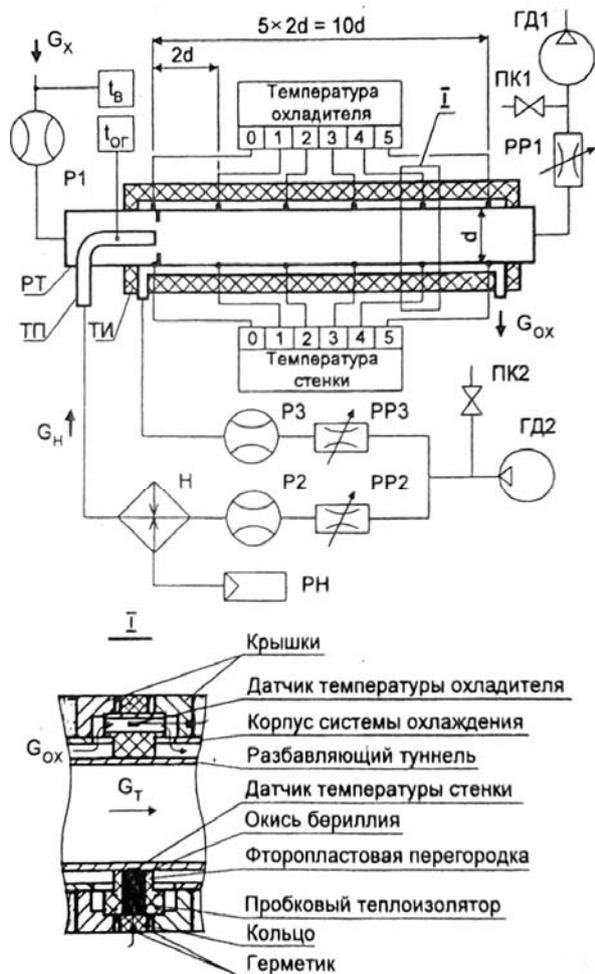


Рис. 1 Схема экспериментальной установки для измерения коэффициента α_t

- измеритель расхода охладителя P3; две группы по 6 датчиков, измеряющих температуру стенки туннеля – t_c и охладителя t_{ox} (с погрешностями $\pm 0,1$ °C).

Экспериментальная установка позволяет создавать массовые расходы в туннеле и ТП в диапазонах: $G_m = 1,4...25$ г/с; $G_n = 0,1...4$ г/с, нагревать рабочее тело до температуры $t_{o2} = 300$ °C. Погрешность определения коэффициента теплоотдачи α_t составляет 3-8%, что обусловлено погрешностями расходомеров P1, P2, P3 и датчиков температуры t_{ox} , t_c и t_{o2} . На рис. 2 представлены результаты испытаний по измерению α_t при следующих условиях разбавления рабочего тела: $G_m = 2,5$ г/с; $G_n = 0,25$ г/с; $t_{o2} = 300$ °C.

Вывод

Разработаны методика и экспериментальная установка, позволяющие определять средний коэффициент теплоотдачи в трубопроводах разбавле-

ния ОГ полнопоточных и частичнопоточных туннелей (при значениях числа Рейнольдса – 4000...35000); с помощью данного коэффициента определяются требуемые, соответствующие эталонной системе, условия разбавления ОГ дизеля воздухом в мини- и микротуннелях.

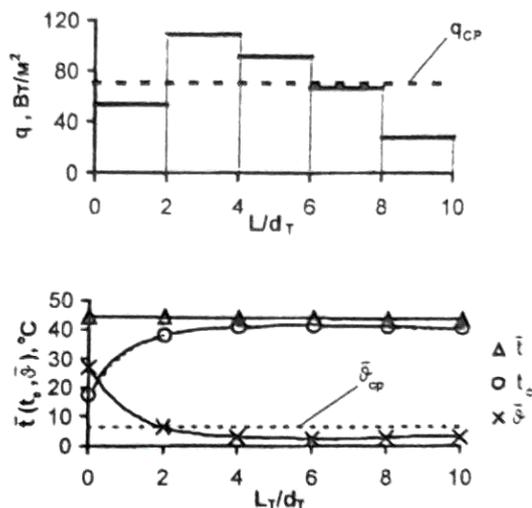


Рис. 2. Результаты определения среднего коэффициента теплоотдачи α_t : а) измерение q_{cp} ; б) измерение δ_{cp} .

Список литературы:

1. Regulation № 49. Revision 2. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines and vehicles equipped with C.I. engines with the regard to the emission of pollutants by the engine. Geneva, 1992. - 114 p.
2. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test – bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 1996. – 94 p.
3. Environmental Protection Agency. Control air pollution from new motor vehicles engines; particulate regulation for heavy-duty diesel engine // Ibid. - Vol. 46, №4, 1981. – 206 p.
4. Smart Sampler PC SPC 472. Operating Manual. Diesel particulate dilution and sampling equipment. AVL, Austria, 1993. – 69 p.
5. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена / В.А. Осипова. – М.: Энергия, 1979. – 392 с.

Bibliography (transliterated):

1. Regulation № 49. Revision 2. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines and vehicles equipped with C.I. engines with the regard to the emission of pollutants by the engine. Geneva, 1992. - 114 p.
2. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test – bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 1996. – 94 p.
3. Environmental Protection Agency. Control air pollution from new motor vehicles engines; particulate regulation for heavy-duty diesel engine // Ibid. - Vol. 46, №4, 1981. – 206 r.
4. Smart Sampler PC SPC 472. Operating Manual. Diesel particulate dilution and sampling equipment. AVL, Austria, 1993. – 69 p.
5. Osipova V.A. Jeksperimen-tal'noe issledovanie processov teploobmena / V.A. Osipova. – М.: Jenergija, 1979. – 392 s.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

В.И. Алёхин, инж., А.В. Белозуб, д-р техн. наук, О.В. Акимов, д-р техн. наук

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ДЕФЕКТОВ НА ПРОЧНОСТЬ ЛИТЫХ ТОНКОСТЕННЫХ ПОРШНЕЙ ДВС

Данная публикация является продолжением цикла исследований, посвященных проблеме повышения качества и обеспечения надежности литых поршней для двигателей с принудительным воспламенением.

В предыдущих работах [1-4] были представлены основные этапы оценки влияния технологических дефектов на прочность поршней ДВС, которые включали:

- выполнение анализа технологического процесса производства деталей поршней ВАЗ 21083-1004015 с использованием методики определения мест дислокации и размеров литейных дефектов, проведены соответствующие экспериментальные исследования на производстве;

- создание конечно-элементной модели поршня ВАЗ 21083-1004015 с дислоцированными дефектами усадочного характера, на основании результатов анализа термомеханического нагружения «плотного» поршня определены точки контроля значений напряжений в дефектах;

- проведение полнофакторного численного эксперимента, согласно которому выполнено моделирование термомеханического нагружения поршня ВАЗ 21083-1004015 с дислоцированными литейными дефектами при стационарном режиме работы двигателя;

- моделирование термомеханического нагружения поршня с дислоцированными дефектами при переходном процессе работы двигателя для характерных шагов эксперимента, на которых были зафиксированы максимальные значения полей напряжений;

- с использованием методики расчета деталей ДВС на усталостную прочность в местах дислокации литейных дефектов, в пределах размеров от 0,3 до 1,3 мм, вычислены значения коэффициентов запаса прочности;

- при помощи метода ридж-анализа найдена зависимость возникающих напряжений от размеров дефектов.

Для конструкторско-технологического проектирования современных литых деталей ДВС, системы инженерного моделирования технологических процессов производства и анализа теплового и напряженно-деформированного состояния литых деталей ДВС являются наиболее эффективными. Выполнение требований по качеству, надежности литых алюминиевых поршней начинается на начальной стадии производства, и регламентируются техническими условиями. Контроль качества на начальном этапе производства осуществляется согласно таким основным требованиям:

- отклонение массы от заданной в чертеже детали;

- отклонение от заданной твердости и временному сопротивлению материала σ_b литой термообработанной детали;

- недопустимость усадочных раковин в определенных местах отливки;

- наличие в теле поршня газовой пористости в количестве, определяемом ТУ У 34.3-00236027-021-2002 – для поршней к автомобильным двигателям ВАЗ и ТУ У 3.34-00236027.020-2000 – для поршней к карбюраторным автомобильным двигателям.

Требования по твердости и временному сопротивлению материала σ_b выполняются при соблюдении химсостава сплава. Масса детали и требования, предъявляемые к литейным дефектам поршней, соблюдаются при оптимальной конструкции отливки поршня и технологической оснастки.

Для анализа эффективности применения в условиях производства методики расчета влияния литейных дефектов на прочность поршней ДВС были взяты статистические данные опытной партии ПАО «АВТРАМАТ». Согласно карте опытов 457/11-06 при производстве опытной партии литых поршней ВАЗ 21083-1004015 (2000шт.) были получены результаты разбраковки (табл. 1), которые включали месторасположение дефектов, их коли-

чество и характер образования.

На рис. 1 (а) представлен общий вид рассеченного по оси пальцевых отверстий поршня с усадочными дефектами (усадочная рыхлота) в его теле. На рис. 1 (б), представлен вид той же детали, но с линейной шкалой для оценки размера получаемых дефектов.

Таблица 1. Дефекты, полученные в результате разбраковки опытной партии

Тип дефекта	Месторасположение дефекта	Количество отбракованных деталей, шт
Усадочная рыхлота	На юбке с противоположной стороны от заливки	189
	На юбке со стороны заливки	8
	В теле днища поршня	23
Итого		320
Усадочные раковины	На юбке с противоположной стороны от заливки	5
	На юбке со стороны заливки	5
	В теле днища поршня	2
Итого		12
Всего		332

По технологическому процессу деталь, имеющая различного рода дефект, подлежит по-

вторной переработке. Повторная переработка дефектных изделий в значительной мере увеличивает стоимость готовой продукции. Статистические данные ПАО «АВТРАМАТ» показали, что в течение 2011 года при производстве литых деталей поршней ВАЗ 21083-1004015 было зафиксировано значительное количество деталей, имеющих дефекты усадочного характера (табл. 2). Для исследуемой литой детали поршня допустимый процент технологического брака составляет 5,6%, в зависимости от общего объема произведенной партии.

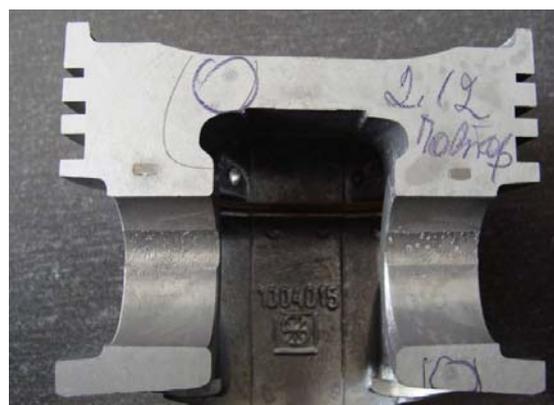
При этом за 2011 год суммарная стоимость бракованных деталей ВАЗ 21083-1004015 составила, примерно, 80 тыс. грн. Статистические данные данного предприятия также указывают на то, что из всех бракованных литых поршней двигателей с принудительным воспламенением значительное число отбраковывалось из-за газово-усадочной пористости. Однако, в результате исследований [3-4] было определено, что литейные дефекты не оказывают значительного влияния на надежность поршней, что согласуется с результатами ресурсных испытаний.

Таблица 2. Сводная таблица дефектных литых деталей ВАЗ 21083-1004015 за 2011 год

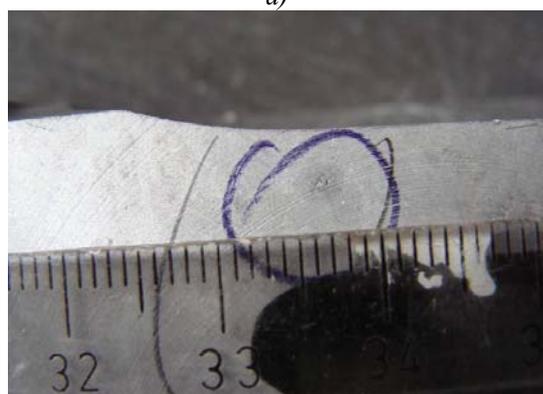
№ месяца	Вид дефекта					
	Усадочные поры, шт. деталей	Усадочные раковины, шт. деталей	Всего забраковано, шт. деталей	Усадочные поры, % от всего брака	Усадочные раковины, % от всего брака	Всего забраковано, %
1	2	0	45	5	0	1,5
2	1133	134	1837	60,5	0,7	6,3
3	973	167	2135	46	0,7	5,6
4	434	163	1461	30,5	1	2,9
5	380	226	1388	27,8	9,6	3,83
6	429	119	1447	30,4	0,6	4,31
7	416	170	1867	22,6	1	5,47
8	110	64	365	30,1	3,3	4,04
9	26	7	1355	2,3	0,1	4,71
10	280	80	841	35,1	2,3	3,11
11	438	126	1380	33,0	1,5	3,37
12	449	121	1315	35,1	0,4	3,14

Исходя из конструкционной схожести и однотипности дефектов, применение методики расчета и анализа влияния технологических дефектов на прочность литых поршней ДВС допустимо не только для поршней группы «ВАЗ», но и для всех

поршней к двигателям с принудительным воспламенением, согласно номенклатуре предприятия (табл. 3).



а)



б)

Рис. 1. Расположение дефектов усадочного характера в теле литой детали:

а) результаты макроанализа дефектов, общий вид; б) результаты макроанализа дефектов, днеце поршня

Таблица 3. Номенклатура поршней к двигателям с принудительным воспламенением ПАО «АВТРАМАТ»

№ п/п	Модель	Себестоим. лит. брака, грн.	Литейный брак
			%
1	2101-1004015	9,313	1,45
2	2105-1004015	10,551	1,88
3	21011-1004015	10,360	1,74
4	2108-1004015-01	11,663	3,48
5	21083-1004015	12,409	3,07
6	21213-1004015	13,134	2,54
7	2110-1004015	11,916	2,50
8	2112-1004015	14,146	3,00
9	130-100.4015П-А3	21,982	4,50
10	53-1004015-22П	14,743	3,75
11	406-1004015Н	14,334	5,63
12	245-1004015Н	10,044	0,87
13	2457-1004015Н	9,677	0,73
14	307-1004015Н	9,838	6,32
15	21124-1004015Н	11,366	3,03
16	421-1004015М	20,401	4,75
17	405-1004015М	15,320	9,36
18	21126-1004015М	15,324	3,51
19	11194-1004015М	14,885	3,51
ВСЕГО, грн			≈507000

На рис.2 показаны некоторые представители поршней с литейными дефектами к карбюраторным автомобильным двигателям, согласно номенклатуре предприятия.



а)



б)

Рис. 2. Пример поршней к карбюраторным автомобильным двигателям, согласно номенклатуре предприятия:

а) поршень ЗИЛ 130-1004015П-А3 общий вид и характерный литейный дефект; б) поршень ГАЗ 406-1004015Н – общий вид и характерный литейный дефект

Таким образом, наличие брака при производстве литых поршней приводит к значительным экономическим потерям для предприятий – изготовителей. Практическое применение методики расчета и анализа влияния технологических дефектов на прочность поршней ДВС в рамках конструкторско-технологического проектирования дает значительный экономический эффект от сокращения потерь, вызванных отбраковкой деталей.

При этом, применение в условиях ПАО "АВТРАМАТ" обобщенных результатов анализа влияния технологических дефектов на прочность поршней ДВС позволяет сократить потери для номенклатуры поршней к двигателям с принудительным воспламенением приблизительно на 507 тыс. грн./ год.

Список литературы:

1. Алёхин В.И. Моделирование теплового и напряженно-деформированного состояния поршня с учетом дислоцированных дефектов усадочного характера / В.И. Алёхин, О.В. Акимов, А.В. Белогуб // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2010. – №19. – С. 12 – 18. 2. Алёхин В.И. Методология расчета детали поршня на прочность в местах дислокации дефектов усадочного характера / В.И. Алёхин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов // Двигатели внутреннего сгорания – 2010. – №2. – С. 62 – 65. 3. Алехин В. И. Расчет влияния дислоцированных литейных дефектов усадочного характера на прочность литой детали поршня / В. И. Алехин, А. В. Белогуб, О. В. Акимов // Литейщик России. – 2011. – №4. – С. 16 – 19. 4. Алёхин В.И. Исследование влияния размеров литейных дефектов на напряженно-деформированное состояние поршня / В.И. Алёхин, А.В.

Белогуб, О.В. Акимов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – №2. – С. 99 – 103.

Bibliography (transliterated):

1. Alyokhin V.I. Modelirovanie teplovogo i napryazhenno-deformirovannogo sostojanija porshnja s uchetom dislocirovannyh defektov usadochnogo haraktera / V.I. Alyokhin, O.V. Akimov, A.V. Belogub // Vestnik NTU «HPI». Sbornik nauchnyh trudov. – 2010. – №19. – S. 12 – 18. 2. Alyokhin V.I. Metodologija rascheta detali porshnja na prochnost' v mestah dislokacii defektov usadochnogo haraktera / V.I. Alyokhin, A.V. Belogub, O.V. Akimov // Dvigateli vnutrennego sgoranija – 2010. – №2. – S. 62 – 65. 3. Alyokhin V. I. Raschet vlijanija dislocirovannyh litejnyh defektov usadochnogo haraktera na prochnost' litoj detali porshnja / V. I. Alyokhin, A. V. Belogub, O. V. Akimov // Litejnik Rossii. – 2011. – №4. – S. 16 – 19. 4. Alyokhin V.I. Issledovanie vlijanija razmerov litejnyh defektov na napryazhenno-deformirovannoe sostojanie porshnja / V.I. Alyokhin, A.V. Belogub, O.V. Akimov // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2011. – №2. – S. 99 – 103.

УДК 621.002

К.Н. Осипов, инж., Е.Л. Первухина, д-р техн. наук, Ю.Л. Рапацкий, канд. техн. наук

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПРИЕМОСДАТОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ ДВС

Введение

Задача улучшения показателей технологического процесса приемосдаточных испытаний современных поршневых двигателей внутреннего сгорания с микропроцессорными системами управления по-прежнему остается актуальной для отечественного двигателестроения и авторемонтного производства [1, 2]. Особую трудность представляют испытания современных инжекторных ДВС, у которых электронная система управления двигателем в процессе работы регулирует значения угла опережения зажигания, момента открытия форсунок, длительность впрыска топлива и т.д. Это объясняется тем, что, с одной стороны, используемые в отечественном серийном производстве методы и средства испытаний уже не соответствуют уровню сложности испытываемых двигателей, требованиям к их качеству, в том числе, надежности, и тем, что, с другой стороны, предприятия-изготовители вынуждены сокращать производственные затраты.

Обзор литературы последних лет, например [3], показал, что к настоящему времени практически отсутствуют подходы к решению поставленной задачи в условиях массового производства, учитывающие особенности конструкции инжекторных двигателей и экономические возможности отечественных предприятий.

В связи с этим возникает необходимость совершенствования методики испытаний, прежде

всего, на основе простых моделей испытываемых двигателей и существующих программных средств.

Целью настоящей работы является улучшение показателей технологического процесса приемосдаточных испытаний поршневых ДВС путем совершенствования методики управления испытаниями и оценки качества изготовления новых двигателей в процессе их функционирования на неустановившихся режимах.

Основная часть

Согласно общепринятой классификации испытаний целью приемосдаточных испытаний ДВС является оценка качества сборки и проверка соответствия двигателей техническим характеристикам, указанным в нормативно-технической документации [3].

По действующим стандартам (ГОСТ 14846) такую оценку проводят на основе измерений диагностических параметров через равноотстоящие промежутки времени на нескольких установившихся режимах работы испытываемых двигателей, как правило, соответствующих максимальной мощности, максимальному крутящему моменту и холостому ходу. Под диагностическими параметрами двигателей понимают: крутящий момент, среднюю эффективную мощность, часовой и удельный расход топлива, давление масла в основной магистрали и т.д. Испытания проводят операторы с разным уровнем квалификации и опытом

работы; сроки, количество диагностических параметров и стоимость испытаний ограничены; обработка измерительной информации осуществляется по традиционным методикам статистического анализа. Действующая программа приемосдаточных испытаний, утвержденная ТУ на конкретную модель двигателя, не предусматривает проверки соответствия двигателей требуемым показателям мощности и экономичности из-за стремления предприятий снизить затраты на эксплуатацию устаревшего диагностического оборудования. Такую проверку осуществляют в ходе контрольных испытаний, которые проводят не чаще одного раза в месяц только для одного двигателя, выбранного из партии случайным образом.

Сказанное выше объясняет отчасти, почему в серийном отечественном производстве ДВС значения точности и достоверности результатов испытаний ниже требуемого уровня, регламентируемого международными стандартами качества современного производства.

Можно выделить главные недостатки существующей методики приемосдаточных испытаний: проведение испытаний на установившихся режимах работы испытуемых двигателей и использование классических статистических методов для обработки измерительной информации.

В современных условиях серийного производства задача дальнейшего совершенствования технологического процесса приемосдаточных испытаний может быть решена совершенствованием системы управления процессом испытаний, а также созданием новых методов и алгоритмов обработки измерительной информации.

Достижение указанной цели связано с выбором информативных диагностических параметров, формированием методики испытаний, алгоритмов обработки измерительной информации и определением управляющих воздействий в системе испытаний, обеспечивающих получение достоверной информации о техническом состоянии испытуемых двигателей.

Для определения множества информативных диагностических параметров проведен анализ вероятных неисправностей новых двигателей. Установлено, что наиболее часто встречающиеся неисправности новых двигателей могут быть разделены на три группы: неисправности, вызванные дефектами механической обработки; неисправности из-за неточностей сборочного процесса; неисправности, вызванные погрешностями регулировок. В про-

центном соотношении наибольшее количество неисправностей связано с погрешностями сборочного процесса, вызванными отклонениями от требуемых значений величин осевых сил, обеспечивающих силовое замыкание сопряжений, и проявляется, в том числе, в увеличении монтажных зазоров, разгерметизации различных систем ДВС. Данные неисправности проявляются в виде увеличения механических потерь на трение, изменения температуры рабочих жидкостей, снижения мощности и т.д., при воздействии на сопряжения и детали двигателей знакопеременных нагрузок при смене режимов работы ДВС. Поэтому для повышения достоверности результатов испытаний новых двигателей требуется обеспечить необходимые условия нагружения деталей и сопряжений ДВС, что возможно только на неустановившихся режимах их работы. Информативными параметрами являются: часовой G_t и удельный g_e расход топлива, крутящий момент M_k , температура охлаждающей жидкости $T_{ох}$, абсолютное давление воздуха во впускном коллекторе P_a , давление масла P_M , концентрация двухвалентного оксида углерода CO и непредельных углеводородов C_nH_m в отработавших газах [4,5].

Основные этапы предлагаемой методики испытаний с использованием усовершенствованных обкаточно-тормозных стендов, например [2], следующие.

На первом этапе коленчатый вал ДВС вращают от внешнего источника (электродвигателя). Затем для выявления грубых нарушений технологии сборки и предотвращения аварийных ситуаций (напр., заклиниваний), а также для оценки давления механических потерь в момент пуска ДВС контролируют пусковой крутящий момент, развиваемый электродвигателем (рис.1).

После завершения холодной обкатки двигатель останавливают на 15 – 20 сек. Затем подключают топливный трубопровод и вновь запускают двигатель, используя штатную систему зажигания. Максимальное количество попыток пуска ДВС не должно превышать трех (ТУ завода-изготовителя). Если ДВС не запускается, его считают неисправным. При нормальном пуске двигатель переводят в режим холостого хода. В этом режиме работа ДВС поддерживается автоматически и продолжается 240 секунд. По окончании работы двигателя на холостом ходу проверяется значение температуры охлаждающей жидкости. Значение ниже $50^{\circ}C$ свидетельствует о наличии неисправностей. Если температура охлаждающей жидкости в норме, проводит-

ся калибровка и регулировка основных систем ДВС.

После завершения регулировочных работ система управления испытаниями измеряет и прогнозирует значения давления масла и концентрации токсических компонентов в отработавших газах, а также повторно проверяет тепловое состояние ДВС. Измерение параметров производится с интервалом 60 с. Продолжительность процесса составляет 300 с. Если параметры в норме, система переходит в автоматизированный режим оценки технического состояния механизмов ДВС (рис.2).

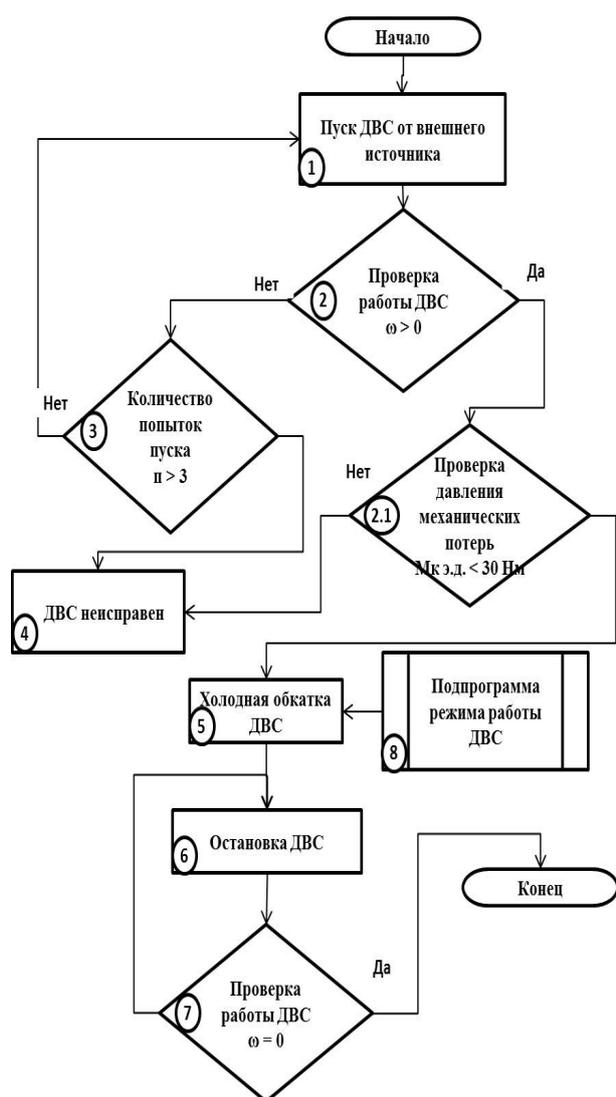


Рис. 1. Алгоритм холодной обкатки ДВС

Автоматизированная оценка технического состояния основных механизмов ДВС в отличие от существующих методик приемосдаточных испытаний реализуется на неустановившихся режимах работы двигателей (блок 1). Задание режимов работы осуществляется регулированием нагрузки и

частоты вращения коленчатого вала. Аналитическая зависимость, описывающая закон управления режимами работы испытуемых двигателей, задается в виде системы алгебраических уравнений (блок 2).

Для сокращения затрат на обслуживание динамометрического оборудования значения крутящего момента и удельного расхода топлива вычисляются по эмпирическим моделям, описывающим связи между параметрами (блок 3 – 5). Алгоритм получения таких зависимостей подробно описан в работе [7].

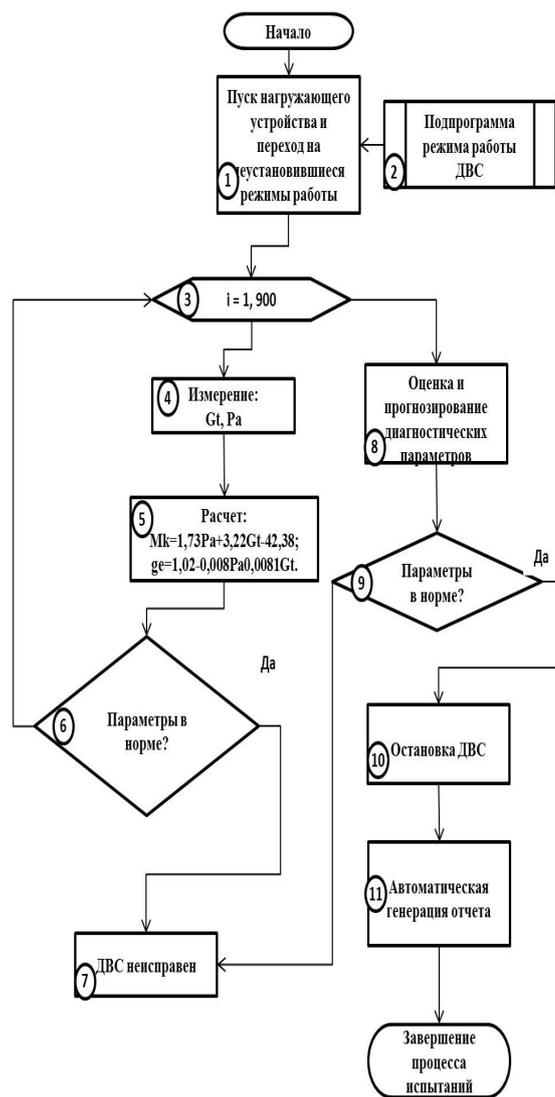


Рис. 2. Алгоритм оценки технического состояния ДВС

В случае успешной реализации цикла 3 – 6 система испытаний переходит к блоку прогнозирования значений диагностических параметров для оценки возможности завершения процесса испытаний (блок 8).

Реализация приемосдаточных испытаний на неустановившихся режимах работы ставит задачу достоверного и точного определения значений диагностических параметров, вызванных случайными погрешностями измерений быстроизменяющихся величин. Задача может быть решена на основе известных алгоритмов оценивания случайных процессов измерений информативных параметров, например, фильтра Калмана [6].

Расчет прогнозных значений диагностических параметров рассмотрим на примере изменения трех диагностических параметров ДВС МеМЗ – 3071: средней эффективной мощности N_e (кВт), часового G_t (кг/час) и удельного g_e (кг/кВт час) расходов топлива (рис.3).

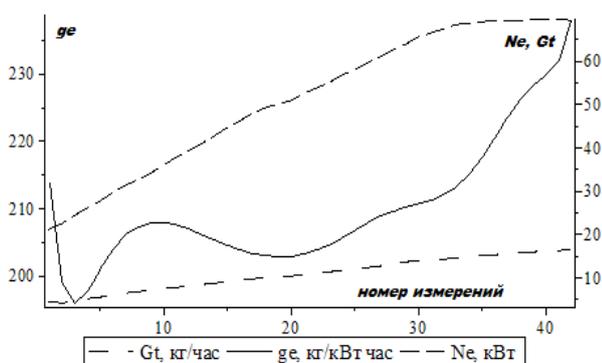


Рис.3. Диагностические параметры ДВС МеМЗ – 3071

Измеренные значения параметров в момент времени $t = 1, \dots, T$ образуют вектор $z_t = (Z_{1,t}, \dots, Z_{l,t})^T$, $l = 1, \dots, 3$. Его изменение во времени представляет многомерный случайный процесс.

На первом этапе прогнозирования строятся эмпирические модели, описывающие взаимосвязи между отдельными элементами вектора z_t . Алгоритм получения таких зависимостей подробно описан в работах [7,8].

Модель включает уравнение состояния

$$q_t = \Pi_0 + Aq_{t-1} + \omega_{t-1}, \quad (1)$$

где $q_t = [g_{et} \quad G_{tt} \quad N_{et}]^T$, (ω_{t-1}) – вектор шума размером 3×1 , $\Pi_0 = [394 \quad 16,2 \quad -8,14]^T$ – 3×1 матрица-столбец коэффициентов,

$A = \begin{pmatrix} -0,92 & 29,1 & -5,9 \\ -0,077 & 2,03 & -0,21 \\ 0,047 & 1,55 & 6,28 \end{pmatrix}$ – квадратная 3×3 матрица

перехода состояний,

и уравнение наблюдений

$$y_t = Bq_t, \quad (2)$$

где y_t есть 3×1 вектор наблюдения, B – 3×3 матрица наблюдения.

Фильтр Калмана, позволяющий по известным значениям вектора наблюдения прогнозировать значения вектора состояния, описывается следующим алгоритмом.

Первый шаг алгоритма заключается в определении априорной оценки вектора состояния по формуле:

$$\hat{q}_{t/t-1} = A\hat{q}_{t-1} + \Pi_0. \quad (3)$$

Индекс $t/t-1$ означает, что оценивание вектора q_t в момент времени t проводят по результатам наблюдений до момента времени $t-1$.

При поступлении нового наблюдения y_t на вход фильтра корректируют априорную оценку $\hat{q}_{t/t-1}$:

$$\hat{q}_t = \hat{q}_{t/t-1} + K_t \cdot z_t \quad (4)$$

$$z_t = y_t - B\hat{q}_{t/t-1} \quad (5)$$

z_t — остаточные члены, являющиеся последовательностью «белого» шума, K – матрица коэффициентов усиления, вычисляемая по формуле:

$$K_t = P_{t/t-1} B^T [B P_{t/t-1} B^T + G Q_t G^T]^{-1}. \quad (6)$$

На последнем шаге алгоритма определяются прогноз значения вектора состояния:

$$\hat{q}_{t+1/t} = A \cdot \hat{q}_{t/t} + K_t z_t. \quad (7)$$

Результаты использования алгоритма (1) – (7) представлены на рис. 4.

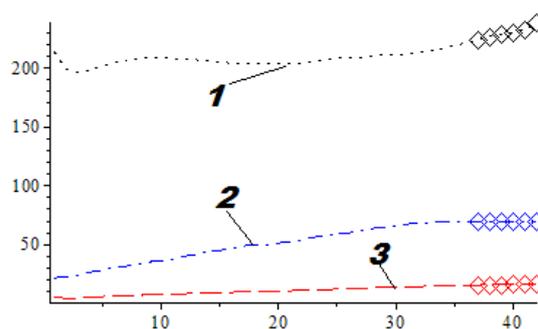


Рис. 4. Прогнозирование диагностических параметров ДВС:
1 – g_e ; 2 – N_e ; 3 – G_t

Последний этап (блок 10, 11) предполагает остановку ДВС и формирование электронного отчета о результатах испытаний.

Процедуры автоматизированного расчета

крутящего момента и удельного расхода топлива по результатам измерения часового расхода топлива и абсолютного давления воздуха во впускном коллекторе, оценивания и прогнозирования значений измерительных последовательностей диагностических параметров реализованы на базе прикладного программного обеспечения *Maple V* в среде Windows, 2000, XP. Входная информация представляет последовательности диагностических параметров, технические характеристики ДВС, время упреждения прогнозных значений, количество измерений.

Выходами программы являются уточненные значения коэффициентов модели, значения мощностных и экономических показателей ДВС, оценочные и прогнозные значения диагностических параметров, выход оценочных и прогнозных значений диагностических параметров за допустимые пределы.

Главным отличием усовершенствованной методики от существующих является применение неустановившихся режимов работы испытуемых двигателей при переменной нагрузке, что позволяет выявлять производственные дефекты двигателей уже на стадии испытаний.

Список литературы:

1. Пронякин В.И. Проблемы диагностики циклических машин и механизмов / В.И. Пронякин // Измерительная техника. – 2008. – №10. – С 9 – 13. 2. Пат. 63767 України, G01M 15/00. Навантажувальний пристрій стенда для випробувань двигунів внутрішнього згорання / К.М. Осипов, О.Л. Первухіна, Ю.Л. Рапацький; заявник та патентовласник Севастопольський нац. тех. ун-т. – №2011 01419; заявл. 08.02.2011; опубл. 25.10.2011, бюл. №20. 3. Atkins R. An introduction to engine testing and development / R. Atkins. – USA: SAE International, 2009. – 307 p. 4. Осипов К.Н. Совершенствование методики приемосдаточных испытаний двигателей внутреннего

сгорания после сборки на основе зависимостей между параметрами / К.Н. Осипов, Е.Л. Первухина, Ю.Л. Рапацкий // Проблемы машиностроения и надежности машин, РАН, Россия. – 2011. – №2. – С. 93-99. 5. Осипов К.Н. Определение режимов приемосдаточных испытаний ДВС / К.Н. Осипов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: междунар. сб. науч. тр. – 2011. – Вып. 41. – С. 261 – 266. 6. Pervukhina, E., Emmenegger J.-F. Adaptive time series filters obtained by minimization of the Kullback-Leibler divergence criterion // International Journal of Applied Mathematics, 2005. – Vol. 17. – № 1. – P.69-89. 7. Первухина Е.Л., Голикова В.В., Сопин П.К. Статистическое моделирование машиностроительных изделий по диагностическим параметрам // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2008. – №6. – С. 89-95. 8. Осипов К.Н. Прогнозирование значений диагностических параметров ДВС в ходе производственных испытаний / К.Н. Осипов, Е.Л. Первухина, П.К. Сопин // Вестник СевНТУ. Механика, энергетика, экология: сб. науч. ст. – 2010. – Вып. 106 – С. 84 – 88.

Bibliography (transliterated):

1. Pronjakin V.I. Problemy diagnostiki ciklicheskih mashin i mehanizmov / V.I. Pronjakin // Izmerytel'naja tehnika. – 2008. – №10. – S 9 – 13. 2. Pat. 63767 Ukraini, G01M 15/00. Navantazhuval'nij pristirij stenda dlja viprobuvan' dviguniv vnutrishn'ogo zgorjannja / K.M. Osipov, O.L. Pervuhina, Ju.L. Rapac'kij; zjavnik ta patentovlasnik Sevastopol's'kij nac. teh. un-t. – №2011 01419; zjavl. 08.02.2011; opubl. 25.10.2011, bjul. №20. 3. Atkins R. An introduction to engine testing and development / R. Atkins. – USA: SAE International, 2009. – 307 p. 4. Osipov K.N. Sovershenstvovanie metodiki priemosdatocnyh ispytanij dvigatelej vnutrennego sgoranja posle sborki na osnove zavisimostej mezhd parametrami / K.N. Osipov, E.L. Pervuhina, Ju.L. Rapackij // Problemy mashinostroeni-ja i nadezh-nosti mashin, RAN, Rossiya. – 2011. – №2. – S. 93-99. 5. Osipov K.N. Opredelenie rezhimov priemosdatocnyh ispytanij DVS / K.N. Osipov // Progressivnye tehnologii i sistemy mashinostroeni-ja: mezhdunar. sb. nauch. tr. – 2011. – Vyp. 41. – S. 261 – 266. 6. Pervukhina, E., Emmenegger J.-F. Adaptive time series filters obtained by minimization of the Kullback-Leibler divergence criterion // International Journal of Applied Mathematics, 2005. – Vol. 17. – № 1. – P.69-89. 7. Pervuhina E.L., Golikova V.V., Sopin P.K. Statisticheskoe modelirovanie mashino-stroitel'nyh izdelij po diagnosticheskim parametram // Problemy mashinostroeni-ja i nadezhnosti mashin. – 2008. – №6. – S. 89-95. 8. Osipov K.N. Prognozirovanie znachenij diagnosticheskikh parametrov DVS v hode proizvodstvennyh ispytanij / K.N. Osipov, E.L. Pervuhi-na, P.K. Sopin // Vestnik SevNTU. Mehanika, jenergeti-ka, jekologija: sb. nauch. st. – 2010. – Vyp. 106 – S. 84 – 88.

Д.Ю. Иванов, канд. техн. наук, К.В. Важенин, студ., П.А. Чуклин, студ.

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-7Н ДВИГАТЕЛЯ КАМАЗ-740 БЕЗ ДЕМОНТАЖА

Постановка проблемы в общем виде

Современные тенденции к энергоресурсосбережению, к экономии средств на эксплуатацию приводят к необходимости внедрения методов обслуживания и ремонта по фактическому техническому состоянию. Одним из способов реализации таких методов является контроль вибрации оборудования – вибромониторинг. Известно, что вибрационное состояние механизмов прямо или косвенно связано с их техническим состоянием. Также относится и к трибосопряжениям автотракторных двигателей.

Турбокомпрессор (ТК) системы наддува двигателя внутреннего сгорания является чувствительным к условиям его эксплуатации. При наличии абразива в масле, неправильной эксплуатации, в первую очередь, увеличивается зазор в двухслойном подшипнике ротора ТК, а затем происходит аварийный выход из строя всей турбомашины, что останавливает двигатель и при этом может принести ущерб другим его системам. Соответственно, зазор в подшипниковом узле является структурным параметром технического состояния ТК [1, 3]. Такое положение требует периодического контроля величины зазора в подшипниках ТК и, желательно, без дополнительных операций по демонтажу.

Анализ исследований и публикаций

Сегодня, как правило, диагностика транспортных двигателей внутреннего сгорания по анализу вибрации проводится редко, хотя известен ряд работ в этой области, например [2]. Применительно к турбокомпрессорам поршневых двигателей известна работа [5]. Отдельно подшипниковый узел ТК транспортного дизеля исследовался в работах [3, 4]

Известны различные конструктивные исполнения подшипниковых узлов ТК, чаще всего подшипник состоит из двух плавающих вращающихся втулок или одной плавающей невращающейся моноштулки (ПН-моноштулки).

Нерешенные ранее вопросы

Приведенные в [3, 4] расчетные и экспериментальные исследования проводились для подшипников с плавающими вращающимися втулками либо для ТК с обычными запрессованными под-

шипниками [5]. Однако, часто встречаются ТК с ПН-моноштулками, например, на двигателях КамАЗ-740, которые тоже необходимо диагностировать в процессе эксплуатации с целью снижения вероятности аварийных выходов из строя всего двигателя. Для такого типа подшипников неизвестны методики безразборного диагностирования в процессе эксплуатации.

Очевидно, что динамика ротора на подшипнике с ПН-моноштулкой отличается от динамики ротора на подшипниках с плавающими вращающимися втулками. Следовательно, и информативные характеристики изменения ТС в вибросигнале будут различны для разных конструкций подшипниковых узлов.

На основании сказанного **цель работы** – оценка технического состояния (ТС) подшипникового узла турбокомпрессора в виде ПН-моноштулки без демонтажа ТК с двигателя, является актуальной.

В ходе работы **необходимо решить ряд задач**. **1.** Исследовать вибросигналы ряда ТК в различном ТС на различных частотах вращения коленчатого вала двигателя. **2.** Определить частотный состав вибросигналов с корпуса ТК. **3.** Выявить информативные характеристики параметров ТС в вибросигнале, измеренном на корпусе ТК и информативный частотный диапазон для изменения структурного параметра ТС подшипникового узла ТК. **4.** Рекомендовать режим диагностирования. **5.** Получить зависимость изменения информативных характеристик в вибросигнале от изменения структурного параметра ТС подшипникового узла.

Изложение основного материала

Конструктивные особенности подшипникового узла ТК с ПН-моноштулкой

Особенностью подшипников ротора ТК с ПН-моноштулкой является наличие промежуточной невращающейся моноштулки, которая имеет возможность перемещаться в зазоре без вращения. Наличие двух слоев смазки между корпусом и ротором затрудняет процесс оценки технического состояния непосредственно подшипников самым удобным, быстрым и доступным методом контроля

роторных систем в процессе эксплуатации – контролем уровня вибрации.

В турбокомпрессоре источники колебательных процессов от взаимодействия элементов подшипников и от аэродинамических сил достаточно разнесены по частотному диапазону, что позволяет оценивать вибрацию корпуса ТК, обусловленную процессами в подшипниках.

Экспериментальная часть

Оценка технического состояния экспериментальных образцов

В процессе исследования был рассмотрен ряд турбокомпрессоров с разным техническим состоянием. В данной работе приведены только те результаты, которые наглядно определяют техническое состояние исследуемых турбокомпрессоров ТКР-7Н. Оценочным показателем технического состояния, в данном случае, будет являться суммарный люфт ротора в его подшипниках, поскольку суммарный зазор ротора в подшипниках может считаться структурным параметром для технического состояния всего турбокомпрессора.

Техническое состояние исследуемых турбо-

компрессоров будем оценивать методом частичной разборки. При этом будем считать, что суммарный зазор в подшипниках ротора пропорционален люфту ротора турбокомпрессора. Суммарный люфт будем использовать для относительной оценки технического состояния испытуемых турбокомпрессоров между собой.

С турбокомпрессоров для измерения суммарного диаметального люфта были сняты улитки с целью лучшего доступа к ротору. С помощью индикаторной головки с погрешностью не более 0,01 мм были произведены замеры суммарных диаметальных люфтов турбокомпрессоров.

Для более достоверной оценки состояния подшипников турбокомпрессора замеры производились в различном направлении: в горизонтальном, вертикальном и осевом. Люфт замерялся на турбинном и компрессорном колесе, замеры проводились в соответствии с нормами метрологии ГОСТ 8.050-73. Значения люфтов представлены в табл. 1.

Таблица 1. Значение суммарных люфтов ротора турбокомпрессора в различных направлениях X, Y, Z

№ ТК	осевой Z, мм	Турбинное колесо		Компрессорное колесо	
		вертикальный X, мм	горизонтальный Y, мм	вертикальный X, мм	горизонтальный Y, мм
1	0,18	0,58	0,56	0,55	0,60
2	0,28	1,03	1,14	1,14	1,13
3	0,22	0,92	0,9	0,96	0,94
4	0,23	0,95	0,9	0,88	0,91

Испытуемые ТК были разделены по классам технического состояния следующим образом. ТК, люфт которых в диаметральном направлении лежит в пределах до 0,9 мм – исправные полностью. ТК с люфтом в пределах 0,9 – 1,0 мм считаем работоспособными, а те, которые имеют люфт свыше 1,0 мм - неисправными.

Оборудование для экспериментальных исследований

Аппаратура для измерения вибрации

Для измерения вибраций турбокомпрессора непосредственно на ДВС использовалась измерительная аппаратура, состоящая из системы записи вибросигнала и системы его обработки. Данная система измерений позволяет преобразовать сигнал, программно обработать его и сохранить все данные в памяти ЭВМ.

В систему измерения вибрации входит:

- датчик виброускорения,
- усилитель сигнала,
- аналого-цифровой преобразователь (АЦП),
- ЭВМ.

Для измерения вибраций на корпусе турбокомпрессора применялось крепление датчика с помощью клея на специально подготовленную площадку в точке измерения.

Для калибровки и проверки каналов записи и воспроизведения использовался опорный сигнал от задающего генератора с кварцевой стабилизацией частоты. Десятикратное преобразование в частотной области дает возможность обработки и анализа низко- и высокочастотных процессов.

В блок регистрации и синхронизации сигналов входят входные нормирующие усилители, пе-

рестраиваемые входные фильтры низких частот, плата быстродействующего синхронного АЦП и система управления фильтрами и питанием.

В измерительную систему включена ЭВМ, управляющая работой АЦП с помощью программы – драйвера, осуществляющего аппаратный запуск АЦП, запись результатов в оперативную память ЭВМ, а затем в файл на магнитном носителе.

Измерение виброактивности корпуса ТК

Способ установки датчиков виброускорения для конкретного агрегата, а именно малоразмерного турбокомпрессора, не регламентируется. Поэтому необходимо руководствоваться правилами, указанными в ГОСТ Р ИСО 5348-99. Датчик для измерений устанавливался на специально отфрезерованную площадку среднего корпуса на цианакриловый клей, обеспечивая необходимую прижимную силу и перпендикулярность оси измерения датчика к поверхности площадки [2]. Для предотвращения перегрева датчика кожух турбины теплоизолировался от места крепления датчика.

В ходе экспериментального исследования измеряли вибрацию корпуса ТК на двигателе КамАЗ – 740.11-240. Вибрация измеряется в двух направлениях. Датчики устанавливались таким образом, чтобы первый канал измерял вертикальную составляющую виброускорения, второй – поперечную, направленную горизонтально и перпендикулярно оси ротора турбокомпрессора, третий и четвертый каналы измеряли виброускорения блока двигателя в тех же направлениях, что и на ТК.

Для определения основных собственных частот замеры производились при заглушенном двигателе. Собственные частоты возбуждались методом тест – удара по корпусу турбокомпрессора в вертикальном и горизонтальном направлениях. Далее виброускорения измерялись при работающем двигателе на режимах холостого хода (х.х.) при частотах вращения коленчатого вала (КВ), соответствующих режиму максимального крутящего момента и режиму номинальной мощности. Сигналы записываются в память ЭВМ одновременно с информацией о замере (номер замера, номер турбокомпрессора, точка измерения). Записанный на ПК сигнал обрабатывается программно с помощью пакета прикладных программ MATLAB .

Результаты эксперимента

При исследовании колебаний корпуса турбокомпрессора с помощью виброизмерительного комплекса были получены реализации виброускорений (рис.1, а, б). После преобразования Фурье получаем спектры виброускорений (рис.1, в, г). Во всех измерениях при спектральном анализе проявляются значимые гармоники в диапазоне до 5 кГц.

С целью выявления наиболее информативных режимов диагностирования, определим наиболее отличающиеся друг от друга реализации виброускорений для ТК с различным техническим состоянием на одних и тех же режимах. Для этого определим начальные характеристики вибросигналов.

По реализациям виброускорений были рассчитаны обобщенные характеристики вибросигналов, такие как, среднее квадратическое значение (СКЗ) виброускорения корпуса турбокомпрессора и пикфактор. По результатам предварительной обработки делаем вывод о большей информативности режима х.х. при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей номинальной мощности, в горизонтальном направлении.

Анализ полученных результатов

Поиск информативных характеристик

Анализируя спектры виброускорения на режиме х.х при частоте вращения КВ, соответствующей номинальной мощности двигателя, определим диапазоны частот, на которых наибольшим образом проявляется изменение технического состояния подшипникового узла турбокомпрессора. Для этого подробно рассмотрены характерные для подшипников с промежуточными элементами диапазоны частот: третьоктавный диапазон в районе частоты вращения, диапазон 0.3 – 0.6 от частоты вращения. Также определялся диапазон, в котором амплитуда спектра виброускорения в наибольшей степени изменяется в зависимости от увеличения зазоров в подшипниковом узле. В указанных диапазонах были исследованы такие характеристики спектров, как максимальная амплитуда, среднее квадратичное значение узкополосного сигнала, мощность спектра в рассматриваемом диапазоне частот. При этом влияние колебаний блока двигателя и собственных частот колебаний корпуса ТК должны быть минимальными.

Как показал подробный анализ спектров вибросигналов от корпусов ТК в горизонтальном направлении, наиболее информативным является

диапазон от 710 Гц до 760 Гц, представленный на рис.2.

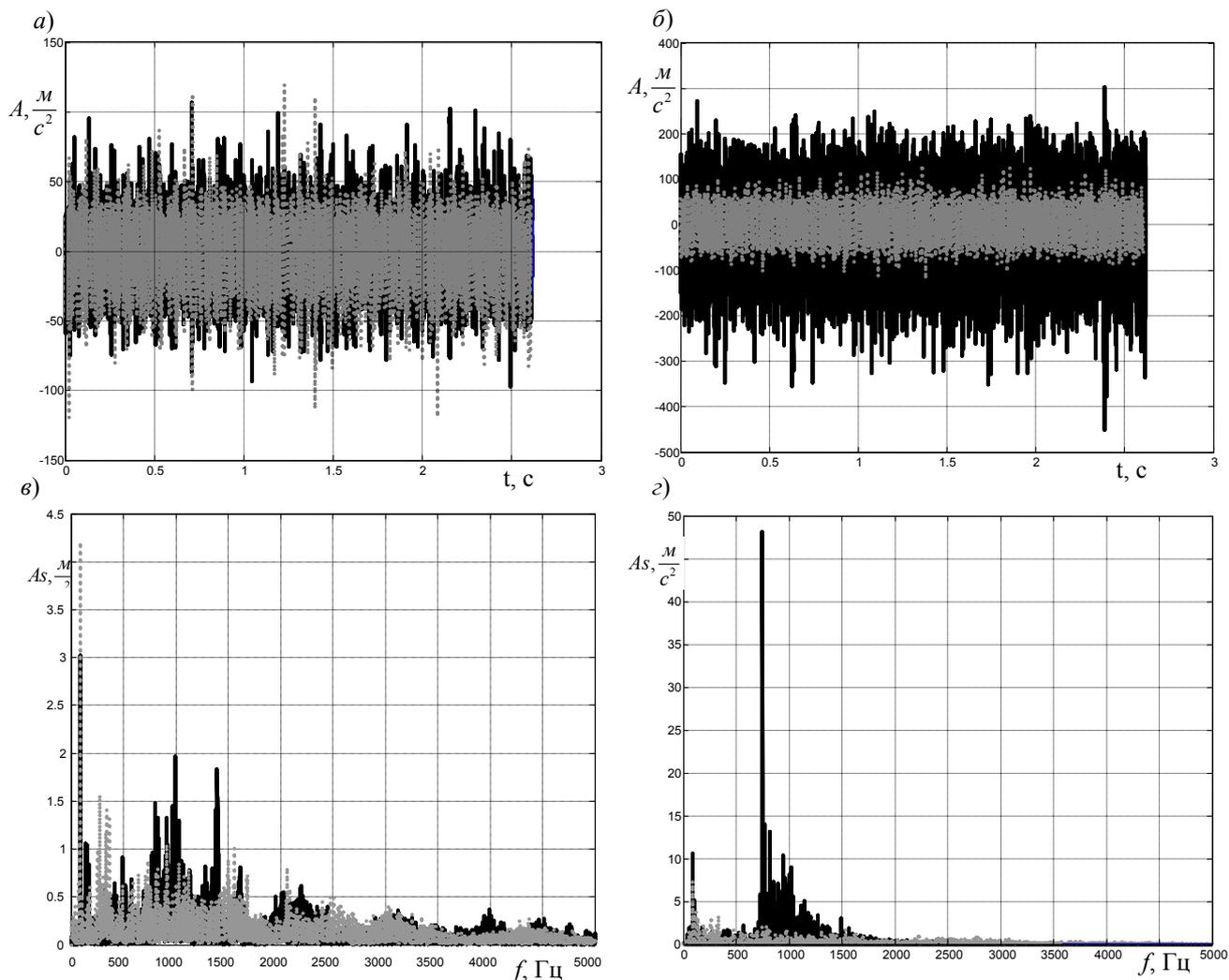
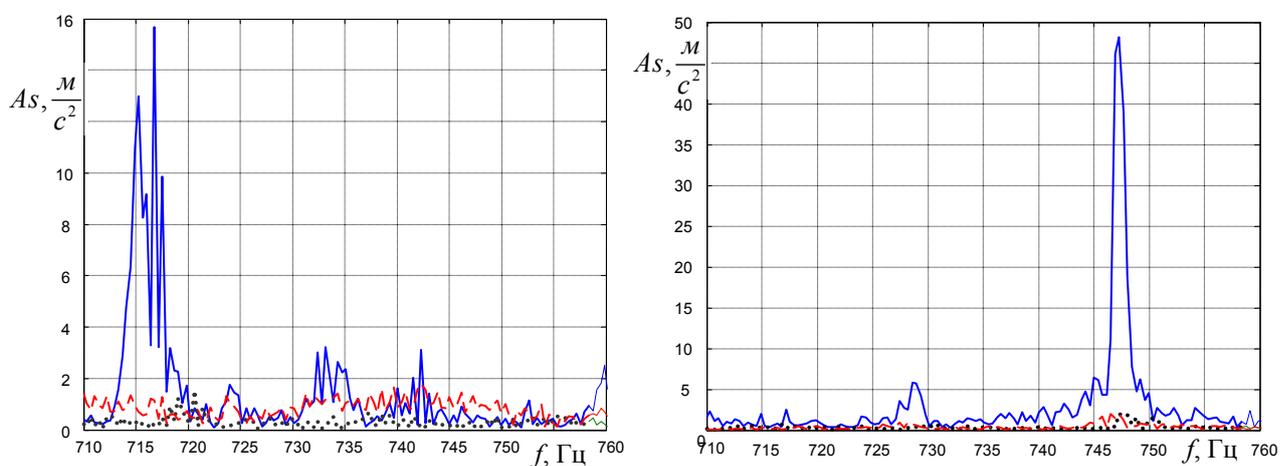


Рис. 1. Реализации (а, б) и спектры (в, г) виброускорений корпусов турбокомпрессоров в горизонтальной плоскости, полученные на частоте вращения КВ соответствующей максимальному крутящему моменту двигателя(а, в) и номинальной мощности (б, г):

..... – ТК с исправным, ——— ТК с неисправным подшипниковым узлом



ДЕ Рис. 2. Спектры виброускорений на частоте вращения КВ соответствующей максимальной мощности двигателя в диапазоне частот 710 – 760 Гц: – ТК с исправным, ——— ТК с неисправным подшипниковым узлом; - - - - - блок двигателя в месте крепления ТК

Диагностическая модель

По результатам экспериментального исследования построены следующие зависимости.

1. Зависимость максимальной амплитуды спектра вибросигнала корпуса турбокомпрессора в диапазоне частот 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках (рис.3).

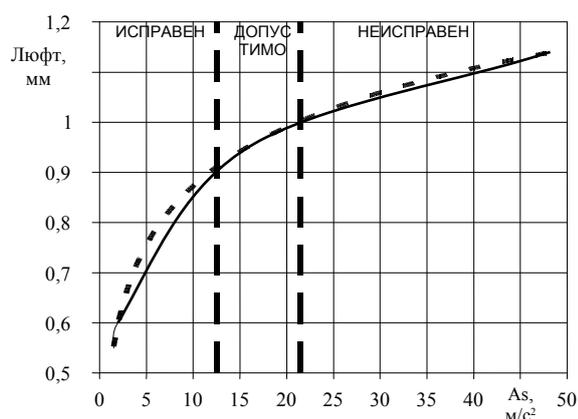


Рис. 3. Зависимость максимальной амплитуды спектра вибросигнала корпуса ТК в диапазоне частот 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках:

— — — — — экспериментальная кривая,
 - - - - - линия тренда

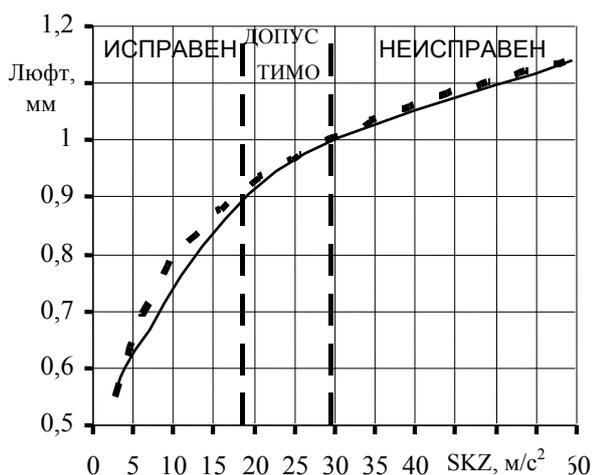


Рис. 4. Зависимость среднего квадратичного значения виброускорений корпуса ТК в диапазоне частот 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках:

— — — — — экспериментальная кривая,
 - - - - - линия тренда

2. Зависимость СКЗ виброускорения корпуса ТК на частотах 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках (рис. 4).

3. Зависимость мощности спектра виброускорений корпуса ТК в диапазоне частот 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках (рис. 5).

Аппроксимируя полученные экспериментальные зависимости (рис. 3-5) логарифмическими функциями, получим уравнения зависимостей параметра технического состояния от значения диагностического признака в вибросигнале:

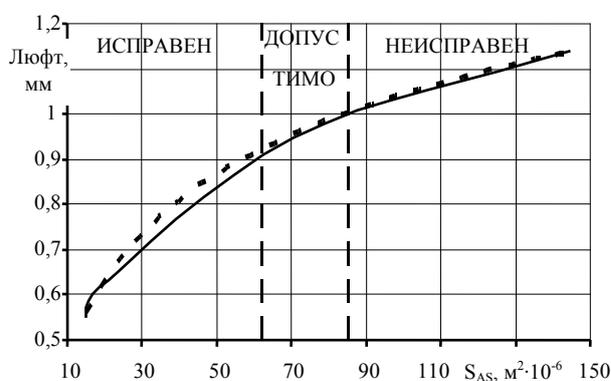


Рис. 5. Зависимость мощности спектра виброускорений корпуса ТК в диапазоне частот 710 – 760 Гц от величины суммарного диаметального люфта ротора в подшипниках:

— — — — — экспериментальная кривая,
 - - - - - линия тренда

$$\begin{aligned} \text{Люфт} &= 0,1696\text{Ln}(A_s) + 0,482 \\ \text{с достоверностью аппроксимации } R^2 &= 0,9999; \\ \text{Люфт} &= 0,1969\text{Ln}(SKZ) + 0,3345 \quad (1) \\ \text{с достоверностью аппроксимации } R^2 &= 1; \\ \text{Люфт} &= 0,2555\text{Ln}(S_{AS}) - 0,1342 \\ \text{с достоверностью аппроксимации } R^2 &= 0,9988. \end{aligned}$$

Полученные уравнения представляют пространство технических состояний подшипникового узла ТК ТКР-7Н двигателя КамАЗ-740.

Заключение

Приведенные уравнения (1) являются диагностической моделью подшипника турбокомпрессора ТКР-7Н, установленного на двигателе КамАЗ – 740. Однако максимальная амплитуда спектра виброускорений корпуса турбокомпрессора является

случайним значенням, по тому в даному випадку для створення діагностичної моделі стану підшипникового вузла необхідно використовувати статистичні величини – середнє квадратичне значення узкополосного сигналу і потужність спектра віброускорень корпусу турбокомпресора в інформативному діапазоні частот. По результатам дослідження встановлено режим діагностування, інформативний частотний діапазон, діагностичні ознаки зміни технічного стану підшипникового вузла, залежності інформативних характеристик від параметра ТС, які дозволяють безпосередньо визначити сумарний люфт в підшипниковому вузлі по вимірюванню вібрації на корпусі ТК, а також проводити моніторинг ТС об'єкта дослідження по величині діагностичних ознак.

...

Представлена робота виконується при підтримці Федеральної цільової програми «Научні і науково-педагогічні кадри інноваційної Росії на 2009–2013 роки», Російського фонду фундаментальних досліджень (проект 10-08-00424) і державного завдання Міністерства РФ (проект №2012044 – ГЗ 05).

Список літератури:

1. Белоглазов Н.С. *Оценка ресурса капитально – отремонтированных турбокомпрессоров по результатам стендовых испытаний.* / Н.С. Белоглазов // *Диссертация на соискание степени к.т.н.* – Челябинск, ЧГАУ, 1997. –

170с. 2. *Диагностика автотракторных двигателей.* / Под. ред. Н.С. Ждановского. – Л.: Колос, 1977. –264с. 3. Иванов Д.Ю. *Вибрационный контроль трибосопряжения ротор – плавающая втулка – корпус* / Д.Ю. Иванов, А.С. Фишер, К.В. Важенин // *Трибология и надежность. Сборник научных трудов XI Международной конференции, 27 – 29 октября 2011г.* – Санкт - Петербург: *Петербургский государственный университет путей сообщения.* – 2011. С.128-135. 4. Иванов, Д.Ю. *Учет колебаний силового агрегата при диагностировании подшипникового узла ротора малоразмерного турбокомпрессора ТКР-8,5С.* /Д.Ю. Иванов, М.К. Филимонов // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королёва №3(19).* – 2009. – Ч1 – С.389 – 394. 5. Никитин, Е.А. *Диагностирование дизелей*/ Е.А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский и др. – М.: *Машиностроение, 1987 – 224с.*

Bibliography (transliterated):

1. Beloglazov N.S. *Ocenka resursa kapital'no – otre-montirovannykh turbokompressorov po rezul'tatam stendovykh ispytaniy.* / N.S. Beloglazov // *Dissertacija na soiskanie stepeni k.t.n.* – Cheljabinsk, ChGAU, 1997. –170s. 2. *Diagnostika avtotraktornykh dvigatelej.* / Pod. red. N.S. Zhdanovskogo. – L.: Kolos, 1977. –264s. 3. Ivanov D.Ju. *Vibracionnyj kontrol' tribosopryazhenija rotor – plavajuwaja vtulka – korpus* / D.Ju. Ivanov, A.S. Fisher, K.V. Vazhenin // *Tribologija i nadezhnost'. Sbornik nauchnykh trudov XI Mezhdunarodnoj konferencii, 27 – 29 oktjabrja 2011g.* – Sankt - Peterburg: *Peterburgskij gosudarstvennyj universitet putej soobwenija.* – 2011. S.128-135. 4. Ivanov, D.Ju. *Uchet kolebanij silovogo agre-gata pri diagnostirovanii podshipnikovogo uzla rotora malorazmernogo turbokompressora TKR-8,5S.* /D.Ju. Iva-nov, M.K. Filimonov // *Vestnik Samarskogo gosudarstven-nogo ajerokosmicheskogo universieta imeni akademika S. P. Koroljova №3(19).* – 2009. – Ch1 – S.389 – 394. 5. Niki-tin, E.A. *Diagnostirovanie dizelej*/ E.A. Nikitin, L.V. Stanislavskij, Je.A. Ulanovskij i dr. – M.: *Mashino-stroenie, 1987 – 224s.*

УДК 621.43

О.О. Осетров, канд. техн. наук, С.С. Кравченко, магистр, Ю.О. Климец, магистр

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ СИНТЕТИЧНОГО ГАЗОВОГО ПАЛИВА В СТАЦІОНАРНОМУ ДВИГУНІ 11ГД100М

Постановка проблеми

На сьогодні палива нафтового походження є головними джерелами енергії для двигунів внутрішнього згоряння. За оцінками фахівців, запаси нафти будуть практично вичерпані в найближчі 50-60 років [1]. Тому особлива увага в сучасному двигунобудуванні приділяється розробці технологій використання альтернативних джерел енергії.

Перспективним джерелом енергії є кам'яне вугілля, запасів якого, при сьогоднішньому обсязі здобування та споживання, вистачить більше ніж на 240 років [1]. Одним з перспективних шляхів використання кам'яного вугілля в ДВЗ є його переробка в синтез-газ, який можна використовувати в

якості палива для газових двигунів при незначній зміні їх конструкції.

Метою роботи є аналіз можливості використання синтетичного газового палива, отриманого газифікацією вугілля, в стаціонарному газовому двигуні 11ГД100М.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Питанням дослідження та моделювання робочих процесів двигунів, що працюють на синтез-газі присвячено ряд робіт [2-5].

В цих роботах проаналізовано можливості отримання синтез-газу з різних сировинних джерел, наведено ряд схем реакторів для отримання синтез-газу, виконані розрахунки та експериментальні дослідження робочих процесів двигунів.

Аналіз технічної літератури показав, що недостатньо висвітленим на сьогодні залишається ряд питань. Дослідники, як правило, наводять схематичні зображення реакторів для отримання синтез-газу, проте відсутні рекомендації щодо вибору параметрів таких реакторів. Недостатньо даних щодо фізико-хімічних властивостей газових палив та їх впливу на протікання робочих процесів двигунів. Відсутні відомості щодо показників двигунів з форкамерно-факельним запалюванням при роботі на синтетичних газових паливах. Бракує досліджень з розробки математичних моделей робочих процесів таких двигунів.

Тому в роботі поставлені задачі розробки ефективної установки для газифікації вугілля, вибору параметрів такої установки, оцінки теплофізичних властивостей синтез-газу, моделювання і дослідження робочих процесів двигуна 11ГД100М при використанні синтез-газу.

Комбінована установка з двигуном 11ГД100М

В якості енергетичної установки обрано газовий двотактний двигун 11ГД100М з форкамерно-факельним запалюванням та зустрічно-рухомими поршнями.

Основною перевагою цього методу організації робочого процесу є можливість ефективного спалювання набагато більше збіднених сумішей, ніж при звичайному іскровому запалюванні [6]. Таким чином, при форкамерно-факельному запалюванні стає можливим більш ефективно чисто якісне регулювання потужності двигуна.

Жоден зарубіжний аналог не має такого напруження і досвіду експлуатації в умовах країн СНД, як двигуни 11ГД100. Експлуатація підтвердила значні переваги означених газових двигунів відносно зносостійкості, довговічності, терміну служби, відносно низької вартості технічного обслуговування [7,8].

Основні параметри двигуна 11ГД100М наведені в табл.1.

Таблиця 1 – Основні параметри газового двигуна 11ГД100М

Параметр	Значення
Ефективна потужність, кВт	1000
Частота обертання, хв ⁻¹	750
Кількість циліндрів	10
Діаметр циліндру, м	0,207
Хід поршня, м	0,254
Ступінь стиску	15

Індикаторний ККД	0,42
Максимальний тиск циклу, МПа	7,1
Ефективний ККД	0,31
Питома ефективна витрата палива, кДж/(кВт·год)	11738

Видно, що двигун 11ГД100М має високі індикаторні та ефективні показники для газових двигунів. Тому цей двигун обрано в якості об'єкта дослідження.

До теперішнього часу освоєно різні модифікації промислових процесів газифікації вугілля.

Проведений аналіз установок по отриманню синтез-газу з вугілля показав, що найбільша ефективність досягається при використанні установок, де використовуються водо-вугільні суспензії (ВВС), які набагато краще піддаються газифікації, ніж вугілля. Ефективність газифікації ВВС складає більше 97 %, тоді як звичайного вугілля в найбільш поширеному шаровому способі - не більше ніж 70-80 % [9]. Завдяки присутності води в суспензії температура адиабатного горіння знижується, що у свою чергу приводить до зменшення утворення оксидів азоту. В цьому випадку не потрібна попередня сушка твердого палива і виключається подача пару в газифікатор [9]. На рис. 1 представлена пропонується схема конвертованого двигуна на базі 11ГД100М разом з установкою для отримання синтез-газу.

Установка працює наступним чином. Подрібнене вугілля разом з водою та активованою кальцинованою содою, яка виступає в якості каталізатора, змішують та транспортують насосом. Приготовлену суспензію омагнічують для запобігання утворення накипу в трубах реактора, де вона отримує додаткову активацію, стає більш стійкою.

Потім омагнічену суспензію подають в труби реактора для газифікації, де за рахунок теплоти відпрацьованих газів з додаткової камери згорання відбувається конверсія ВВС в синтез-газ широкого складу. При цьому температуру теплоносія в міжтрубному просторі реактора підтримують в діапазоні 400-1000°C, а температуру в трубах - в діапазоні 200-800°C [10,11]. Після чого утворений синтез-газ, частини, що не прореагували та зольний залишок виводять із зони реактора.

Далі цільовий продукт направляють на промивання і охолодження. Газ (практично незбала-

стована суміш CO і H₂) направляють в ДВЗ та в додаткову камеру згоряння реактора для газифікації.

Особливістю пропонованої установки є отримання синтез-газу без використання зовнішніх окиснювачів, при помірних температурах і спрощенні технології його виробництва.

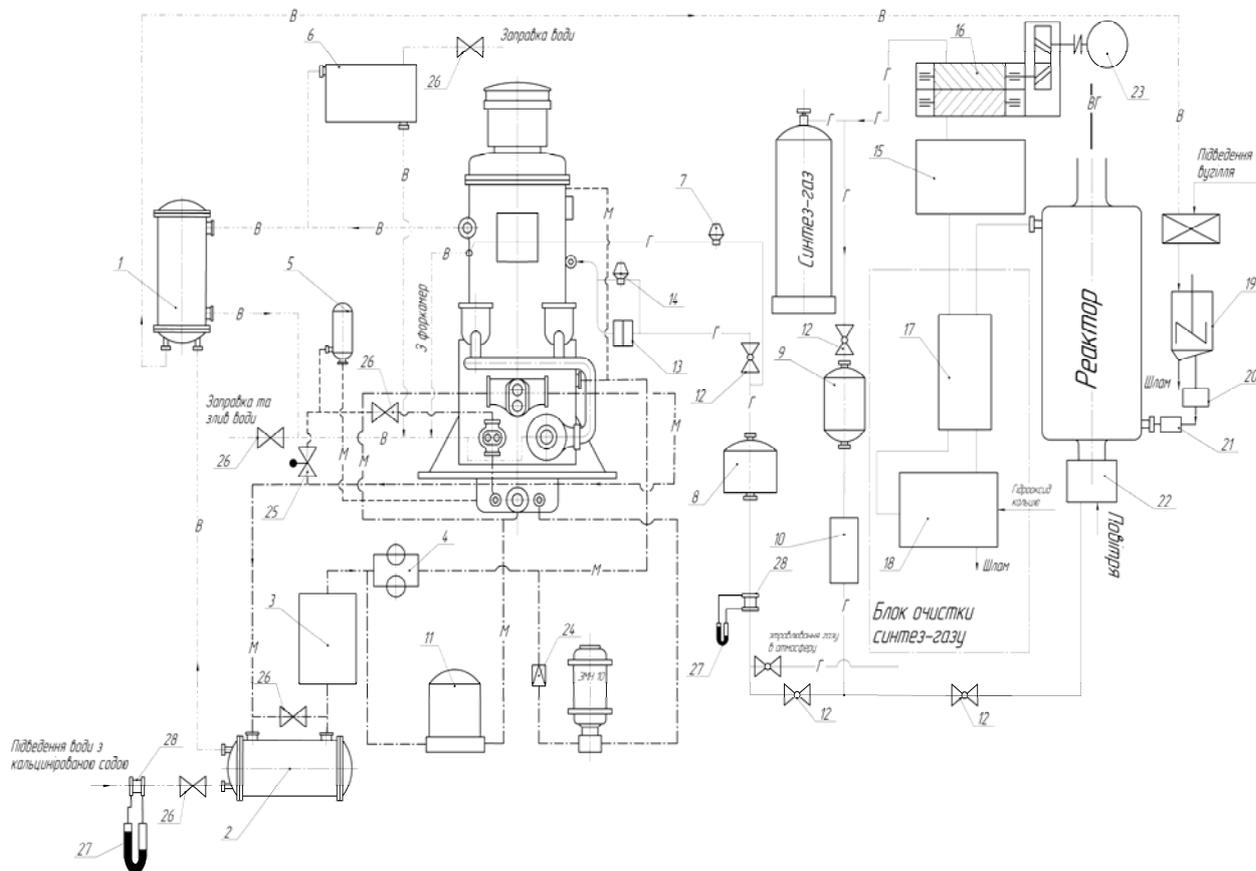


Рис. 1. Схема конвертованого двигуна на базі 11ГД100М разом з установкою для отримання синтез-газу: 1-холодильник води; 2-холодильник мастила; 3-фільтр грубої очистки мастила; 4-сітчастий маслофільтр; 5-відцентровий маслофільтр; 6-розириуювальний бачок; 7-редуктор форкамерного газу; 8-резервуар газового лічильника; 9-основний газовий фільтр; 10-запобіжний клапан з редуктором; 11-фільтр тонкої очистки мастила; 12-кран двоходовий; 13-пусковий газовий клапан; 14-пусковий газовий редуктор; 15-холодильник-конденсатор; 16-компресор; 17-скубер-промивач; 18-ємність з оборотною водою; 19-змішувач; 20-пристрій омагнічування; 21-насос; 22-допоміжна камера згоряння; 23-електродвигун; 24-клапан; 25-клапан запобіжний; 26-вентиль; 27-ртутний манометр; 28-діафрагма; ----В---- - вода; ----М----- - мастило; ----Г----- - синтез-газ

З метою вибору робочих параметрів установки, перевірки доцільності використання відпрацьованих газів (ВГ) двигуна в якості додаткового теплоносія, визначення кількості палива, що необхідно витратити для проведення реакції в реакторі, виконано розрахунки енергетичного балансу установки для отримання синтез-газу. Енергетичний баланс установки можна представити у вигляді рівняння:

$$H_{\text{вуг}} + H_{\text{вод}} + H_{\text{пов}} + H_{\text{сг}} + Q_{\text{сг}} + H_{\text{вгд}} = H_{\text{сгр}} + H_{\text{в}}$$

де $H_{\text{вуг}}$ – ентальпія вугілля, що подано до реактору; $H_{\text{вод}}$ – ентальпія води, що подано до реактору; $H_{\text{пов}}$ – ентальпія повітря, що подано до допоміжної камери згоряння; $H_{\text{сг}}$ – ентальпія синтез-газу, що подано до допоміжної камери згоряння; $Q_{\text{сг}}$ – теплота згоряння, що утворилася в допоміжній камері вна-

слідок згоряння синтез-газу; $H_{\text{вгд}}$ – ентальпія ВГ двигуна; $H_{\text{сгр}}$ – ентальпія синтез-газу, що утворився внаслідок газифікації вугілля; $H_{\text{в}}$ – ентальпія ВГ, що виходять з реактора.

На рис. 2 наведено залежність витрати синтез-газу через допоміжну камеру згоряння від температури відпрацьованих газів двигуна, що подаються до реактора.

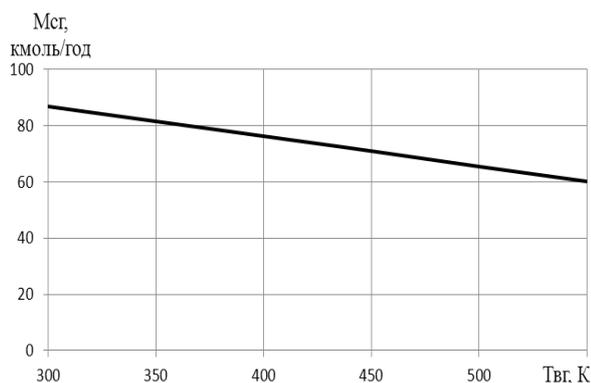


Рис. 2. Залежність витрати синтез-газу через допоміжну камеру згоряння від температури ВГ при постійних витраті ВГ $M_{вг} = 492$ кмоль/год та температурі в реакторі $T_{реак} = 800K$

З представленої залежності видно, що при підвищенні температури відпрацьованих газів двигуна знижується маса синтез-газу, яка витрачається для їх підігріву до температури проведення реакції.

Залежність витрати синтез-газу через допоміжну камеру згоряння реактора від витрати відпрацьованих газів двигуна показана на рис. 3.

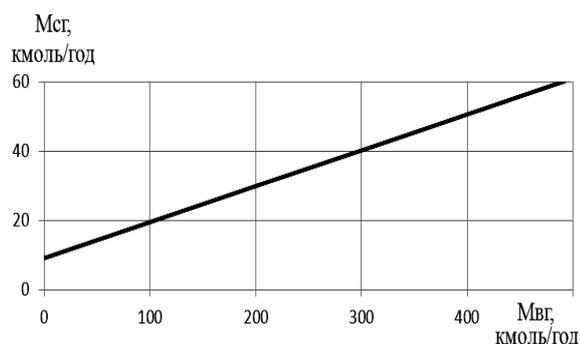


Рис. 3. Залежність витрати синтез-газу через допоміжну камеру згоряння від витрати ВГ через реактор при постійних температурі ВГ $T_{вг} = 550$ К та температурі в реакторі $T_{реак} = 800K$

Отримана залежність показує, що із збільшенням витрати відпрацьованих газів двигуна через реактор збільшується витрата синтез-газу для їх підігріву.

Порівняння витрати синтез-газу через допоміжну камеру згоряння при використанні відпрацьованих газів двигуна та без їх перепуску наведено на рис.4.

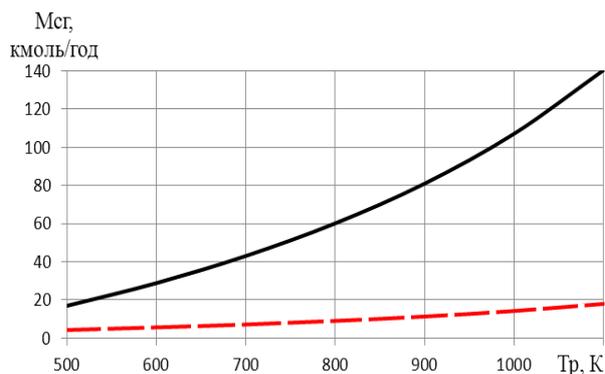


Рис. 4. Залежність витрати синтез-газу через допоміжну камеру згоряння від температури в реакторі:

— з ВГ при $T_{вг} = 550K$, $M_{вг} = 492,28$ кмоль/год;
 - - без перепуску ВГ двигуна

З представленої залежності (рис.4) видно, що перепуск ВГ двигуна через реактор не є ефективним, оскільки це приводить до збільшення витрати синтез-газу, який йде на підігрів відпрацьованих газів до температури проведення реакції. Тому в якості теплоносія в реакторі запропоновано використовувати виключно ВГ, які утворюються внаслідок згоряння синтез-газу.

Теплофізичні властивості синтез-газу

Синтез-газ являє собою суміш оксиду вуглецю та водню у різному співвідношенні, а також містить у невеликій кількості метан, етилен, диоксид вуглецю та інші вуглеводні. На сьогодні в промисловості поширення одержали технологічні процеси отримання синтез-газу із вмістом водню від 20 до 60 % по об'єму.

Проаналізовано вплив складу синтез-газу на його теплофізичні властивості (рис. 5–7).

На рис. 5 приведено залежність густини та масової теплоти згоряння синтез-газу від об'ємного вмісту водню в ньому.

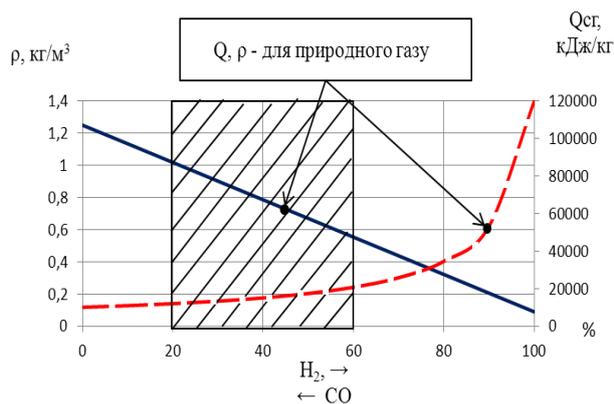


Рис. 5. Залежність густини та масової теплоти згоряння синтез-газу від об'ємного вмісту H_2 :

— - густина палива ρ ;
 - - - масова теплота згоряння палива Q

З представленої залежності видно, що густина синтез-газу зменшується із підвищенням вмісту водню, і в порівнянні з природним газом може бути як вищою, так і нижчою. Збільшення об'ємної долі водню в паливі веде до збільшення теплоти згоряння синтез-газу. Але при використанні синтез-газу з вмістом водню в межах 20...60 % за об'ємом масова теплота згоряння зменшується порівняно з природним газом більше ніж в 2,5 рази. Це пояснюється тим, що основним горючим компонентом синтез-газу означеного складу є оксид вуглецю (рис. 6), який має майже в 5 разів нижчу за природній газ масову теплоту згоряння.

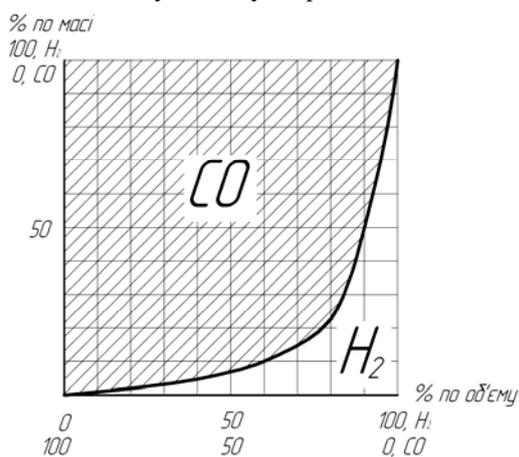


Рис. 6. Залежність масового вмісту компонентів синтез-газу (H_2 та CO) від їх об'ємного вмісту

Синтез-газ (з об'ємним вмістом водню 60%) завдяки більш простому молекулярному складу має на 15% меншу теплоємність, ніж природний газ, теплоємність якого при 20°C становить 33,6 кДж/кмоль·К (рис. 7). Це позитивно відображається

на показниках робочого циклу двигуна, оскільки менша теплоємність робочого тіла призводить до збільшення максимальної температури в циклі, отже підвищення термічного та індикаторного ККД.

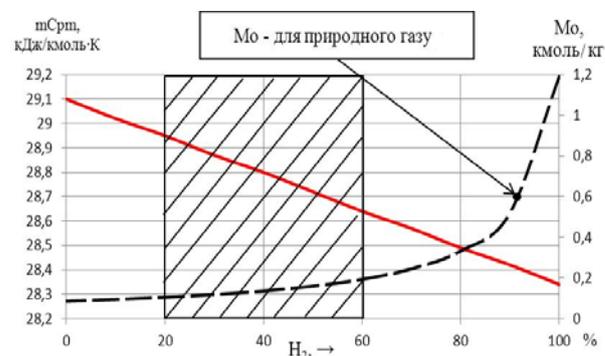


Рис. 7. Залежність середньої мольної теплоємності при температурі 20°C та кількості повітря, необхідного для згоряння 1 кг синтез-газу від об'ємного вмісту H_2 :

— - середня мольна теплоємність палива $mC_{p,m}$;
 - - - кількість повітря, необхідного для згоряння 1 кг палива M_0

Для згоряння 1 кг синтез-газу (див. заштриховану область на рис. 7) необхідна в 3-6 разів менша кількість повітря, ніж для згоряння 1 кг природного газу. Це свідчить про те, що при незмінній кількості повітря, яке потрапляє до циліндрів двигуна в процесах газообміну, і, відповідно, в 2-2,7 рази більшій масі синтез-газу для отримання відповідної потужності, коефіцієнт надлишку повітря в циклі збільшиться. Вказане може призвести до зниження повноти згоряння синтез-газу і погіршення показників циклу.

Вказані властивості синтез-газу обумовлюють протікання робочого процесу двигуна.

Математична модель згоряння синтез-газу

В роботі для дослідження і моделювання процесу згоряння синтез-газу прийнята однозонна термодинамічна модель, в основу якої покладені напівемпіричні формули І.І. Вібе:

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

$$\frac{dx}{d\bar{\phi}} = -C \frac{m+1}{\bar{\phi}^m} \exp(C\bar{\phi}^{-m+1}),$$

де $\bar{\phi}$, ϕ_z - відповідно поточний час від початку згоряння та тривалість згоряння, представлені в град. п.к.в; C - константа, що враховує повноту згоряння палива; m - показник характеру згоряння, константа, що визначає динаміку процесу згоряння.

Коефіцієнти моделі такі як, тривалість згоряння φ_z та динаміки згоряння m підбираються емпіричним шляхом за умови забезпечення задовільного узгодження між розрахунковою та експериментальною індикаторними діаграмами. З метою визначення цих коефіцієнтів було виконано ряд досліджень для базового двигуна при його роботі на природному газі. Дослідження показали, що коефіцієнт тривалості згоряння φ_z залежить від коефіцієнту надлишку повітря α в циліндрі двигуна. Цей параметр визначався за емпіричною залежністю:

$$\varphi_z = 11,5305 \cdot \alpha^2 + 2,4589 \cdot \alpha - 1,3079 .$$

Показник характеру згоряння m - прийнятий постійним і рівним $m = 1$.

При математичному моделюванні роботи двигуна на синтез-газі приймалося припущення, що показники φ_z і m залишаються незмінними. Це припущення засноване на даних роботи [6], де вказано, що при максимальних значеннях збіднення паливоповітряної суміші, що відбувається в двигуні 11ГД100М, тривалість згоряння різних газових палив змінюється не суттєво.

Повноту згоряння синтез-газу розраховували за залежністю:

$$pol_{\Sigma} = \sum pol_i \cdot m_i ,$$

де pol_i - повнота згоряння і-го горючого компоненту синтез-газу (приймалася за емпіричними залежностями для кожного окремого горючого компонента палива); m_i - масова доля і-го горючого компонента палива у складі горючих компонентів.

Константа C , що враховує повноту згоряння в формулі Вібе, визначалася за рівнянням:

$$C = \ln(1 - pol_{\Sigma})$$

Верифікація математичної моделі здійснювалася для випадку використання природного газу за експериментальними даними, наведеними в роботі [2] (рис.8).

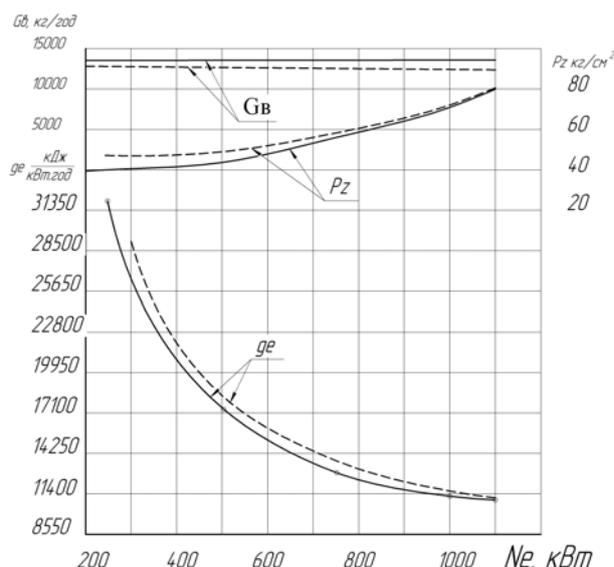


Рис.8. Основні параметри роботи газового двигуна 11ГД 100М по навантажувальній характеристиці при $n = 750 \text{ хб}^{-1}$:

— - експеримент; - - - - розрахунок

З рис. 8 видно, що використання розробленої математичної моделі дозволяє отримати достатній для поставлених задач збіг розрахункових і експериментальних даних.

Розрахунок робочого циклу ДВЗ, виконаний для двигуна 11ГД100М з форкамерно-факельним запалюванням та зустрічно рухомими поршнями.

Синтез-газ прийнятий наступного складу [2]: CO-37%; H₂-50%; CH₄-0,5%; N₂-5,5%; CO₂-6,5%; O₂-0,2%; H₂S-0,3%.

Результати розрахунку робочого процесу двигуна 11ГД100М, що працює на синтез-газі та природному газі, на номінальному режимі роботи наведені в табл. 2 та на рис. 9 – 12.

Таблиця 2. Основні параметри робочого процесу двигуна

Параметр	Значення	
	Синтез-газ	Природний газ
Вид палива	Синтез-газ	Природний газ
Коефіцієнт надлишку повітря	2,28	1,93
Максимальний тиск циклу, МПа	6,24	7,11
Індикаторний ККД	0,38	0,42
Ефективний ККД	0,278	0,307
Питома ефективна витрата палива, кДж/(кВт·год)	12943	11738

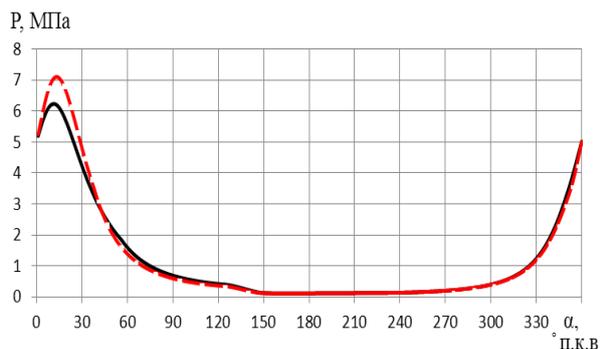


Рис.9. Індикаторна діаграма двигуна 11ГД100М:
— - синтез-газ; - - - природний газ

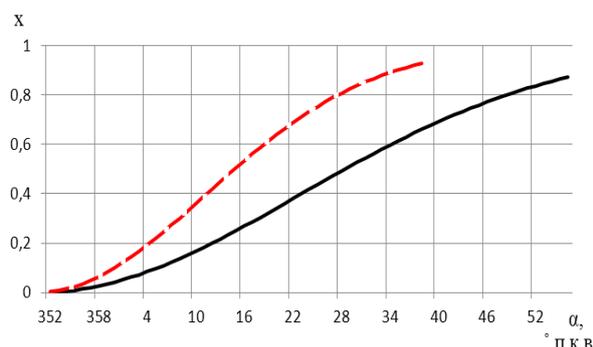


Рис. 10. Інтегральна характеристика тепловиділення в циліндрі:
— - синтез-газ; - - - природний газ

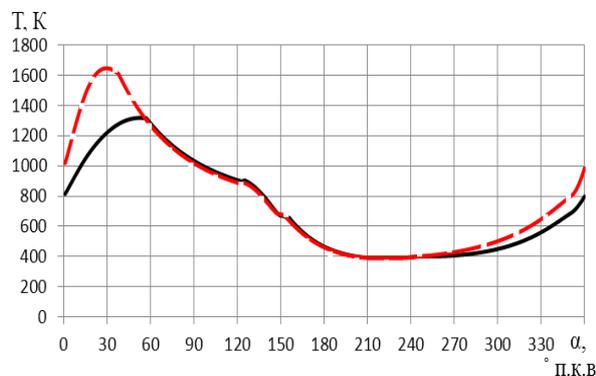


Рис. 11. Температура газів в циліндрі:
— - синтез-газ; - - - природний газ

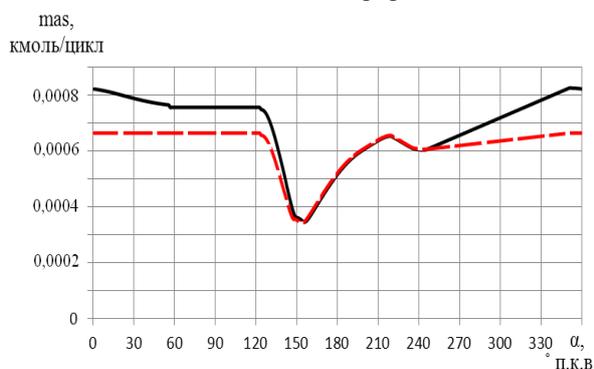


Рис. 12. Кількість робочого тіла в циліндрі:
— - синтез-газ; - - - природний газ

Аналіз рис. 9–12 показує, що при використанні синтез-газу з об'ємним вмістом водню 50 % зменшуються максимальні тиск і температура згоряння, уповільнюється швидкість згоряння, росте витрата палива. Але при цьому на 9,3 % збільшується питома ефективна витрата палива, на 10,5 % зменшуються індикаторний та ефективний ККД.

Погіршення показників паливної економічності двигуна можна пояснити наступним. Синтез-газ означеного складу має на 70 % меншу масову теплоту згоряння, отже для забезпечення незмінної потужності необхідно забезпечити його більшу подачу до циліндрів ДВЗ. Збільшення кількості робочого тіла в циліндрі призводить до зменшення максимальної температури та тиску газу, отже погіршення термічної ефективності циклу.

Крім того, в циліндрі підвищується коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі внаслідок зменшення кількості повітря, що потрібне для згоряння 1 кмоль палива. Оскільки тривалість і повнота згоряння безпосередньо пов'язані з коефіцієнтом надлишку повітря, підвищення α призводить до збільшення тривалості та зменшення повноти згоряння палива (рис.10).

Незважаючи на те, що індикаторні та ефективні показники конвертованого двигуна погіршуються у порівнянні з показниками базового двигуна, вони є достатньо високими для газових двигунів.

За розрахунками для номінального режиму визначено, що вартість 1 кВт енергії, виробленої з кам'яного вугілля, на 42% менше, ніж вартість енергії, виробленої з природного газу. На користь використання синтез-газу також свідчить зменшення на 350К максимальних температур циклу, отже викиди NO_x з відпрацьованими газами будуть набагато меншими, ніж при застосуванні природного газу.

Таким чином, проведені розрахункові дослідження показали високу ефективність використання синтетичного газового палива у вітчизняному газовому двигуні 11ГД100М. В подальших роботах планується уточнення математичних моделей згоряння та утворення шкідливих речовин в циліндрі двигуна, проведення детальних досліджень робочих процесів, модернізація конструкції дослідного двигуна для забезпечення збільшених подач синтетичного газового палива.

Висновки

В роботі проаналізовано можливості використання синтетичного газового палива в стаціонарному газовому двигуні 11ГД100М.

При цьому вирішені такі задачі:

1. Виконано аналіз відомих схем установок для отримання синтез-газу з вугілля, за результатами якого обрано схему з використанням водовугільної суспензії. Запропоновано схему комбінованої установки з двигуном 11ГД100М з реактором отримання синтез-газу.

2. За результатами розрахунків енергетичного балансу вибрано робочі параметри установки для отримання синтез-газу, та перевірено доцільність використання ВГ двигуна в якості додаткового теплоносія.

3. Проаналізовано теплофізичні властивості синтез-газу з точки зору ефективності їх використання в ДВЗ.

4. Розроблено математичну модель згорання в двотактному газовому двигуні з форкамерно-факельним запалюванням, що працює на природному газі та на синтетичному газовому паливі. Виконано верифікацію цієї моделі за даними експерименту на природному газі.

5. Виконано розрахунок робочого процесу конвертованого двигуна на номінальному режимі. Отримано параметри робочого тіла в ході робочих процесів, індикаторні та ефективні показники конвертованого двигуна. Результати розрахунків показали, що конвертована установка буде мати достатньо високі для газових двигунів питомі показники.

Список літератури:

1. Канило П. М. Аналіз ефективності використання альтернативних топлив в двигателях внутрішнього згорання / П. М. Канило, І. В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009.- №1. – С. 8-13. 2. Тимошевский Б.Г. Эффективность комбинированных установок с ДВС и элементами прямого преобразования энергии / Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач // Авиационно космическая техника и технология. – 2008. – Т. 56, №9. – С. 35 – 38. 3. Тимошевский, Б.Г. Экспериментальне дослідження параметрів поршневого ДВЗ з системою термохімічної конверсії біоетанолу / Б.Г. Тимошевський, М.Р. Ткач, та ін. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011, №2.- С. 3-7. 4. Митрофанов О.С. Математичне модулювання робочого циклу поршневого двигуна, що працює на синтез-газі / О.С. Митрофанов // Електронний вісник. - №3, 2010. 5. Shudo, T. Combustion Characteristics of H₂-CO-CO₂ Mixture in an IC Engine / T.Shudo, K. Tsuga, Y. Nakajima // SAE Technical Paper Series. – 2001. – 5-8 March. – P. 105-115.6. Генкин К.И. Газовые двигатели / Генкин К.И.- М. : Машиностроение, 1977. – 196 с. 7. ЗАО Украинские технологии когенерационных систем. Описание "UTECS-1000" [Электронный ресурс] / ЗАО Украинские технологии когенерационных систем. – Режим

доступа: http://ukrtecs.com.ua/index.php?option=com_content&task=view&id=14&Itemid=35&lang=ru 8. Аврунин А.Г. Дизель Д100 / А.Г. Аврунин, В.В. Аринкин, Б.Е. Мульман, Б.Н. Струнзе.- М.: Машиностроения, 1958. – 300с. 9. Усова Г.И. Анализ работы освоенных ПГУ на твердом топливе / Г.И. Усова, С.И. Курбанова, А.В. Ременьюк / материалы Междунар. науч.-практ. конф., 10 июня 2011 г. / ОмГТУ, 2011. – 319 с. 10. НПО «Гидротрубопровод». Топливный кризис по мере истощения запасов углеводородов планете не грозит [Электронный ресурс] / НПО «Гидротрубопровод» – Режим доступа: <http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/4272.html> - 17.12.2002 г 11. Пат. 2344163 Российская Федерация, МПК С3/46. Способ переработки угля в синтез-газ / Яшков Е. В.; Златковский В.Г.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью "ПОЛИПРОМ". – № 2007138690/04; заявл. 17.10.2007; опубл. 20.01.2009 12. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» / Шароглазов Б. А., Фарафонов М. Ф., Клементьев В. В. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. – 344 с. 13. Дяченко В.Г. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія: підручник / Дяченко В.Г – Харків: НТУ «ХПІ», 2008.- 488с. 14. Акт приемки междуведомственной комиссией головного образца модернизированного газового мотор-генератора 11ГД100М. – Харьков, 1970. 15. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / [Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – [4-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1983. -372 с. 16. Калечица И.В. Химические вещества из угл. Пер. с нем./ Калечица И.В.– М.: Химия, 1980. - 616с.

Bibliography (transliterated):

1. Kanilo P.M. Analysis of efficiency of the use of alternative fuels in combustion engines / P.M. Kanilo, I.V. Parsadanov // Combustion Engines. – 2009.- №1. – P. 8-13. 2. Timoshevskiy, B.G. Efficiency of the combined options with DVS and by the elements of direct transformation of energy / B.G. Timoshevskiy, M.R. Tkach // Aviation space system engineering and technology. – 2008. – Т. 56, № 9. – P. 35 – 38. 3. Timoshevskiy, B.G. Experimental research of parameters of piston DVZ is with the system of conversion of thermochemistry of bioetanolu / B.G. Timoshevskiy, M.R. Tkach, at all // Combustion Engines. – 2011, №2.- P. 3-7. 4. Mitrofanov O.S. Mathematical modulation of duty cycle of piston engine which works on the eider of synthesis / O.S. Mitrofanov of // the Electronic announcer. - №3, 2010. 5. Shudo, T. Combustion Characteristics of H₂-CO-CO₂ Mixture in an IC Engine / T.Shudo, K. Tsuga, Y. Nakajima // SAE Technical Paper Series. – 2001. – 5-8 March. – P. 105-115.6. Genkin K.I. the Gas engines / Genkin K.I.- М.: Mashinbuilding, 1977. – 196p. 7. COMPANY is Ukrainian technologies of the kogeneration systems. Description "UTECS-1000" [Electronic resource] / COMPANY is Ukrainian technologies of the kogeneration systems. it is access Mode: http://ukrtecs.com.ua/index.php?option=com_content&task=view&id=14&Itemid=35&lang=ru 8. Avrunin A.G. Diesel of D100 [Text] / A. G. Avrunin, V.V. Arinkin, B.E. Mul'man, B.N. Strunge.- М.: Engineers, 1958. – 300p. 9. Usova g.I. Analysis of work of mastered PGU on a hard fuel / G.I. Usova, S.I. Kurbanova, A.V. Remenyuk / materials of the International scientific practical conference, on June, 10, 2011 / OMGU, 2011. – 319 p. 10. NPO is «Gidrotuboprovod». A fuel crisis as far as exhausting of supplies of hydrocarbons does not threaten a planet [Electronic resource] / NPO «Gidrotuboprovod» is access Mode: <http://www.sciteclibrary.ru/rus/catalog/pages/4272.html> - 17.12.2002 11. Patente 2344163 Rosiyskaya Federation, MPK

Sj3/46. Method of processing of coal in a synthesis-gas [Text] / Yashkov A. V.; Zlatkovskiy V.G.; zayavitel' Company limited liability "POLIPROM". – № 2007138690/04; Publ. 20.01.2009 12. Sharog-lazov B.G., Farafontov of M. of O., Klement'ev V. V. Combustion engines: theory, design and calculation of processes: Textbook on a course «Theory of workings processes and design of processes in combustion engines». it is Chelyabinsk: Publ. of Yuurgu, 2004. – 344 p. 13. Dyachenko V.G. Internal Combustion Engines. Theory: textbook / Dyachenko V.G Kharkiv: NTU «KHPI», 2008. – 488 p. 14. Acceptance of head standard of the modernized gas an interdepart-

mental commission report motorgenerators 11GD100M. Kharkov, 1970. 15. Internal Combustion Engines: Theory of piston and combined engines. Textbook for the institutes of higher on speciality «Internal combustion engines» / [D.N. Vyubov, N.A. Ivashchenko, V.I. Ivin]; Editors A.S. Orlin, M.G. Kruglov/ - [4th publ.]. – M.: Mashinbulding, 1983. -372 p. 16. Kalechitsa I. V. Chemical materials from coal. Translation from German/ I.V. Kalechitsa – M. : Chemistry, 1980. - 616p.

УДК 621.43.016.4

В.В. Шпаковский, д-р техн. наук

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА РАБОТЫ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ ДИЗЕЛЯ К6S310DR

Данный материал основан на опыте 19-летней эксплуатации тепловоза ЧМЭ-3, в дизель которого были установлены поршни с корундовым поверхностным слоем, образованным гальваноплазменной обработкой.

Постановка проблемы

Одной из задач повышения эффективности работы железнодорожного транспорта является повышение надёжности и ресурса дизелей маневровых тепловозов. Поэтому увеличение ресурса деталей цилиндропоршневой группы считается одной из главных проблем. Это позволит снизить расходы на приобретение запчастей и ремонт дизелей.

Целью исследований является установление ресурса гильз цилиндров дизеля, работающего с поршнями с корундовым слоем, при длительной эксплуатации маневрового тепловоза ЧМЭ-3.

Обоснование научных и практических результатов

При установке поршней с корундовым слоем в дизель тепловоза ЧМЭ-3 снижается износ не только поршней [1,2], но и гильз цилиндров [3,4]. Поэтому модернизация дизеля тепловоза установкой поршней с корундовым слоем позволила более, чем в 3 раза увеличить ресурс цилиндропоршневой группы (ЦПГ). При работе дизеля с серийными поршнями ресурс гильз составляет примерно 35-40 тыс. моточасов и из-за большого износа производится их замена при проведении текущего ремонта ТР-3 (рис.1) [5].

По согласованию со службами «Укрзалізниці», с марта 1993 г. тепловоз, в дизель которого были установлены поршни с корундовым поверхностным слоем и заменены гильзы в пятом и шестом цилиндрах, передан в работу для проведения ресурсных эксплуатационных испытаний.

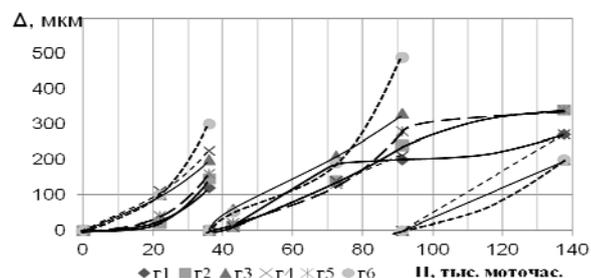


Рис.1. Износ гильз дизеля с серийными поршнями в процессе эксплуатации [5]

До установки поршней с корундовым слоем дизель тепловоза наработал 25524 моточаса и в гильзах пятого и шестого цилиндров были царапины и задиры, поэтому установлены новые гильзы. Размеры остальных гильз находились в пределах допуска и в рабочем состоянии.

При проведении текущих ремонтов ТР-3 в 1994, 1997, 1999, 2002, 2005, 2008 и 2011 г. производились осмотры и замеры гильз цилиндров дизеля.

На рис. 2 показаны размеры контролируемого диаметра гильз цилиндров дизеля ЧМЭ-3 после наработки 125 тыс. моточасов, а в табл.1 приведены изменения размеров внутреннего диаметра гильз.

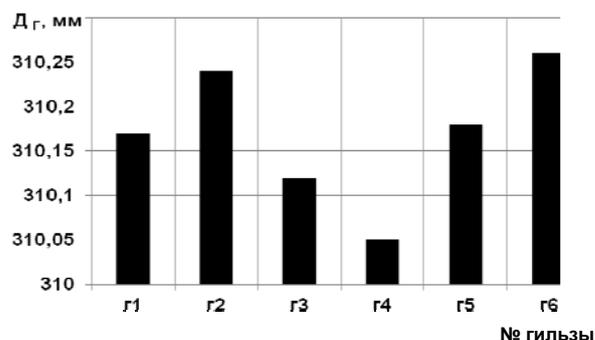


Рис.2. Размеры контролируемого диаметра гильз цилиндров дизеля ЧМЭ-3 после

наработки 125 тыс. моточасов

Рабочая поверхность всех гильз имеет зеркальный вид, однако на зеркале двух гильз появились царапины (рис.3).

Контролируемым диаметром считается диаметр на расстоянии 85 мм от верхнего среза гильзы. Здесь гильза имеет наибольший износ.



а)

б)

Рис.3. Гильзы второго (а) и пятого (б) цилиндров после наработки 125 тыс. моточасов

Таблица 1. Размеры внутреннего диаметра гильз

Расстояние от верхнего среза гильзы, мм	Внутренний диаметр гильзы первого цилиндра, мм			
	20.02.93, T=10 ⁰ C		20.12.2011, T=10 ⁰ C	
	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА
85	310,09	310,03	310,17	310,19
400	310,05	310,05	310,05	310,05
700	310,03	310,05	310,03	310,05
Расстояние от верхнего среза гильзы, мм	Внутренний диаметр гильзы второго цилиндра, мм			
	20.02.93, T=10 ⁰ C		20.12.2011, T=10 ⁰ C	
	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА
85	310,09	310,05	310,24	310,24
400	310,09	310,06	310,09	310,06
700	310,06	310,15	310,06	310,15
Расстояние от верхнего среза гильзы, мм	Внутренний диаметр гильзы третьего цилиндра, мм			
	20.02.93, T=10 ⁰ C		20.12.2011, T=10 ⁰ C	
	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА
85	310,01	310,03	310,12	310,03
400	310,08	310,05	310,08	310,05
700	310,04	310,04	310,04	310,04
Расстояние от верхнего среза гильзы, мм	Внутренний диаметр гильзы четвертого цилиндра, мм			
	20.02.93, T=10 ⁰ C		20.12.2011, T=10 ⁰ C	
	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА
85	310,05	310,02	310,05	310,02
400	310,04	310,04	310,04	310,04
700	310,02	310,03	310,02	310,03
Расстояние от верхнего среза гильзы, мм	Внутренний диаметр гильзы пятого цилиндра, мм			
	20.02.93, T=10 ⁰ C		20.12.2011, T=10 ⁰ C	

среза гильзы, мм	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА
85	310,00	310,01	310,18	310,10
400	310,05	310,01	310,05	310,01
700	310,02	310,01	310,02	310,01
Расстояние от верхнего среза гильзы, мм	Внутренний диаметр гильзы шестого цилиндра, мм			
	20.02.93, T=10 ⁰ C		20. 12. 2011, T=10 ⁰ C	
	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА	Перпендикулярно оси пальца	ПАРАЛЛЕЛЬНО ОСИ ПАЛЬЦА
85	310,01	310,00	310,26	110,24
400	310,02	310,01	310,02	310,01
700	310,01	310,00	310,01	310

На зеркале гильзы второго цилиндра имеются три царапины:

на первом участке – длина/ширина/глубина 75/1/0,1 на расстоянии 85 мм от верхнего среза гильзы под углом 5⁰ относительно клейма по часовой стрелке;

на втором участке - длина/ширина/глубина 75/1/0,1 на расстоянии 180 мм от верхнего среза гильзы под углом 5⁰ относительно клейма по часовой стрелке;

на третьем участке - длина/ширина/глубина 45/1/0,2 на расстоянии 120 мм от верхнего среза гильзы под углом 120⁰ относительно клейма по часовой стрелке.

На зеркале гильзы пятого цилиндра имеется две царапины:

на первом участке – длина/ширина/глубина 150/1/0,2 на расстоянии 97 мм от верхнего среза гильзы под углом 135⁰ относительно клейма по часовой стрелке;

на втором участке - длина/ширина/глубина 20/1/0,2 на расстоянии 104 мм от верхнего среза гильзы под углом 180⁰ относительно клейма по часовой стрелке.

Наибольший диаметр контролируемой части гильзы был у второй и шестой гильзы и достиг 310,25 мм и износ этих гильз был самым большим и составил 250 мкм (рис.4).

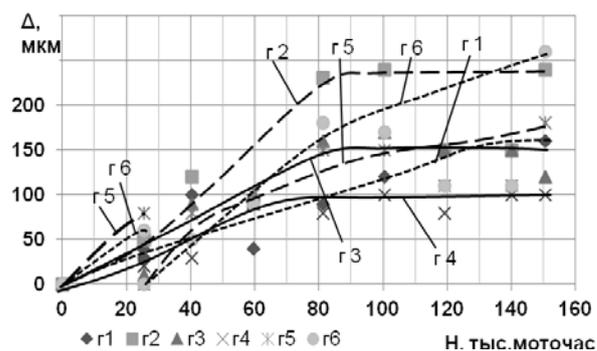


Рис.4. Износ контролируемых диаметров гильз цилиндров дизеля ЧМЭ-3 в процессе наработки до 125 тыс. моточасов

По результатам осмотра и измерений гильз после наработки 125 тыс. моточасов предложено гильзы второго и пятого цилиндров заменить на новые из-за царапин на зеркальной поверхности, остальные гильзы установить в тот же дизель для дальнейшей эксплуатации. После проведения обкатки и реостатных испытаний характеристики дизеля соответствовали техническим условиям.

Выводы

1. Гильзы, работающие в паре с корундовыми поршнями, имели зеркальную поверхность без видимого износа.
2. После наработки 125 тыс. моточасов износ гильз составил 250 мкм, что меньше допустимых значений износа.
3. После контрольного осмотра и микрометража гильзы второго и пятого цилиндров заменены на новые из-за царапин на зеркальной поверхности. Остальные гильзы признаны годными к эксплуатации и установлены в тот же дизель для проведения дальнейших исследований.
4. Ресурс гильз, работающих в паре с корундовыми поршнями, в три раза превышает ресурс гильз, работающих с серийными поршнями.

Список литературы:

Теслик А.Г. Повышение надёжности и долговечности тягового подвижного состава импортного производства с учётом экологических требований / А.Г. Теслик, В.В. Шпаковский // Материалы международной конференции «Технологии ремонта машин и механизмов» «РЕМОНТ-98» Часть 1. Общество «Знание» - Киев - 1998.- С.25-27. 2. Шпаковский В.В. Поршни с корундовой поверхностью / В.В. Шпаковский // Материалы международной конференции «Технологии ремонта машин и механизмов» «РЕМОНТ-98» Часть 2. Общество «Знание» - Киев - 1998.- С.63-64. 3. Шпаковский В.В. Повышение ресурса цилиндрично-поршневой группы тепловозного дизеля образованием корундового слоя на поверхности поршня / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, И.В. Парсаданов // Локомотив информ. – 2007 – С. 28-30. 4. Шпаковский В.В. Повышение ресурса тепловозных дизелей применением гальвано-плазменной обработки рабочих поверхностей поршня / В.В. Шпаковский А.А. Марченко, И.В. Парса-

данов и др. // Двигатели внутреннего сгорания. –2007. №1 – С.101-104.

Bibliography (transliterated):

Teslik A.G. Povyshenie nadjozhnosti i dolgovechnosti tjagovogo podvizhnogo sostava importnogo proizvodstva s uchjotom jekologicheskikh trebovanij / A.G. Teslik, V.V. Shpakovskij // Materialy mezhdunarodnoj konferencii «Tehnologii remonta mashin i mehanizmov» «REMONT-98» Chast' 1. Obwestvo «Znanie» - Kiev - 1998.- S.25-27. 2. Shpakovskij V.V. Porshni s korundovoj poverhnost'ju / V.V. Shpakovskij // Materialy mezhdunarodnoj konferencii «Tehnologii remonta mashin i mehanizmov» «REMONT-98» Chast' 2. Obwestvo «Znanie» - Kiev - 1998.- S.63-64. 3. Shpakovskij V.V. Povyshenie resursa cilindro-porshnevoj grupy teplovoznogo dizelja obra-zovaniem korundovogo sloja na poverhnosti porshnej / V.V. Shpakovskij, A.P. Marchenko, I.V. Parsadanov // Loko-motiv inform. – 2007 – S. 28-30. 4. Shpakovskij V.V. Povyshenie resursa teplovoznih dizelej primeneniem gal'vano-plazmennoj obrabotki rabochih poverhnostej porshnej / V.V. Shpakovskij A.A. Marchenko, I.V. Parsa-danov i dr. // Dvigateli vnutrennego sgoranija. –2007. №1 – S.101-104.

УДК 621.45.01

В.В. Матвеев, асп., В.А. Пылев, д-р техн. наук, А.Н. Клименко, асп., А.А. Котуха, студ.

ОЦЕНКА РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЯ В САПР С УЧЕТОМ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Исходными данными для оценки ресурсной прочности поршня являются его температурное состояние и выбранная модель эксплуатации. Информация о температурном состоянии поршня может быть получена путем натурного эксперимента или с помощью численного моделирования. Первый способ не всегда применим ввиду его сложности и дороговизны, поэтому на практике используют численное моделирование, в частности, с помощью метода конечных элементов. Задача решается, как правило, в трехмерной постановке с использованием соответствующих граничных условий (ГУ) теплообмена. Последние для выбранной конструкции двигателя и поршня могут быть приняты по данным литературных источников [1-4] либо идентифицированы по результатам экспериментального исследования [5-7]. На практике идентификация ГУ может выполняться с учетом нагрузки на двигатель без учета частоты вращения коленчатого вала. Решение задачи в такой поста-

новке является достаточным для оценки температурного состояния поршня [4, 7].

В работе [8] нами была выполнена оценка ресурсной прочности поршня тракторного дизеля с учетом его работы при частотах вращения коленчатого вала $n=1000$ мин⁻¹ и $n=1900$ мин⁻¹. На этой основе было показано существенное влияние частоты вращения на результаты прогнозирования ресурсной прочности.

Прогнозирование ресурсной прочности поршня выполняется на ранних стадиях процесса его проектирования. Экономичность используемой методики оценки ресурсной прочности имеет большое значение, поскольку является одним из резервов снижения стоимости проекта и затрат времени на его выполнение.

Целью данной работы является обоснование выбора методики оценки ресурсной прочности поршня в диапазоне эксплуатационных режимов работы двигателя.

Для достижения поставленной цели необхо-

дим учет температурного состояния поршня во всем диапазоне эксплуатационных режимов работы двигателя с последующим прогнозированием ресурсной прочности кромки камеры сгорания поршня.

Поставленная задача решалась применительно к поршню с открытой камерой сгорания дизеля 4ЧН12/14. Материал поршня – алюминиевый сплав АК12М2МгН (АЛ25). По результатам проведенного экспериментального исследования был получен массив данных о его температурном состоянии. Значения температур кромки камеры сгорания поршня $t_{кc}$ и периферии его огневого днища $t_{п}$ при различных значениях частоты вращения коленчатого вала n и эффективной мощности дизеля Ne приведено в табл. 1.

Таблица 1. Температурное состояние кромки камеры сгорания поршня и периферии его огневого днища

$n, \text{мин}^{-1}$	$Ne, \text{кВт}$	$t_{кc}, ^\circ\text{C}$	$t_{п}, ^\circ\text{C}$
1000	3,7	117,5	112,9
	11,8	137,3	131,9
	19,9	150,0	144,9
	27,2	170,6	161,3
	33,2	181,0	174,3
1450	5,3	129,7	124,1
	20,2	158,9	151,2
	35,2	177,2	168,5
	50,0	200,2	186,0
	63,9	224,2	201,2
1750	6,4	143,5	137,6
	20,6	162,9	156,5
	35,2	181,1	170,6
	50,2	200,3	187,7
	65,6	217,6	199,1
1900	7,0	152,8	144,7
	19,5	167,1	157,9
	34,8	187,1	174,7
	50,2	201,8	185,9
	65,7	220,2	198,9
	79,5	237,1	208,1

Анализ данных табл. 1 свидетельствует, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала температура кромки камеры сгорания увеличивается. Также увеличивается и теплоперепад между кромкой камеры сгорания поршня и периферией его огневого днища. Это означает, что при использовании методики оценки ресурсной прочности, которая не учитывает частоту вращения коленчатого вала, расчетные значения накопленных повреж-

дений при малых частотах вращения будут завышенными вследствие завышенного расчетного уровня действующих температур и температурных напряжений.

В связи с этим нами рассмотрены четыре варианта учета температурного состояния поршня, проиллюстрированные на рис. 1-4. Для обработки массива экспериментальных данных с целью получения линейных зависимостей температуры кромки камеры сгорания от мощности дизеля использован метод наименьших квадратов.

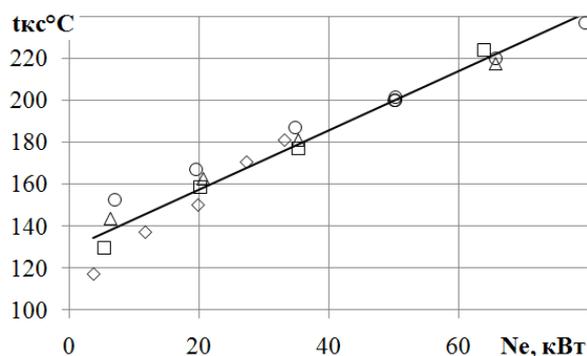


Рис. 1. Аппроксимация температурного состояния кромки камеры сгорания поршня (вариант 1):

$\diamond - n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $\square - n = 1450 \text{ мин}^{-1}$;
 $\Delta - n = 1750 \text{ мин}^{-1}$; $\circ - n = 1900 \text{ мин}^{-1}$

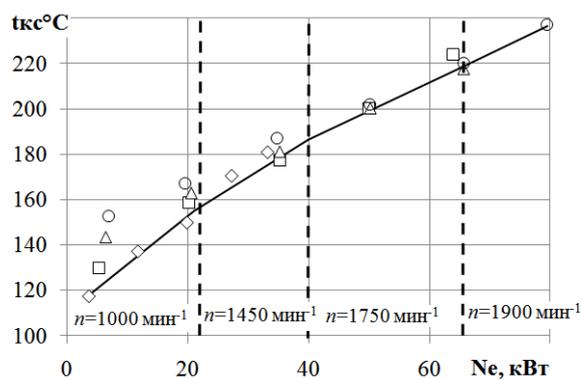


Рис. 2. Аппроксимация температурного состояния кромки камеры сгорания поршня (вариант 2):

$\diamond - n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $\square - n = 1450 \text{ мин}^{-1}$;
 $\Delta - n = 1750 \text{ мин}^{-1}$; $\circ - n = 1900 \text{ мин}^{-1}$

Вариант 1 предполагает получение единой аппроксимирующей зависимости температуры кромки камеры сгорания от мощности дизеля для всех частот вращения коленчатого вала (см. рис. 1).

Такой подход достаточно экономичен, однако в области малых нагрузок имеет место увеличение разброса расчетных значений температур относительно экспериментальных.

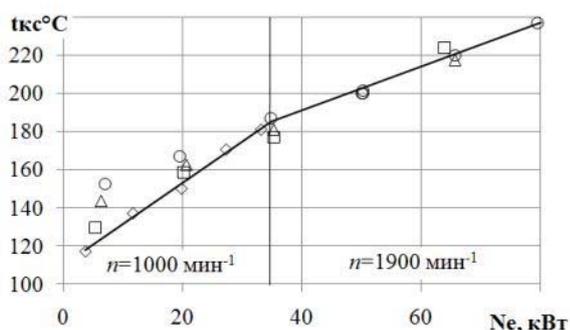


Рис. 3. Аппроксимация температурного состояния кромки камеры сгорания поршня (вариант 3):

◇ – $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; □ – $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$;
 △ – $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$; ○ – $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$

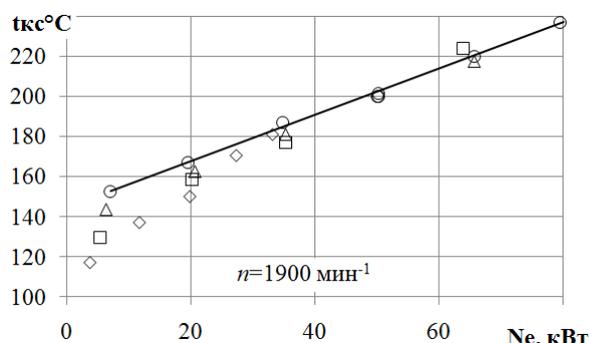


Рис. 4. Аппроксимация температурного состояния кромки камеры сгорания поршня (вариант 4):

◇ – $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; □ – $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$;
 △ – $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$; ○ – $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$

Вариант 2 – последовательный переход по частотам вращения в зависимости от мощности двигателя (см. рис. 2). Тут вертикальными линиями обозначены моменты перехода по частотам вращения при учете температурного состояния кромки камеры сгорания. Данный вариант является наименее экономичным из рассмотренных.

Вариант 3 – предполагает учет температуры для двух крайних значений частот вращения коленчатого вала – 1000 мин^{-1} и 1900 мин^{-1} (см. рис. 3).

Видно, что для вариантов 2 и 3 в расчетной модели не учитывается эксплуатация двигателя на режимах частичных нагрузок при повышенных частотах вращения коленчатого вала.

Вариант 4 – учет температуры для частоты вращения коленчатого вала $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ (см. рис. 4). При этом экономичность такого подхода соответствует первому варианту. Следует отметить, что

эксплуатация двигателя на режимах частичных нагрузок при пониженных частотах коленчатого вала, согласно данному варианту, не учитывается.

Для предложенных вариантов учета температурного состояния поршня выполнено прогнозирование ресурсной прочности его кромки камеры сгорания по методике, учитывающей накопленные повреждения усталости и ползучести d_{fs} [4]. Принята модель эксплуатации тракторного дизеля 4-й категории [9]. Принятый уровень форсирования двигателя составил $N_n=21,3 \text{ кВт/л}$. Расчет выполнен на временной базе – 10000 ч. Продолжительность циклического нагружения двигателя принята 6 мин (3 мин прогрев поршня после наброса нагрузки и 3 мин его охлаждения после сброса нагрузки). Расчетные переходные процессы формируются на основе концепции гарантированного обеспечения ресурсной прочности деталей камеры сгорания на стадии проектирования поршня по методике, приведенной в [4].

В качестве примера в табл. 2 представлены результаты прогнозирования ресурсной прочности поршня для первого варианта учета его температурного состояния.

Таблица 2. Результаты прогнозирования ресурсной прочности поршня для варианта 1 учета его температурного состояния в САПР

Переходной процесс j	$N_i, \text{ кВт/л}$	$N_{i+1}, \text{ кВт/л}$	$t_{kci}, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{kc(i+1)}, \text{ }^\circ\text{C}$	$P_j, \text{ ч}$	d_{fsj}
1	1,76	22,26	145,3	329,0	340	0,60
2	2,08	22,26	148,1	329,0	700	1,14
3	2,08	20,21	148,1	310,6	220	0,05
4	2,29	20,21	150,0	310,6	140	0,04
5	2,29	19,33	150,0	302,8	140	0,01
6	2,29	19,17	150,0	301,3	1460	0,13
7	5,27	19,17	176,8	301,3	440	0,04
8	6,23	19,17	185,3	301,3	560	0,06
9	6,23	18,21	185,3	292,7	280	0,01
10	6,71	18,21	189,6	292,7	160	0,01
11	6,71	15,82	189,6	271,3	360	0
12	6,71	15,28	189,6	266,5	620	0
13	8,79	15,28	208,3	266,5	560	0
14	10,12	15,28	220,2	266,5	660	0
15	10,92	15,28	227,3	266,5	260	0
16	10,92	14,16	227,3	256,5	720	0
17	10,92	12,30	227,3	239,8	460	0
$d_{fs} = 2,09$						

Тут введены следующие обозначения: $N_i, N_{i+1}, t_{kci}, t_{kc(i+1)}$ – соответственно, литровая мощность двигателя и температура кромки камеры сгорания поршня на установившихся режимах i и $i+1$

переходного процесса j нагружения двигателя; P_j, d_{fsj} – соответственно, наработка двигателя и величина накопленных повреждений в переходном процессе j .

Расчетные величины накопленных повреждений d_{fs} для остальных рассмотренных вариантов учета температурного состояния поршня составили: 0,454 – для второго варианта, 0,453 – для третьего варианта, 0,419 – для четвертого варианта.

Полученные результаты объясняются следующим образом. Известно, что ресурсная прочность поршня в первую очередь определяется уровнем температур на эксплуатационных режимах работы двигателя и перепадами температур между этими режимами. Причем, с ростом теплонапряженности конструкции на частичных режимах, имеет место увеличение действующих температур и снижение размахов температур между частичными режимами и тяжелыми. Таким образом, будет наблюдаться противоречивое влияние факторов, определяющих уровень накопленных повреждений в материале. Максимальное значение величины накопленных повреждений соответствует первому варианту учета температурного состояния поршня вследствие сложного сочетания указанных факторов. Второй вариант обеспечивает снижение абсолютных значений температур в зоне малых нагрузок, что является превалярующим фактором по сравнению с увеличением их размаха в переходном процессе. Третий вариант отличается от второго упрощенным описанием расчетных температур в области средних нагрузок. При этом из табл. 2 видно, что в этой области (переходные процессы 9-17) накопленные повреждения практически отсутствуют. Это приводит к расчетному результату, совпадающему с результатом варианта 2. Четвертый вариант обеспечивает снижение размахов температур, что является превалярующим фактором по сравнению с увеличением значений температур на режимах частичных нагрузок.

Анализ предложенных вариантов учета температурного состояния поршня показывает, что расчетные величины накопленных повреждений лежат в широких пределах от 0,419 до 2,09. В тоже время, при учете всех частот вращения для модели эксплуатации тракторного дизеля 4-й категории [9] расчетная величина накопленных повреждений составляет 0,899. Таким образом, на начальных стадиях проектирования поршня в САПР целесообразным является применение модели варианта 1,

которая отвечает концепции гарантированного обеспечения ресурсной прочности. В тоже время такая модель является наиболее экономичной по сравнению с моделью, учитывающей множество эксплуатационных частот вращения коленчатого вала двигателя. Для прогнозирования ресурсной прочности поршня на заключительных стадиях процесса его проектирования следует выполнять учет температурного состояния кромки камеры сгорания для всех возможных частот вращения коленчатого вала согласно модели эксплуатации двигателя выбранного назначения. Необходимо также подчеркнуть, что указанные результаты установлены для поршня конкретной конструкции и выполненного из конкретного материала. Это означает, что использование иной камеры сгорания или (и) другого материала требует проверки применимости представленных моделей.

Также следует отметить, что расчетное снижение уровня накопленных повреждений при использовании варианта 4 предопределяет применение регулируемого масляного охлаждения поршня как способа повышения его ресурсной прочности.

Выводы. В статье рассмотрены четыре варианта учета температурного состояния конструкции поршня на ранних стадиях его проектирования в САПР. Установлено, что обоснованный выбор экономичного варианта позволяет реализовать концепцию гарантированного обеспечения ресурсной прочности поршня на начальных стадиях проектирования конструкции.

Дальнейшее направление работ связано с разработкой и применением моделей эксплуатации двигателей различного технологического назначения, обеспечивающих реализацию новой концепции работы деталей камеры сгорания на пределе их ресурсной прочности.

Список литературы:

1. Костин А.К. *Определение теплонапряженности двигателей внутреннего сгорания* / А.К. Костин, К.Б. Ермакбаев // *Изв. вузов. Машиностроение*. – 1968. – №9. – С. 95-99.
2. Розенблит Г.Б. *Теплопередача в дизелях*. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.
3. Кавтарадзе Р.З. *Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Учебное пособие для вузов*. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2001. – 592 с.
4. Пильов В.О. *Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: [монографія]* / В.О. Пильов / – Харків: Видавничий центр НТУ «ХП», 2001. – 332 с.
5. Кавтарадзе Р.З. *Расчетно-экспериментальное исследование локального теплообмена на огневом днище поршня дизеля, конвертированного в газожидкостный двигатель* / Р.З. Кавтарадзе, А.И. Гайворонский, А.А.

Зеленцов // Вестник МТТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение". – 2009. – №2. – С.45-57. 6. Белогуб А.В. Исследование температурного поля поршня /А.В. Белогуб, А.А. Зотов, А.Г. Щербина, Ю.А. Гусев // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2002. – вип. 31. – С. 120-123. 7. Чернышев Г.Д. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей /Г.Д. Чернышев, А.С. Хачиян, В.И. Пикус; под ред. Г.Д. Чернышева. – М.: Машиностроение, 1986. – 216 с. 8. Матвеев В.В. Оценка ресурсной прочности поршня на различных скоростных режимах работы двигателя /В.В. Матвеев // *Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Транспортне машинобудування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. №19. – С. 118-120. 9. Азиппо Н.А. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / Н.А. Азиппо, Б.К. Балюк // *Двигателестроение*. – 1985. – №8. – С.17-20.

Bibliography (transliterated):

1. Kostin A.K. *Opredelenie teplotnapryazhennosti dvigatelej vnutrennego sgoraniya* / A.K. Kostin, K.B. Ermekbaev // *Izv. vuzov. Mashinostroenie*. – 1968. – №9. – С. 95-99. 2. Rozenblit G.B. *Teplotperedacha v dizel'nykh*. – М.: Mashinostroenie, 1977. – 216 с. 3. Kavtaradze R.Z. *Lokal'nyj teploobmen v porshnevnykh dvigatel'nykh*: *Uchebnoe posobie dlya vuzov*. – М.: Izd-vo MGTU im. N.Je.Baumana, 2001. – 592 с. 4. Pil'ov V.O. *Avtomatizovane*

proektuvannja porshniv shvidkohidnih dizeliv iz zadanim rivnem trivaloi micnosti: [monografija] /V.O. Pil'ov / – Harkiv: Vidavnichij centr NTU «HPI», 2001. – 332 s. 5. Kavtaradze R.Z. *Raschetno-jeksperimental'noe issledovanie lokal'nogo teploobmena na ognevom dniwe porshnja dizelja, konvertirovannogo v gazohidkostnyj dvigatel'* /R.Z. Kavtaradze, A.I. Gajvoronskij, A.A. Zelencov // *Vestnik MTTU im. N.Je. Baumana. Ser. "Mashinostroenie"*. – 2009. – №2. – С.45-57. 6. Belogub A.V. *Issledovanie temperaturnogo polja porshnja* /A.V. Belogub, A.A. Zotov, A.G. Werbina, Ju.A. Gusev // *Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologija*. – 2002. – vip. 31. – С. 120-123. 7. Chernyshev G.D. *Rabochij process i teplotnapryazhennost' avtomobil'nykh dizelej* /G.D. Chernyshev, A.S. Hachijan, V.I. Pikus; pod red. G.D. Chernysheva. – М.: Mashinostroenie, 1986. – 216 с. 8. Matveenko V.V. *Ocenka resursnoj prochnosti porshnja na razlichnykh skorostnykh rezhimah raboty dvigatelja* /V.V. Matveenko // *Visnik nacional'nogo tehnicnogo universitetu «Harkivs'kij politehnicnij institut»*. *Zbirnik naukovih prac'. Tematicnij vipusk «Transportne mashinobuduvannja»*. – Harkiv: NTU «HPI». – 2012. №19. – С. 118-120. 9. Turchin V.T. *Pidviwennja ekonomichnosti metodu prognovuvannja resursnoi micnosti porshniv dviguniv energetichnih ustanovok riznogo tehnologichnogo priznachennja* / V.T. Turchin, V.O. Pil'ov, V.V. Matveenko, I.G. Omel'chenko // *Dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja*. – 2009. – №2. – С. 46-50. 10. Azhippo N.A. *Prognozirovanie dolgovechnosti podshipnikov skol'zhenija traktornyh dvigatelej na stadii ih proektirovanija* / N.A. Azhippo, B.K. Baljuk // *Dvigatelestroenie*. – 1985. – №8. – С.17-20. 11. *Traktory. Proektirovanie, konstruirovanie i raschet / Pod obw. red. I.P. Ksenevicha. M.: Mashinostroenie, 1991. – 544 s.*

Н.Э. Тернюк, д-р техн. наук, В.В. Бушинов, инж.

НАПРАВЛЕННЫЙ СИНТЕЗ СИСТЕМ ТОПЛИВОПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА МЕТАЛЛИЗИРОВАННОМ ТОПЛИВЕ

Введение

Современная мобильная техника в большинстве случаев является многофункциональной, имеет возможность выполнения широкого спектра задач в условиях быстро изменяющейся обстановки со сменой поставленных целей. Для обеспечения надлежащего функционирования такой техники необходимо создание двигателей, работающих на высокоэнергетических топливах. К таким топливам относятся, например, металлизированные топлива. Они отличаются от традиционных топлив не только химическими, но и механическими характеристиками. Поэтому эффективное использование металлизированных топлив требует создания новых специальных систем топливопитания.

Анализ последних исследований и публикаций

Существующая методология проектирования сложных механических, гидравлических и пневматических систем, опирающаяся на классические подходы [1,2], не позволяет синтезировать достаточно полные упорядоченные множества структур сложных систем, в частности, систем топливоподачи, для последующего решения задач оптимизации.

Располагает более широкими проектными возможностями методология, основанная на учете типового множества этапов жизненного цикла техники, описанная в работе [3]. Данная методология ориентирована, в основном, на создание горизонтально интегрированных технологических систем.

Менее распространенные общие и специализированные подходы к проектированию сложных систем приведены в работах [4,5]. В работе [4], в частности, предлагается функционально-ориентированный подход. Главными особенностями этого подхода являются: модульность, типизация, параллелизм и устойчивость. В работе [5] подход ориентирован на создание конструкций. В работе [6] описан общий «системотехнический» подход, предусматривающий эвристическое определение иерархичной структуры системы, организацию взаимодействия между подсистемами и элементами. Однако, такой подход не позволяет генериро-

вать полные множества вариантов структур техники новых видов и типов.

В связи с этим, требуется создание более совершенных специализированных методов проектирования техники, частью которых являются системы топливоподачи двигателей, работающих на металлизированном топливе.

Постановка задачи

Целью данной статьи является изложение общих особенностей применения нового метода направленного синтеза сложных технических систем, с учетом структурных особенностей и многомерной классификации, применительно к созданию систем топливоподачи для двигателей, работающих на металлизированном топливе.

Направленный синтез систем топливопитания для двигателей, работающих на металлизированном топливе, является относительно новым методом, позволяющим с применением регулярных процедур, формировать полные множества структурных и параметрических решений. Последнее составляет базу для решения задач комплексной структурно-параметрической оптимизации.

Изложение основного материала исследования

В работах [7,8] заложены основы нового метода направленного синтеза техники, отличительная черта которого – использование процедур поиска наиболее эффективных решений из полного множества возможных решений.

Обычно традиционное проектирование систем делится на две стадии: макропроектирование (внешнее проектирование), в процессе которого решаются функционально-структурные вопросы системы в целом (определение целей создания системы и круга, решаемых ею задач; описание действующих на систему факторов; выбор показателей эффективности системы), и микропроектирование (внутреннее проектирование), связанное с получением технических решений по основным элементам системы (конструкция, параметры, режимы эксплуатации). В этой двухуровневой структуре недостает социально-гуманитарного аспекта рассматриваемой проблемы, а также учета общих определяющих законов порождения, строения, ком-

муникации и развития элементов техносферы. Поэтому новый подход к решению задачи создания сложных технических систем, к которым относятся системы топливопитания двигателей, работающих на металлизированном топливе, должен быть трехуровневым.

На рис. 1 [7] показана трехуровневая структура процесса формализованного инновационного синтеза объектов техносферы. При этом процедуры синтеза на каждом уровне связаны с проблематикой социально-гуманитарных, естественных и технических наук, соответственно.

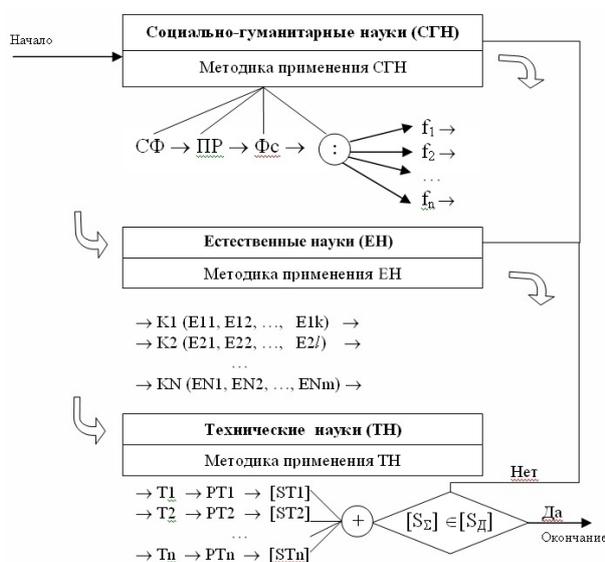


Рис.1. Схема трехуровневой структуры общего метода синтеза техники

На первом уровне решаются задачи: определения сферы применения инноваций (СФ); синтеза предназначения создаваемого объекта в пределах выбранных областей применения (ПП); определения общей интегральной функции инновации (F), которая в свою очередь раскладывается на множество составляющих элементарных функций системы – $f_i, i \in \{1, N\}$. Данные процедуры синтеза предусматривают применение по определенной методике знаний социально-гуманитарных наук.

Каждая из функций системы может реализовываться при помощи различных физических (математических, химических, биологических и др.) эффектов, способных реализовать заданные функции или их объединения. Поэтому на втором уровне определяются кластеры $K_i (E_{i1}, E_{i2}, \dots, E_{ik})$ физических, математических, химических или биологических эффектов, которые детерминируют принцип

действия технической инновации. Это сфера применения знаний естественных наук.

На третьем уровне используются знания собственно технических наук, на базе которых определяются технологические процессы T_i и обеспечивается структурно-параметрический синтез элементов технической системы $ST(N_{i1}, N_{i2}, \dots, N_{iM})$, из которых складывается общая структура системы (S_2). Здесь N_{ij} – параметры элементов системы.

Процесс синтеза завершается после проверки общей структуры системы на соответствие заданным условиям коммуникации S_d .

На основе трехуровневой структуры общего метода синтеза техники разработан специализированный алгоритм направленного синтеза систем топливопитания двигателей, работающих на металлизированном топливе.

Внесенные отличия в метод заключаются в учете особенности процедуры конкретизации общей структуры, состоящие в том, что она выполняется на основе принципа информационной соподчиненности этапов. Согласно этому, на каждом предыдущем этапе подготавливается необходимая и достаточная информация для осуществления последующего этапа, с учетом численных значений параметров системы топливопитания двигателей, работающих на металлизированном топливе.

На рис.2 изображена общая последовательность конкретизации информации при реализации направленного синтеза систем топливопитания – его алгоритм.

На первых двух этапах решаются задачи определения области применения и установления предназначения систем топливопитания в пределах выбранных областей её применения соответственно. Эти этапы не относятся к сфере собственно технического проектирования. Их выполнение обеспечивается специальными отраслевыми науками.

Информация, получаемая на этих этапах, позволяет на третьем этапе задать общую интегральную функцию системы, критерии оптимизации и ограничения. Далее осуществляется разделение общей интегральной функции системы на составляющие. Максимальная глубина разделения этой функции может достигать до уровня элементарных функций.

На четвертом этапе каждой функции ставится в соответствие один или несколько эффектов (принципов действия), способных ее реализовать.

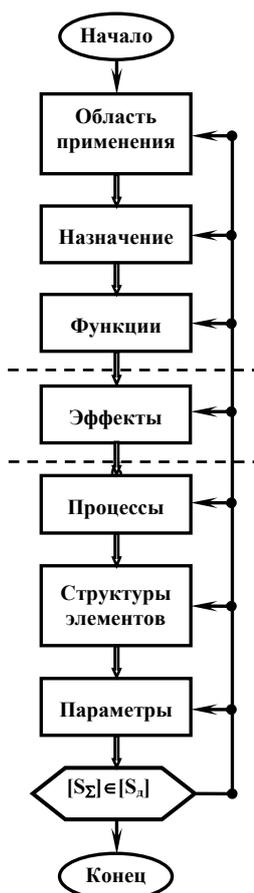


Рис. 2. Алгоритм направленного синтеза систем топливопитания

Наличие информации о функциях системы, а также об используемых эффектах, позволяет выполнить пятый (процессный) этап синтеза, в результате которого получается информация об иерархии структур функционально-временных преобразований и создаются технологические процессы, используемые в системах топливопитания двигателей, работающих на металлизированном топливе.

На шестом этапе проектирования осуществляется синтез вариантов структур элементов систем топливопитания. Это происходит путем постановки в соответствие каждой функции из триад основных, управленческих и дополнительных (подготавливающих, оптимизирующих или завершающих) функций, структур унифицированных типов. Следует учесть, что структура систем топливопитания для двигателей, использующих металлизированное топливо, формируется необходимостью надлежащей организации потоков продуктов сгорания при выполнении задач в зависимости от вида техники, требуемых значений параметров и свойств рабочих процессов, а также обработки

управляющей информации. Функциональность системы определяется требуемыми свойствами объектов техники.

При синтезе вариантов структур элементов систем топливопитания необходимо учесть общую структуру представления атрибутов системы [9].

На рис.3 показана связанность главных атрибутов системы топливопитания: уровни иерархии, виды функций, фазы развития, а также выделено её ядро.

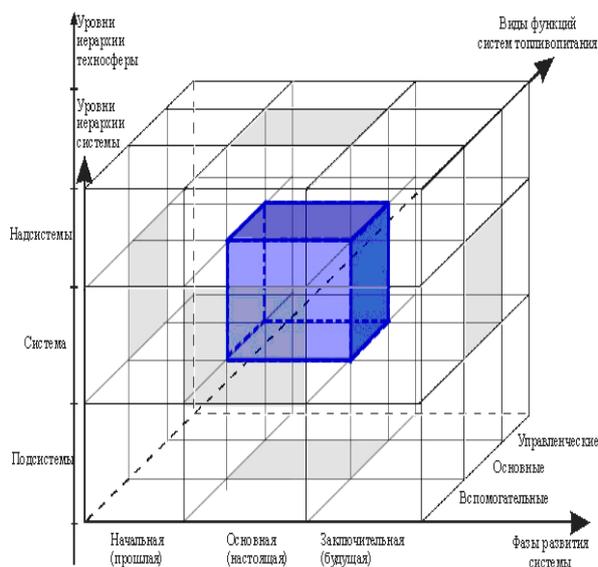


Рис. 3. Структура атрибутов системы топливопитания

Ядро системы топливопитания соответствует иерархическому уровню собственно системы топливопитания в общей иерархии техносферы [9] и её основным функциям в настоящем времени. Оно определяет вид системы топливопитания и задаёт тем самым, её основной отличительный признак в области существенных атрибутов технических объектов, приведенных в таблице 1.

Таблица 1. Область существенных атрибутов систем топливопитания

№ п/п	Существенные атрибуты систем топливопитания
1.	Сфера применения
2.	Предназначение
3.	Функции
4.	Кластеры физических, химических или биологических эффектов (принципы действия)
5.	Процессы функционирования и развития
6.	Структура
7.	Параметры

Принимая во внимание сказанное, многомерную классификацию систем топливопитания для двигателей, работающих на металлизированном топливе, соответственно уровням иерархии существенных атрибутов технических объектов и уровню технизации, можно представить так, как показано на рис.4.

Классы систем соответствуют уровню техносферы, в котором находится ядро системы. Также учтено многообразие уровней технизации.

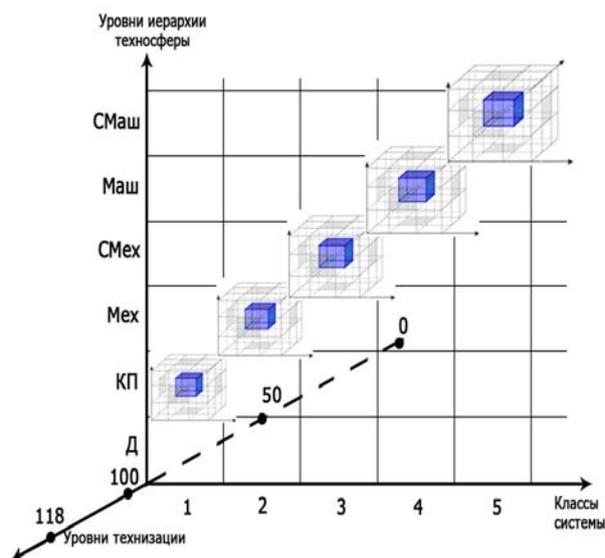


Рис. 4. Классификация систем топливопитания по уровням иерархии техносферы и уровню технизации. Д – деталь, КП – кинематическая пара, Мех – механизм, СМех – система механизмов, Маш – машина, СМаш – система машин

Таким образом, для направленного синтеза вариантов структур элементов систем топливопитания необходимо учесть общую структуру представления атрибутов системы, отвечающих требуемому уровню технизации (механизации, автоматизации, интеллектуализации и т.д.), с последующим объединением унифицированных структур в более общие образования с учетом информации о заданных ограничениях. Структуры итеративно конкретизируются путем прибавления ограничивающей выбор информации.

Конкретизация структур позволяет перейти к параметризации объектов и конкретизации их значений на основе составления и решения уравнений и неравенств, отражающих взаимодействия элементов системы между собой и со средой, а также имеющиеся физические, технические, временные, организационные или стоимостные ограничения с

учетом информации о критериях оптимальности. При параметрическом синтезе параметры системы разделяются на те, которые изменяются до момента приведения системы в состояние функционирования (конструктивные, в том числе – наладочные) и те, которые изменяются при функционировании системы (рабочие, технологические, в том числе – параметры режимов двигателей). Для изменяемых параметров ставятся в соответствие необходимые подсистемы управления.

Последовательным выполнением указанных действий для множества возможных структурно различных вариантов системы, формируется область оптимизации, в пределах которой выбирается комплексно оптимальное решение. Для него отрабатывается соответствующий алгоритм поведения системы в различных условиях.

Как и при объектно-ориентированном проектировании, при новом методе процесс создания систем топливопитания двигателей, работающих на металлизированном топливе, представляет собой конечное множество шагов.

Большинство этапов направленного синтеза может быть формализовано и компьютеризовано.

Приведенный обобщенный алгоритм направленного синтеза систем топливопитания для двигателей, работающих на металлизированном топливе, позволяет генерировать полные, для данного уровня развития знаний, области возможных решений, и тем самым, обеспечивать получение более эффективных результатов. В частности, могут проектироваться вариативные, трансформерные, вариативно-трансформерные, поливариативные и другие виды систем топливопитания, имеющие существенно возросшие значения диапазонов адаптации системы к условиям внешней среды.

Каждому структурно различимому варианту систем топливопитания соответствует свой уровень гибкости (вариативности) этой системы. В работе [10] разработана классификация уровней вариативности технологических систем.

Согласно этой классификации минимальный уровень вариативности (на уровне параметров режимов) имеют нерегулируемые системы топливопитания.

На рис.5 представлена структурная схема и отражены взаимодействия элементов нерегулируемых систем топливопитания двигателей, работающих на металлизированном топливе.

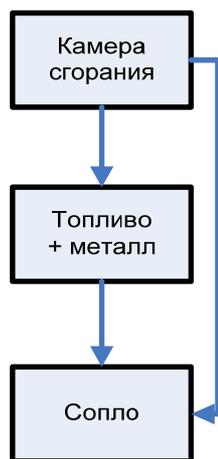


Рис. 5. Структурная схема нерегулируемых систем топливопитания, работающих на металлизированном топливе

Варианты конструктивной реализации такой схемы представлены на рис.6.

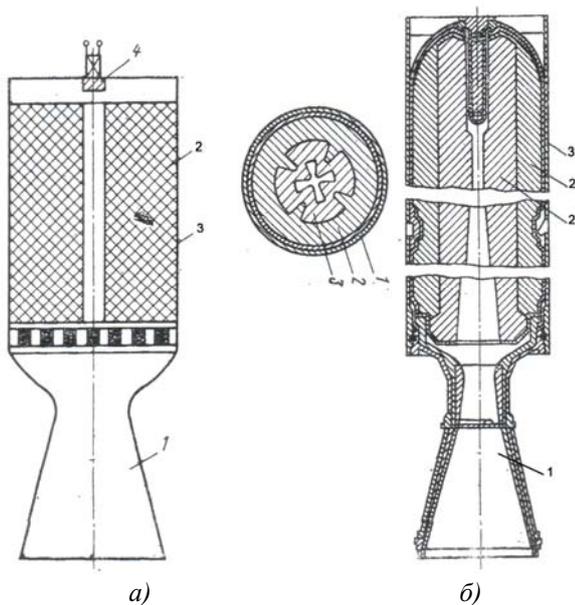


Рис. 6. Конструктивные схемы нерегулируемой системы топливопитания:

а – монотопливо с постоянной формой заряда;
б – комбинированное топливо с изменяющейся формой заряда;

1 – сопло; 2 - заряд, 3- корпус; 4 - пусковое устройство. Обозначение на сечении: 1 – корпус; 2 - заряд, содержащий металл А; 3 - заряд, содержащий металл Б

Металлизированные компоненты топлива различного состава, содержащие частицы металлов необходимой формы и аллотропических модификаций, размещаются в требуемом порядке внутри топливного заряда при формовке во время произ-

водства.

На сечении схемы б) показан вариант размещения зарядов с содержанием разных металлов, что иллюстрирует развитие систем топливопитания на подсистемном уровне.

На подсистемном уровне приведенная структура может отличаться: по химическому составу компонентов топлива, по размеру фракций частиц металла, геометрической формой, видами аллотропических модификаций металлизированных компонентов.

Второй уровень вариативности соответствует параметрически гибким – регулируемым системам, допускающим изменение параметров топливоподачи.

На рис. 7 приведены структурные схемы двух вариантов гибких регулируемых систем топливопитания,

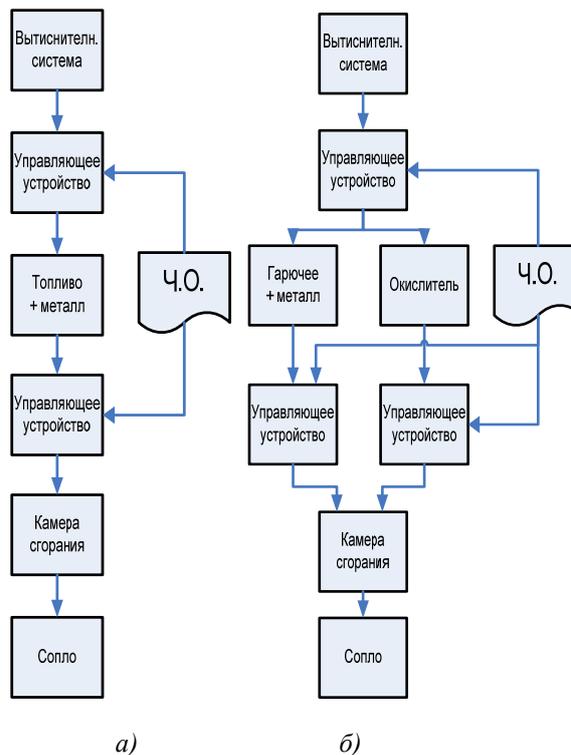


Рис. 7. Структурные схемы регулируемых систем топливопитания:

а - металлизированное монотопливо; б - металлизированное горючее; Ч.О. – человек-оператор

На рис. 8 представлены варианты конструктивных схем регулируемых систем топливопитания. В качестве примера выбраны конструктивные схемы с вытеснительной системой топливопитания. Существуют также схемы с насосной и парогенераторной системой подачи топлива.

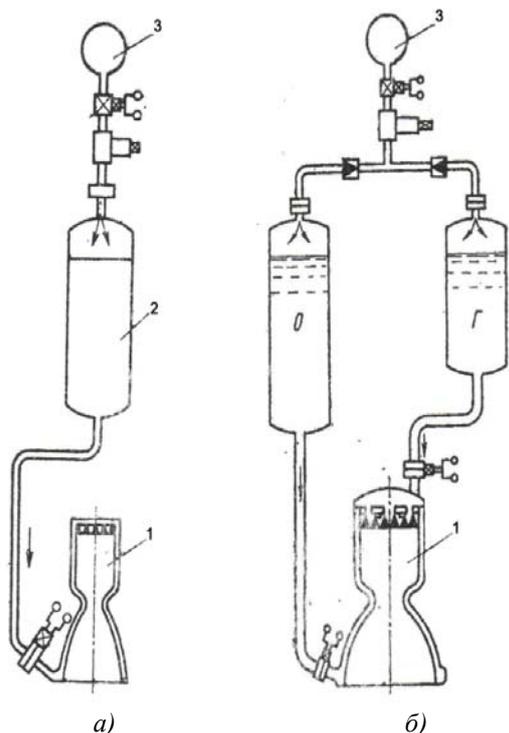


Рис. 8. Конструктивные схемы регулируемых систем топливопитания:

а – с металлизированным монотопливом;

б – с металлизированным горючим;

1 – камера сгорания; 2 – однокомпонентное топливо с металлизированными добавками; 3 – вытеснительная система; О – окислитель; Г – горючее с металлизированными добавками

Гибкие регулируемые системы содержат средства управления количеством подачи металлизированного монотоплива, металлизированного горючего и окислителя топлива.

На подсистемном уровне структура регулируемых систем топливопитания также может отличаться: по химическому составу компонентов, по размеру фракции частиц металла, геометрической формой, аллотропическими модификациями, наличием электромагнитных, акустических и прочих устройств для воздействия на кинетику горения металлизированных компонентов.

Третий уровень имеет место, когда в системе изменяется структура элементов и связи между ними. Такая система названа структурно-гибкой.

На рис. 9 представлен пример структурной схемы гибридной системы топливопитания, которая имеет максимальную гибкость.

На подсистемном уровне структура регулируемых гибридных систем топливопитания тоже может отличаться: агрегатным состоянием компо-

нентов топлива, по химическому составу компонентов, по размеру фракций частиц металла, геометрической формой, аллотропическими модификациями, наличием электро-физических, акустических и прочих устройств для воздействия на кинетику горения металлизированных компонентов.

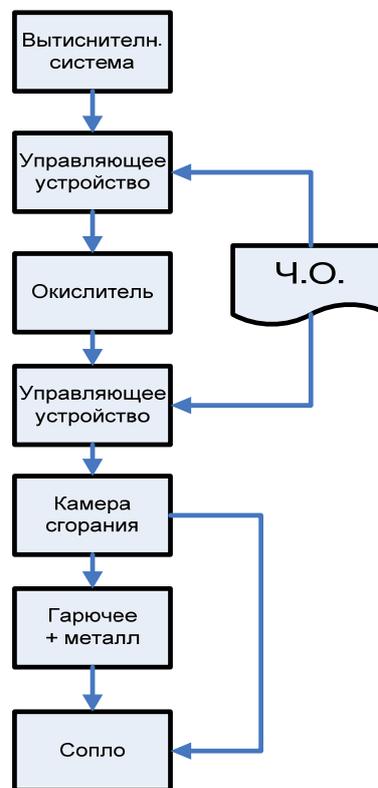


Рис. 9. Структурная схема гибридной системы топливопитания:

Ч.О. – человек-оператор

На рис. 10 приведен пример конструктивной схемы гибридной системы топливопитания, где выбрана конструктивная схема с вытеснительной системой топливопитания. Существуют, как и в вышеприведенном случае, также схемы с насосной и парогенераторной системой подачи окислителя.

Гибридные системы топливопитания энергоустановок, работающих на металлизированном топливе, сочетают трансформерность структуры и вариативность параметров. Это обеспечивается изменением принципов действия и возможностью неограниченного сочетания топливных компонентов различного агрегатного состояния. Таким образом, гибридные системы имеют максимальную гибкость и расширенные возможности регулирования.

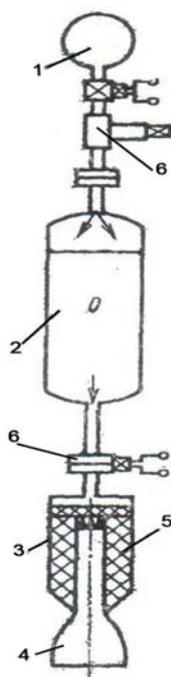


Рис. 10. Конструктивная схема гибридной системы топливопитания:

1 - вытеснительная система; 2 - окислитель;
3 - заряд; 4 - сопло; 5 - камера сгорания;
6 - управляющие клапаны

Если система допускает изменение технологического процесса без изменения видов применяемых эффектов, она относится к четвертому уровню вариативности и называется процессно-гибкой. На пятом уровне изменяются виды применяемых эффектов и морфология системы. Такая система также относится к классу трансформерных систем. Уровни вариативности выше пятого относятся к атрибутам надсистемы. Изменение функций системы – переход её в класс полифункциональных соответствует шестому уровню вариативности. Седьмой уровень соответствует системам с множеством предназначений, а восьмой – многосферным системам, у которых варьируется область применения.

Требуемый уровень вариативности определяется при отборе систем с учетом критерия оптимальности и принятых ограничений на всех этапах жизненного цикла системы. При этом, критерии оптимальности могут быть различными для различных ситуаций или этапов жизненного цикла подсистем техники. Варианты возможных решений на уровне подсистем могут определяться, исходя из общей периодической системы элементов техники [11].

Приведенные структурные и конструктивные

схемы иллюстрируют отличия структур систем топливопитания различных типов, но не исчерпывают возможных их вариантов. Полное множество структурно различных вариантов может быть получено на основе нового подхода к проектированию технических систем [3,10] с учетом отличий в путях обеспечения требуемых уровней вариативности [8].

При объединении отдельных структур в систему необходимо учитывать ограничения: системные, технические, физические, химические, временные, пространственные, организационные, коммуникационные, качественные, стоимостные и другие [3,10], а также возможность появления полифункциональных элементов.

Заключение

Предложенная информационная технология процесса направленного синтеза систем топливопитания, позволяет на регулярной основе создавать сложные системы топливопитания двигателей, работающих на металлизированном топливе. Структурированный, модульный, итерационный алгоритм синтеза этих систем обеспечивает гибкость принятия решений и имеет способность к постоянному развитию.

Использование предложенной технологии для решения задач повышения энерговооруженности и вариативности объектов мобильной техники при проектировании новых и модернизации существующих систем топливопитания двигателей, работающих на металлизированном топливе, позволяет выявить резервы повышения эффективности систем общего и специального назначения.

Список литературы:

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1985. – 685 с.
2. Кожевников, С. Н. Теория механизмов и машин [Текст] / С. Н. Кожевников. – М.: Машиностроение, 1973. – 591 с.
3. Беловол А.В. Новый подход к проектированию гибких технологических систем высокой и сверхвысокой производительности для машиностроения / А.В. Беловол, Н.С. Тернюк – *Авіаційно-космічна техніка і технологія*, 2003. – № 39/4. – С. 117-121.
4. Михайлов А.Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем непрерывного действия / А.Н. Михайлов. – *Донецк: ДонНТУ*, 2002. – 379 с.
5. Миронович П.В. О методе синтеза конструкций из подсистем. – *Ракетная техника и космонавтика* / П.В. Миронович, А.Л. Хейл. – 1981. – № 9. С. 128–139.
6. Месарович М. Общая теория систем: математические основы / М. Месарович. – М.: Мир, 1978. – 311 с.
7. Тернюк Н.Э. Методология трехэтапного синтеза сложных систем / Н.Э. Тернюк, В.Ф. Сорокин. – *Сб. научных трудов ХНАДУ, Харьков, вып. 24. Харьков, 2008, С. 22-29.*
8. Сорокин В.Ф. *Направ-*

ленный синтез гибких технологических систем высокой и сверхвысокой производительности / В.Ф. Сорокин, Н.Э. Тернюк. – Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. Спец. вып. «Новые технологии в машиностроении». №3 (54). 2008. – С. 110-115. 9. Тернюк Н.Э. Законы развития техники и их применение при создании инноваций / Н.Э. Тернюк – «Сучасні проблеми науки та освіти. матеріали 12-ї міжнародної міждисциплінарної науково-практичної конференції». міжнарод. науч.-практ. конф., 27 кв. – 9 травня 2012р., – Х. Харк. Нац. ун-т ім. В.Н. Каразіна, 2012. – С. 89-102. 10. Тернюк Н.Е. Класифікація рівнів варіативності технологічних систем – / Н.Е. Тернюк В.Ф. Сорокін – Розвиток наукових досліджень 2007: матеріали третьої міжнародної науково-практичної конференції – Полтава, ІнтерГрафіка, 2007. – Т. 6. – С. 73-76. 11. Тернюк Н.Э. Система периодических систем элементов материального мира – / Н.Э. Тернюк – «Сучасні проблеми науки та освіти. матеріали 11-ї міжнародної міждисциплінарної науково-практичної конференції». міжнарод. науч.-практ. конф., 30 кв. – 9 травня 2011р., – Х. Харк. Нац. ун-т ім. В.Н. Каразіна, 2011. – С.11-22.

Bibliography (transliterated):

1. Artobolevskij I.I. Teorija mehanizmov i mashin / I.I. Artobolevskij. – М.: Nauka, 1985. – 685 s. 2. Ko-zhevnikov, S. N. Teorija mehanizmov i mashin [Tekst] / S. N. Kozhevnikov. – М.: Mashinostroenie, 1973. – 591 s. 3. Belovol A.V. Novyj podhod k

proektirovaniju gibkih tehnologicheskikh sistem vysokoj i sverhvysokej proiz-voditel'nosti dlja mashinostroenija / A.V. Belovol, N.E. Ternjuk – Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologija, 2003. – № 39/4. – S. 117-121. 4. Mihajlov A.N. Osnovy sinteza potочно-prostranstvennyh tehnologicheskikh sistem nepreryvnogo dejstvija / A.N. Mihajlov. – Do-neck: DonNTU, 2002. – 379 s. 5. Mironovich P.V. O meto-de sinteza konstrukcij iz podsistem. – Raketnaja tehnika i kosmonavtika / P.V. Mironovich, A.L. Hejl. – 1981. – № 9. S. 128–139. 6. Mesarovich M. Obwaja teorija sistem: matematicheskie osnovy / M. Mesarovich. – М.:Mir, 1978. – 311 s. 7. Ternjuk N.Je. Metodologija trehjetapnogo sinteza slozhnyh sistem / N.Je. Ternjuk, V.F. Sorokin. – Sb. nauchnyh trudov HNADU, Har'kov, vyp. 24. Har'kov, 2008, S. 22-29. 8. Sorokin V.F. Naprav-lennyj sintez gibkih tehnologicheskikh sistem vysokoj i sverhvysokej proizvoditel'nosti / V.F. Sorokin, N.Je. Ternjuk. – Voprosy proektirovanija i proizvodstva konstrukcij letatel'nyh apparatov. Spec. vyp. «No-vye tehnologii v mashinostroenii». №3 (54). 2008. – S. 110-115. 9. Ternjuk N.Je. Zakony razvitija tehniki i ih primenenie pri sozdanii innovacij / N.Je. Ternjuk – «Suchasni problemi nauki ta osviti. materialy 12-ї mizhnarodnoї mizhdisciplinarnoї naukovopraktychnoї konferencii». mezhdunar. nauch.-prakt. konf., 27 kv. – 9 travnja 2012r., – H. Hark. Nac. un-t im. V.N. Karazina, 2012, – S. 89-102. 10. Ternjuk N.E. Klasifikacija rivniv variativnosti tehnologichnih sistem – / N.E. Ternjuk V.F. Sorokin – Rozvitok naukovih doslidzhen' 2007: materialy tret'oi mizhnarodnoї naukovopraktychnoї konferencii – Poltava, InterGrafika, 2007. – T. 6. – S. 73-76. 11. Ternjuk, N.Je. Sistema periodicheskikh sistem jelementov material'nogo mira – / N.Je. Ternjuk – «Su-chasni problemi nauki ta osviti. materialy 11-ї mizhna-rodnoї mizhdisciplinarnoї naukovopraktychnoї konferencii». mezhdunar. nauch.-prakt. konf., 30 kv. – 9 travnja 2011r., – H. Hark. Nac. un-t im. V.N. Karazina, 2011. –S.11-22.

УДК 621.436

**В.С. Кукис, д-р техн. наук, В.А. Романов, канд. техн. наук,
Ю.А. Постол, канд. техн. наук**

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ РАСПЫЛИВАНИЕМ ТОПЛИВА

Введение

Дальнейшее развитие поршневых ДВС невозможно без решения ряда проблем, среди которых наиболее важными являются: применение высоко-го наддува; обеспечение надежного пуска при низкой температуре окружающей среды; использование топлив широкого фракционного состава (много-топливность); уменьшение выброса токсичных веществ.

При этом важно, чтобы повышение литровой мощности форсированием ДВС высоким наддувом не приводило к увеличению механических и термических нагрузок на детали двигателя и ухудшению удельного эффективного расхода топлива.

При реализуемых в современных ДВС термодинамических циклах выполнение этих требований можно обеспечить только при относительно невысоких степенях сжатия. Однако малые степени сжатия снижают термический и индикаторный

КПД, ухудшают пусковые качества, прежде всего, дизелей, создают неблагоприятные условия для использования топлив различного фракционного состава.

Таким образом, краткое рассмотрение проблем, связанных с организацией рабочего процесса в поршневых ДВС, указывает на очевидные противоречия в выборе значения степени сжатия.

Наиболее радикальным путем разрешения этих противоречий, на наш взгляд, является переход (возвращение) к варианту термодинамического цикла со сгоранием при неизменном давлении [1, 2, 3].

Теоретические предпосылки

Рис. 1 позволяет сравнить указанный цикл с циклами современных (бескомпрессорных) дизелей и двигателей с искровым зажиганием при одинаковых максимальных давлениях и температурах рабочего тела (т. е. при одинаковых механических и

термических нагрузках). Известно, что термический КПД циклов определяется по формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1}$$

где q_1 – количество подведенной теплоты (на рисунке ему соответствует площадь $1-c''-z-2$ - в цикле с подводом теплоты по изобаре и $1-c^1-z-2$ - в цикле с комбинированным подводом теплоты); q_2 – количество отведенной теплоты (на рисунке ей во всех случаях соответствует площадь $1-a-b-2$).

Учитывая графическую интерпретацию переданной теплоты, можно утверждать, что среди ДВС с одинаковой механической и термической нагруженностью, наиболее экономичным является термодинамический цикл компрессорного дизеля.

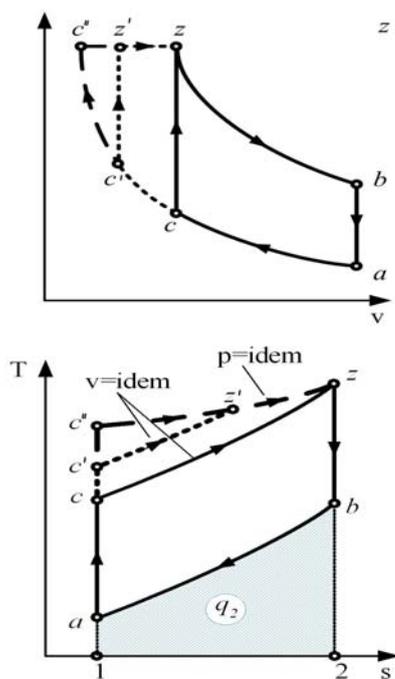


Рис. 1. Термодинамические циклы двигателей с искровым зажиганием бескомпрессорных и компрессорных дизелей при одинаковых максимальных давлениях и температурах рабочего тела

Полезная работа цикла определяется разницей работ, полученной при расширении и затраченной на сжатие, и эквивалентна площади внутри контура цикла в координатах $p-v$. Рис. 1 свидетельствует о том, что наибольшую работу цикла среди двигателей с одинаковой механической и термической нагруженностью, обеспечивает также термодинамический цикл компрессорного дизеля.

Давление и температура рабочего тела в конце процесса сжатия (p_c и T_c) с ростом ϵ существен-

но увеличиваются, что благоприятно сказывается на пусковых качествах дизеля. Однако при этом практически столь же интенсивно возрастают максимальное давление и температура цикла (p_z и T_z), что ведет к повышению механической и термической нагруженности деталей двигателя.

Изменения давления и температуры в конце процесса расширения (p_b и T_b), свидетельствуют о том, что увеличение степени сжатия позволяет уменьшить потери энергии с выбрасываемыми в атмосферу продуктами сгорания, так как снижаются их термический и механический потенциалы.

В двигателях с наддувом характер влияния степени сжатия на параметры рабочего цикла сохраняется, однако негативное влияние p_z в этом случае проявляется при меньших значениях ϵ , так как процесс сжатия начинается при больших давлениях:

$$p_z = p_k \epsilon^{n_1 \lambda},$$

где p_k – давление наддувочного воздуха; n_1 показатель политропы сжатия.

Поскольку показатель политропы сжатия при различных условиях протекания рабочего цикла меняется незначительно, ограничения p_z принципиально можно достичь путем снижения степени сжатия или степени повышения давления. Однако уменьшение ϵ , как следует из рассмотренных выше материалов, сказывается отрицательно на всех показателях рабочего процесса дизеля.

Немаловажным обстоятельством, связанным с возможностью реализации в компрессорном дизеле более высоких степеней сжатия является и возможность создания многотопливных двигателей. Широкое использование таких двигателей облегчает приспособление моторного парка к изменяющемуся балансу производства и потребления топлива. В многотопливных двигателях может быть использовано до 71 % топливных фракций нефти, тогда как в двигателях с искровым зажиганием и в дизелях вместе взятых – только 54 %. Кроме того, в многотопливных двигателях бензин используется значительно эффективнее, чем в двигателях с искровым зажиганием [4]. Абсолютное большинство современных многотопливных двигателей разработано на базе дизелей, так как с точки зрения рабочего процесса они обладают более широкими возможностями в отношении использования различных сортов моторных топлив. Однако, в случае применения легких топлив работа дизелей становится жесткой, значительно увеличивается шум,

затрудняется, а иногда становится невозможным, холодный пуск. Появляются и некоторые другие проблемы, которые можно практически избежать, если двигатель имеет высокую степень сжатия [5].

Весьма важна высокая степень сжатия для обеспечения надежного пуска дизеля и при использовании обычных топлив.

Организация впрыскивания топлива в цилиндр с помощью сжатого воздуха существенно влияет и на процесс подготовки рабочей смеси к сгоранию. Как известно, в современных четырехтактных дизелях для обеспечения качественного смесеобразования необходимо интенсивное движение воздушного заряда в цилиндре.

Переход на пневматическое распыливание топлива практически снимает проблему организации интенсивного движения воздуха в цилиндре [6], при этом качественное смесеобразование вполне обеспечивается в однополостной камере сгорания. Днище поршня может быть плоским или иметь слегка вогнутую сферическую форму. Это обеспечивает минимальные потери теплоты в стенки камеры сгорания. В результате повышается индикаторный КПД и, соответственно, снижается удельный индикаторный расход топлива, а также улучшаются пусковые качества (особенно в условиях низких температур окружающей среды).

Камеры сгорания компрессорных дизелей отличаются технологичностью (в связи с простотой изготовления поршней и отсутствием каких-либо полостей в головке двигателя) и являются оптимальными в конструктивном отношении, так как

двигатели с такой камерой сгорания имеют относительно меньшую высоту.

Одним из основных требований, предъявляемых к рабочему процессу и конструкции дизелей мобильной техники, является возможность их работы с наддувом. Особенностью дизелей с наддувом является более высокая температура стенок камеры сгорания вследствие большего количества сгорающего топлива. В камерах сгорания современных дизелей, имеющих острые кромки или горловины, рост температуры в этих местах становится особенно опасным, так как высокая температура и резко переменные режимы механического нагружения приводят к разрушению поршня.

Очевидно, что указанная проблема в значительной мере облегчается, если рабочий процесс в надпоршневой полости двигателя организован по циклу со сгоранием при неизменном давлении.

Организуя распыливание топлива в цилиндре сжатым воздухом, можно ожидать улучшения экологических показателей двигателя [7, 8].

Специфические особенности дизеля с пневматическим распыливанием топлива приведены на рис. 2. Сжатый воздух, необходимый для пневматического распыливания топлива, может быть получен за счет использования энергии отработавших газов. Принципиальная схема одного из возможных вариантов реализации такой утилизационной системы для комбинированного двигателя с газотурбинным наддувом показана на рис. 3.

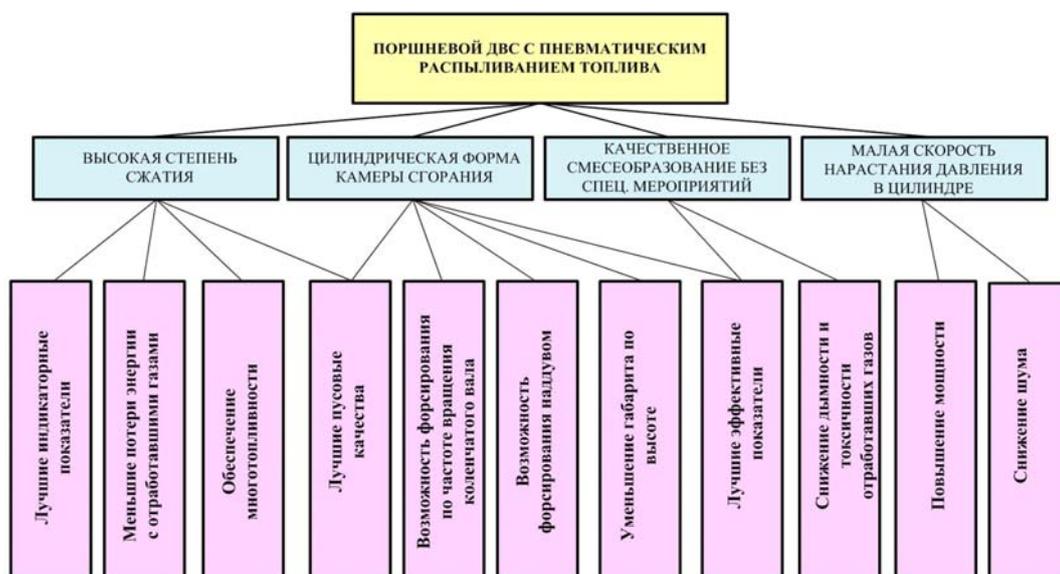


Рис. 2. Специфические особенности дизеля с пневматическим распыливанием топлива

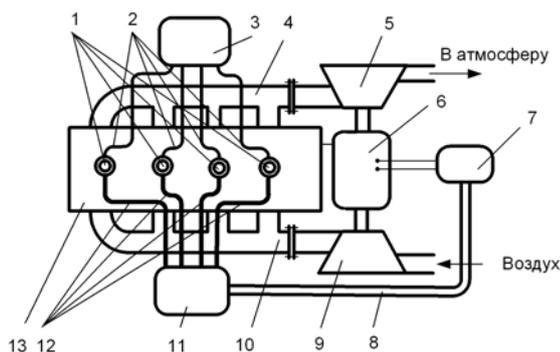


Рис. 3. Принципиальная схема комбинированного двигателя с газотурбинным наддувом и с распыливанием топлива сжатым воздухом, получаемым в результате утилизации отработавших газов с помощью высокочастотного электрического генератора:

1 – пневматические форсунки, оборудованные электромагнитной системой управления; 2 – топливопроводы; 3 – топливный бак; 4 – выпускной коллектор; 5 – газовая турбина; 6 – высокочастотный электрический генератор; 7 – электродвигатель с компрессором высокого давления; 8 – воздушный трубопровод; 9 – компрессор низкого давления; 10 – впускной коллектор; 11 – ресивер; 12 – воздухопроводы; 13 – поршневой двигатель внутреннего сгорания

Система работает следующим образом. Отработавшие газы ДВС по выпускному коллектору поступают в газовую турбину, вал которой вращает ротор высокочастотного электрогенератора, производящего электроэнергию, используемую для привода в действие компрессора высокого давления. Часть энергии, передаваемая от вала газовой турбины ротору высокочастотного электрогенератора, передается через него на вал компрессора низкого давления, с помощью которого производится наддув ДВС.

Компрессор высокого давления по воздушно-трубопроводу нагнетает сжатый воздух в ресивер, откуда сжатый воздух по воздухопроводам подается к пневматическим форсункам, оборудованным электромагнитной системой управления, к которым по топливопроводам поступает топливо из расходного бака.

Результаты эксперимента и их анализ

Объектом исследования служил рабочий процесс в поршневом ДВС.

Предметом исследования являлся рабочий процесс в поршневом ДВС с пневматическим

распыливанием топлива и воспламенением его от сжатия.

Программа проведения экспериментального исследования была составлена в соответствии с задачами, решению которых посвящена настоящая работа - исследованиям рабочего процесса одноцилиндрового дизеля жидкостного охлаждения 1Ч15,0/20,5 в штатной комплектации и с пневматическим распыливанием топлива и включала четыре этапа. В штатном варианте он имел камеру сгорания типа ЦНИДИ, степень сжатия 14,0, форсунку с распылителем 5x0.4x130.

Для работы с пневматическим распыливанием топлива в комплектацию дизеля 1Ч15,0/20,5 были внесены следующие изменения.

1. Заменен поршень. Его днище выполнено вогнутым с радиусом 119 мм (рис. 4).



Рис. 4. Опытный поршень

2. В связи с изменением формы днища поршня объем камеры сгорания уменьшился на 23 %, что привело к увеличению степени сжатия до 19,6.

3. Из односекционного топливного насоса удален нагнетательный клапан.

4. Разработана и изготовлена форсунка для пневматического распыливания топлива оригинальной конструкции (рис. 5).

Пневматическая форсунка работает следующим образом. Цикловая порция топлива подается в форсунку плунжером топливного насоса в конце хода всасывания. За время сжатия топливо по каналу 15 попадает в полость под корпусом форсунки 7. Сюда же по каналу 5 поступает сжатый воздух, который перемешивается с топливом. При подаче напряжения из блока управления на катушку электромагнита 9 якорь-игла форсунки 14 поднимается и распыливающий воздух, устремляясь в цилиндр,

захватывает с собой топливо. Однако оно не все сразу выбрасывается в цилиндр, а размазывается между сетками 4. Воздух в продолжение всего времени открытия соплового отверстия постепенно забирает топливо и распыливает его в цилиндр. Таким образом, созданием постепенного ввода топлива обеспечивается возможность приближения работы дизеля к циклу со сгоранием при неизменном давлении. Сопловое отверстие представляло собой сопло Лавала с минимальным диаметром 1,3 мм, что обеспечивало равномерное распыливание топливовоздушной смеси со сверхзвуковой скоростью на выходе по объему камеры сгорания. На первом этапе экспериментального исследования были проведены испытания дизеля 1Ч15,0/20,5 в штатной комплектации (определены скоростная и нагрузочная (при частоте вращения коленчатого вала, соответствующей максимальному крутящему моменту) характеристики; получены индикаторная диаграмма рабочего процесса на режиме максимальной мощности), оценено содержание выбросов вредных веществ с ОГ на режиме номинальной мощности.

Все стендовые испытания проводились по методикам ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Обработка результатов испытаний проводилась в соответствии с ГОСТ 18509 и ГОСТ Р 41.96.

Полученные результаты использовались в последующем для сравнительной оценки рабочих процессов дизеля 1Ч15,0/20,5 в штатной комплектации и с пневматическим распыливанием топлива.

Затем в дизеле 1Ч15,0/20,5 были заменены поршень и форсунка. Из топливного насоса удален нагнетательный клапан.

После установки двигателя в опытной комплектации на стенд, прежде всего, было оценено влияние момента начала распыливания топлива, а затем – давления распыливающего воздуха на удельный индикаторный расход топлива дизеля, среднее индикаторное давление и индикаторный КПД.

Цикловая подача топлива и продолжительность его распыливания соответствовали прототипу. В результате для дальнейших экспериментов угол, соответствующий моменту начала распыливания топлива, был выбран равным 10 град. ПКВ до ВМТ и давление воздуха, распыливающего топливо, 9,5 МПа.

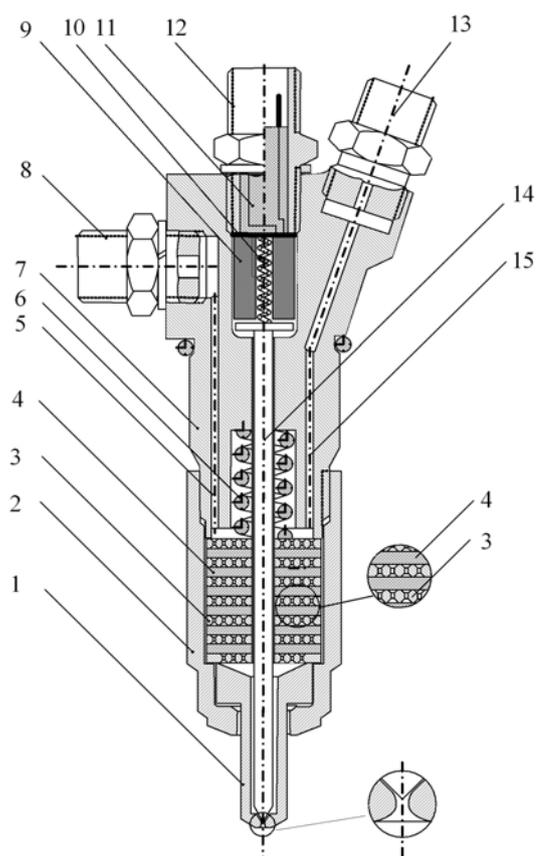


Рис. 5. Форсунка для пневматического распыливания топлива:

а – внешний вид; б – устройство форсунки: 1 – распылитель; 2 – накидная гайка; 3 – проставочные кольца; 4 – сетка; 5 – канал подвода сжатого воздуха; 6 – пружина; 7 – корпус форсунки; 8 – штуцер подвода сжатого воздуха; 9 – катушка электромагнита; 10 – пружина иглы распылителя; 11 – изолятор; 12 – штуцер подключения блока управления; 13 – штуцер подвода топлива; 14 – якорь-игла форсунки; 15 – канал подвода топлива

На рис. 6 представлен фрагмент индикаторных диаграмм, позволяющий подробно проанализировать различия в особенностях протекания этого процесса.

Из рис. 6 видно, что, несмотря на увеличение степени сжатия с 14,0 (в штатном варианте комплектации) до 19,6 (при пневматическом распыливание топлива), максимальное давление рабочего тела снизилось с 7,28 до 6,94 МПа (т.е. на 7,25 %).

Теоретически ожидаемого перехода к сгоранию топлива при $p = idem$ не произошло, но степень повышения давления существенно уменьшилась – с 2,14 до 1,43 (т.е. на 33,2 %), а степень предварительного расширения еще более заметно увеличилась – с 3,28 до 5,45 (т.е. на 66,2 %). Тем не менее, у авторов остается твердая уверенность в

том, что добиться практически полного осуществления процесса сгорания при неизменном давлении можно, но для этого следует провести целую серию дополнительных экспериментов по подбору соответствующей цикловой подачи топлива и момента начала его распыливания.

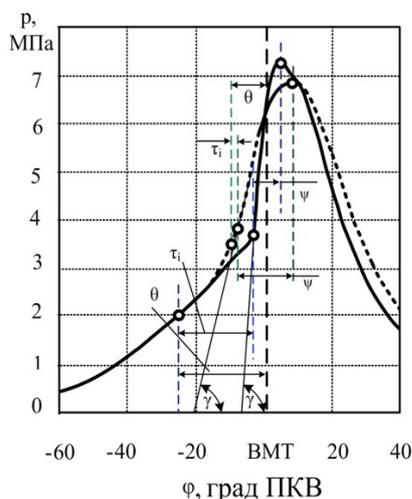


Рис. 6. Фрагмент индикаторных диаграмм дизеля 1Ч15,0/20,5: сплошная линия – штатная комплектация, пунктирная – опытная комплектация

Задержка воспламенения при пневматическом распыливания топлива сократилась с 20,9 до 2,1 град. ПКВ (т.е. практически на 90 %).

Связано это с тем, что в бескомпрессорном дизеле за время физической задержки воспламенения в цилиндре должны произойти сложные физические процессы: распад струи топлива на капли, нагрев, и хотя бы частичное испарение капель, диффузия паров топлива и воздуха (образование газозвушной смеси). Только после этого начинается образование холоднотламенных химических процессов [9]. В случае же пневматического распыливания топлива в цилиндр сразу поступает газообразная газозвушная смесь и процесс задержки воспламенения носит практически кинетический характер.

Увеличение степени сжатия (с 14 до 19,6) и изменение формы камеры сгорания в двигателе с пневматическим распыливанием топлива обеспечило более высокие давление и температуру в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива и сократило поверхность теплоотвода от рабочего тела в стенки внутрицилиндрового пространства, что обусловило дополнительное увеличение температуры заряда. Сказанное привело сокращению

продолжительности кинетической фазы периода задержки воспламенения.

Следует подчеркнуть, что, несмотря на весьма высокую степень гомогенности заряда при пневматическом распыливания топлива, обусловленную тем, что распыливающее сопло, выполнено в форме сопла Лавалья с широким углом расширения, попадающая в цилиндр топливозвушная смесь распределяется по объему камеры сгорания практически равномерно. В ней всегда есть зоны с благоприятным для самовоспламенения локальным значением коэффициента избытка воздуха в связи с наличием в заряде и мелких (расчеты показали, что диаметр капель по Заутеру $d_{32}=0,11$ мк) испаряющихся капелек топлива.

Наличие в цилиндре мелких капелек топлива при пневматическом распыливания подтверждает и дифференциальный закон тепловыделения (рис. 7). Как видно он характеризуется двумя ярко выраженными максимумами (также как и при штатной комплектации двигателя), что характерно для однократного тепловыделения [9]. Однако значительно более очевидный второй максимум указывает на то, что даже в самом начале процесса тепловыделения доминирующим является диффузионный механизм горения, в отличие от штатного варианта, где вначале явно преобладает кинетический механизм.

Значительно более короткий период задержки воспламенения при пневматическом распыливания топлива обуславливает и существенное (на 31,52 %) снижение максимальной скорости нарастания давления (с 0,844 до 0,694 МПа/град ПКВ).

Сравнение характеристик выгорания топлива свидетельствует о том, что в случае пневматического распыливания, продолжительность сгорания значительно сократилась (практически на 25–30 град ПКВ), чему способствует высокая гомогенизация заряда и достаточно интенсивное его перемешивание в период протекания процесса сгорания (см. рис. 7).

Представленные выше материалы по особенностям протекания процесса сгорания в случае пневматического распыливания топлива убедительно свидетельствуют о существенном приближении рабочей смеси к гомогенному состоянию.

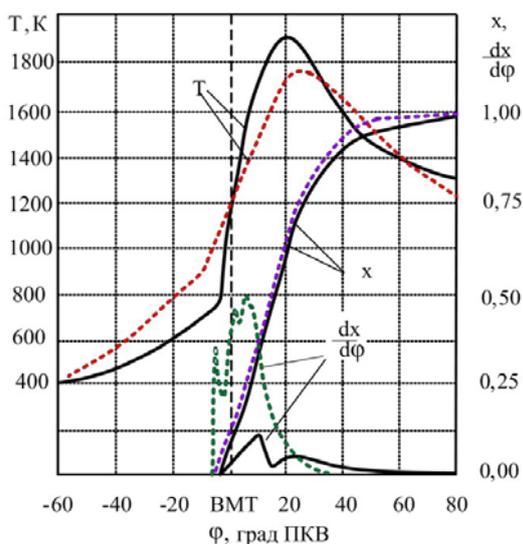


Рис. 7. Изменение температуры рабочего тела, характеристики (x) и скорости выгорания топлива (dx/dφ)

Этот факт косвенно подтверждается и улучшением экологических показателей дизеля 1Ч15,0/20,5 в случае пневматического распыливания топлива, результаты определения которых приведены в таблице. Для определения выбросов оксидов азота, оксида углерода и углеводородов использовалась газоаналитическая система Тест-1С, для определения содержания твердых частиц в отработавших газах – (гравиметрический метод).

Таблица – Содержание вредных веществ в отработавших газах при работе дизеля 1ЧН15/20,5 на режиме номинальной мощности в штатной комплектации и с пневматическим распыливанием топлива

Показатель	Штатная комплектация	С пневматическим распыливанием топлива
Дымность, %	17	7,1
Оксиды азота, г/(кВт·ч)	14,2	9,1
Оксид углерода (II), г/(кВт·ч)	0,3	0,23
Углеводороды, г/(кВт·ч)	0,020	0,015
Твердые частицы, г/(кВт·ч)	0,46	0,03

Как видно, содержание компонентов, образование которых обусловлено недостатком окислителя (кислорода) в камере сгорания, весьма существенно снизилось:

- на 93,5 - твердых частиц;

- на 58,2 % - дымности;
- на 25,0 % - углеводородов;
- на 23,3 % - оксида углерода.

Заметно сократилось содержание в отработавших газах и концентрация оксидов азота (на 35,9 %), что связано с понижением температуры рабочего тела в цилиндре двигателя.

Описанные выше изменения в рабочем процессе дизеля с пневматическим распыливанием топлива, естественно, привели и к изменению мощностных и экономических показателей двигателя. Так эффективная мощность повысилась на 31,2%, максимальный крутящий момент – практически на 10 %, удельный эффективный расход топлива сократился на 12,9 %.

Заключение

Перевод дизеля 1Ч15,0/21,5 на пневматическое распыливание топлива благоприятно сказывается на рабочем процессе двигателя и на его показателях в целом. Приведенные данные свидетельствуют о значительном снижении механической и термической нагруженности узлов и деталей дизеля, существенном повышении его мощностных и экономических показателей и снижении содержания вредных веществ в его отработавших газах.

Повышение степени сжатия за счет изменения формы камеры сгорания и уменьшение поверхности теплообмена между рабочим телом и стенками внутрицилиндрового пространства привело к весьма ощутимому увеличению индикаторного КПД и позволяет ожидать улучшения пусковых качеств дизеля (особенно в условиях низких температур окружающей среды).

Полученные результаты указывают на целесообразность продолжения исследований в выбранном направлении и, в частности, в области производства сжатого воздуха за счет утилизации энергии отработавших газов поршневых ДВС.

Список литературы:

1. Пат. на полезную модель 89177 F 02B 49/00. Российская Федерация, Дизель с пневматическим распыливанием топлива / В.С. Кукис, В.А. Романов, Р.Г. Баймуратов Р.Г.: заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО «ЧГПУ» - № 2009127011/22; заявл. 27.11.2009; опубл. 27.11.2011, Бюл. № 23. 3. Кукис В.С. Компрессорный дизель – прошлое или будущее двигателестроения? / В.С. Кукис, И.А. Харенко // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. Научный журнал. - Вып. 2. – Новосибирск: ФГОУ ВПО «НГАСУ», 2010 - С. 186–188. 3. Кукис В.С. О целесообразности и возможности реализации пневматического распыливания топлива в дизелях / В.С. Кукис, И.А. Харенко // Вестник АВН -

2010. - № 3 (32), – С. 287–290. 4. Гарипов М.Д. Рабочие процессы и конструирование двигателей, работающих на биотопливах / М.Д. Гарипов, Р.Д. Еникеев, Р.Ю. Саккулин. – Уфа, Изд-во УГАТУ, 2008. – 107 с. 5. Демидов В.П. Двигатели с переменной степенью сжатия / В.П. Демидов. – М.: Машиностроение. 1978. – 136 с. 6. Харенко И.А. Совершенствование рабочего процесса дизелей путем пневматического впрыскивания топлива / И.А. Харенко // Известия Международной академии аграрного образования. – Вып. 11. – 2011. – С. 68–74. 7. Кукис В.С. Особенности рабочего процесса дизеля с пневматическим распыливанием топлива / В.С. Кукис, И.А. Харенко // Материалы Международной науч.-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) "Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров" - Кн. 2. - М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2010. - С. 166-172. 8. Кукис В.С. Пневматическое распыливание топлива как способ снижения токсичных выбросов ДВС / В.С. Кукис, И.А. Харенко // 5-е Луканинские чтения. «Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе». Юбилейная науч.-техн. конф. М.: МАДИ, 2011 – С. 32–34. 9. Кавтардзе, Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов / Р.З. Кавтардзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.

Bibliography (transliterated):

1. Pat. na poleznuju model' 89177 F 02B 49/00. Rossijskaja Federacii, Dizel' s pnevmaticheskim raspylivani-em topliva / V.S. Kukis,

V.A. Romanov, R.G. Bajmuratov R.G.: zanjavitel' i patentoobladatel' GOU VPO «ChGPU» - № 2009127011/22; zanjavl. 27.11.2009; opubl. 27.11.2011, Bjul. № 23. 3. Kukis V.S. Kompessor-nyj dizel' – proshloe ili buduwee dvigatelestroenija? / V.S. Kukis, I.A. Harenko // Nauchnye problemy trans-porta Sibiri i Dal'nego Vostoka. Nauchnyj zhurnal. Vyp. 2. – Novosibirsk: FGOU VPO «NGAVT», 2010. S. 186–188. 3. Kukis V.S. O celesoobraznosti i vozmozhno-sti realizacii pnevmaticheskogo raspylivanija topli-va v dizeljah / V.S. Kukis, I.A. Harenko // Vestnik AVN 2010. № 3 (32), – С. 287–290. 4. Garipov M.D. Rabochie processy i konstruirovanie dvigatelej, rabotajuvih na biotoplivah / M.D. Garipov, R.D. Enikeev, R.Ju. Sak-kulin. – Ufa, Izd-vo UGATU, 2008. – 107 s. 5. Demidov V.P. Dvigateli s pere-mennoj stepen'ju szhatija / V.P. Demidov. – М.: Mashinostroenie. 1978. – 136 s. 6. Haren-ko I.A. Sovershenstvovanie rabocheho processa dizelej putem pnevmaticheskogo vpryskivanija topliva / I.A. Harenko // Izvestija Mezhdunarodnoj akademii agrarno-go obrazo-vanija. – Vyp. 11. – 2011. – С. 68–74. 7. Kukis V.S. Osobennosti rabocheho processa dizelja s pnevmati-cheskim raspylivaniem topli-va / V.S. Kukis, I.A. Haren-ko // Materialy Mezhdunarodnoj nauch.-tehn. konf. As-sociacii avtomobil'nyh inzhenerov (AAI) "Avtomobi-le-i traktorostroenie v Rossii: prioritety razvi-tija i podgotovka kadrov" Kn. 2. М.:, Izd-vo MGTU «МАМИ», 2010. S. 166-172. 8. Kukis V.S. Pnevmatiche-sкое raspylivanie topliva kak sposob snizhenija tok-sichnyh vybrosov DVS / V.S. Kukis, I.A. Harenko // 5-e Luka-ninskie chtenija. «Reshenie jenergojekologicheskikh problem v avto-transportnom komplekse». Jubilejnaja nauch.-tehn. konf. М.: МАДИ, 2011 – С. 32–34. 9. Kavta-radze, R.Z. Teorija porshnevyyh dvigatelej. Special'nye glavy: Uchebnik dlja vuzov / R.Z. Kavtaradze. – М.: Izd-vo MGTU im. N.Je. Baumana, 2008. – 720 s.

УДК 621.436

Г.В. Павлова, Л.П. Семененко

ОПАЛЬНЫЙ ГРАФ ДОРРЕР

«Времена не выбирают.
В них живут и умирают».
А. Кушнер.

Харьковская школа двигателестроения вызывает интерес своими наработками, идеями, традициями, достижениями и, безусловно, личностями создателей и продолжателей. По слову, по строке, по скупым архивным документам восстанавливается ее история, а современники вписывают новые и новые ее страницы. Сотрудники кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ» большое внимание уделяют изучению истории своей кафедры, воздавая дань доброй памяти первопроходцам, основателям и преемникам одной из наистарейших и извест-

нейших школ соответствующего профиля. Среди многих имен, вошедших в историю, неподдельный интерес вызывает личность графа Сергея Иосифовича Доррера.

Цель представленного исследования – приоткрыть занавес над некоторыми, ранее неизвестными научной общественности, страницами жизни первого лектора по дисциплине «Двигатели внутреннего сгорания» графа С.И. Доррера. Отрадно отметить, что нам посчастливилось отыскать фотографию Сергея Иосифовича Доррера и его автограф.



Рис. 1. Портрет графа Сергея Иосифовича Доррера, 1926 год

Смена веков всегда вызвала тревогу и растерянность человечества перед грядущим. Вступление в очередное столетие заставляло каждого задуматься о скоротечности жизни и величии вечности. В конце XIX, накануне XX века различные пророки и медиумы в очередной раз пророчили человечеству неисчислимые беды и катаклизмы. Молодому же графу Сергею Иосифовичу Дорреру, 23-летнему студенту Харьковского технологического института, будущее виделось в радужном свете и сулило счастливую, достойную жизнь. Он происходил из древнейшего французского рода d'Orreger. Один из



Рис. 2. Автограф графа С. И. Доррера на книге Friedrich Kohlrausch "Lehrbuch der praktischen physik"

его предков, будучи послом Карла X в Ватикане, был удостоен титула потомственного графа от Римского папы.

В начале XIX века дед Сергея, граф Мишель Мари Филлип д'Оррер (Доррер) эмигрировал в Россию. Он был принят на русскую службу при дворе Императора Николая I с сохранением графского титула [1].

Граф Мишель Мари Филлип д'Оррер (Доррер) был дважды женат [2]. В первом браке родился Иосиф Филиппович, отец Сергея. От второго брака родился Владимир Филиппович Доррер,

видный российский общественный и политический деятель, один из руководителей право-монархического движения [1].

Отец Сергея Иосифовича был женат и в семье, живущей в Харькове, росли сыновья Георгий, Сергей, Алексей, а также дочери Евгения и Вера [3]. Несмотря на студенческие волнения и революционные события в Харькове, вовлеченность в них брата Алексея, Сергей стремился получить высшее техническое образование и стать надежной опорой для отца.

Бурное развитие промышленности на юге России, обусловило то, что многие члены родовитых фамилий, стали собственниками промышленных предприятий. Их стремление дать техническое образование своим наследникам было вполне понятно. Представители именитых княжеских родов Кугушевых, Шаховских, Оболдуевых, Геловани, Родзянко и др., в надежде стать во главе своих промышленных предприятий и способствовать их процветанию, получали специальность инженеров-технологов в Харьковском технологическом институте (ХТИ).

Отец Сергея Иосифовича имел мукомольное предприятие, которое со временем собирался расширять. Его внезапная смерть в 1900 году, помешала реализации этих планов [4]. В это время, его жена Екатерина Вячеславовна, была в ожидании ребенка. Их четвертый сын Борис родился в 1901 году уже в осиротевшей семье. *(По другим сведениям — в 1894 г.)* [5].

В 1903 году Сергей Иосифович окончил ХТИ и стал стипендиатом (аспирантом) Министерства народного просвещения. Для подготовки к дальнейшей преподавательской деятельности, он был командирован в различные города России и Германии, где изучает состояние российских и европейских промышленных предприятий, работает в лабораториях известных германских учебных заведений, слушает лекции именитых профессоров. Именно там, он принимает для себя решение, определившее направление его научной деятельности. В одном из регулярных отчетов о командировке он пишет: «Ввиду того, что затраченный мною труд на теоретическую подготовку одинаково полезен для изучения любого спец. предмета, выбор мой остановлен на «Тепловых двигателях», изучению

этого предмета я и решил посвятить время моего перебивания за границей» [6].

В 1908 году он был принят в штат ХТИ на должность преподавателя. Читал курсы лекций по паровым турбинам, паровым машинам и газовым двигателям. С 1909 года — по двигателям внутреннего сгорания, с 1911 — по термодинамике. Проводил практические занятия по испытанию двигателей и котлов [7]. В это время были опубликованы его литографические издания такие как «Новейшие способы расчета паровых турбин», «Руководство для обработки опытов с тепловыми двигателями», «Техническая термодинамика» и др. Предисловие к книге «Техническая термодинамика» представлено на рис. 3.

Для поддержания семейного бюджета граф также преподавал математику в Харьковском коммерческом училище [8].

В 1912–1913 годах он совершенствовал свое образование в России и за границей, вероятнее всего, для подготовки к профессорской должности.

Помимо преподавательской деятельности, граф Сергей Иосифович активно способствует развитию такой отрасли машиностроения, как двигателестроительное производство. Он участвует в работе Съезда деятелей, занимающихся построением и применением двигателей внутреннего сгорания, где слушает выступления известных специалистов, в том числе – Рудольфа Дизеля (г. С.-Петербург, 1910 г.), активно занимается организацией выставки испытания двигателей внутреннего сгорания при Харьковском обществе сельского хозяйства (1914 г.), руководит проектами пневматических станций и установок [8].

Наступил 1917 год, ознаменовавший для семьи Доррер начало полного горечи потерь и утрат периода длиной в 20 лет. Из далекого Закаспия пришло известие о расстреле старшего брата Георгия. Он принимал участие в мятеже против большевиков, будучи помощником генерального комиссара Туркестанского комитета Временного правительства Керенского [10]. В неизвестность канул средний брат Алексей – участник антибольшевистского Ашхабадского восстания (1918), секретарь полевого суда при штабе главнокомандующего Добровольческой армии Деникина (1919). В настоящее время известно, что в 1920 году в возрасте 36 лет он был похоронен в Каире [3].

О Т Ъ А В Т О Р А .

Необычайное развитие за последние десятилетия паровых турбин и двигателей внутреннего сгорания поставило их по значению в один уровень с первой машиной, не знавшей, как тепловой двигатель в течение ста лет соперница. Это обстоятельство в связи с новейшими требованиями, предъявленными к тепловым двигателям в смысле экономичности, вызвало усиленное развитие соответствующих отделов термодинамики, еще недавно наименьших особого значения. Между прочим, можно указать на исследования свойств перегретых паров и др. Особое распространение получили также различные графические методы и диаграммы, действительно облегчающие во многих случаях расчеты.

Изложенными соображениями автор желал бы оправдать внимание, уделяемое им в равной мере всем названным тепловым двигателям и соответствующим подготовительным отделам.

Что касается общей части, представляющей научное обоснование всего последующего, то объем ее и способ изложения обусловлены стремлением вынести первое и второе начала во всей их всеобъемлющей общности. Если осуществление поставленной цели относительно первого начала и не представляет затруднения, то второе начало в этом отношении прямо противоположно первому. Как известно, дать строгое обоснование его в общем случае вообще еще не удалось. Не претендуя на достижение этой цели, автор тем не менее не смел возможным последовать принятому в технической литературе обычаю и обойтись

II

без указанного обобщения волею, т.к. при этом неизбежно страдала бы глубина понимания предмета и, кроме того, некоторые последующие выводы не могли бы быть достаточно обоснованы.

Остается, конечно, вопросом, насколько поставленная задача решена автором удачно, но об этом естественно должны судить другие. Во всяком случае, затраченный труд автор не считал бы потерянным, если бы оделанная попытка облегчила усвоение и понимание понятия «энтропии», этой высшей абстракции, до которой только дошла математика, и вытекающего из него второго начала.

Кроме того, в конце настоящего выпуска /322/ помещено общее исследование состояния вещества в случае распада его на агрегатные состояния. Цель этого - объединить последующие отделы газовых и паровых, показав, что принципиального различия между теми и другими не существует, а если в технике и прибегают к такому разделению, то лишь в целях практического удобства. При этом, ради облегчения автора отказавшись от математического метода положенного Планком в основание этого исследования, сохранил, однако, его сущность. Напоминание в большинстве случаев авторов, из которых оделаны те или другие его замечания, объясняется специальной целью написанной книги, служить пособием к лекциям.

ДОРРЕРЬ.

1912 года Сентября 12

Рис. 3. Предисловие графа С. И. Доррера к книге «Техническая термодинамика», 1912 год

В Харькове наступили лихие времена. В течение 1917–1918 годов в городе сменилось пять правительств. Человеческая жизнь не стоила ни гроша. Большевики, анархисты, немцы, гайдамаки, петлюровцы сеяли смерть и разрушения. Сергей Иосифович, имея двух маленьких детей, особенно переживал за их судьбу. Даже отрекшись от графского титула, но имея братьев, открыто борющихся с властью, он понимал, что большевики не помилют его семью. В 1919 году, когда приход большевиков был очевиден, С. И. Доррер выезжает в Ростов на Дону в служебную командировку вместе со своей семьей [6]. Можно предположить, что ректор ХТИ И. А. Красуский, понимал, что ставя свою подпись на служебном командировочном удостоверении, возможно, подписывает себе смертный приговор. Тем не менее, он дает официальное разрешение на фактическое бегство профессора. В те времена Ростов на Дону был убежищем для лиц, к которым у большевиков были свои счета. История умалчивает подробные сведения об этом периоде биографии Доррера. Вероятнее всего, семья графа, пере-

бивалась случайными заработками, стараясь держаться в тени, чтобы пережить это трудное время. Возможно, им приходилось менять свое место жительства.

Следующий, известный нам, этап в жизни С. И. Доррера связан с Донецком. В середине 20-х годов имя графа упоминается в связи с преподаванием в Донецком горном институте (ныне Донецкий национальный технический университет). Из студенческой газеты тех лет стало известно, что профессор С. И. Доррер, «читая лекции, высказал одобрение зарубежной технике. И это ему было поставлено в вину в одной из статей» [11]. Можно, только представить, какие тревожные ночи наступили у семьи Доррер, после таких неосторожных высказываний...

Следующий этап в жизни профессора – работа в Московском авиационном институте. Переход на работу в столичный институт помимо новых возможностей был сопряжен с большим риском для бывшего графа.

В 1937 году в Харькове был арестован младший брат Сергея — Борис, который занимался частным репетиторством, давал уроки по иностранным языкам. Спустя полгода, как участник контрреволюционной группы молодежи, он был расстрелян [5]. Репр.1: АРЕСТ - 14.10.37, РСФСР, МОСКВА

В том же году, 14 октября заведующий кафедрой Московского авиационного института С. И. Доррер, был арестован по доносу и в возрасте 65-ти лет был приговорен к исправительно-трудовым работам (Приговор 1: 22.11.37, 8 ИТЛ). В лагере, работая на лесоповале, граф, профессор С. И. Доррер, умер 7 декабря 1942 года, не дожив до освобождения два года [12; 13].

Память о первом преподавателе лекционных курсов по двигателям внутреннего сгорания бережно хранится Национальным техническим университетом «Харьковский политехнический институт» (НТУ «ХПИ»). Научно-техническая библиотека университета располагает трудами графа Сергея Иосифовича Доррера и его личными книгами с автографами, которые доступны для научных исследований в читальном зале сектора редких и ценных изданий. Сведения об имеющихся изданиях С. И. Доррера и трудах других представителей харьковской научной школы двигателестроения [14] представлены в электронном каталоге библиотеки <http://library.kpi.kharkov.ua>.

Список литературы:

1. Доррер гр. Владимир Филиппович [Электронный ресурс] // Хронос. – Режим доступа: http://hronos.km.ru/biograf/bio_d/dorrer_yf.html. 2. Джунковские [Электронный ресурс] // Родословные. – Режим доступа: <http://d.instock.ru/sherbach/rodoslov/djun.html>. 3. Доррер Алексей Иосифович [Электронный ресурс] // Википедия: свободная энциклопедия. – Режим доступа: <http://ru.wikipedia.org>. 4. Энциклопедия фамилий Харьковской губернии [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://old.mediaport.info/spezproekts/family/index>. 5. Доррер Борис Иосифович [Электронный ресурс] // Мемориал. – Режим доступа: www.memo.ru/history/arkiv/listd.htm. 6. Харьковский областной архив. – Р 1682, опись 2, дело 103. 7. Известия Харьковского Технологического Института Императора Александра III. – Харьков, 1905–1915. – Т. 1–12. 8.

Павлова Г. В. Доррер Сергей Иосифович [Электронный ресурс] / Г. В. Павлова // История Харьковского технологического института в лицах. – Режим доступа: http://library.kpi.kharkov.ua/Galery_arhiv.html. 9. У истоков специальности ДВС в Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт» / А. П. Марченко [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 2. – С. 3–6. 10. Доррер Георгий Иосифович [Электронный ресурс] // Мемориал. – Режим доступа: www.memo.ru/history/arkiv/listd.htm. 11. Ковалева Л. Основоположница молодежной печати Донбасса [Электронный ресурс] / Л. Ковалева // Профспилкове життя. – 2007. – № 6. – С. 8. – Режим доступа: http://donntu.edu.ua/russian/profkom/docs_ukr/ProfCom_2007-06_eBOOK.pdf. 12. Доррер Сергей Иосифович [Электронный ресурс] // Мемориал. – Режим доступа: www.memo.ru/history/arkiv/listd.htm. 13. Доррер Михаил Комте [Электронный ресурс] // Репрессии в СССР. – Режим доступа: <http://www.rvcco.com/talk/45/>. 14. У истоков чтения лекций и создания научной школы по двигателестроению в Национальном техническом университете «Харьковский политехнический институт» / А. Марченко [и др.] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 1. – С. 15–21.

Bibliography (transliterated):

1. Dorrer gr. Vladimir Filippovich [Jelektronnyj re-surs] // Hronos. – Rezhim dostupa: http://hronos.km.ru/biograf/bio_d/dorrer_yf.html. 2. Dzhun-kovskie [Jelektronnyj resurs] // Rodoslovyne. – Rezhim dostupa: <http://d.instock.ru/sherbach/rodoslov/djun.html>. 3. Dorrer Aleksej Iosifovich [Jelektronnyj resurs] // Vi-kipediJa : svobodnaja jenciklopedija. – Rezhim dostupa: <http://ru.wikipedia.org>. 4. Jenciklopedija familij Har'kovskoj gubernii [Jelektronnyj resurs]. – Rezhim dos-tupa: <http://old.mediaport.info/spezproekts/family/index>. 5. Dorrer Boris Iosifovich [Jelektronnyj resurs] // Me-morial. – Rezhim dostupa: www.memo.ru/history/arkiv/listd.htm. 6. Har'kovskij obla-stnoj arhiv. – R 1682, opis' 2, delo 103. 7. Izvestija Har'kovskogo Tehnologicheskogo Instituta Imperato-ra Aleksandra III. – Har'kov, 1905–1915. – T. 1–12. 8. Pavlova G. V. Dorrer Sergej Iosifovich [Jelektronnyj resurs] / G. V. Pavlova // Istorija Har'kovskogo tehno-logicheskogo instituta v licah. – Rezhim dostupa: http://library.kpi.kharkov.ua/Galery_arhiv.html. 9. U isto-kov special'nosti DVS v Nacional'nom tehničeskom universitete «Har'kovskij politehnicheskij institut» / A. P. Marchenko [i dr.] // Dvigateli vnutrennego sgora-nija. – 2010. – № 2. – S. 3–6. 10. Dorrer Georgij Iosifo-vich [Jelektronnyj resurs] // Memorial. – Rezhim dostu-pa: www.memo.ru/history/arkiv/listd.htm. 11. Kovaleva L. Osnovopolozhnica molodezhnoj pechati Donbassa [Jelek-tronnyj resurs] / L. Kovaleva // Profspilкове zhittja. – 2007. – № 6. – S. 8. – Rezhim dostupa: http://donntu.edu.ua/russian/profkom/docs_ukr/ProfCom_2007-06_eBOOK.pdf. 12. Dorrer Sergej Iosifovich [Jelek-tronnyj resurs] // Memorial. – Rezhim dostupa: www.memo.ru/history/arkiv/listd.htm. 13. Dorrer Mihail Comte [Jelektronnyj resurs] // Reprissii v SSSR. – Rezhim dostupa: <http://www.rvcco.com/talk/45/>. 14. U is-tokov chtenija lekcij i sozdanija nauchnoj shkoly po dvi-gatelestroeniju v Nacional'nom tehničeskom univer-sitete «Har'kovskij politehnicheskij institut» / A. Marchenko [i dr.] // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2011. – № 1. – С. 15–21.

Е.В. Белоусов, канд. техн. наук, Н.Н. Кобяков, инж.

К 100-ЛЕТИЮ СПУСКА НА ВОДУ ПЕРВОГО В МИРЕ ОКЕАНСКОГО ТЕПЛОХОДА «ЗЕЛАНДИЯ»

17 февраля 2012 года исполнилось сто лет со дня спуска на воду первого в мире океанского теплохода «Зеландия» (*Selandia*) (рис. 1).

Это событие стало важной вехой в истории развития мирового торгового транспортного флота [1].

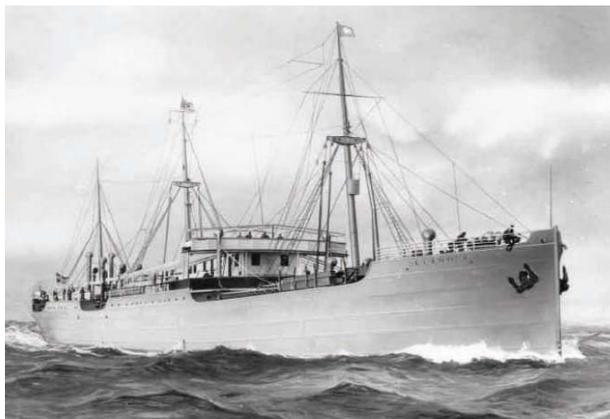


Рис. 1. Теплоход «Зеландия»

Впервые дизели на судне были установлены на относительно небольшой речной самоходной барже, названной «Вандалом», которая была спущена на воду в 1905 г. на Сорновском заводе в Нижнем Новгороде [2]. Судно было оснащено тремя дизелями шведской фирмы «Атлас-Дизель».

Несколько позже, до спуска «Зеландии», на речных теплоходах российской постройки начались широко использоваться дизели отечественного производства завода Людвиг Нобеля, Коломенского, Николаевского («Лаваль»), Харьковского («ХПЗ») заводов. Однако на океанских судах безраздельно господствовали паровые поршневые машины.

«Зеландия» изначально проектировалась как океанское судно с неограниченным районом плавания. Инициатором установки дизелей на судах океанского плавания выступил датский инженер, технический директор кампании Burmeister&Wain Ивэр Нудсен (Ivar Knudsen). Он внимательно наблюдал за работами немецкого инженера Рудольфа Дизеля и сам неоднократно посещал изобретателя в его Агсбургской лаборатории. Именно Нудсену удалось убедить владельца крупнейшей на то время Восточно-Азиатской судоходной компании Х.Н. Андерсена в перспективности нового двигателя для судов торгового флота. Основные характеристики

теплохода приведены в таблице 1. Судно было построено на датской верфи Burmeister&Wain для Восточно-Азиатской судоходной компании. В качестве главных на судне использовались два дизеля мощностью по 1250 лошадиных сил (рис. 2).

Таблица 1. Основные характеристики теплохода «Зеландия»

Длина, м	117,9
Ширина наибольшая, м	16,16
Осадка в грузу, м	7,35
Водоизмещение, т	7400
Количество винтов	2
Количество главных двигателей	2
Средняя скорость, узел	11
Тип двигателей	четырёхтактный, реверсивный, крейцкопфный
Количество цилиндров	8
Диаметр цилиндров, мм	530
Ход поршня, мм	730
Частота вращения, мин ⁻¹	140
Пуск двигателя	сжатым воздухом
Время реверса двигателя, с	20
Мощность двигателя:	
длительная, кВт	920
максимальная, кВт	1251
Удельный расход топлива, г/(кВт×ч)	204
Вспомогательные двигатели, шт×кВт	2×184
Запас топлива на борту, т	900
Дальность плавания, морских миль	26000

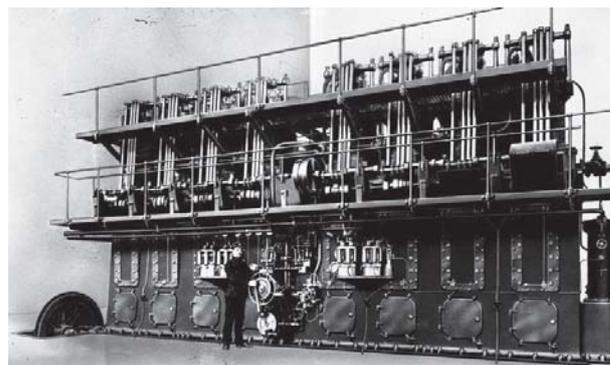


Рис. 2. Двигатель теплохода «Зеландия»

В результате, зимой 1910 года между Восточно-Азиатской кампанией и верфью Burmeister&Wain был подписан контракт на постройку трех судов, оснащенных дизельными двигателями. Первым судном и стала легендарная «Зеландия». Судно вызвало огромный интерес, в первую очередь, отсутствием дымовых труб. Выпуск газов осуществлялся через небольшую трубу, вмонтированную в

одну из мачт судна. Отсутствие обильного дыма заинтересовало и военных, так как в то время военные корабли обнаруживали себя за много миль именно по облаку сопровождавшего их дыма. Поэтому при первом же визите судна в Великобританию, 1 марта 1912 г., его посетил Уинстон Черчилль, в то время морской министр объединенного королевства (рис. 3).



Рис. 3. Глава Восточно-Азиатской кампании Х.Н. Андерсен встречает Уинстона Черчилля на борту «Зеландии» в Лондоне 1 марта 1912 г.

После посещения Англии «Зеландия» отправилась в свое первое плавание из Лондона через Суэцкий канал в Бангкок. Плавание проходило без значительных происшествий, мелкие поломки двигателей устранялись экипажем, а о них сообщалось по телеграфу в Копенгаген, где полученный опыт учитывался при постройке следующего судна серии «Fionia». Прослужила «Зеландия» до 1942 года, пройдя более 600 тыс. морских миль. Она потерпела крушение недалеко от японской Йокогамы. За весь этот период двигатели судна ни разу не подвергались капитальному ремонту.

За сто лет мировое судовое дизелестроение добилось значительных успехов: дизели практически полностью вытеснили все остальные типы двигателей на судах торгового флота, их КПД в некоторых случаях доведен до 55 %. Мощность современных двигателей достигает 60...100 МВт, а размеры могут быть соизмеримы с размерами пяти-



Гюйгенс Христиан (Christiaan Huygens) (14.04.1629-08.07.1695) – нидерландский механик, физик, математик, астроном и изобретатель. В 1678 г. им был предложен первый поршневой двигатель, который, как предполагалось, должен был в качестве топлива использовать черный порох. Предложенный Гюйгенсом двигатель никогда не был построен, однако сама идея сжигать топливо внутри рабочего цилиндра легла в основу создания современных двигателей внутреннего сгорания.

этажного дома (рис. 4).

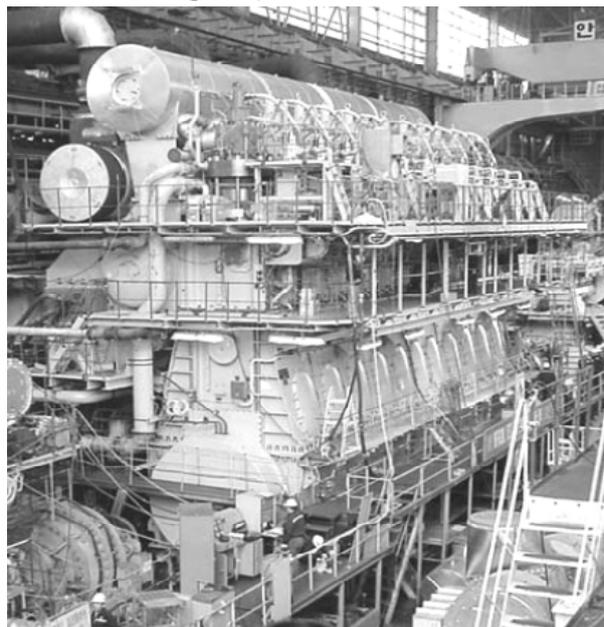


Рис. 4. Судовой малооборотный дизель 10K98MC-C фирмы MAN мощностью 60 МВт

Достижение таких результатов стало возможным благодаря самоотверженному труду целой плеяды изобретателей, инженеров и ученых, имена многих из которых или остались неизвестными или знакомы узкому кругу специалистов. В этой короткой статье авторы хотят напомнить только некоторые из имен, которые можно встретить в учебниках и другой специальной литературе. При этом порой не все знают, что за человек стоит за этим именем, когда он жил, чем занимался, какой вклад внес в становление отрасли.

Пример самоотверженного труда тех, кто упомянут в данной статье, и тех, кого, по причине ограниченного объема журнальной статьи, упомянуть не удалось, может быть ориентиром для нынешних и будущих поколений специалистов, которые своими достижениями впишут новые страницы в историю отрасли.



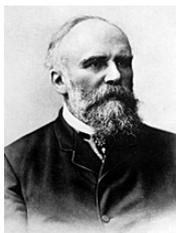
Карно Николас Леонард Сади (Nicolas Léonard Sadi Carnot) (01.06.1796-24.08.1832) – сын известного политического деятеля и математика Лазара Карно. В 1812 г. окончил лицей Карла Великого и поступил в Политехническую школу. В 1814 г. был направлен в инженерную школу в города Мец, а после ее завершения в 1816 г. был распределен в инженерный полк. В 1824 г. вышла первая и единственная работа Карно «Размышления о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу» (Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance). Эта работа считается основополагающей в термодинамике. Умер в 1832 г. от холеры.



Ленуар Етиенне (Lenoir Etienne) (12.01.1822-04.08.1900). Ленуару первому пришла мысль использовать смесь горючего газа с воздухом при работе двигателя. Именно эта идея оказалась решающей для дальнейшего развития двигателей внутреннего сгорания. В январе 1860 г. он получил патент на такой двигатель. Его мощность составляла 1,5 л.с. при 1000 мин⁻¹, а КПД был не более 4%. Двигатель имел большой коммерческий успех и использовался для различных целей. Его стали производить французские фирмы «Маринони», «Лефевр» и «Готье». Было построено около 500 двигателей Ленуара.



Отто Николас Август (Otto Nicolaus August) (10.07.1832-26.01.1891) – немецкий изобретатель-самоучка. Родился в городе Хольцхаузен. Учился в реальном училище, но не закончил его. Карьеру начал продавцом, а все свободное время проводил, работая над созданием газового мотора собственной конструкции. В 1864 г. Отто познакомился с Ю. Лангером, который стал финансировать его работу. Патент на свой двигатель Отто получил 21 апреля 1866 г. В январе 1872 г. Отто и Лангер основали кампанию Gasmotorenfabric Deiz Ag. по производству газовых двигателей, КПД которых достигал 15%, втрое превосходя КПД паровых машин. Было выпущено около 5 тыс. двигателей.



Лангер Карл Юджин (Langen Karl Eugen) (09.10.1833-02.10.1895) родился в Кельне, в семье крупных сахаропромышленников. Там же в 1850 г. поступил в высшую техническую школу на факультет химического машиностроения. В 1857 г., получив диплом инженера, вернулся на фабрику своего отца. В августе 1862 г. знакомится с Николасом Отто и оказывает ему помощь в проектировании двигателя, а также финансовую поддержку. Вместе они основали в 1864 г. кампанию Gasmotorenfabric Deiz Ag, которая была первым моторостроительным заводом в мире.



Дизель Рудольф Кристиан Карл (Diesel Rudolf Christian Karl) (18.03.1858-29.09.1913) родился в семье немецких эмигрантов в пригороде Парижа. В 1870 г. семья переехала в Англию, откуда родители отправили Рудольфа учиться в Германию. Сначала в Аугсбург, а затем в Высшую Техническую школу Мюнхена, которую он закончил с отличием в 1880 г. Получив образование, Р. Дизель работает в парижском отделении фирмы Карла Линде и параллельно занимается разработкой высокоэффективного теплового двигателя с воспламенением от сжатия. В 1890 г. он представил теоретическое обоснование своей идеи, а в 1892 г. получил первый патент. В 1897 г. был продемонстрирован двигатель мощностью 25 л.с. Новый двигатель заинтересовал фирму Круппа, машиностроительные заводы Аугсбурга и многих других. Умер изобретатель предположительно 29 сентября 1913 г. при невыясненных обстоятельствах: отправившись из Антверпена в Лондон на борту парома «Дрезден», по дороге Дизель загадочно исчез.



Буз Генрих фон Риттер (Buz Heinrich von Ritter) (17.09.1833-08.01.1918) немецкий инженер и промышленник. Окончил ремесленную школу в Аугсбурге. С 1851 по 1853 г.г. обучался в политехническом институте города Карлсруэ. После обучения проходил стажировку в Эльзасе и в Лондоне. С 1857 г. начинает работу на Агсбургском машиностроительном заводе, а с 1864 г. становится его директором. В 1913 г. становится генеральным директором объединенной компании Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG (ныне концерн MAN). Был первым, кто поверил в идеи Р.Дизеля и оказывал ему всестороннюю поддержку, выделив средства и лабораторию для постройки первых двигателей.



Брумстер Карл Кристиан (Burmeister Karl Christian) (1821-1898) и **Вайн Вильям** (Wain William) (1819-1882) стали соучредителями основанной в 1846 г. **Гансом Генрихом Бомгартемом** (Hans Heinrich Baumgarten) машиностроительной кампании, которая впоследствии была переименована в фирму Бурмейстер и Вайн (Burmeister & Wain). Кампания занималась судостроением, имея свои верфи и машиностроительные заводы для производства судового оборудования, в том числе и паровых машин. Впоследствии кампания приступила к выпуску дизелей на основании патента Р.Дизеля.



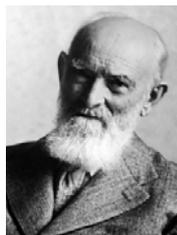
Нудсен Ивэр Питер Бэггер (Knudsen Ivar Peter Bagger) (1861-1920) – датский инженер, директор машиностроительного отделения фирмы Burmeister & Wain. Одним из первых понял те перспективы, которые открывало перед судостроением использование дизелей. Сам неоднократно бывал в Агсбурге у Р. Дизеля, внимательно следил за его работами. По его рекомендации фирма в 1898 г. приобрела патент на производство и дальнейшее усовершенствование дизелей. По инициативе Нудсена были спроектированы дизели для грузопассажирского судна «Зеландия», ставшего первым в мире океанским теплоходом.



Йохан Джакоб Зульцер-Хирзель (Johann Jakob Sulzer-Hirzel) (1806-1883) и **Саломон Зульцер-Зульцер** (Salomon Sulzer-Sulzer) (1809-1869) – основатели Швейцарской фирмы Братьев Зульцер (Sulzer Brothers). Фирма начинала свою деятельность в 1834 г. с производства пожарных насосов, а впоследствии перешла на выпуск судовых паровых машин. Несмотря на то, что ни один из братьев не дожил до изобретения Р. Дизеля, новаторский дух, присущий основателям, способствовал тому, что все новое находило поддержку у руководства фирмы. Последователи братьев вовремя поняли перспективность дизелей и одними из первых начали их выпуск для судов. В течение более 80 лет фирма являлась одним из лидеров данной отрасли.



Зульцер Джоан Джакоб (Johann Jakob Sulzer-Imhoof) (1855-1922) – сын одного из основателей фирмы братьев Зульцер со штаб-квартирой в городе Винтертуре. В результате переговоров в 1898 г. фирма, руководимая Джоаном, приобретает патент Р. Дизеля, с которым Джоана связывали не только деловые отношения, но и близкая дружба. Инженерами фирмы был внесен огромный вклад в развитие конструкции дизелей судового назначения. Так, в 1905 г. фирма Зульцер выпустила двухтактный двигатель с щелевой схемой продувки, что позволило значительно упростить конструкцию. Такие двигатели фирма производила вплоть до 1982 г.



Бош Роберт (Bosch Robert), (23.09.1861-12.03.1942) – немецкий промышленник, инженер и изобретатель; основатель компании Robert Bosch GmbH. С 1869 г. по 1876 г. обучался в Ульмской школе. В 1894 г. посещал лекции в Высшей технической школе Штутгарта. 15 ноября 1886 г. открыл в Штутгарте собственную фирму. В 1922 г. занялся разработкой бескомпрессорной системы впрыска дизельного топлива, и создал вместо громоздкого компрессора компактную гидравлическую систему. Уже в середине 1923 г. проводились моторные испытания различных топливных насосов высокого давления (ТНВД), а с 1927 г. ТНВД выпускались серийно.



Нобель Эммануил (10.06.1859-1932) – сын известного нефтепромышленника Людвиг Нобеля. Высоко оценил перспективность изобретения Р. Дизеля. Через профессора Г. Деппа, бывшего сокурсника Дизеля, Нобель добился согласия продать ему лицензию и комплект чертежей двигателя, работающего на керосине, за 50 тыс. фунтов стерлингов. Одним из главных мотивов для покупки лицензии на производство дизель-моторов являлось стремление увеличить сбыт своей нефти в России. В течение года инженеры завода «Людвиг Нобеля» в Санкт-Петербурге переконструировали этот двигатель, приспособив его для работы на сырой нефти. Постройка и испытания двигателя производились под руководством профессора Г. Деппа.



Депп Георгий Филиппович (29.11.1854-17.03.1921) в 1877 г. окончил курс технического отдела Штуттгартского политехнического института, занимался в Политехнических институтах Мюнхена и Дрездена. Сдав в 1885 г. экзамен на степень инженера-технолога при Санкт-Петербургском технологическом институте, стал преподавателем этого учебного заведения. В 1898 г. был избран профессором по кафедре механики. По заданию Э.Нобеля вел переговоры с Р.Дизелем о покупке его патента. Под руководством Деппа были созданы первые русские дизеля, способные работать на сырой нефти. По результатам этих работ в 1901 г. вышел труд «Опыты с двигателями Дизеля».



Брикс Федор Александрович (1855-1936) окончил Морское инженерное училище (1887 г.) и механическое отделение Николаевской морской академии (1882 г.). Профессор, специалист в области теории и проектирования судовых паровых машин и двигателей. Им разработан метод графоаналитического исследования рабочих процессов паровых машин с кривошипно-шатунным приводным механизмом. Впоследствии этот метод, известный как метод Брикса, широко использовался при исследовании рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания.



Бюхи Альфред (Buechi Alfred) (11.07.1879-27.10.1959) – швейцарский инженер, закончил технический университет в Цюрихе. Работал начальником отдела перспективных разработок фирмы братьев Зульцер. В 1905 г. получил патент на комбинированную тепловую машину, которая объединяла в себе поршневой двигатель, центробежный компрессор и осевую турбину, расположенные на одном валу. Впоследствии, в 1908 г., из-за трудностей согласования всех элементов комбинированного двигателя по оборотам, газовая турбина и компрессор были выделены в отдельный агрегат, названный турбокомпрессором. В 1926 г. основал синдикат Buechi – первую специализированную фирму по производству турбокомпрессоров.



Гюльднер Гуго (Hugo Guldner) (18.07.1866-12.03.1926) закончил Королевское ремесленное училище Южной Вестфалии. С 1897 г. занимался проектированием и изготовлением двигателей внутреннего сгорания. В этой области он получил 12 патентов, в том числе и на способ разделенного смесеобразования. В 1899 г. переезжает в Аугсбург и в течение трех лет работает главным инженером у Р.Дизеля. В 1904 г. совместно с Карлом фон Лидне и Георгом фон Крауссом налаживает выпуск двигателей различного назначения. Известен как автор наиболее полного на тот момент руководства по истории и проектированию двигателей внутреннего сгорания.



Тринклер Густав Васильевич (24.04.1876-04.02.1957) – российский ученый и изобретатель, создатель безкомпрессорного двигателя, первую конструкцию которого он представил в 1899 г. в качестве своего дипломного проекта. Весной 1902 г. производство двигателей было налажено на заводе братьев Кертинг в Ганновере. По возвращении в Россию, Тринклер в течение ряда лет, работая на Сормовском заводе, совершенствовал конструкцию своего двигателя. С осени 1917 г. начал педагогическую деятельность. В 1930 г. без защиты диссертации ему присваивается ученая степень доктора технических наук. До конца жизни поддерживал тесную связь с Сормовским заводом.



Гриневецкий Василий Игнатьевич (02.06.1871-31.03.1919) родился в Киеве, откуда семья переезжает в Казань, где он заканчивает в 1889 г. реальное училище. В 1889 г. становится студентом Императорского московского технического училища (ИМТУ), которое заканчивает в 1896 г. и остается на преподавательскую работу. В 1902 г. Гриневецкий В.И. стал профессором. В 1905 г. его назначают заместителем директора ИМТУ, а в 1914 г. директором. Одним из первых в России Гриневецкий В.И. понял перспективность ДВС и начал серьезно заниматься их изучением. В 1907 г. вышло первое издание книги Г. Гюльднера «Газовые, нефтяные и прочие двигатели». В приложении к переводу книги Гриневецкий В.И. поместил свой труд «Тепловой расчет рабочего процесса», опередив на два десятка лет аналогичные работы в ведущих промышленных странах.



Корейво Раймонд Александрович (1852-1920) – русский инженер, конструктор тепловых и двигателей. По окончании Петербургского технологического института работал на различных машиностроительных заводах, особенно долго на Коломенском заводе. В 1908-14 г.г. по его проектам было построено около 20 морских и речных судов оригинальной конструкции. Им создано несколько новых типов судовых двигателей, в т. ч. двухтактный двухвальный двигатель со встречным движением поршней и синхронизацией коленчатых валов посредством зубчатой передачи.



Юнкерс Гуго (Junkers Hugo) (3.02.1859-3.02.1935) – профессор, выдающийся немецкий предприниматель, инженер, изобретатель и авиаконструктор, основатель компании «Junkers & Co», автор ряда изобретений в различных отраслях техники. Внес большой вклад в развитие конструкции дизелей с противоположно движущимися поршнями. За отказ сотрудничать с фашистским правительством, остаток жизни провел под домашним арестом вблизи Мюнхена. Чтобы скрыть факт отказа инженерной элиты сотрудничать с фашистами, после смерти Юнкерсу были устроены пышные государственные похороны.



Нуссельт Вильгельм (Nusselt Wilhelm) (25.11.1882-01.09.1957) – немецкий инженер. Окончил Мюнхенский технический университет в 1904 г., а уже в 1907 г. защитил докторскую диссертацию на тему «Теплопроводность изоляционных материалов». В 1915 г. Нуссельт опубликовал свою новаторскую работу «Основные законы переноса тепла». Впервые предложил безразмерные группы, теперь известные как основные параметры в теории подобия теплообмена. Предложенные Нуссельтом методы расчета до сих пор широко используются при исследовании и моделировании рабочих процессов в ДВС.



Мазинг Евгений Карлович (05.4.1880-24.3.1944) окончил в 1906 г. Московское высшее техническое училище, в котором и начал работать в лаборатории двигателей внутреннего сгорания. С 1920 г. профессор, заведующий кафедрой. Развивая идеи своего учителя В.И. Гриневецкого, усовершенствовал методику теплового расчета ДВС, исследовал вопросы генерирования газа и его использования в двигателях. Труды Мазинга по вопросам сгорания топлива легли в основу современных методов проектирования двигателей внутреннего сгорания.



Брилинг Николай Романович (01.10.1876-15.03.1961) образование начал в ИМТУ, а затем продолжил в Дрезденском университете, где и защитил докторскую диссертацию. В области проектирования ДВС им выполнены: уточнение теплового расчета, предложенного в 1906 г. В.И. Гриневецким; исследованы процессы распространения пламени в камерах сгорания; теплообмен в рабочем цилиндре; разработаны метод анализа рабочего процесса двигателя по индикаторным диаграммам и теория быстроходных короткоходных дизелей. Член-корреспондент АН СССР с 1953 г.



Гессельман Джонас (Hesselman Jonas) (1877-1957) – шведский инженер. С 1899 по 1916 г.г. работал главным инженером компании АВ Diesel Engines в пригороде Стокгольма. С 1916 г. создал собственную фирму. Под его руководством в 1925 г. были разработаны многотопливные двигатели с непосредственным впрыском топлива в камеру сгорания, сочетавшие в себе преимущества дизелей и двигателей Отто. Внес большой вклад в исследование процессов смесеобразования в двигателях с непосредственным впрыском топлива. Предложенная им форма камеры сгорания до настоящего времени находит широкое применение в современных дизелях.



Рикардо Гари (Ricardo Harry) (26.01.1885-18.05.1974) – английский инженер и изобретатель. Закончил ряд учебных заведений, включая Кембриджский университет. Увлечен проектированием двигателей внутреннего сгорания и основал успешную кампанию по их проектированию и производству Ricardo Consulting Engineers Ltd. Кампания вкладывала огромные средства в исследовательские работы, благодаря чему являлась лидером в проектировании и доводке двигателей различного назначения. Рикардо и сотрудниками его кампании было сделано много изобретений в области ДВС, к числу которых принадлежат вихрекамерное смесеобразование, гильзовое газораспределение и многие другие.



Ланчестер Фредерик (Lanchester Frederick) (23.09.1868-08.03.1946) – английский инженер и изобретатель, внесший значительный вклад в развитие разных отраслей техники, в том числе и двигателей внутреннего сгорания. Обучался в ряде ведущих технических учебных заведений Англии, однако полного образования так и не получил. Был одним из основателей автомобилестроительной фирмы Lanchester Motor Company, Ltd. В области ДВС им разработаны поверхностный карбюратор (1895 г.), демпфер крутильных колебаний (1910 г.), метод уравнивания одноцилиндрового двигателя (1911 г.) и др.



Ванкель Феликс Генрих (Wankel Felix Heinrich) (13.08.1902-09.10.1988) – немецкий изобретатель-самоучка. В 1924 г. он пришел к идее создания роторно-поршневого двигателя, над которым проработал всю свою жизнь. Работоспособный двигатель удалось построить только к 1957 г., после того как к работе присоединился инженер Вальтер Фройде. Для создания работоспособного двигателя Ванкель провел обширные исследования и сформулировал требования к эффективным подвижным уплотнениям. Несмотря на отсутствие специального образования, в 1969 г. Ванкель становится доктором технических наук Мюнхенского института, а затем и профессором.



Орлин Андрей Сергеевич (17.02.1902-03.03.1988) – родился в Новочеркасске. В 1921 г. поступает в МВТУ и заканчивает его по специальности ДВС в 1926 г. В этом же году он поступает в аспирантуру и одновременно начинает работать в НАМИ в качестве инженера. С 1928 г. становится штатным преподавателем в МВТУ. В 1937 г. после защиты докторской диссертации получает звание профессора по кафедре «Двигатели внутреннего сгорания», а в 1939 г. становится ее заведующим и возглавляет кафедру вплоть до 1975 года. Автор более 200 работ, в том числе 9 учебников и 8 монографий.



Ваншейдт Всеволод Александрович (07.08.1890-27.09.1982) окончил механическое отделение Петербургского технологического института в 1914 г. Работал на заводе «Л. Нобель» (ныне «Русский дизель»). Под его руководством в 1925 г. спроектирован и построен первый в стране 2-тактный бескомпрессорный двигатель мощностью около 37 кВт. С 1929 г. вел преподавательскую работу на кораблестроительном факультете Ленинградского политехнического института, а в 1930-1971 г.г. заведовал кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания» в Ленинградском кораблестроительном институте, профессор. В 1938 г. и 1950 г. вышли в свет его учебники по теории судовых двигателей внутреннего сгорания.



Цветков Василий Трофимович (1887-1954) – выдающийся ученый-теплотехник, с отличием окончил Харьковский технологический институт в 1911 г. и пришел на Харьковский паровозостроительный завод, где сразу же включился в разработку двухтактного дизеля мощностью 900 л.с. С 1928 по 1932 г.г. – технический директор Харьковского паровозостроительного завода. В 1921 г. организывает и возглавляет кафедру тепловых двигателей в ХПИ, которая в 1930 г. была реорганизована в кафедру «Двигатели внутреннего сгорания». В этом же году стал и первым заведующим кафедрой авиационных двигателей в Харьковском авиационном институте. В 1940 г. ему присуждена ученая степень доктора технических наук.



Вибе Иван Иванович (27.12.1902-27.12.1969) – ученый, специалист в области теории ДВС, доктор технических наук. В 1926 г. окончил Запорожский машиностроительный институт. В 1932 окончил аспирантуру при Ленинградском учебном комбинате гражданской авиации. В 1938-41 г.г. заведовал кафедрой специальных двигателей Сталинградского механического института. С 1965 г. профессор Челябинского политехнического института. Автор многочисленных трудов по теории ДВС. Предложенный им метод расчета процессов сгорания получил широкое распространение во всех странах мира.



Глаголев Николай Матвеевич (1903-1976) – видный ученый и специалист в области теории и конструирования двигателей внутреннего сгорания. С 1954 по 1970 г.г. заведовал кафедрой ДВС ХПИ. Приложил значительные силы к развитию научной школы двигателестроения в Харькове и к признанию ее как в стране, так и за ее пределами. В 1949 г. защитил докторскую диссертацию на тему «Новый метод расчета рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания». В 1950 г. присвоено звание профессора. Автор 11 книг и более 100 работ в области ДВС.

Список литературы:

1. *The three-piece, bamboo, motorcar steamer the tale of Selandia, the Burmeister&Wain ship that astounded the world / Diesel Facts. - №2. – 2007. – P. 16.* 2. Матвеев Ю.И. Развитие и распространение дизелей в России. / Ю.И. Матвеев. Е.И. Андрусенко. – Н. Новгород: ФГОУ ВПО «ВГАВТ», 2010. – 166 с. 3. *Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. / D. Woodyard. – Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Oxford, 2004. – 914 p.*

Bibliography (transliterated):

1. *The three-piece, bamboo, motorcar steamer the tale of Selandia, the Burmeister&Wain ship that astounded the world / Diesel Facts. - №2. – 2007. – R. 16.* 2. *Matveev Ju.I. Razvitie i rasprostranenie dizelej v Rossii. / Ju.I. Matveev. E.I. Andrusenko. – N. Novgorod: FGOU VPO «VGAVT», 2010. – 166 s.* 3. *Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. / D. Woodyard. – Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Oxford, 2004. – 914 p.*

И.В. Рыкова, канд. техн. наук

XVI МЕЖДУНАРОДНЫЙ КОНГРЕСС ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЕЙ

Прошедший с 14 по 19 сентября 2011 года Конгресс двигателестроителей был посвящен 100-летию дизелестроения в Украине.

В работе конгресса приняли участие 220 участников из известных центров двигателестроения – Харьков, Киев, Москва, Запорожье, С.-Петербург, Самара, Казань, Рыбинск, Барнаул, Николаев, Симферополь, Луганск, Тутаев и другие.

Пленарное заседание открыл проректор по научной работе НТУ «ХПИ», заведующий кафедрой ДВС профессор А.П. Марченко докладом «Харьковские научные школы дизелестроения. К 100-летию дизелестроения в Украине». В докладе были отражены основные этапы становления дизелестроения в Украине начиная с первых разработок, организации отдела тепловых двигателей на паровозостроительном заводе (ХПЗ) и создания специальности «Двигатели внутреннего сгорания» в Харьковском технологическом институте. Особо была отмечена роль исторических личностей, известных ученых, конструкторов и исследователей. Доррер С.И., Цветков В.Т., Майер Я.М., Челпан К.Ф., Глаголев Н.М., Воронкин А.А., Константинов В.А., Моргулис Ю.Б., Вихман Я.Е., Ивченко А.Г., Трашутин И.Я. и многие другие создавали основы Харьковской научной школы дизелестроения.

Значительным импульсом в развитие дизелестроения в Украине стало основание выдающимся ученым, теоретиком, практиком и педагогом профессором Василием Трофимовичем Цветковым кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» в Харьковском политехническом институте. Благодаря тесным связям с ХПЗ привлечению к научной, преподавательской и практической деятельности молодых талантливых специалистов на кафедре велись работы по созданию двухтактных судовых быстроходных дизелей, танкового дизеля В-2, тепловозных 40Д, 45Д и других двигателей.

Профессор А.П. Марченко подчеркнул, что наибольшую известность Харьковская научная школа дизелестроения получила в послевоенный период, особенно, в 60-е – 80-е года прошлого столетия, когда дизелестроение бурно развивалось в Украине. В настоящее время приоритетами научной деятельности Харьковской научной школы являются актуальные разработки по ресурсосбережению, экологизации и повышению ресурса перспективных ДВС.

Также на пленарном заседании выступил с докладом «К 100-летию дизелестроения и 80-летию основания КП ХКБД. Этапы, пути и задачи на пер-

спективу» заместитель генерального конструктора по научно-исследовательской работе КП ХКБД доктор технических наук А.В. Грицук. В своем докладе А.В. Грицук привел историко-технические данные о зарождении, становлении и перспективах развития дизелей для спецтехники и нового направления дизелестроения в Украине – высокооборотных малолитражных дизелей.

На трех заседаниях секции «Поршневые двигатели внутреннего сгорания» было представлено 32 доклада. Основной тематикой докладов являлось исследование рабочих процессов, разработка топливной аппаратуры с увеличенным давлением впрыскивания, применение альтернативных топлив в ДВС, оценка влияния температуры поверхности поршня на показатели работы дизеля и особенности проектирования и изготовления тонкостенных поршней двигателей с принудительным зажиганием.

Особый интерес у участников конгресса вызвали доклады по результатам исследований дизеля с аккумуляторной топливной системой авторов Алтайского государственного технического университета (г. Барнаул) С.П. Кулманакова С.В. Яковлева и доцента кафедры ДВС НТУ «ХПИ» А.А. Прохоренко.

Интересные данные представили в своем докладе авторы из Национального кораблестроительного университета (г. Николаев) Б.Г. Тимошевского, М.Р. Ткача, А.С. Митрофанова, А.С. Познанского, А.Ю. Проскурина о результатах экспериментального исследования ДВС с системой термохимической конверсии биоэтанола и моделирования процесса сгорания синтез-газа.

В докладе авторов из ПАО «АВТРАМАТ» (г. Харьков) А.В. Белогуба, А.А. Зотова, Е.К. Гордиенко и Е.А. Сергеева, Ю.В. Чистякова (г. Кострома) были рассмотрены особенности проектирования «безопасного» поршня для двигателя ВА3-21126, который обеспечивает согласованность результатов теоретических и эксплуатационных исследований, проектных решений и условия технологии производства.

В своем решении оргкомитет 16 Конгресса двигателестроителей отметил эффективность работы секции поршневых двигателей внутреннего сгорания и высказал пожелания о расширении ее представительства.

UDC 621.436.12

Dragan Y.E. Analysis of researches hydrodynamic processes in electrohydraulic injectors of diesel engines / Y.E. Dragan // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.3-7.

The technique is developed for mathematical modeling of hydrodynamic processes in electrohydraulic injector of diesel engines. It based on results of settlement and pilot studies. In a technique compressibility of fuel and deformation of a bar, a needle and the animator of locking are functions of fuel pressure. In article working ranges of effective sections of jets of the chamber of management through passage are defined. Their optimum values by criterion of the minimum delay of lifting of a needle of a spray are established. Influence of lifting of a needle of a spray on speed of this lifting is shown. II. 4. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43.013

Eroshenkov S.A. Experimental researches engine with spark-ignition and direct injection of fuel during work on petrol-ethanol mixture / S.A. Eroshenkov, V.A. Korogodskij, A.A. Kagramanjan, A.N. Vrublevskij, O.V. Vasilenko, S.V. Oboznyj // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.8-9

In-process conducted research on the use of petrol-ethanol mixtures in engines with internal mixing (direct injection fuel). Mixtures were probed with maintenance of ethanol in 10, 15 and 20% on volume. Load characteristics was build as a result of research. Table. 1. II. 3. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.436.038

Grytsyuk A. Choice of parameters of the adaptive task of fuel supply an automobile diesel engine 4CHNA-1 8,8/8,2 in engine test conditions / A. Grytsyuk, A. Vrublevskij, G. Sherbakov, A. Ovchinnikov // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.10-13.

In this article the results of bench tests of the automobile diesel engine 4DTNA1 was carried out by the orthogonal mathematical plan. It is presented with the purpose to obtain polynomial dependences of required parameters of fuel supply from crankshaft speed and supercharging air pressure for formation of their adaptive control under concrete diesel engine operating conditions. Engine tests confirm a necessity of applied in the design of the diesel engine fuel supplying equipment of a cyclic fuel supply combined control and a fuel injection angle of advance on all experimental-designed points on all-speed governor characteristics. Mathematical dependences for the further working-off and adjustment of the divided fuel supplying equipment of direct action for a domestic automobile diesel engine are obtained. Tabl. 1. II. 7. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.436

Kulmanakov S.P. Investigation of structure and dynamics of jet fuel for traditional and biofuels with various fuel delivery systems/ S.P. Kulmanakov, V.A. Sinitsyn, O.V. Drobyshev // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.13-18.

This article discusses the results of experimental studies of the structure of the fuel jet and the dynamics of its development by using the direct action fuel equipment and fuel injection equipment such as battery Common Rail. The results are presented for the following fuels: diesel, and biofuels - rapeseed oil. The experimental setup is offered. Experimental data is got to determine the speed and length of the

fuel jets. The structure of the fuel jet was investigated by analyzing the optical density. II.12. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.43.056

Mishchenko N.I. Modelling and research of the working-cycle of the petrol engine. Part 2. Calculation, experiment, analysis / N.I. Mishchenko, V.G. Zarenbin, T.N. Kolesnikova, J.V. Yurchenko, M.A. Pidlicna // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.19-22.

Results of calculation of a work cycle and experimental researches of the four-cycle engine with different methods of regulation of loading such, as classical Atkinson's and Miller's methods. Using calculated-experimental data the loading and torque curve characteristics of engines with different methods of regulation of loading are received. Data concerning influence of the specified methods of regulation of loading on obtained performance parameters of the engine. Recommendations concerning application of the resulted methods of regulation of loading in automobile internal combustion engines are given. Table. 1. II. 9. Bibliogr. 8 names.

UDC 621.436.038

Abramchuk F.I. Selection of compression ratio and engine pressure ration of medium-duty gas engine with spark ignition / F.I. Abramchuk, A.N. Kabanov, M.S. Lipinskiy // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.23-25.

Analysis of approaches to modelling of detonation in spark-ignition engines has been performed. Investigation of medium-duty gas engine 6CHN13/14 for choosing of compression ratio and engine pressure ratio best values has been performed. Range of variation of these parameters for this study has been selected. II. 2. Bibliogr. 7 names.

UDC 621.43.068

Bgantsev V.N. The analysis of parameters of work of a diesel engine on the closed cycle in structure of cogeneration installations / V.N.Bgantsev, V.P.Marahovsky // Internal combustion engines. – 2012. – №1. – P.26-28.

Results of comparative tests of an one-cylinder diesel engine which used as a working body atmospheric air and products of combustion of fuel in a thermodynamic closed cycle are presented in these article. The artificial gas mix submitted on an admission of a diesel engine, has consisted basically from carbon dioxide, water pair and oxygen. The received data are analyzed with reference to cogeneration to installations of various purpose. II. 4. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.43.052

D.E. Samoilenko. Simulation of diesel engine and variable geometry turbocharger (VGT) with vaneless turbine volute/ D.E. Samoilenko // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.29-34.

The present study investigates the influence of turbine adjustment in a turbocharger with vaneless turbine volute on a diesel parameters by means of computer simulation. The turbine construction was based on the new patented method of adjustment of centripetal turbines with vaneless turbine volute. The simulation was conducted with different cross-sections of the volute acceleration section end of the turbine. As a result we were able to make a comparison of diesel and turbocharger indices for VGT and a common turbocharger. Table. 2. II. 4. Bibliogr. 8 names.

UDC 621.43.016

Trineyy A.W. Numerical simulation of optimal thermal condition of the cylinder sleeves in high-speed diesel /

A.W. Trineyv, V.I. Kalantay // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.35-40.

Align the temperature of the working surface cylinder sleeves in height to optimum values achieved by local cooling compressed air upper landing collar and insulation outer surface, the cooling fluid, the calculated simulation performed using the finite element method. Table. 1. Il. 6. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.436

Moskalenko I.N. The development measuring system of low displacement suitable to experimental researches of piston's dynamic / I.N. Moskalenko // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.41-44.

In this article main stages of measuring equipment creation, which is suitable for experimental researches of piston's dynamic was shown. Requirements for measuring equipment and arrangement of a schematic diagram were formulated. Were offered original design of low displacement sensor, were chosen modern element base and were developed electric circuit. Functional model of measuring system was created, which provides joint operation with piston engine. Consequently, static and dynamic behavior of measuring system was received. Il. 6. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.436:681.51

Prokhorenko A. Precision electronic control for diesel engine fuel system with battery // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.45-48.

It is shown that to avoid a static error in electronic control of diesel engine with Common Rail system in an algorithmic scheme that the regulator must enter the serial or parallel integral link. Differential equations of the electronic circuitry of various regulators are obtained. Qualitative comparison of the analytical method was made. Il. 2. Bibliogr. 5 names.

UDK 621.436

Lisoval A. All-speed electronics governor of diesel on wheeled vehicle / Lisoval A., Verbovsky A. // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.49-52.

In the article the features of application of all-speed electronics PID-regulator of frequency of rotation of crankshaft for a auto-tractor vehicle with YaMZ diesel are described. Standby and road tests are resulted on the wheeled tractor T150K, the results of tuning of P-, I- and D-channels are got. The further adjustment of these tuning parameters, depending on the speed and loading modes of exploitation are done. Tabl. 3. Il. 2. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.41

Dyachenko V.G. Substantiation and choice of parameters of external combustion engine gas and air systems / V.G. Dyachenko, O.U. Linkov, A.I. Voronkov, I.N. Nikitchenko // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.53-55.

Substantiation and choice of rational ratio of intake and exhaust valves area passages to piston area and valve timing. Il. 5. Bibliogr. 3 names.

UDC 621.436

Bilogub A. Geometrical 3-d modeling of automobile components on the example of piston / A. Bilogub, V. Pylev, A. Zotov, E. Glibko // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.56-61.

The main stages of building a 3-D models of the piston enough for numerical experiments and design tools for production. New methodology of creation of pistons geometrical

models was obtained. The design is based on implementation of odd-cal models of semantic relations, which allowed not only to abandon inefficient algorithms for automatic-cal synthesis, analysis and optimization of model parameters, but also to get new designs that is theoretically superior the best analogues. Il. 7. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43

Mateichyk V.P. The advisability of using the combined power regulation for the piston petrol engine with shutdown of the part of cylinders / V.P. Mateichyk, M.P. Tsiuman, V.A. Nikolaienko // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.62-64.

The article discusses the features of mathematical modeling piston petrol engine with regulation of its power combined method by the shutdown of part the cylinders to determine the coefficient of unevenness rotation engine. Presented universal characteristics of the engine Opel 6F 9.5 / 6.98 for the effective specific fuel consumption and coefficient of unevenness rotation engine. Defined areas appropriate use of combined power regulation of piston petrol engine Opel 6F 9.5 / 6.98 by the shutdown of part the cylinders for criterions of fuel economy and uniformity rotation engine. Il. 2. Bibliogr. 6 names.

UDC 621.436

Ivaschenko N.A. Computatational method for high-speed actuator with fuel-control valve for fuel injection system / N.A. Ivaschenko, L.V. Grekhov, Zhao jianhui // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.64-69.

In this paper, a computational method for high-speed electromagnetic transfer device in oil feeding system of electronic control internal combustion engine was raised. The application and the development of computational method was determined by many factors, such as, the demand of the reality of the computational method, the simplicity of application, combination with the computational fluid dynamics and the mathematical model inset in oil feeding system. The result of this method was obtained with the consideration of the transient effect of magnetic material and the dynamics of mechanical components. The result has certain significance for the design of high-speed control components of oil feeding device in internal-combustion engine. Il. 9. Bibliogr. 8 names.

UDC 55.42.00: 55.03.33

Boyarshinova A.K. Influence of the mode acceleration on loading of crankshaft bearings of engine / A.K. Boyarshinova, E.A. Zadorozhnaya // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.70-75.

Calculate the dynamics of complex-loaded friction units on the non-stationary regimes was submitted. Non-stationary regimes (modes of operation of the engine) are considered as an ordered set successive transient regimes. Calculation results were obtained with the use of mathematical models describing the behavior of Newtonian and non-Newtonian lubricant. Hydro-mechanical characteristics of connecting rod bearings are shown on the various modes of engine operation from idling mode to the rated power. This research confirmed that conditions of work of crankshaft bearings on the acceleration mode are worse than the steady-state conditions. The first cycle of work is especially dangerous. Tabl. 1. Il. 8. Bibliogr. 5 names.

UDC 21.431.73: 55.42.33: 55.03.33

Romanov V.A. Complex modelling of loading for the crankcase and main bearings of the crankshaft of the

diesel engine / V. A. Romanov, N.A. Khozenjuk // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P. 76-81.

The complex approach to the estimation of loading of the diesel engine's crankcase and main bearings is considered. On calculation of a crankcase the thermal and forces influences were considered. The finite element method is used for the modeling of a crankcase thermal condition. The calculation considers thermal emission sources in cylinders and a flow of a two-phase liquid in a water cooling jacket of the crankcase and diesel engine heads. The results of the deformed condition calculation are used in modeling of the nonlinear dynamics of the system «a multisupport crankshaft – lubricant layers – an engine crankcase» for a four-cycle diesel with forced aspiration (CHN 13/15). The comparative estimation of bearings hydromechanical characteristics depending on the various factors leading to misalignments of supports has shown that thermal deformations of the engine crankcase in certain cases can promote decrease in value of the working capacity parameters of the main bearings. The offered technique of the estimation of the thermal condition crankcase is used for the analysis of the expediency of a water cooling jacket modification at forces and thermal influences simultaneously. Tabl. 2. Il. 4. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43.068.4

Kondratenko A. Modeling heat and mass transfer processes in diesel particulate filter. Part 1: The modernization of the filter design and the addition of a database on the properties of a porous body / A. Stokov, A. Kondratenko, A. Avramenko // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.82-87.

The present paper describes the substantiation of modernization of a design of the diesel particulate filter. Addition of a database of program complex CosmosFloWorks on properties of a porous body is executed, by using experimental data obtained on the original engineless test band. Il. 6. Bibliogr. 7 names.

UDC 629.33: 621.43

Grabowsky A.A. Method of increasing the economic and ecological performance of piston engine A.A. Grabowsky, I.I. Artemov // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.88-92.

The analysis of the factors defining value of ecological and economic indicators of internal combustion engines is presented. The technical decisions directed on achievement of demanded indicators of quality of functioning as that discrete change of capacity of the internal combustion engine, allowing approximately in 2-3 times to lower quantity of harmful emissions, with simultaneous improvement of economic indicators. Presents the results of the tests of diesel engines D-50 in various modes of operation of confirming the possibility of implementation of the proposed technical solution, as in conventional internal combustion engines and engine running in the hybrid and combined power plants. Tabl. 2. Il. 1. Bibliogr. 2 names.

UDC 621.1.018

Polivianchuk A.P. Methodology and experimental setup for studying the process of heat transfer in the pipeline with air dilution of exhaust gases (the tunnel) / A.P. Polivianchuk // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.93-95.

The method of determining the average heat dissipation coefficient in the pipeline with air dilution of exhaust gases (tunnel) is offered. The experimental setup for

studying the process of heat transfer in a tunnel is offered. Il. 4. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.436: 539.3: 621.74

Alyokhin V.I. Analysis of the impact of technological defects on the strength of the cast piston of ICE / V.I. Alyokhin, A.V. Belogub, O.V. Akimov // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.96-98.

This publication is devoted to the problem of improving the quality and reliability of castings pistons for engines with forced ignition. The analysis of efficiency in terms of production methods for calculating the influence of casting defects on the strength of the piston engine is considered. Tab. 3. Il. 2. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.002

Osipov K.N. Improvement of the method for ICE acceptance testing / K.N. Osipov, E.L. Pervukhina, Yu.L. Rapsatskiy // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.99-103.

The existing systems of automated acceptance tests for internal combustion engines with electronic systems to control working processes are analyzed. An approach to improving the technological process of acceptance testing through methods to control testing at the not stationary working regimes. Il. 4. Bibliogr. 8 names.

UDC 658.58

Ivanov D. Evaluation of technical condition of turbocompressor TKR-7H of the motor KamAZ-740 without removing it / D. Ivanov, K. Vazhenin, PA Chuklin // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.104-108.

An experimental study of vibration of turbocharger (TC) with the bearing in the form of a floating non-rotating single-sleeve on the KamAZ-740 engine in order to assess the technical condition bearing is offering. The purpose of the work is to identify the possibility of assessing the technical condition of the turbocharger bearing assembly without dismantling the engine, and of partial disassembly and identify the informative characteristics of the parameters of the technical condition into vibration signals, measured on the body of the TC. The frequency analysis of the various modes of engine was conducted. Diagnostic mode and the Informative frequency range to change the structural parameters of technical states bearing TC were defined. A relation with the structural characteristics of the informative parameter of the technical condition of bearing turbocharger was defined. Tabl. 1. Il. 5. Bibliogr. 5 names.

UDC 621.43

Osetrov A.A. Analysis of possibility of the use of synthetic gas fuel in a stationary engine of 11GD100M / A.A. Osetrov, S.S. Kravchenko, A. Klimets // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.109-115.

Work is devoted the analysis of possibility of the use of synthetic gas in the stationary gas engine of 11GD100M. It is developed chart of the combined setting of receipt of synthetic gas with ICE, a mathematical model and program of calculation of working process of gas engine is built, calculation research of work of engine on a synthetic gas fuel is executed. Table. 2. Il. 12. Bibliogr. 16 names.

UDC 621.43.016.4

Shpakovsky V.V. Increasing the resource of operation of cylinders sleeves of diesel engine K6S310DR / V.V. Shpakovsky // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.116-119.

Results of measurements of the sizes of internal diameter of cylinders sleeves of a diesel engine of the shunting diesel locomotive which has turned out to 125 thousand of motor-hours with pistons with corundum alloy. The cylinder sleeves working together with corundum as pistons had a smooth surface, thus the maximum deterioration of cylinder sleeves has made 250 microns that is less than deterioration acceptable values. Barrels of the second and fifth cylinders had scratches on a smooth surface and have been substituted on the new. Other cylinder sleeves are recognised by serviceable and are established in the same diesel engine for holding of the further researches. It is established, that the resource of the cylinder sleeves working together with corundum pistons, three times exceeds a resource of the cylinder sleeves working with serial pistons. Table. 1. Il. 4. Bibliogr. 4 names.

UDC 621.45.01

Matveenko V.V. Piston resource strength estimation in CAD/CAE with taking into account the engine modes / V.V. Matveenko, V.A. Pylyov, A.N. Klimenko, A.A. Kotuha // Internal combustion engines. – 2012. – №1. – P. 120-123.

In the paper the piston resource strength estimation with taking into account the engine speed modes was carried out. The analysis of different variants of the piston temperature state taking into account with resource strength estimation were done and recommendations for use were suggested. Tabl. 2. Il. 4. Bibliogr. 10 names.

UDC 621.01

Ternjuk N.E. The directed synthesis of fuel delivery systems of engine working on metallized fuels / N.E. Ternjuk, V.V. Bushnov // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.124-130.

The questions addressed the application of a three-level synthesis method of analogless fuel supply systems for engines operating on metallized fuel. System of this type with different levels of regulatory processes fuel is synthesized. It is established systems of different structures with different levels of regulation. Proposed information technology process directed synthesis of fuel supply systems, which allows you to regularly create complex fuel systems of engines, working on the metallized fuel. A structured, modular, iterative algorithm for the synthesis of these systems provides the flexibility of decision-making and has a capacity for continuous development.

UDC 621.436

Kukis V.S. Features of diesel engine working process with airspraying of fuel / V.S. Kukis, V.A. Romanov, Y.A. Postol // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.131-138

Analyzed the positive and negative properties of diesel engines containing the compressor. Methods have been developed using exhaust gases to compress air, which is used to spray fuel. Showing the results of comparative experimental study of diesel working process 1415,0/20,5 in the traditional configuration and with pneumatic atomization of fuel. The experiment used a special piston which ensured a significant increase in the degree of compression and pneumatic injector of the original design. Table 1. Il.6. Bibliogr. 9 names.

UDC 621.436

Pavlova G.V. Earl Dorrer out of favour /L.P. Semenuk // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.139-142.

The article is devoted to the life and work of one of the brightest representatives of Kharkov propulsion engineering school, the first lecturer in the Combustion engines discipline of Kharkov Technological Institute, the count Sergei Iosifovich Dorrer. The results of some scientific researches of his life which were unknown to scientific community are represented in this article. Il. 3. Bibliogr. 14 names.

UDC 621.436

Belousov E.V. To 100 anniversary of descent to water of first ocean motor-ship «Selandia» / E.V. Belousov, N.N.Kobyakov // Internal combustion engines. – 2012. – № 1. – P.143-149.

In 2012 was 100 years from the date of descent to water of first-ever ocean passenger-and-freight motor-ship "Selandia" which has been built on shipyard Burmeister&Wain in suburb of Copenhagen were executed. This event for many years predetermined the further direction of development of world merchant marine fleet. For hundred years manufacture of propellers for courts deposited in separate branch provided mankind the most effective prime movers which in 1,5...2 times surpass the proximal competitors in this parametre. This result has been attained force of a considerable quantity of people whose work, knowledge and abilities did the utmost that sea transportations became for today the most low-cost way of delivery of cargoes worldwide. To the contribution of some of the most known scientists, technics and manufacture, whose names are for ever inscribed in branch history, given paper is devoted. Tab. 1. Il. 4. Bibliogr. 3 names.

УДК 621.436.12

Драган Ю.Е. Анализ исследований гидродинамических процессов в электрогидравлических форсунках дизелей / Ю.Е. Драган // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С.3-7.

Разработана методика для математического моделирования гидродинамических процессов в электрогидравлических форсунках дизелей. Она базируется на результатах расчётных и экспериментальных исследований. В методике сжимаемость топлива и деформация штанги, иглы и мультипликатора запираания являются функциями давления топлива. В статье определены рабочие диапазоны эффективных проходных сечений жиклёров камеры гидроуправления. Установлены их оптимальные значения по критерию минимальной задержки подъёма иглы распылителя. Показано влияние подъёма иглы распылителя на скорость этого подъёма. Ил. 4. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43.013

Ерошников С.А. Экспериментальные исследования двигателя с искровым зажиганием и непосредственным впрыскиванием топлива при работе на бензоэтанольной смеси / С.А. Ерошников, В.А. Корогодский, А.А. Каграманян, А.Н. Врублевский, О.В. Василенко, С.В. Обозный // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С.8-9.

В работе проведены исследования по использованию бензо-этанольных смесей в двигатели с внутренним смесеобразованием (непосредственный впрыск топлива). Исследовались смеси с содержанием этанола в 10, 15 и 20% по объёму. По результатам исследования построены нагрузочные характеристики. Табл. 1. Ил. 3. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.436.038

Грицюк А.В. Выбор параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4ЧНА-1 8,8/8,2 в условиях моторного стенда / А.В. Грицюк, А.Н. Врублевский, Г.А. Щербаков, А.А. Овчинников // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С.10-13.

В статье представлены результаты стендовых испытаний автомобильного дизеля 4ДТНА1, проведенных по ортогональному математическому плану с целью получения полиномиальных зависимостей требуемых параметров топливоподачи от частоты вращения коленчатого вала и давления наддувочного воздуха для формирования их адаптивного задания под конкретные условия работы дизеля. Моторными испытаниями подтверждена необходимость заложенного в конструкцию топливоподающей аппаратуры дизеля связанного управления цикловой подачей топлива и углом опережения впрыскивания топлива по всем экспериментально-расчётным точкам характеристик всережимного регулятора. Получены математические зависимости для дальнейшей отработки и настройки разделённой топливоподающей аппаратуры непосредственного действия для отечественного автомобильного дизеля. Табл. 1. Ил. 7. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436

Кулманакон С.П. Исследование структуры и динамики развития топливной струи для традиционного и биотоплива при использовании различных систем топливоподачи / С.П. Кулманакон, В.А. Сеницын, О.В. Дробышев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С.13-18.

В данной статье рассматриваются результаты экспериментальных исследований структуры топливной струи и динамики ее развития при использовании топливной аппаратуры непосредственного действия и топливной аппаратуры аккумуляторного типа "Common Rail". Результаты приведены для следующих топлив: нефтяное дизельное топливо и биотопливо - рапсовое масло. Описана схема экспериментальной установки. Приведены экспериментальные данные по определению скорости и длины топливных струй. Рассмотрена структура топливной струи, исследованная методом анализа оптической плотности. Ил. 12. Библиогр. 3 назв.

ратуры непосредственного действия и топливной аппаратуры аккумуляторного типа "Common Rail". Результаты приведены для следующих топлив: нефтяное дизельное топливо и биотопливо - рапсовое масло. Описана схема экспериментальной установки. Приведены экспериментальные данные по определению скорости и длины топливных струй. Рассмотрена структура топливной струи, исследованная методом анализа оптической плотности. Ил. 12. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.43.056

Мищенко Н.И. Моделирование и исследование рабочего цикла бензинового двигателя. Часть 2. Расчет, эксперимент, анализ / Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, Ю.В. Юрченко, М.А. Подлесная // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С.19-22.

Приведены результаты расчета рабочего цикла и экспериментальных исследований четырехтактного двигателя с разными способами регулирования нагрузки такими, как: классический, Аткинсона, Миллера. Расчетно-экспериментальным путем получены нагрузочные и скоростные характеристики двигателя с разными способами регулирования нагрузки. Получены данные относительно влияния указанных способов регулирования нагрузки на экономические показатели работы двигателя. Даны рекомендации относительно применения приведенных способов регулирования нагрузки в автомобильных двигателях внутреннего сгорания. Табл. 1. Ил. 9. Библиогр. 8 назв.

УДК 621.436.038

Абрамчук Ф.И. Выбор степени сжатия и давления наддува газового двигателя средней мощности с искровым зажиганием / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, М.С. Липинский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С. 23-25.

Выполнен анализ подходов к моделированию детонации в двигателях с искровым зажиганием. Выполнено исследование газового двигателя средней мощности 6ГЧН13/14 с целью выбора оптимальных значений степени сжатия и степени повышения давления при наддуве. Выбран диапазон варьирования этих параметров для исследования. Ил. 2. Библиогр. 7 назв.

УДК 621.43.068

Бганцев В.Н. Анализ показателей работы дизеля по замкнутому циклу в составе когенерационной установки / В.Н. Бганцев, В.П. Мараховский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С.26-28.

Приведены результаты сравнительных испытаний одноцилиндрового дизеля на атмосферном воздухе и по замкнутому циклу с использованием в качестве рабочего тела в термодинамическом цикле – продуктов сгорания топлива. Искусственная газовая смесь, подаваемая на впуск дизеля, состояла в основном из диоксида углерода, водяного пара и кислорода. Полученные данные проанализированы применительно к когенерационным установкам различного назначения. Ил. 4. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.43.052

Самойленко Д.Е. Компьютерное моделирование совместной работы дизельного двигателя и турбокомпрессора с изменяемой геометрией / Д.Е. Самойленко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С. 29-34.

Предлагаемое исследование изучает влияние регулирования турбины турбокомпрессора с БНА на показатели дизельного двигателя путем компьютерного моделирования. Конструкция турбины реализована на базе нового запа-

тентованного способа регулирования центростремительных турбин с БНА. Моделирование было проведено с различными значениями сечения конца разгонного участка БНА. Определен механизм влияния этого параметра на показатели турбины. Табл. 2. Ил. 4. Библиогр. 8 назв.

УДК 621.43.016

Тринёв А.В. Расчетное моделирование оптимального теплового состояния гильзы цилиндра быстроходного дизеля / А.В. Тринёв, В.И. Калантай // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.35-40.

Выравнивание температур рабочей поверхности гильзы по высоте до оптимальных значений достигается за счет локального охлаждения сжатым воздухом верхнего посадочного бурта и теплоизоляции наружной поверхности, охлаждаемой жидкостью, расчетное моделирование выполняется с использованием метода конечных элементов. Табл. 1. Ил. 6. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.436

Москаленко И.Н. Разработка измерительной системы малых перемещений для экспериментальных исследований динамики поршня ДВС / И.Н. Москаленко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.41-44.

Рассмотрены основные этапы создания измерительной системы, применимой к экспериментальным исследованиям динамики поршня. Сформулированы общие требования, предъявляемые к разрабатываемой измерительной аппаратуре, построены структурная и принципиальная схемы. Предложена оригинальная конструкция датчика малых перемещений, проведен выбор современной элементной базы и разработана электрическая схема усилителя. Создан действующий образец измерительной системы, предусматривающий возможность интеграции чувствительных элементов в состав двигателя. В результате тарировочных работ на моторном стенде получены статические и динамические характеристики датчиков и произведена оценка точности аппаратуры. Ил. 6. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.436:681.51

Прохоренко А.А. Прецизионный электронный регулятор для дизеля с аккумуляторной топливной системой / А.А. Прохоренко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С.45-48.

Показано, что для исключения статической ошибки электронного регулятора дизеля с аккумуляторной топливной системой в алгоритмическую схему этого регулятора необходимо ввести последовательное или параллельное интегральное звено. Получены дифференциальные уравнения электронных регуляторов различного схемного решения. Произведено их качественное сравнение аналитическим методом. Ил. 2. Библиогр. 5.

УДК 621.436

Лисовал А.А. Всережимный электронный регулятор дизеля колесного транспортного средства / А.А. Лисовал, А.В. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.49-52.

В статье описаны особенности применения всережимного электронного ПИД-регулятора частоты вращения коленчатого вала для автотракторного дизеля 8Ч13/14. Приведены стендовые и дорожные испытания на колёсном тракторе Т150К, получены результаты настройки П-, И- и Д-каналов регулирования и выполнена дальнейшая корректировка этих настроек в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов эксплуатации. Табл. 3. Ил. 2. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.41

Дьяченко В.Г. Обоснование и выбор параметров газоздушных трактов двигателя внешнего сгорания / В.Г. Дьяченко, О.Ю. Линьков, А.И. Воронков, И.Н. Никитченко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – №1. – С.53-55.

Обоснован выбор рациональных значений отношения эффективной площади проходных сечений впускных и выпускных клапанов к площади поршня, фаз газораспределения. Ил. 5. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436

Белогуб А.В. Геометрическое 3-d моделирование автомобильных компонентов на примере моделирования поршня / А.В. Белогуб, В.А. Пылев, А.А. Зотов, Е.А. Глишко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.56-61.

Представлены основные этапы построения 3-D моделей поршня, достаточных для численных экспериментов и проектирования оснастки для производства. Предложена методика получения геометрических моделей поршней, основанная на использовании проектировщиком моделей нечетких смысловых отношений, что позволило не только отказаться от неэкономичных алгоритмов автоматического синтеза, анализа и оптимизации параметризованной модели, но и получать новые конструктивные решения, теоретически превосходящие лучшие образцы-аналоги. Ил. 7. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43

Матейчик В.П. Целесообразность применения комбинированного регулирования мощности поршневого бензинового двигателя с отключением части цилиндров / В.П. Матейчик, Н.П. Цюман, В.А. Николаенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.62-64.

В статье рассмотрены особенности математического моделирования поршневого бензинового двигателя при регулировании его мощности комбинированным методом с отключением части цилиндров с целью определения коэффициента неравномерности хода двигателя. Приведены универсальные характеристики двигателя Opel 6Ч 9,5/6,98 по удельному эффективному расходу топлива и коэффициенту неравномерности хода двигателя. Определены зоны целесообразности применения комбинированного регулирования мощности поршневого бензинового двигателя Opel 6Ч 9,5/6,98 с отключением части цилиндров по критериям топливной экономичности и равномерности хода двигателя. Ил. 2. Библиогр. 6 назв.

УДК 621.436

Ивашенко Н.А. Методика расчета быстродействующего привода управляющего клапана топливоподающей аппаратуры / Н. А. Ивашенко, Л.В. Грехов, Чжао Цзяньхуэй // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.65-69.

Предложена полная методика расчета быстродействующего электромагнитного привода управляющих органов топливоподающей аппаратуры двигателей внутреннего сгорания с электронным управлением. Новизна и полезность предложенного метода расчета обусловлена отсутствием адекватной специфическим задачам методики, ее необходимостью простотой и совместимостью с гидродинамическим расчетом топливной аппаратуры, а также повсеместным внедрением в производство такого типа топливных систем. Изложенные результаты демонстрируют возможности расчета, учет нестационарных эффектов в магнитных материалах, электрических цепях, динамики механических

элементов. Результаты применимы для быстродействующих управляющих узлов топливной аппаратуры бензиновых и дизельных двигателей внутреннего сгорания. Ил. 9. Библиогр. 8 назв.

УДК 55.42.00: 55.03.33

Бояршинова А.К. Влияние режимов разгона на нагруженность подшипников коленчатого вала ДВС / А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.70-75.

Представлен порядок расчета динамики сложнонагруженных трибосопряжений на неустановившихся режимах. Переходные процессы (режимы работы двигателя) рассматриваются как упорядоченная во времени совокупность сменяющих друг друга неустановившихся режимов. Результаты расчета получены с использованием математических моделей, описывающих ньютоновское и неньютоновское поведение смазочного материала. Приведены гидромеханические характеристики шатунного подшипника на различных режимах работы двигателя от холостого хода до режима номинальной мощности. Выполненные исследования подтвердили, что на режимах разгона условия работы опор коленчатого вала хуже, чем при установившихся режимах. Особенно опасным является первый цикл работы. Табл. 1. Ил. 8. Библиогр. 5 назв.

УДК 21.431.73: 55.42.33: 55.03.33

Романов В.А. Комплексное моделирование нагруженности картера и коренных подшипников коленчатого вала дизельного двигателя / В.А. Романов, Н.А. Хозенюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.76-81.

Рассмотрен комплексный подход к оценке нагруженности картера и работоспособности коренных подшипников скольжения дизельного двигателя. При расчете картера двигателя учитывались тепловое и силовое воздействия. Для моделирования картера использован метод конечных элементов. В тепловой модели учтены источники тепловыделения в цилиндрах, течение двухфазной жидкости в рубашке охлаждения блок-картера и головках дизеля. Результаты расчета деформированного состояния картера использованы при моделировании нелинейной динамики системы «многоопорный коленчатый вал – смазочные слои – блок-картер двигателя» для дизеля типа ЧН 13/15. Сравнительная оценка гидромеханических характеристик подшипников с учетом различных факторов, приводящих к несоосностям опор, показала, что тепловые деформации картера двигателя в некоторых случаях могут способствовать снижению значений параметров работоспособности коренных подшипников коленчатого вала. Предложенная методика оценки теплового состояния картера использована также для анализа целесообразности внесения изменений в рубашку охлаждения при совместном силовом и тепловом воздействиях. Табл. 2. Ил. 4. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43.068.4

Кондратенко А. Н. Моделирование тепло- и массообменных процессов в фильтре твердых частиц дизеля. Часть 1: модернизация конструкции фильтра и дополнение базы данных по свойствам пористого тела / А. Н. Кондратенко, А. П. Строков, А. Н. Авраменко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.82-87.

В работе приводится обоснование модернизации конструкции фильтра твердых частиц дизеля. Выполнено дополнение базы данных программного комплекса CosmosFloWorks по свойствам пористого тела, с использованием экспериментальных данных, полученных на оригинальном безмоторном стенде. Ил. 6. Библиогр. 7 назв.

УДК 629.33: 621.43

Грабовский А.А. Способ повышения экономических и экологических показателей поршневых двигателей / А.А. Грабовский, И.И. Артемов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.88-92.

Представлен анализ факторов, определяющих значение экологических и экономических показателей двигателей внутреннего сгорания. Предложены технические решения, направленные на достижение требуемых показателей качества функционирования, как то дискретное изменение мощности ДВС, позволяющее примерно в 2-3 раза снизить количество вредных выбросов, с одновременным улучшением экономических показателей. Представлены результаты испытаний дизельного двигателя Д-50 в различных режимах функционирования, подтверждающие возможность реализации предложенного технического решения, как в обычных ДВС, так и в двигателях, работающих в составе гибридных и комбинированных силовых установок. Табл. 2. Ил. 1. Библиогр. 2 назв.

УДК 621.1.018

Поливянчук А.П. Методика и экспериментальная установка для исследования процесса теплоотдачи в трубопроводе разбавления отработавших газов дизеля воздухом (туннеле) // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.93-95.

Изложена методика определения среднего коэффициента теплоотдачи в трубопроводе разбавления отработавших газов дизеля воздухом - туннеле. Описана экспериментальная установка для исследования процесса теплоотдачи в туннеле. Ил. 2. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

Алехин В.И. Анализ влияния технологических дефектов на прочность литых поршней ДВС / В.И. Алехин, А.В. Белогуб, О.В. Акимов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.96-98.

В данной публикации, посвященной проблеме повышения качества и обеспечения надежности литых деталей поршней для двигателей с принудительным воспламенением, рассматривается анализ эффективности применения в условиях производства методики расчета влияния литейных дефектов на прочность поршней ДВС. Табл. 3. Ил. 2. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.002

Осипов К.Н. Совершенствование методики приемосдаточных испытаний ДВС / К.Н. Осипов, Е.Л. Первухина, Ю.Л. Рапацкий // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.99-103.

Анализируются современные системы автоматизированных приемосдаточных испытаний конструктивно сложных поршневых двигателей внутреннего сгорания с электронными системами управления рабочими процессами. Предлагается подход к улучшению показателей технологического процесса приемосдаточных испытаний путем совершенствования методики управления испытаниями и оценки качества изготовления новых двигателей в процессе их функционирования на неустановившихся режимах. Ил. 4. Библиогр. 8 назв.

УДК 658.58

Иванов Д.Ю. Оценка технического состояния турбокомпрессора ТКР-7н двигателя КамАЗ-740 без демонтажа / Д.Ю. Иванов, К.В. Важенин, П.А. Чуклин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.104-108.

Приведены результаты экспериментального исследо-

вания виброактивности турбокомпрессора (ТК) с подшипником в виде плавающей не вращающейся моноштулки (ПН-моноштулки) на двигателе КамАЗ-740 с целью оценки технического состояния (ТС) подшипникового узла. Исследованы вибросигналы ряда ТК в различном ТС на различных частотах вращения коленчатого вала двигателя, проведен частотный анализ, определен режим диагностирования, выявлен информативный частотный диапазон для структурного параметра ТС подшипникового узла ТК, определены информативные характеристики ТС в вибросигнале, получена диагностическая модель подшипникового узла турбокомпрессора. Табл. 1. Ил. 5. Библиогр. 5 назв.

УДК 621.43

Осетров А.А. Анализ возможности использования синтетического газового топлива в стационарном двигателе 11ГД100М / А.А. Осетров, С.С. Кравченко, Ю.А. Климец // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.109-115.

Работа посвящена анализу возможности использования синтез-газа в стационарном газовом двигателе 11ГД100М. Разработана схема комбинированной установки получения синтез-газа с ДВС, построена математическая модель и программа расчета рабочего процесса газового двигателя, выполнено расчетное исследование работы двигателя на синтетическом газовом топливе. Табл. 2. Ил. 12. Библиогр. 16 назв.

УДК 621.43.016.4

Шпаковский В.В. Повышение ресурса работы гильз цилиндров дизеля K6S310DR / В.В. Шпаковский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.116-119.

Приведены результаты измерений размеров внутреннего диаметра гильз дизеля маневрового тепловоза, нарабатывавшего 125 тыс. моточасов с поршнями с корундовым поверхностным слоем. Гильзы, работающие в паре с корундовыми поршнями, имели зеркальную поверхность, при этом максимальный износ гильз составил 250 мкм, что меньше допустимых значений износа. Гильзы второго и пятого цилиндров имели царапины на зеркальной поверхности и были заменены на новые. Остальные гильзы признаны годными к эксплуатации и установлены в тот же дизель для проведения дальнейших исследований. Установлено, что ресурс гильз, работающих в паре с корундовыми поршнями, в три раза превышает ресурс гильз, работающих с серийными поршнями. Ил. 4. Табл. 1. Библиогр. 4 назв.

УДК 621.45.01

Матвеев В.В. Оценка ресурсной прочности поршня в САПР с учетом эксплуатационных режимов работы двигателя / В.В. Матвеев, В.А. Пылев, А.Н. Клименко, А.А. Котуха // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.120-123.

В работе выполнена оценка ресурсной прочности поршня с учетом эксплуатационных режимов работы двигателя. Проанализированы различные варианты учета температурного состояния поршня при прогнозировании его ресурсной прочности и предложены рекомендации по их применению. Табл. 2. Ил. 4. Библиогр. 10 назв.

УДК 621.01

Тернюк Н.Э. Направленный синтез систем топливопитания двигателей, работающих на металлизированном топливе / Н.Э. Тернюк, В.В. Бушнов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.124-130.

Рассмотрены вопросы применения направленного безаналогового трехуровневого метода синтеза систем топ-

ливопитания для двигателей, работающих на металлизированном топливе. Синтезированы системы указанного вида с различными уровнями регулирования процессов топливоподачи. Установлены различия структур систем с отличающимися уровнями регулирования. Предложена информационная технология процесса направленного синтеза систем топливопитания, которая позволяет на регулярной основе создавать сложные системы топливопитания двигателей, работающих на металлизированном топливе. Структурированный, модульный, итерационный алгоритм синтеза этих систем обеспечивает гибкость принятия решений и имеет способность к постоянному развитию. Табл. 1. Ил. 10. Библиогр. 11 назв.

УДК 621.436

Кукис В.С. Особенности рабочего процесса дизеля с пневматическим распыливанием топлива / В.С. Кукис, В.А. Романов, Ю.А. Постол // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.131-138.

Рассмотрены положительные и отрицательные стороны компрессорных дизелей. Предложены варианты получения сжатого воздуха для пневматического распыливания топлива за счет утилизации энергии отработавших газов двигателя, то есть без затраты производимой им мощности. Приведены результаты сравнительного экспериментального исследования рабочего процесса дизеля 1415,0/20,5 в штатной комплектации и с пневматическим распыливанием топлива. В последнем случае были использованы другой поршень, обеспечивший существенное повышение степени и пневматическая форсунка оригинальной конструкции. Табл.1. Ил. 6. Библиогр. 9 назв.

УДК 621.436

Павлова Г. В. Опальный граф Доррер / Г. В. Павлова, Л. П. Семенов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.139-142.

Статья посвящена жизни и деятельности одного из ярких представителей Харьковской школы двигателестроения, первого лектора по дисциплине двигатели внутреннего сгорания Харьковского технологического института, графа Сергея Иосифовича Доррера. Представлены результаты исследования некоторых, ранее неизвестных научной общественности, страниц его жизни. Ил. 3. Библиогр. 14 назв.

УДК 621.436

Белоусов Е.В. К 100-летию спуска на воду первого в мире океанского теплохода «Зеландия» / Е.В. Белоусов, Н.Н. Кобяков // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С.143-149.

В 2012 году исполнилось 100 лет со дня спуска на воду первого в мире океанского грузопассажирского теплохода «Зеландия», который был построен на верфи Burmeister&Wain в пригороде Копенгагена. Это событие на много лет предопределило дальнейшее направление развития мирового торгового флота. За сто прошедших лет судовое двигателестроение выделилось в отдельную отрасль, обеспечившую человечество самыми эффективными первичными двигателями, которые по этому показателю в 1,5...2 раза превосходят своих ближайших конкурентов. Этот результат был достигнут усилиями большого количества людей, которые своим трудом, знаниями и умениями сделали все возможное, чтобы морские перевозки стали на сегодня самым дешевым способом доставки грузов по всему миру. Вкладу некоторых из наиболее известных деятелей науки, техники и производства, чьи имена навсегда вписаны в историю отрасли, посвящена данная статья. Табл. 1. Ил. 4. Библиогр. 3 назв.

УДК 621.436.12

Драган Ю.Е. Аналіз досліджень гідродинамічних процесів в електрогідрравлічних форсунках дизелів / Ю.Е. Драган // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.3-7.

Розроблена методика для математичного моделювання гідродинамічних процесів в електрогідрравлічних форсунках дизелів. Вона базується на результатах розрахункових і експериментальних досліджень. У методиці стисливість палива і деформація штанги, голки і мультиплікатора замикання є функціями тиску палива. У статті визначені робочі діапазони ефективних прохідних перерізів жиклерів камери управління. Встановлені їх оптимальні значення по критерію мінімальної затримки підйому голки розпилювача. Показаний вплив підйому голки розпилювача на швидкість цього підйому. Іл. 4. Бібліограф. 5 назв.

УДК 621.43.013

Єроценков С.А. Експериментальні дослідження двигуна з іскровим запаленням і безпосереднім вприскуванням палива при роботі на бензо-етанольній суміші / С.А. Єроценков, В.А. Корогодський, А.О. Каграманян, О.М. Врублевський, О.В. Василенко, С.В. Обозний // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.8-9.

У роботі проведені дослідження по використанню бензо-етанольних сумішей в двигуни з внутрішнім сумішоутворенням (безпосереднє вприскування палива). Досліджувалися суміші з вмістом етанолу в 10, 15 і 20% за об'ємом. За результатами дослідження побудовані навантажувальні характеристики. Табл. 1. Іл. 3. Бібліограф. 4 назв.

УДК 621.436.038

Грицюк О.В. Вибір параметрів адаптивного завдання паливopодачі автомобільного дизеля 4ЧНА-1 8,8/8,2 в умовах моторного стенда / О.В. Грицюк, О.М. Врублевський, Г.О. Щербаков, О.О. Овчинніков // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.10-13.

У статті представлені результати стендових випробувань автомобільного дизеля 4ДТНА1, проведених по ортогональному математичному плану з метою одержання поліноміальних залежностей необхідних параметрів паливopодачі від частоти обертання колінчатого вала і тиску наддувального повітря для формування їх адаптивного завдання під конкретні умови роботи дизеля. Моторними випробуваннями підтверджена необхідність закладеного в конструкцію паливopодаючої апаратури дизеля зв'язаного керування цикловою подачею палива і кутом випередження упорскування палива по всіх експериментально-розрахункових точках характеристик усережимного регулятора. Отримані математичні залежності для подальшого відпрацювання і настроювання розділеної паливopодаючої апаратури безпосередньої дії для вітчизняного автомобільного дизеля. Табл. 1. Іл. 7. Бібліограф. 3 назв.

УДК 621.436

С.П. Кулманаков Дослідження структури і динаміки розвитку паливного струменя для традиційного і біо-палива при використанні різних систем паливopодачі / С.П. Кулманаков, В.А. Сініцин, О.В. Дробишев // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.13-18.

У даній статті розглядаються результати експериментальних досліджень структури паливного струменя і динаміки її розвитку при використанні паливної апаратури безпосередньої дії і паливної апаратури акумуляторного типу "Common Rail". Результати наведені для наступних

палив: нафтове дизельне паливо і біопаливо - ріпакова олія. Описана схема експериментальної установки. Наведено експериментальні дані по визначенню швидкості і довжини паливних струменів. Розглянуто структуру паливного струменя, досліджену методом аналізу оптичної щільності. Іл. 12. Бібліограф. 3 назв.

УДК 621.43.056

Міщенко М.І. Моделювання та дослідження робочого циклу бензинового двигуна. Частина 2. Розрахунок, експеримент, аналіз / М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, М.А. Підлісна // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.19-22.

Приведені результати експериментальних досліджень та розрахунку робочого циклу чотиритактного двигуна з різними способами регулювання навантаження такими, як: класичний, Аткинсона, Міллера. Розрахунково-експериментальним шляхом отримані навантажувальні та швидкісні характеристики двигуна з різними способами регулювання навантаження. Одержані дані щодо впливу вказаних способів регулювання навантаження на економічні показники роботи двигуна. Надані рекомендації щодо застосування наведених способів регулювання навантаження в автомобільних двигунах внутрішнього згоряння. Табл. 1. Іл. 9. Бібліограф. 8 назв.

УДК 621.436.038

Абрамчук Ф.І. Вибір ступеня стиску і тиску наддуву газового двигуна середньої потужності з іскровим запалюванням / Ф.І. Абрамчук, О.М. Кабанов, М.С. Липинський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С. 23-25.

Виконаний аналіз підходів до моделювання детонації у двигунах з іскровим запалюванням. Виконане дослідження газового двигуна середньої потужності 6ГЧН13/14 з метою вибору оптимальних значень ступеню стиску і ступеню підвищення тиску при наддуванні. Обраний діапазон варіювання цих параметрів для дослідження. Іл. 2. Бібліограф. 7 назв.

УДК 621.43.068

Бганцев В.М. Аналіз показників роботи дизеля по замкненому циклу у складі когенераційної установки / В.М. Бганцев, В.П. Мараховський // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.26-28.

Наведено результати порівняльних випробувань однокліндрового дизеля на атмосферному повітрі та по замкненому циклу з використанням у якості робочого тіла у термодинамічному циклі – продуктів згоряння палива. Штучна газова суміш, що подавалася на впуск дизеля, складалася в основному із диоксиду вуглецю, водяної пари і кисню. Отримані дані проаналізовано стосовно до когенераційних установок різного призначення. Іл. 4. Бібліограф. 3 назв.

УДК 621.43.052

Д. Є. Самойленко. Комп'ютерне моделювання сумісної роботи дизельного двигуна та турбокомпресора зі змінною геометрією / Д.Є. Самойленко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.29-34.

Запропоноване дослідження вивчає вплив регулювання турбіни турбокомпресора з БНА на параметри дизельного двигуна шляхом комп'ютерного моделювання. Конструкція турбіни реалізована на базі нового запатентованого способу регулювання доцентрових турбін з БНА. Моделювання було проведено з різними значеннями перетину кінця розгінної ділянки БНА. Визначено механізм

впливу цього параметра на показники турбіни. Табл. 2. Іл. 4. Бібліогр. 8 назв.

УДК 621.43.016

Триньов О.В. Розрахункове моделювання оптимального теплового стану гільзи циліндра швидкохідного дизеля / **О.В. Триньов, В.І. Калантай** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.35-40.

Вирівнювання температур робочої поверхні гільзи по висоті до оптимальних значень досягається за рахунок локального охолодження стисненим повітрям верхнього посадкового бурта і теплоізоляції зовнішньої поверхні, охолоджуваної рідиною, розрахункове моделювання виконується з використанням методу скінченних елементів. Табл. 1. Іл. 6. Бібліогр. 9 назв.

УДК 621.436

Москаленко І.М. Розробка вимірювальної системи динаміки поршня для експериментальних досліджень динаміки поршня ДВЗ / **І.М. Москаленко** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.41-44.

Розглянуті основні етапи створення вимірювальної системи, придатної до експериментальних досліджень динаміки поршня. Сформульовані загальні вимоги, що висуваються до апаратури, що розробляється побудовані структурна та принципова схеми. Запропонована оригінальна конструкція датчика малих переміщень, здійснений вибір сучасної елементної бази, розроблена електрична схема приладу. Створений діючий зразок вимірювальної системи, який передбачає можливість інтеграції чутливих елементів до складу двигуна. В результаті тарувальних робіт в умовах моторного стенду отримані статичні та динамічні характеристики датчиків, здійснена оцінка точності та інерційності. Іл. 6. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.436:681.51

Прохоренко А.О. Прецизійний електронний регулятор для дизеля з акумуляторною паливною системою // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.45-48.

Показано, що для виключення статичної помилки електронного регулятора дизеля з акумуляторною паливною системою в алгоритмічну схему цього регулятора необхідно ввести послідовну або паралельну інтегральну ланку. Отримано диференціальні рівняння електронних регуляторів різного схемного рішення. Зроблено їхнє якісне порівняння аналітичним методом. Іл. 2. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.436

Лісовал А.А. Всережимний електронний регулятор дизеля колісного транспортного засобу / **А.А. Лісовал, О.В. Вербовський** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.49-52.

В статті описані особливості використання всережимного електронного ПД-регулятора частоти обертання колінчастого вала для автотракторного дизеля 8Ч13/14. Приведені стендові та дорожні випробування на колісному тракторі Т150К, отримані результати настроювання П-, І- та Д-каналів регулювання та виконане подальше корегування цих настроювань в залежності від швидкісного та навантажувального режимів експлуатації. Табл. 3. Іл. 2. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.41

Дьяченко В.Г. Обґрунтування і вибір параметрів газоповітряних трактів двигуна зовнішнього згорання / **В.Г. Дьяченко, О.Ю. Ліньков, А.І. Воронков, І.М. Нікі-**

тченко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.53-55.

Обґрунтовано вибір доцільних значень відношення ефективної площі прохідних перетинів впускних і випускних клапанів до площі поршня, фаз газорозподілу. Іл. 5. Бібліогр. 3 назв.

УДК 621.436

Білогуб О.В. Геометричне 3-d моделювання автомобільних компонентів на прикладі моделювання поршня / **О.В. Білогуб, В.А. Пильов, А.А. Зотов, О.А. Глібко** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.56-61.

Представлені основні етапи побудови 3-d моделей поршня достатніх для чисельних експериментів і проектувань оснащення для виробництва. Запропонована неалгоритмічна методика отримання геометричних моделей поршнів, заснована на використанні проектувальником моделей нечітких смислових стосунків, що дозволило не лише відмовитися від неекономічних алгоритмів автоматичного синтезу, аналізу і оптимізації параметризованої моделі, але і отримувати нові конструктивні рішення, що теоретично перевершують кращі зразки-аналоги. Іл. 7. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43

Матейчик В.П. Доцільність застосування комбінованого регулювання потужності поршневого бензинового двигуна з відключенням частини циліндрів / **В.П. Матейчик, М.П. Цюман, В.А. Ніколасенко** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.62-64.

В статті розглянуто особливості математичного моделювання поршневого бензинового двигуна при регулюванні його потужності комбінованим методом з відключенням частини циліндрів з метою визначення коефіцієнта нерівномірності ходу двигуна. Наведено універсальні характеристики двигуна Opel 6Ч 9,5/6,98 за питомою ефективною витратою палива і коефіцієнтом нерівномірності ходу двигуна. Визначено зони доцільності застосування комбінованого регулювання потужності поршневого бензинового двигуна Opel 6Ч 9,5/6,98 з відключенням частини циліндрів за критеріями паливної економічності і рівномірності ходу двигуна. Іл. 2. Бібліогр. 6 назв.

УДК 621.436

Н. А. Івашенко Методика розрахунку швидкодіючого привода керуючого клапана паливопостачальної апаратури / **Н. А. Івашенко, Л.В. Грехов, Чжао Цзяньхуэй** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.65-69.

Запропонована повна методика розрахунків швидкодіючого електромагнітного привода керуючих органів паливопостачаючої апаратури двигунів внутрішнього згоряння з електронним керуванням. Новизна й корисність запропонованого методу розрахунків обумовлена відсутністю адекватної специфічним завданням методики, її необхідною простотою і сумісністю з гідродинамічними розрахунками паливної апаратури, а також повсюдним впровадженням у виробництво такого типу паливних систем. Викладені результати демонструють можливості розрахунків, облік нестационарних ефектів у магнітних матеріалах, електричних колах, динаміки механічних елементів. Результати застосовні для швидкодіючих керуючих вузлів паливної апаратури бензинових і дизельних двигунів внутрішнього згоряння. Іл. 9. Бібліогр. 8 назв.

УДК 55.42.00: 55.03.33

Бояршинова А.К. Вплив режимів розгону на навантаженість підшипників колінчатого вала ДВС / А.К. Бояршинова, О.А. Задорожна // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.70-75.

Представлений порядок розрахунків динаміки складнонавантажених трибосполучень на несталі режимах. Перехідні процеси (режими роботи двигуна) розглядаються як упорядкована в часі сукупність несталі режимів, що міняють один одного. Результати розрахунків отримані з використанням математичних моделей, що описують ньютонівську і неньютонівську поведінку мастильного матеріалу. Наведені гідромеханічні характеристики шатунного підшипника в різних режимах роботи двигуна від холостого ходу до режиму номінальної потужності. Виконані дослідження підтвердили, що на режимах розгону умови роботи опор колінчатого вала гірше, ніж на усталених режимах. Особливо небезпечним є перший цикл роботи. Табл. 1. Іл. 8. Бібліогр. 5 назв.

УДК 21.431.73, 55.42.33, 55.03.33

Романов В.О. Комплексне моделювання навантаженості картера і корінних підшипників колінчатого вала дизельного двигуна / В.О. Романов, Н.О. Хозенюк // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.76-81.

Розглянутий комплексний підхід до оцінки навантаженості картера і працездатності корінних підшипників ковзання дизельного двигуна. При розрахунках картера двигуна враховувалися тепловий і силовий впливи. Для моделювання картера використаний метод кінцевих елементів. У тепловій моделі враховані джерела тепловиділення в циліндрах, плин двофазної рідини в рубашці охолодження блок-картера і головках дизеля. Результати розрахунків деформованого стану картера використані при моделюванні нелінійної динаміки системи «багатоопорний колінчатий вал – мастильні шари – блок-картер двигуна» для дизеля типу ЧН 13/15. Порівняльна оцінка гідромеханічних характеристик підшипників з урахуванням різних факторів, що приводять до неспіввідносностей опор, показала, що теплові деформації картера двигуна в деяких випадках можуть сприяти зниженню значень параметрів працездатності корінних підшипників колінчатого вала. Запропонована методика оцінки теплового стану картера використана для аналізу доцільності внесення змін у рубашці охолодження при спільному силовому і тепловому впливах. Табл. 2. Іл. 4. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43.068.4

Кондратенко О. М. Моделювання тепло- і масообмінних процесів у фільтрі твердих частинок дизеля. Частина 1: модернізація конструкції фільтра та доповнення бази даних по властивостям пористого тіла / О. М. Кондратенко, О.П. Строков, А.М. Авраменко // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.82-87.

У роботі наводиться обґрунтування модернізації конструкції фільтра твердих частинок дизеля. Виконано доповнення бази даних програмного комплексу CosmosFloWorks по властивостям пористого тіла, із використанням експериментальних даних, що отримані на оригінальному безмоторному стенді. Іл. 6. Бібліогр. 7 назв.

УДК 629.33: 621.43

Грабовський О.А. Спосіб підвищення економічних та екологічних показників поршневих двигунів / О. А. Грабовський, І.Й. Артемов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.88-92.

Представлений аналіз факторів, що визначають значення екологічних і економічних показників двигунів внутрішнього згоряння. Запропоновано технічні рішення, спрямовані на досягнення необхідних показників якості функціонування, як то дискретна зміна потужності ДВЗ, що дозволяє приблизно в 2-3 рази знизити кількість шкідливих викидів, з одночасним поліпшенням економічних показників. Представлені результати випробувань дизельного двигуна Д-50 в різних режимах функціонування, що підтверджують можливість реалізації запропонованого технічного рішення, як у звичайних ДВЗ, так і в двигунах, що працюють у складі гібридних і комбінованих силових установок. Табл. 2. Іл. 1. Бібліогр. 2 назв.

УДК 621.1.018

Полив'ячук А.П. Методика та експериментальна установка для дослідження процесу тепловіддачі в трубопроводі розбавлення відпрацьованих газів дизеля повітрям (тунелі) / А.П. Полив'ячук // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.93-95.

Викладено методику визначення середнього коефіцієнту тепловіддачі в трубопроводі розбавлення відпрацьованих газів дизеля повітрям – тунелі. Описано експериментальну установку для дослідження процесу тепловіддачі в тунелі. Іл. 2. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.436: 539.3: 621.74

Альохін В.І. Аналіз впливу технологічних дефектів на міцність литих поршнів ДВЗ / В.І. Альохін, О.В. Білогуб, О.В. Акімов // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.96-98.

У даній публікації, присвяченій проблемі підвищення якості та забезпечення надійності литих деталей поршнів для двигунів з примусовим запалюванням, розглядається аналіз ефективності застосування в умовах виробництва методики розрахунку впливу ливарних дефектів на міцність поршнів ДВЗ. Табл. 3. Іл. 2. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.002

Осіпов К.М. Удосконалення методики приймально-здавальних випробувань ДВЗ / К.М. Осіпов, О.Л. Первухіна, Ю.Л. Рапацький // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.99-103.

Аналізуються сучасні системи автоматизованих приймально-здавальних випробувань конструктивно складних поршневих двигунів внутрішнього згоряння з електронними системами керування робочими процесами, які використовуються в серійному виробництві. Пропонується підхід до вдосконалення технологічного процесу приймально-здавальних випробувань шляхом вдосконалення методики управління випробуваннями і оцінки якості виготовлення нових двигунів, який передбачає проведення випробувань на несталі режимах роботи випробовуваних двигунів. Іл. 4. Бібліогр. 8 назв.

УДК 658.58

Іванов Д.Ю. Оцінка технічного стану турбокомпресора ТКР-7Н двигуна КамАЗ-740 без демонтажу / Д.Ю. Іванов, К.В. Важенін, П.А. Чукліні // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.104-108.

Наведено результати експериментального дослідження віброактивності турбокомпресора (ТК) з підшипником у вигляді плаваючої не обертової моноутулки (ПН-моновулки) на двигуні КамАЗ-740 з метою оцінки технічного стану (ТС) підшипникового вузла. В ході роботи досліджені вібросигнали з ряду ТК в різному ТС на різних

режимах роботи двигуна, проведений частотний аналіз, визначений режим діагностування, виявлений інформативний частотний діапазон для структурного параметра ТС підшипникового вузла ТК, визначені інформативні характеристики ТС у вібросигналі, отримано зв'язок інформативних характеристик зі структурним параметром ТС підшипникового вузла турбокомпресора. Табл. 1. Лл. 5. Бібліогр. 5 назв.

УДК 621.43

Осетров О.О. Аналіз можливості використання синтетичного газового палива в стаціонарному двигуні 11ГД100М / **О.О. Осетров, С.С. Кравченко, Ю.О. Климець** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.109-115.

Робота присвячена аналізу можливості використання синтез-газу в стаціонарному газовому двигуні 11ГД100М. Розроблено схему комбінованої установки отримання синтез-газу з ДВЗ, побудовано математичну модель і програму розрахунку робочого процесу газового двигуна, виконане розрахункове дослідження роботи двигуна на синтетичному газовому паливі. Табл. 2. Лл. 12. Бібліогр. 16 назв.

УДК 621.43.016.4

Шпаковский В.В. Підвищення ресурсу роботи гільз циліндрів дизеля K6S310DR / **В.В. Шпаковский** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.116-119

Наведено результати вимірів розмірів внутрішнього діаметра гільз дизеля маневрового тепловоза, що напруцював 125 тис. мотогодин з поршнями з корундовим покривним шаром. Гільзи, що працюють у парі з корундовими поршнями, мали дзеркальну поверхню, при цьому максимальне зношування гільз складало 250 мкм, що менше припустимих значень зношування. Гільзи другого й п'ятого циліндрів мали подряпини на дзеркальній поверхні і були замінені на нові. Інші гільзи визнані придатними до експлуатації й встановлені в той же дизель для проведення подальших досліджень. Установлено, що ресурс гільз, що працюють у парі з корундовими поршнями, у три рази перевищує ресурс гільз, що працюють із серійними поршнями. Лл. 4. Табл. 1. Бібліогр. 4 назв.

УДК 621.45.01

Матвєєнко В.В. Оцінка ресурсної міцності поршня у САПР з урахуванням експлуатаційних режимів роботи двигуна / **В.В. Матвєєнко, В.О. Пильов, О.М. Клименко, А.А. Котуха** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – №1. – С. 127-130.

У роботі виконана оцінка ресурсної міцності поршня з урахуванням експлуатаційних режимів роботи двигуна. Проаналізовано різні варіанти урахування температурного стану поршня при прогнозуванні його ресурсної міцності й запропоновані рекомендації щодо їх застосування. Табл. 2. Лл. 4. Бібліогр. 10 назв.

УДК 621.01

Тернюк Н.Е. Спрямований синтез систем паливоживлення двигунів, що працюють на металізованому паливі / **Н.Е. Тернюк, В.В. Бушнов** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.131-138.

Розглянуто питання застосування спрямованого безаналогового тривірневого методу синтезу систем паливоживлення для двигунів, що працюють на металізованому паливі. Синтезовані системи зазначеного виду з різними рівнями регулювання процесів паливоподачі. Встановлено відмінності структур систем з відмінними рівнями регу-

лювання. Запропонована інформаційна технологія процесу спрямованого синтезу систем паливоживлення, яка дозволяє на регулярній основі створювати складні системи паливоживлення двигунів, що працюють на металізованому паливі. Структурований, модульний, ітераційний алгоритми синтезу цих систем забезпечують гнучкість прийняття рішень і мають здатність до постійного розвитку.

УДК 621.436

Кукіс В.С. Особливості робочого процесу дизеля з пневматичним розпилюванням палива / **В.С. Кукіс, В.А. Романов, Ю.О. Постол** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.131-138.

Розглянуто позитивні та негативні властивості компресорних дизелів. Запропоновано різні варіанти отримання повітря високого тиску для пневматичного розпилювання палива за рахунок утилізації енергії відпрацьованих газів двигуна, тобто без витрати виробленої ним потужності. Наведено результати порівняльного експериментального дослідження робочого процесу дизеля 1Ч15,0/20,5 в штатній комплектації та з пневматичним розпилюванням палива. В останньому випадку було використано пневматичну форсунку оригінальної конструкції та інший поршень, що забезпечило істотне підвищення ступеня стиснення. Табл.1. Лл. 6. Бібліогр. 9.

УДК 621.43

Павлова Г. В. Опальний Граф Доррер / **Г. В. Павлова, Л. П. Семенов** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.139-142.

Стаття присвячена життю та діяльності одного з яскравих представників Харківської школи двигунобудування, першого лектора з дисципліни двигуни внутрішнього згоряння Харківського технологічного інституту, графа Сергія Йосиповича Доррера. Представлені результати дослідження деяких, раніше невідомих науковій громадськості, сторінок його життя. Лл. 4. Бібліогр. 14 назв.

УДК 621.436

Блоусов Є.В. До 100-річчя спуску на воду першого океанського теплоходу «Зеландія» / **Є.В. Білоусов, М.М. Кобяков** // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2012. – № 1. – С.143-149.

В 2012 році виповнилося 100 років від дня спуску на воду першого у світі океанського вантажопасажирського теплоходу "Зеландія", що був побудований на верфі Burmeister&Wain у пригороді Копенгагена. Це подія на багато років визначила подальший напрямок розвитку світового торговельного флоту. За минулі сто років суднове двигунобудування виділилося в окрему галузь, що забезпечила людство найефективнішими первинними двигунами, які по цьому показнику в 1,5...2 рази перевершують своїх найближчих конкурентів. Цей результат був досягнутий зусиллями великої кількості людей, які своєю працею, знаннями й уміннями зробили всі можливе, щоб морські перевезення стали на сьогодні найдешевшим способом доставки вантажів по усьому світові. Внеску деяких з найбільш відомих діячів науки, техніки й виробництва, чий імена назавжди вписані в історію галузі, присвячена дана стаття. Табл. 1. Лл. 4. Бібліогр. 3 назв

Страница редколлегии

Научно-технический журнал "Двигатели внутреннего сгорания" выпускается 2 раза в год. Основная цель издания - предоставить возможность опубликовать результаты научных трудов и статьи научным сотрудникам, преподавателям, аспирантам и соискателям ученых степеней, а также расширить возможности для обмена научно-технической информацией в Украине и за ее пределами.

К опубликованию принимаются статьи на украинском, русском, английском, немецком языках по следующим научным направлениям:

- **Общие проблемы двигателестроения;**
- **Конструкция ДВС;**
- **Рабочие процессы ДВС;**
- **Технология производства ДВС;**
- **Эксплуатация ДВС;**
- **Экологизация ДВС;**
- **Гипотезы, предложения;**
- **Содержание высшего образования по специальности "ДВС";**
- **История двигателестроения, личности, юбилеи.**

Материал (статья) подается редколлегии в 2-х экземплярах. К материалам должна прилагаться дискета (CD-диск) со статьей, набранной в текстовом редакторе MS Word.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ СТАТЬИ можно скачать на сайте кафедры ДВС по ссылке <http://sites.kpi.kharkov.ua/diesel/> в разделе «Видання», «Вимоги до оформлення статей»

СТАТЬЯ ДОЛЖНА ВКЛЮЧАТЬ:

- УДК статьи;
- инициалы, фамилии и научные степени (квалификацию) авторов;
- название статьи;
- аннотации на украинском, русском и английском языках (приводятся в конце статьи).

К статье прилагаются:

- рецензия,
- акт экспертизы о возможности опубликования.

СТАТЬИ, ОФОРМЛЕНИЕ КОТОРЫХ НЕ СООТВЕТСТВУЕТ ПРИВЕДЕННЫМ ТРЕБОВАНИЯМ, РЕДКОЛЛЕГИЕЙ НЕ РАССМАТРИВАЮТСЯ

УСЛОВИЯ ОПУБЛИКОВАНИЯ:

Оформленная в соответствии с требованиями статья направляется авторами в редколлегию по адресу: 61002. Харьков-2, ул. Фрунзе, 21. НТУ "ХПИ". Кафедра ДВС. Редакционная коллегия журнала "Двигатели внутреннего сгорания". Ответственному секретарю редколлегии. Тел. (057)707-60-89, E-mail: rykova@kpi.kharkov.ua.

После принятия решения об опубликовании автор информируется об этом редколлегией. Рукописи и дискеты авторам не возвращаются.

Наукове видання

Двигуни внутрішнього згоряння
Всеукраїнський науково-технічний журнал

Відповідальна за випуск І.В. Рикова

Підп. до друку Формат 60x84 1/8. Папір офсетний.
Гарнітура Times.Різо-друк. Ум. друк. арк. Обл.-вид. арк.10.арк.
Наклад. 300 прим. Зам. № 18/08 Ціна договірна

Віддруковано