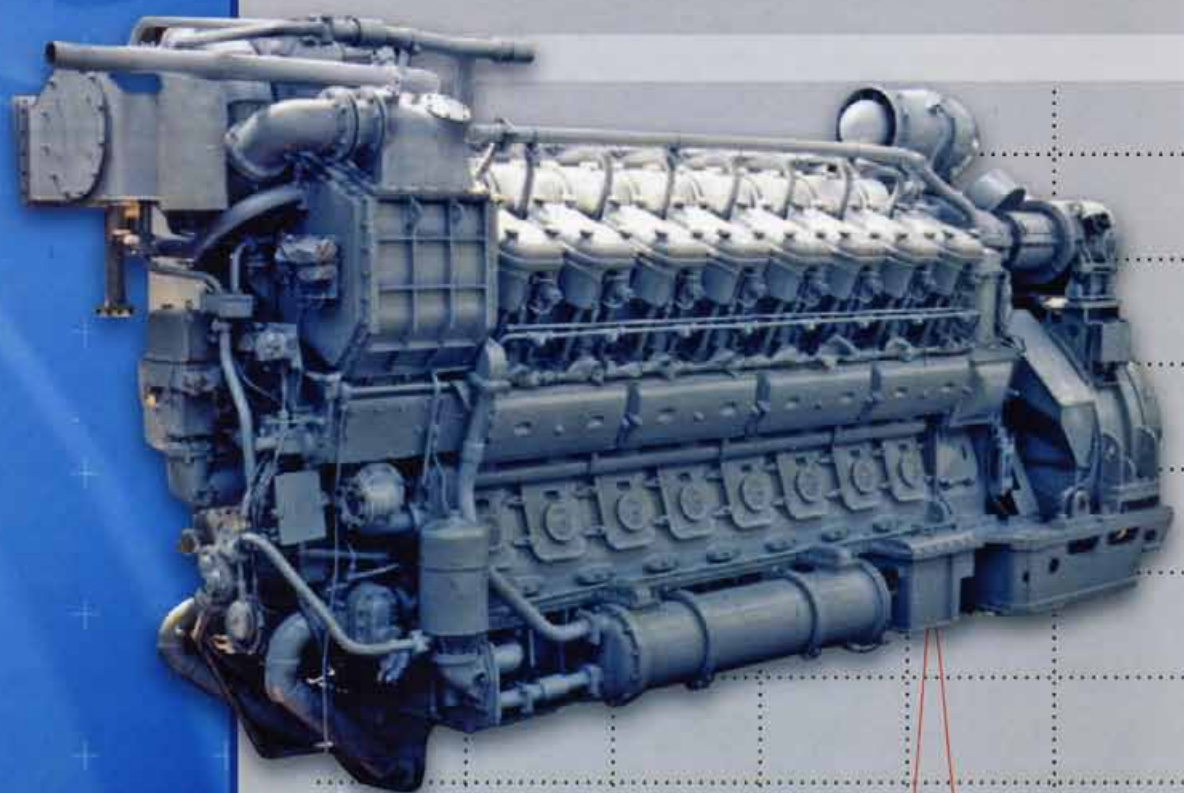
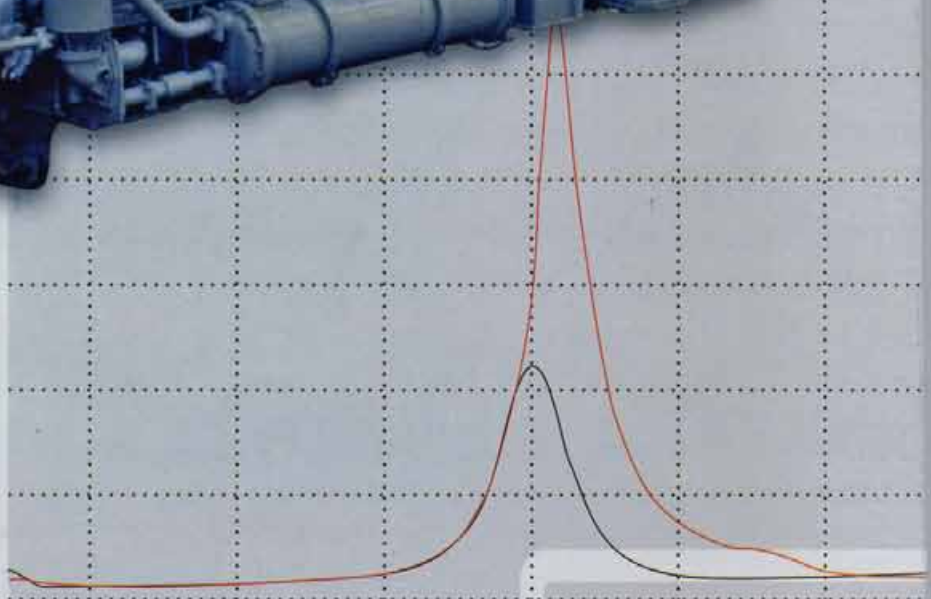
ISSN 0419-8719

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

2'2014

Всеукраинский научно-технический журнал





ДВС ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Всеукраинский научно-технический журнал 2'2014

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.н.с.*

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.*
Н.А. Иващенко, *д. т. н., проф.*
Г.М. Кухаренок, *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.А. Прохоренко, *д.т.н., доц.*
В. Смайлис, *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.*

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

СОДЕРЖАНИЕ

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВС

А. А. Прохоренко, И. Г. Пожидаев
Математическое моделирование и расчетно-экспериментальное исследование механизма регулирования подачи ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля. 3

А.А. Лисовал, М.Е. Нижник, Ю.А. Свистун
Исследование работы газового двигателя на топливах с разным содержанием углекислого газа. 8

А.П. Марченко, О.О. Осетров, С.С. Кравченко
Дослідження та математичне моделювання процесу згоряння в двигуні з форкамерно-факельним запалюванням 11ГД100М. 12

Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.Ю. Проскурин, А.С. Митрофанов, А.С. Познанский
Повышение эффективности двигателя 2Ч 7,2/6, работающего на этаноле с термохимической утилизацией теплоты отходящих газов. 19

В.О. Пильов, О.М. Клименко, С.В. Обозний
Експериментальне дослідження впливу регулювання теплового стану поршня на показники дизеля. 24

М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.С. Шляхов, В.Л. Супрун, Д.В. Касьяненко
Деякі результати порівняльних досліджень показників безшатунного та класичного двигунів. 28

А.Н. Врублевский, А.А. Дзюбенко, М.С. Липинский, А.П. Кузьменко, С.О. Подлещук
Опеределение цикловой подачи газового двигателя с электронным управлением топливоподачи. 33

A. Marchenko, D. Samoilenko, Ali Adel Hamzah, Omar Adel Hamzah
Waste heat recovery systems for internal combustion engines: classification and benefits. 37

Д.В. Мешков
Выбор исходных данных при расчете погрешности индицирования ДВС. 41

КОНСТРУКЦИЯ ДВС

О. К. Безюков, В. А. Жуков, О. И. Ященко
Анализ перспективности газопоршневых ДВС. 45

В.П. Савчук
Аналіз надійності циліндрових втулок двигунів фірми B&W серії S70MC та S80MC. 52

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин
Влияние регенерации энергии на эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлогидридной установкой непрерывного действия. 57

Н. А. Ткачук, О. В. Веретельник, А. В. Грабовский, С. А. Кравченко, С. Ю. Белик
Численное моделирование контактного взаимодействия деталей ДВС, изготовленных с применением комбинированных технологий. 63
В.А. Пылев, А.В. Белогуб, И.А. Нестеренко, А.Ю. Федоров, Р. Ариан, В.А. Хижняк
Совершенствование методики сравнительной оценки термонапряженного состояния поршней. 68

ЭКОЛОГИЗАЦИЯ ДВС

М.В. Ведь, Н.Д. Сахненко, Д.С. Андрощук, Т.П. Ярошок
Формирование каталитически активных покрытий на рабочих поверхностях камер сгорания ДВС. 73
А.Н. Кондратенко, А.П. Строков, С.А. Вамболь, А.Н. Авраменко
Регенерация фильтра твердых частиц дизеля с насыпкой из природного цеолита. 76

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА ДВС

Л. П. Клименко, П. Я. Ревнюк, О. Ф. Прищепов, В. И. Андреев, С. Н. Соловьёв
Упрочнения деталей двигателей внутреннего сгорания методами ионно-плазменных и лазерных технологий. . . . 82

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ДВС

В.С. Вербовський, І.В. Грицук, Д.С. Адров, З.І. Краснокутська
Особливості передпускового прогріву стаціонарного газового двигуна з використанням теплового акумулятора з фазовим переходом. 85
В.Д.Зонов
Методика комплексной оценки критического состояния прецизионных поверхностей топливной аппаратуры тепловозных дизелей. 90
А. Б. Богаевский, А.В. Осичев, М. С. Войтенко
Оценка энергозатрат в процессе запуска дизеля тепловоза и заряда аккумуляторной батареи. 94

ГИПОТЕЗЫ, ПРЕДЛОЖЕНИЯ

А.И. Тарасенко, А.А. Тарасенко
Выбор расчетной крутильной схемы пропульсивного судового малооборотного дизельного комплекса. 100

ИСТОРИЯ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ, ЛИЧНОСТИ, ЮБИЛЕИ

И.В. Парсаданов, А.Г. Косулин, Н.И. Литвинцева
Генеральный конструктор. 104

Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2014. – №2. – 110 с.

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

*С апреля 2013 г. Всеукраинский научно-технический журнал «Двигатели внутреннего сгорания» включен в справочник периодических изданий базы данных **Ulrisch`s Periodicals Directory (New Jersey, USA)**, научно-метрические системы **GoogleScholar**; **WorldCat**; **DOAJ**; **DRIVER**; **BASE**.*

Издается по решению Ученого совета НТУ “ХПИ” протокол № 7 от 04.07.2014 г.

© Национальный технический университет "Харьковский Политехнический Институт", 2014.

УДК 621.43.031

А. А. Прохоренко, И. Г. Пожидаев

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОДАЧИ ТНВД АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ

Представлена математическая модель ТНВД с управляемой подачей для аккумуляторной топливной системы на базе топливного насоса дизеля 2ДТ. Опубликованы некоторые данные, полученные с помощью разработанной математической модели. Приведены результаты расчётно-экспериментального определения значения диссипативного коэффициента.

Введение

Современные дизели ведущих производителей оснащаются системами топливоподачи аккумуляторного типа с высоким уровнем давления впрыскивания топлива 200...250 МПа. Поскольку топливный насос высокого давления (ТНВД) в таких системах проектируется для обеспечения большой подачи топлива, то на режимах холостого хода и частичных нагрузок подача топлива под высоким давлением будет чрезмерной. В этих случаях избыточное топливо возвращается в топливный бак, следовательно, тратится мощность двигателя на сжатие этого объема топлива. Этот эффект является нежелательным, т.к. увеличивает общие потери на привод вспомогательных агрегатов двигателя, ухудшая его механический КПД.

Анализ публикаций

Исследования показывают, что потери на привод ТНВД в дизелях могут достигать 7% от общего числа механических потерь двигателя [1].

Более того, только лишь 20 % сжатого до высокого давления топлива подается в цилиндр двигателя, а остальные 80 % расходуются на управление подачей. По данным фирмы R. Bosch, при $P_{ак}$ = 135 МПа и $n_{кул}$ ~ 3000 мин$^{-1}$ затраты мощности на привод составляют 3,8 кВт для четырехцилиндрового двигателя ОМ 611 эффективной мощностью 90 кВт, т.е. 4,2 % от эффективной мощности двигателя. Следует отметить, что для этого же двигателя при системе непосредственного действия (ТНВД BOSCH типа VE) затраты мощности на привод составляли 2,5 кВт, т.е. 2,7 % от мощности двигателя [2].

Существует ряд технических решений, позволяющих снизить механические потери на привод топливного насоса дизеля с топливной системой аккумуляторного типа. Например, фирмой BOSCH выпускались радиально-плунжерные ТНВД (CP1) [3], с отключающейся секцией (рис.1). Отключение одной из секций электромагнитным приводом (3) приводит к уменьшению количества топлива, подаваемого в аккумулятор, и заставляет впускной клапан (4) оставаться постоянно открытым. В результате топливо, которое подаётся в надплунжерный объём, не может быть сжато при нагнетании и течет обратно в канал низкого давления. Таким образом, регулируется производительность ТНВД, на режимах с меньшей затратой энергии. Но данный способ не даёт «гибкости» управления подачей, что является основным его недостатком.

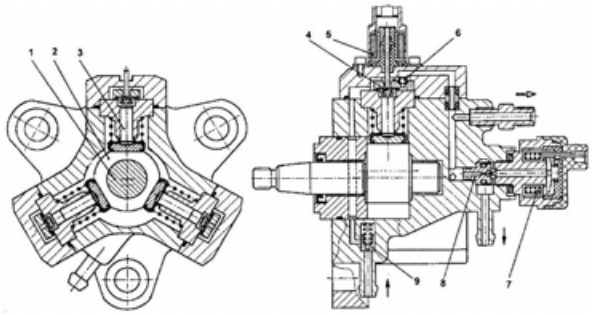


Рис. 1. Радиально-плунжерный ТНВД (CP1) аккумуляторной топливной системы Common Rail производства фирмы R.Bosch

Для исключения излишних затрат мощности на привод ТНВД необходимо вводить регулирование его подачи по активному геометрическому ходу, либо по частоте вращения приводного вала, либо по числу работающих нагнетательных секций [4].

В современных аккумуляторных системах регулирование производительности обеспечивается дросселированием топлива на входе в секцию высокого давления [5].

В данной статье описана математическая модель ТНВД аккумуляторной топливной системы с возможностью регулирования его подачи по активному геометрическому ходу. Конструкция насоса разработана на базе топливного насоса дизеля 2ДТ [6].

Методические основы расчётов

Для регулирования подачи ТНВД оснащён электронным регулятором, в котором управляющим элементом является электромагнит. Кинема-

© А. А. Прохоренко, И. Г. Пожидаев, 2014

тическая схема привода рейки ТНВД с помощью электромагнита приведена на рис. 2. Возвратно-поступательное движение рейки ТНВД вместе с присоединенными вращающимися массами дозаторов может быть описано дифференциальным уравнением второго порядка:

$$m'\frac{d^2x}{dt^2}+C\frac{dx}{dt}+K\left(x+x_0\right)=F(t), \qquad (1)$$

где m' – общая приведенная масса, C – диссипативный коэффициент, K – коэффициент жесткости пружины, x – перемещение рейки, x_0 – предварительная затяжка пружины, $F(t)$ – сила действия электромагнита.

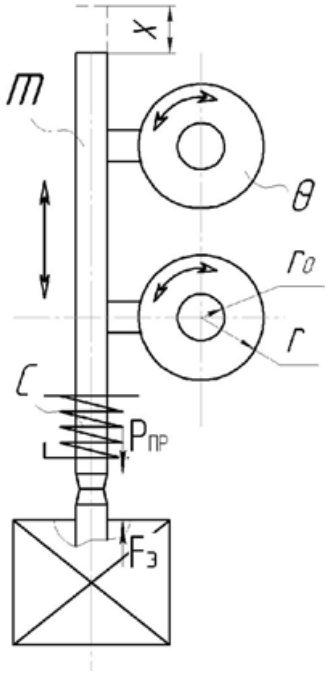


Рис. 2. Схема привода рейки ТНВД

Уравнение (1) может быть решено численно либо аналитически.

Для *численного* решения можно воспользоваться передаточной функцией вида:

$$x=\frac{F_э(t)-K\cdot x_0}{mp^2+Cp+K},$$

где p – обозначение оператора Лапласа, либо выполнить численное интегрирование непосредственно, каким либо из известных методов.

Такое численное решение было реализовано с помощью математического пакета Matlab/SIMULINK. Внешний вид разработанной модели приведен на рис. 3. Для интегрирования заложенных в модель уравнений применен метод Рунге-Кутта 4-го порядка с шагом $50\cdot10^{-6}$ с.

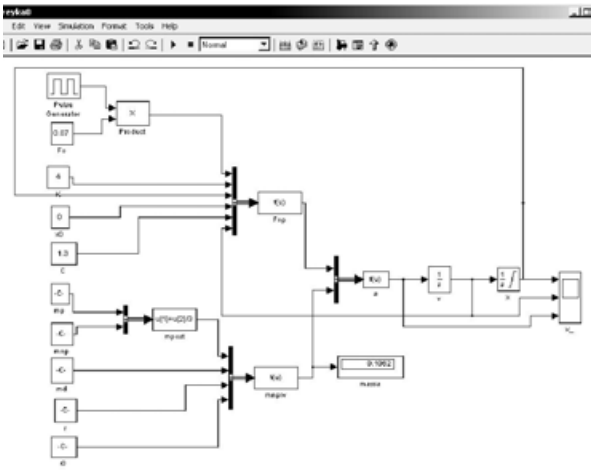


Рис. 3. Математическая модель движения рейки, ТНВД выполненная в среде SIMULINK

С помощью математической модели получены характеристики перемещения, скорости и ускорения рейки ТНВД, приведенные на рис.4.

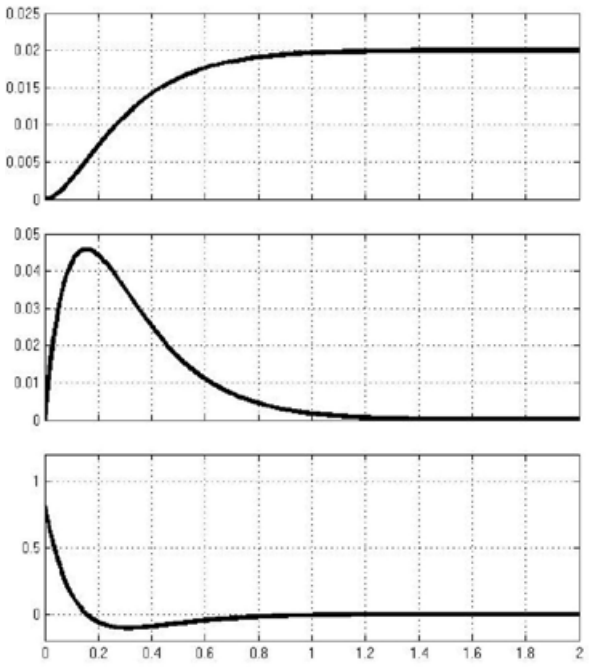


Рис. 4. Перемещение, скорость и ускорение рейки ТНВД при изменении скважности управляющего импульса на электромагнит от 0% до 100%

Исследование свойств и выбор рациональных параметров динамической системы «рейка ТНВД»

С помощью ряда математических преобразований уравнения (1) можно привести к виду системы дифференциальных уравнений:

$$\left.\begin{aligned}\dot{Y}&=-\frac{C}{m'}Y-\frac{K}{m'}x-\left(Kx_0-F(t)\right);\\ \dot{x}&=Y.\end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Полученную систему представим в виде матрицы ее коэффициентов

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{C}{m'} & -\frac{K}{m'} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

и вектора воздействий

$$B = \begin{bmatrix} F(t) - Kx_0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Собственные значения матрицы коэффициентов A имеют вид $p = \alpha + i\beta$, где α – вещественная, а β – мнимая части, и являются корнями характеристического уравнения системы (2) или уравнения (4). Для системы дифференциальных уравнений 2-го порядка таких корней будет два, причем – комплексно сопряженных.

Исследуем корни характеристического уравнения системы (собственные значения матрицы A (3)) в диапазоне C/m' = 0…200 и K/m' = 0…8000. При проведении исследования использована методика аналитического решения системы линейных дифференциальных уравнений, описанная в [7].

Обеспечение быстродействия

Известно, что быстродействие динамической системы оценивается продолжительностью ее переходного процесса [8]. Причем количественно эта характеристика описывается, так называемой, *степенью устойчивости*. Степень устойчивости динамической системы – это абсолютное значение вещественной части доминирующего корня ее характеристического полинома $(-\alpha)_{\min}$.

Результаты выполненного расчетного исследования приведены на рис. 5.

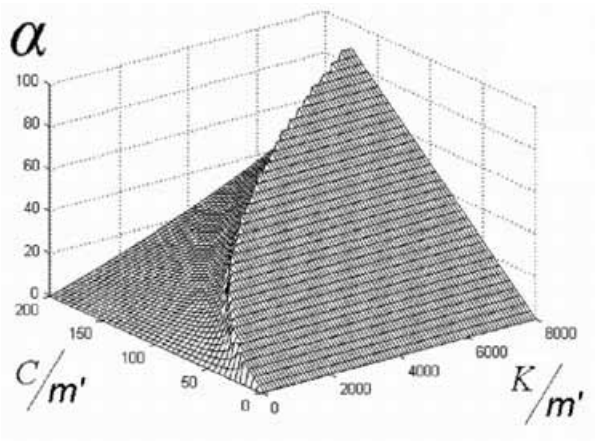


Рис. 5. Степень устойчивости динамической системы

Как видно из рисунка, функция $(-\alpha)_{\min} = f\left(C/m', K/m'\right)$ представляет собой сложную поверхность с четко выраженным оптимумом по быстродействию в виде «хребта». При этом видно, что одностороннее увеличение или уменьшение фактора K/m' в определенной области к изменению быстродействия не приводит.

Второй важный вывод, который можно сделать, анализируя полученные результаты, заключается в том, что при любом наборе варьируемых факторов динамическая система является устойчивой, поскольку найденные собственные значения матрицы A лежат левее мнимой оси.

Время переходного процесса, характерное для рассматриваемой динамической системы, приближенно можно оценить зависимостью $t_n \approx 3/(-\alpha)_{\min}$ [7].

Оптимальными же можно считать точки, лежащие на вершине «хребта» и вблизи него с обратной стороны. При этом величина $(-\alpha)_{\min} > 30$, что в значительной мере удовлетворяет требования к быстродействию, так как соответствует значениям $t_n < 0{,}1$ с.

Обеспечение минимальной колебательности

Колебательность системы автоматического регулирования количественно обусловлена максимальным значением отношения мнимой и вещественной частей корней характеристического уравнения (собственных значений матрицы A) $(\beta/-\alpha)_{\max}$ [7]. Результаты такого расчетного исследования показаны на рис. 6.

На поверхности хорошо видна зона апериодических переходных процессов – «нулевой» колебательности, где $(\beta/-\alpha)_{\max} = 0$. Область оптимальности лежит вблизи границы этой зоны, а движение от нее в сторону увеличения фактора K/m' сопровождается значительным увеличением колебательности.

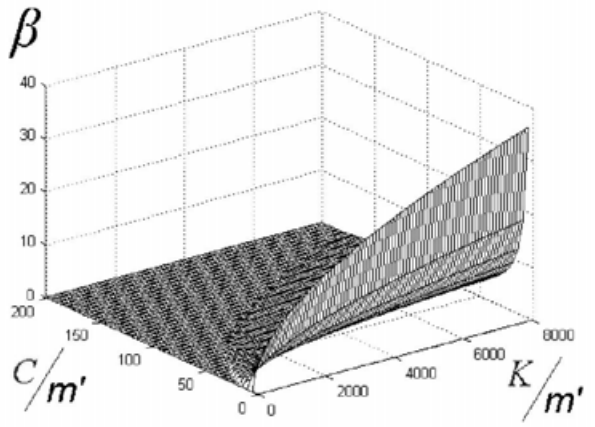


Рис. 6. Колебательность системы

Определение положения границы области оптимальности.

Воспользовавшись оператором Лапласа p, запишем характеристический полином дифференциального уравнения (1):

$$p^2 + C/m' \, p + K/m' = 0 . \qquad (5)$$

Его корни определяются по формуле решения квадратного уравнения:

$$p_{1,2} = -\frac{C}{2m'} \pm \sqrt{\left(C/2m'\right)^2 - K/m'} \qquad (6)$$

Искомые корни будут иметь вещественное значение при соблюдении условия

$$\left(C/2m'\right)^2 - K/m' \geq 0 . \qquad (7)$$

Граница выполнения этого условия на плоскости с координатами C/m' и K/m' выражается равенством:

$$C/m' = 2\sqrt{K/m'} \qquad (8)$$

Ее график приведен на рис. 7. На рис. 5 и 6 эта же кривая присутствует в виде, соответственно, проекции «хребта» на координатную плоскость $C/m' - K/m'$ (см. рис. 5) и в виде границы, отделяющей область значений исследуемых параметров динамической системы, при которых она становится апериодической (см. рис. 6).

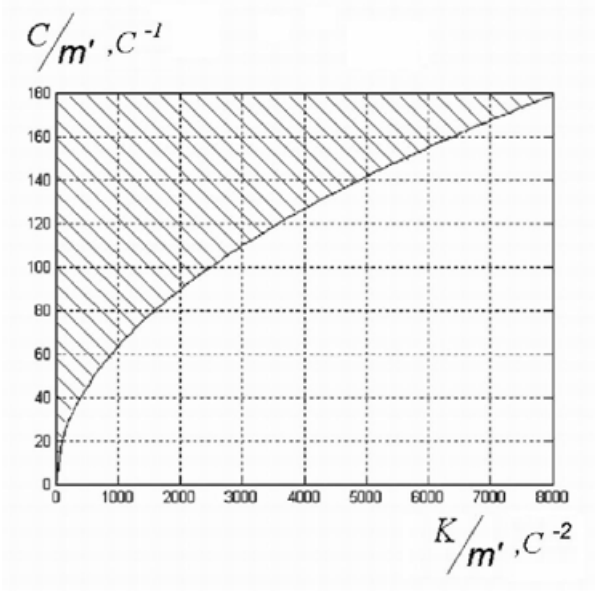


Рис. 7. Граница оптимальной области параметров системы

Из анализа графика на рис. 7 и в соответствии с уравнением (8) можно записать условие выбора требуемого коэффициента жесткости пружины K для привода рейки ТНВД по известным параметрам массы и вязкого трения в виде неравенства:

$$K \leq C^2/4m' . \qquad (9)$$

Неравенство (9), по сути, описывает верхнюю область на графике (рис. 7), область оптимальных значений параметров системы на рисунке заштрихована.

Экспериментальное определение величины диссипативного коэффициента

В гидродинамических расчётах, как правило, пренебрегают значением диссипативного коэффициента в виду малой его величины. Но в механике диссипативные силы оказывают существенное влияние на процессы в системе, и их значение необходимо учитывать. Поскольку в справочниках нет конкретных значений этого коэффициента для различных систем, предложена методика его определения.

Опишем закономерности движения рейки под действием собственной силы тяжести в виде следующего дифференциального уравнения:

$$m'' \frac{d^2x}{dt^2} + C\frac{dx}{dt} = m''g\sin\alpha . \qquad (10)$$

где m'' – общая приведенная масса рейки без пружины, $m'' = m' - 1/3\ m_{пр}$, C – диссипативный коэффициент вязкого трения, x – перемещение рейки, g – ускорение свободного падения, g = 9,8 м/с^2, α – угол наклона ТНВД, принято для обеспечения свободного выпадения рейки из его корпуса (α = 45º). Таким образом, экспериментальное определение величины диссипативного коэффициента C сводится к измерению времени выпадения рейки ТНВД из корпуса на 10 мм.

После простейших преобразований уравнения (10) получим:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{C}{m''}\frac{dx}{dt} = g\sin\alpha . \qquad (11)$$

Это линейное дифференциальное уравнение второго порядка, общее решение которого [9]:

$$x(t) = \frac{g\sin\alpha}{C/m''}t + C_1 + C_2 e^{-\frac{C}{m''}t} . \qquad (12)$$

где C_1 и C_2 – константы интегрирования, которые определяются из начальных условий (задача Коши): при t = 0 с имеем $x(0) = 0$ и $dx/dt(0) = 0$.

Определим константы C_1 и C_2 и выполним соответствующие преобразования; в результате получим частное решение уравнения (10):

$$x(t) = g\sin\alpha\frac{m''}{C}\left(t + \frac{m''}{C}\left(e^{-\frac{C}{m''}t} - 1\right)\right). \qquad (13)$$

Для экспериментального определения величины C воспользуемся рассчитанной таблицей значений $x(t, C)$, вычислив методом обратной интерполяции функцию $C = f(x, t)$ при конструктивном параметре насоса $m'' = 0{,}085$ кг. Результат этих вычислений в виде изолиний по величине x приведен на рис. 8.

Результаты экспериментальных исследований показали, что рейка на 10 мм перемещается за 0,233 с (усреднённая величина по 20 измерениям). Как видно из рис. 8 это соответствует величине $C \approx 13\ldots14$ кг/с.

Значительно упростить решение этой задачи можно следующим образом. Запишем уравнение (13) в виде:

$$x(t) = g\sin\alpha\frac{m''}{C}t + g\sin\alpha\left(\frac{m''}{C}\right)^2 e^{-\frac{C}{m''}t} - g\sin\alpha\left(\frac{m''}{C}\right)^2, \quad (14)$$

Поскольку $\lim\limits_{x\to\infty} e^{-x} = 0$, во втором слагаемом при $t \to \infty$ имеем $e^{-\frac{C}{m''}t} \to 0$. Поэтому можно считать, что второе слагаемое пренебрежимо мало и тогда:

$$x(t) \approx g\sin\alpha\frac{m''}{C}t - g\sin\alpha\left(\frac{m''}{C}\right)^2. \quad (15)$$

Отсюда легко выразить искомый коэффициент C путем решения квадратного уравнения вида:

$$m''^2 g\sin\alpha\left(\frac{1}{C}\right)^2 - m''tg\sin\alpha\frac{1}{C} + x = 0, \quad (16)$$

относительно $1/C$:

$$C \approx \frac{2m''}{t - \sqrt{t^2 - 4x/g\sin\alpha}}. \quad (17)$$

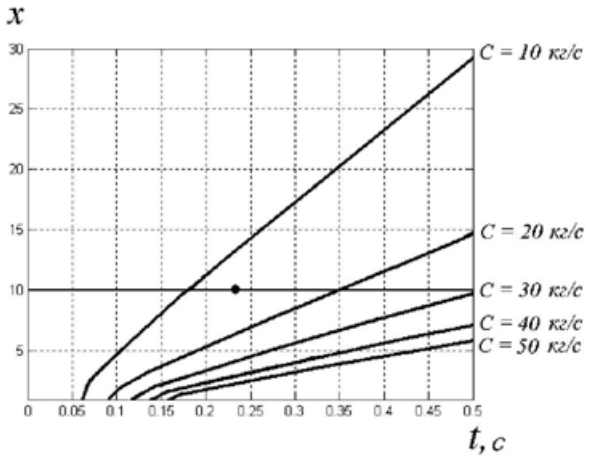


Рис. 8. К определению величины диссипативного коэффициента C

Согласно выражению (17), с учётом полученных выше экспериментальных данных, величина диссипативного коэффициента составляет:

$$C = \frac{2\cdot0{,}085}{0{,}23 - \sqrt{0{,}23^2 - (4\cdot0{,}01)/(9{,}8\cdot0{,}707)}} = 13{,}5 \text{ кг/с}\cdot$$

Заключение

1. Разработана математическая модель механизма регулирования подачи ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля в среде MATLAB / Simulink, которая позволяет исследовать динамические процессы системы. С помощью математической модели получены диаграммы перемещения, скорости и ускорения рейки ТНВД при изменении скважности управляющего импульса на электромагнит, определены степень устойчивости динамической системы и её колебательность.

2. Определена величина диссипативного коэффициента.

3. Проведенные расчётно-экспериментальные исследования позволяют выбрать ряд оптимальных конструкционных параметров регулятора привода рейки ТНВД аккумуляторной системы топливоподачи дизеля.

Список литературы:

1. Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета, испытаний: учебное пособие / С.В Путинцев. – М., МГТУ им. Н. Баумана, 2011. – 288 с. 2. Ю.Г. Грудский Системы управления дизельными двигателями / пер. с немецкого. Ю.Г. Грудский, А.Г. Иванов. – Первое русское издание. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с. 3. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Изд-во Легион-Автодата, 2004. – 344 с. 4. Врублевский А.Н. Энергетические затраты на привод ТНВД дизеля с аккумуляторной топливной системой / А.Н. Врублевский, А.А. Прохоренко, И.Г. Пожидаев, Д.В. Мешков, А.И. Тимченко // Автомобильный транспорт, 2012. – № 30. – С. 90-95. 5. Габитов И.И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей / И.И. Габитов, Л.В. Грехов, А.В. Неговора. – М.: Изд-во Легион-Автодата, 2008. – 248 с. 6. Пожидаєв І.Г. Проектування ПНВТ для акумуляторної паливної системи малолітражного дизеля на базі паливного насоса двигуна 2ДТ / І.Г. Пожидаєв, А.О. Прохоренко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування, 2014. – № 14 (1057). – С. 89–95. 7. Прохоренко А.А. Дифференциальное уравнение динамики дизеля с аккумуляторной системой топливоподачи как объекта регулирования / Двигатели внутреннего сгорания, №2. – 2011 – С 81-86. 8. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания / В.И. Крутов – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с. 9. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: Изд-во «Наука», 1973. – 872 с.

Bibliography (transliterated):

1. Putincev S.V. Mehanicheskie poteri v porshnevyh dvigateljah: special'nye glavy konstruirovanija, rascheta, ispytanij: uchebnoe posobie / S.V Putincev. – M., MGTU im. N. Baumana, 2011. – 288 s. 2. Grudskij Ju.G. Sistemy upravlenija dizel'nymi dvigateljami / per. s nemeckogo. Ju.G. Grudskij, A.G. Ivanov. – Pervoe russkoe izdanie. – M.: ZAO «KZhI «Za rulem», 2004. – 480 s. 3. Grehov L.V. Toplivnaja apparatura i sistemy upravlenija dizelej: uchebnik dlja vuzov / L.V. Grehov, N.A. Ivashhenko, V.A. Markov. – M.: Izd-vo Legion-Avtodata, 2004. – 344 s. 4. Vrublevskij A.N. Jenergeticheskie zatraty na privod TNVD dizelja s akkumuljatornoj toplivnoj sistemoj / A.N. Vrublevskij, A.A. Prohorenko, I.G. Pozhidaev, D.V. Meshkov, A.I. Timchenko // Avtomobil'nyj transport, 2012. – № 30. – S. 90-95. 5. Gabitov I.I. Tehnicheskoe obsluzhivanie i diagnostika toplivnoj apparatury avtotraktornyh dizelej / I.I. Gabitov, L.V. Grehov, A.V. Negovora. – M.: Izd-vo Legion-Avtodata, 2008. – 248 s. 6. Pozhidaev I.G. Proektuvannja PNVT dlja akumuljatornoї palivnoї sistemi malolitrazhnogo dizelja na bazi palivnogo nasosa dviguna 2DT / I.G. Pozhidaev, A.O. Prohorenko // Visnik NTU «HPI». Serija: Transportne mashinobuduvannja, 2014. – № 14 (1057). – S. 89–95. 7. Prohorenko A.A. Differencial'noe uravnenie dinamiki dizelja s akkumuljatornoj sistemoj toplivopodachi kak ob`ekta regulirovanija / Dvigateli vnutrennego sgoranija, №2. – 2011 – S 81-86. 8. Krutov V.I. Avtomaticheskoe regulirovanie i upravlenie dvigatelej vnutrennego sgoranija / V.I. Krutov – M.: Mashinostroenie, 1989. – 416 s. 9. Vygodskij M.Ja. Spravochnik po vysshej matematike. – M.: Izd-vo «Nauka», 1973. – 872 s.

Поступила в редакцию 11.06.2014

Прохоренко Андрей Алексеевич – доктор техн. наук, старший научный сотрудник кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: ap.kpi@rambler.ru.

Пожидаев Иван Геннадиевич – аспирант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: vanurash@rambler.ru.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОДАЧІ ПНВТ АКУМУЛЯТОРНОЇ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДИЗЕЛЯ

А.О. Прохоренко, І.Г. Пожидаєв

Представлено математичну модель ПНВТ з керованою подачею для акумуляторної паливної системи на базі паливного насоса дизеля 2ДТ. Опубліковані деякі дані, отримані за допомогою розробленої математичної моделі. Наведені результати розрахунково-експериментального визначення величини дисипативного коефіцієнта.

MATHEMATICAL MODELING AND SETTLEMENT-EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE MECHANISM OF REGULATION OF FUEL DELIVERY IN COMMON RAIL SYSTEM OF DIESEL ENGINE

A.A. Prokhorenko, I.G. Pozhidaev

A mathematical model of the controlled injection pump of fuel supply for Common Rail sytem based on diesel fuel pump 2DT is presented. Some published data were obtained using the developed mathematical model. The results of computational and experimental determination of the values of the dissipative coefficient are shown.

УДК 621.433.2

А.А. Лисовал, М.Е. Нижник, Ю.А. Свистун

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ТОПЛИВАХ С РАЗНЫМ СОДЕРЖАНИЕМ УГЛЕКИСЛОГО ГАЗА

В статье описаны особенности и результаты экспериментальных исследований при физическом моделировании альтернативных газовых топлив. Выполнено индицирование двигателя при добавке к метану углекислого газа. Доля замещения метана углекислым газом составляла 8…30 % в зависимости от нагрузки. При таких значениях замещения достигли устойчивой работы двигателя 8Ч10/8,8 на привод электрического генератора.

Введение

Вопросы энергоэффективности, ресурсосбережения путём замещения и уменьшения потребления нефтяных топлив являются актуальными для всех отраслей и, в частности, для энергетического сектора, где увеличивается наличие мобильных и стационарных электростанций с приводом от поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Номенклатура газовых топлив расширяется за счёт альтернативных газов, произведенных нетрадиционным способом, либо добытых с нетрадиционных месторождений. К таким газовым топливам, в первую очередь, относят биогазы и сланцевый газ.

В отличие от природного газа, в альтернативных газовых топливах, кроме метана (CH_4), содержатся другие негорючие и горючие составляющие. Очистка таких газов от вредных составляющих, уменьшение негорючих составляющих – это дорогостоящие и энергозатратные технологические процессы. Поэтому, в биогазах метановая (горючая) составляющая колеблется от 60 до 80 % [1].

© А.А. Лисовал, М.Е. Нижник, Ю.А. Свистун, 2014

Соответственно, негорючие компоненты будут составлять 20…40 %.

Постановка задания

Для эффективного сжигания природного газа и различных альтернативных газовых топлив в поршневом газовом ДВС требуются различные настройки систем: питания, зажигания, наддува, автоматического регулирования, рециркуляции, нейтрализации отработавших газов (ОГ) и т.д. Получение рациональных параметров для каждой из систем с возможностью быстрой адаптации ДВС для «нового» газового топлива – это проблема, которая требует комплексных исследований, применения микроконтроллерных технологий для создания автоматической системы управления ДВС и подсистем автоматического регулирования.

Для решения проблемы нами предложено начать исследования, представив все газовые топлива, как две составляющие: горючая составляющая – CH_4 и негорючая составляющая в виде углекислого газа (CO_2).

Природный газ, где содержание CH_4 составляет 100 % назвали CH100. Альтернативный газ, где CH_4 по массе 78 %, а негорючая составляющая заменена CO_2 в количестве 12 %, назвали топливом CH78. Такой подход с физическим моделированием различных газовых топлив, как составляющих CH_4 и CO_2, дал возможность быстро решить задачу моторных исследований на эффективность сгорания с учётом внешней нагрузки, получить исходные данные для дальнейших исследований системы регулирования дозированием газового топлива и зажиганием.

Цель исследования, представленного в статье, – индицирование рабочего процесса газового двигателя энергетической установки при подаче в цилиндры газовых топлив с различным содержанием CO_2, определение граничных значений содержания CO_2 в газовом топливе. Газовые смеси должны обеспечивать устойчивую работу как на установившихся так переходных режимах.

Особенности моторной установки

Исследования проведены на газовом двигателе, который был конвертирован с бензинового ДВС типа 8Ч10 /8,8 и работал на привод электрического генератора [2]. Энергетическая установка при 1500 мин$^{-1}$ вырабатывала номинальную электрическую мощность 30 кВт. Внешняя нагрузка создавалась реостатами. Степень сжатия (8,5) и систему зажигания не изменяли.

Система автоматического дозирования газового топлива разработана совместно с Институтом газа НАН Украины на основе узлов микроконтроллерного регулятора фирмы HEINZMANN [3]. Исполнительный орган марки StG 2010–SV перемещал дроссельную заслонку и регулировал количество газовоздушной смеси. Управление исполнительным органом-дроссельной заслонкой осуществлял ПИД-регулятор, входной вал исполнительного органа имел обратную связь по положению. Настройка ПИД-регулятора и обратная связь обеспечили поддержание, практически одинакового значения коэффициента избытка воздуха при частоте 1500 мин$^{-1}$ и изменении нагрузки, что показано на рис. 1.

На базовом (контроль для сравнения) топливе CH100 провели настройку ПИД-регулятора: пропорциональная (П) составляющая – 10 %, интегральная (И) – 10 %, дифференциальная (Д) – 15 % [4].

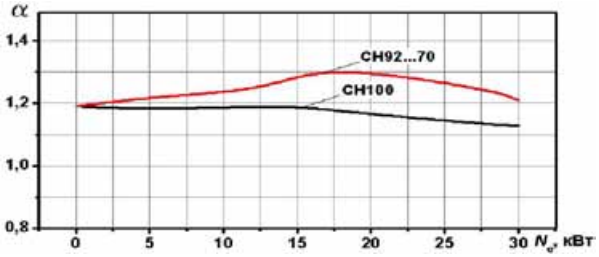


Рис. 1. Состав смеси газового двигателя 8Ч10/8,8 по нагрузочной характеристике

Проверку устойчивости работы ДВС проводили мгновенными сбросами-набросами 100 % внешней нагрузки. Для других альтернативных газовых топлив регулировку ПИД-регулятора не изменяли.

«Моделирование нового» газового топлива осуществляли замещением CH_4 частью CO_2 на установившихся режимах (1500 мин$^{-1}$) при нагрузках: 30, 28, 19, 15, 12, 5, 0 кВт, добившись устойчивой работы ДВС. Правильность настройки и добавочное количество CO_2 проверяли мгновенными сбросом-набросом соответствующей нагрузки. Результаты исследования переходных процессов при добавке к топливу CO_2 опубликованы в работе [5]. Добавка CO_2 несколько увеличивала длительность переходного процесса.

Индицирование рабочего процесса газового ДВС на базовом CH100 топливе и с добавлением CO_2 осуществляли с помощью тензометричного датчика давления модели МИДА–ДИ–12П–081 и USB-осциллографа. Рабочий диапазон датчика 0…10 МПа, максимальное значение температуры 350^{0}С, было введено дополнительное водяное охлаждение измерительного элемента. Запись цифровых осциллограмм проводили с частотой 250 кГц. Усреднение сделали по 35…70 индикаторным диаграммам. Пример индикаторной диаграммы для топлива CH80 показан на рис. 2.

Кроме цифровой записи давления в цилиндре, фиксировали момент проскакивания электрической икры, ВМТ, давление во впускном коллекторе.

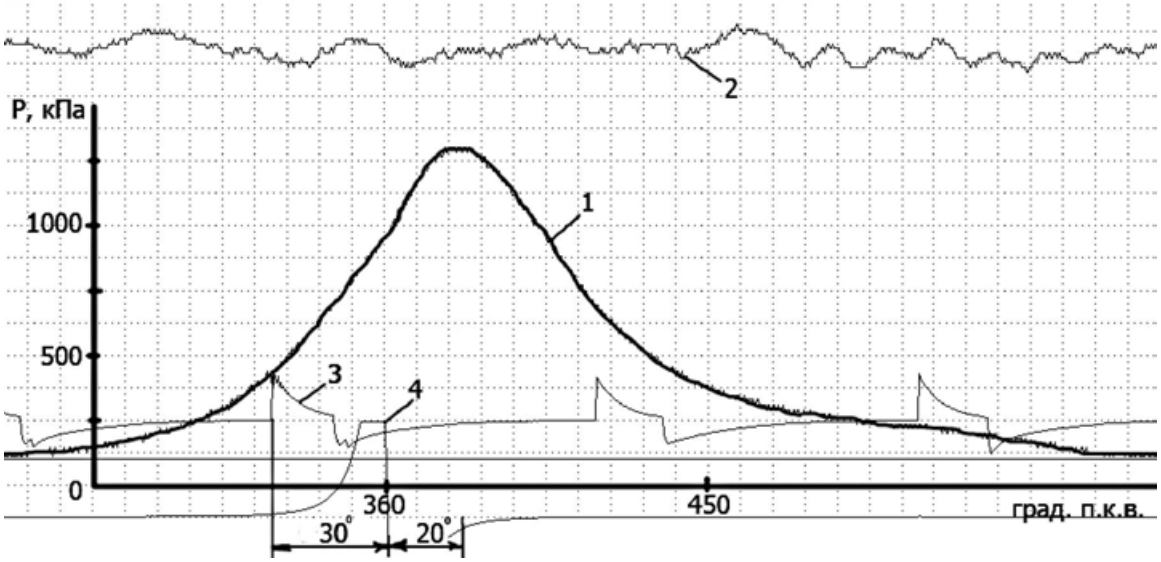


Рис. 2. Индикаторная диаграмма работы газового двигателя 8Ч 10 / 8,8 на топливе СН83:

1 – сигнал тензодатчика давления; 2 – сигнал датчика разряжения во впускном коллекторе; 3 – момент проскакивания электрической искры; 4 – метка ВМТ

Результаты индицирования

На рисунках 3 и 4 показаны результаты индицирования газового двигателя при 1500 мин$^{-1}$ и работе на базовом топливе СН100 (рис. 3) и газовых топливах с замещением метана 8, 20 и 30 % по массе (рис. 4) в зависимости от внешней нагрузки. При 100 % нагрузки (30 кВт) достигнута устойчивая работа газового ДВС при замещении 8 % CH_4 негорючим CO_2, т.е. топливом СН92. При 50 % нагрузки замещение CO_2 составило 20 % – топливо СН80, а в режиме активного холостого хода CH_4 был замещен на 30 % негорючим CO_2.

Был проведен анализ характеристик тепловыделения (в статье не приведен) на основании уравнения сгорания Вибе. Было установлено, что добавка CO_2 удлиняет процесс сгорания на 4…7 град п.к.в., т.е. индикаторные диаграммы и характеристики тепловыделения при работе на топливах СН92…СН70 смещены вправо.

Максимальное давление при работе на топливах СН92…СН70 несколько ниже, чем при базовом топливе СН100. Равенство эффективных мощностей при соответствующих нагрузках достигается уменьшением насосных потерь при работе на топливах СН92…СН70. Увеличение подачи CO_2 вместо CH_4 приводит к большему открытию дроссельной заслонки.

Влияние замещение CH_4 негорючим CO_2 на возрастание усредненного давления p_a на впуске приведено в табл.1.

Таблица 1. Давление p_a на впуске в газовый ДВС

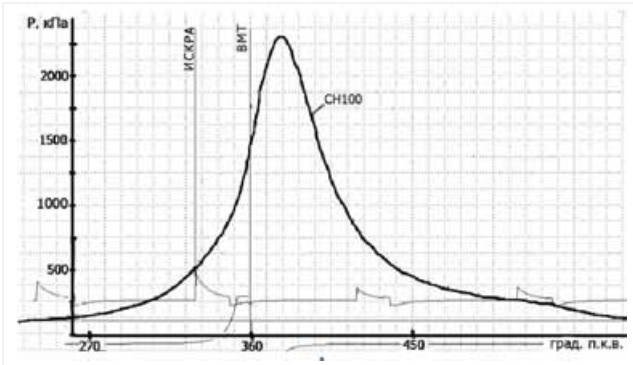
p_a, кПа при нагрузке:	Топливо			
	СН100	СН92	СН80	СН70
100%	80	90	–	–
50%	70	–	80	–
0% (х.х.)	63	–	–	70

Следует отметить, что полученные результаты справедливы для работы на обедненной смеси с коэффициентом избытка воздуха α = 1,2…1,3 и углом опережения зажигания 30 град. до ВМТ.

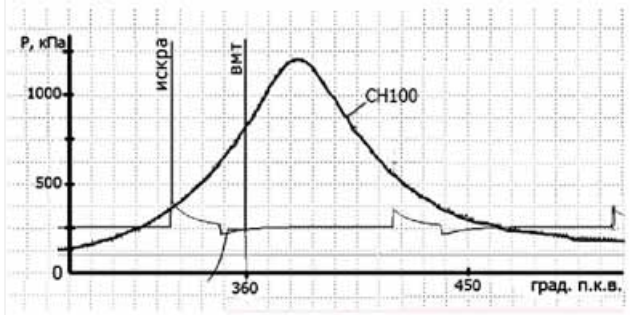
Проведенный эксперимент можно рассматривать и с другой стороны – как физическое моделирование (при помощи негорючего CO_2) подачи охлажденных до 293 К отработавших газов, т. е. моделирование рециркуляции ОГ для ДВС с искровым зажиганием.

Выводы

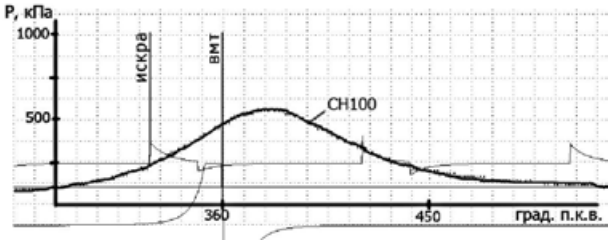
Исследование подачи углекислого газа в газовый двигатель 8Ч10/8,8 с микроконтроллерным дозированием количества смеси доказали возможность увеличения замещения основного топлива (CH_4) негорючим с 8 % при номинальной мощности (30 кВт) электрической установки до 30 % по массе при отсутствии внешней нагрузки и сохранении устойчивой работы двигателя при 1500 мин$^{-1}$.



а)

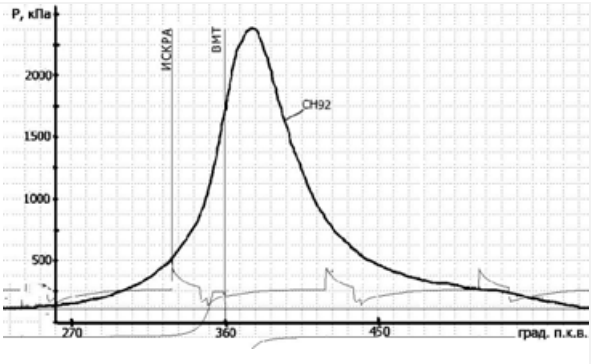


б)

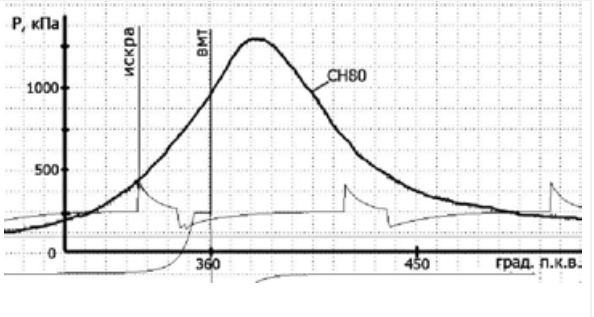


в)

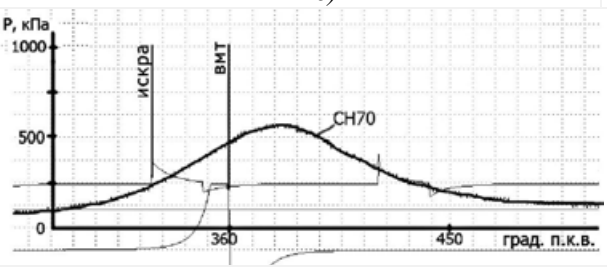
Рис.3. Индикаторные диаграммы газового ДВС на топливе СН100 при: а) 100% нагрузки; б) 50% нагрузки; в) режим холостого хода



а)



б)



в)

Рис.4. Индикаторные диаграммы газового ДВС на топливах СН92, СН80 и СН70 при: а) 100% нагрузки; б) 50% нагрузки; в) режим холостого хода

Полученные результаты будут использованы при разработке и дальнейших исследованиях автоматических систем управления дозированием газового топлива, рециркуляции и нейтрализации ОГ.

Список литературы:

1. Биогаз – альтернативное топливо для дизелей / С.Н. Девянин, В.Л. Чумаков, В.А. Марков // Транспорт на альтернативном топливе. – 2012. – № 2(26). – С. 68 – 73. 2. Моторна установка для індицирування робочого процесу газового двигуна / А.А. Лісовал, М.Є. Нижник // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч. 1. – К.: НТУ, 2012. – Вип. 26. – С. 159 – 165. 3. Електронні системи подачі газу в когенераційну установку / А. Лісовал, М. Нижник , О. Вербовський // Systems and means of motor transport. Selected problems. Seria: Transport, Politechnika Rzesowska, Poland, 2013. С. 245-250. 4. Когенераційна установка з газовим двигуном / А.А. Лісовал, М.Є. Нижник, В.С. Вербовський // Водний транспорт. Збірник наукових праць. Київської держ. академії водного транс-ту ім. Петра Конашевича-Сагайдачного. К.: КДАВТ, 2013. – № 3 (18). – С. 51 – 55. 5. Поліпшення паливної економічності та екологічних показників транспортних засобів удосконаленням систем регулювання та використання альтернативних палив : звіт про НДР (за-ключ.) / М-во освіти науки, молоді та спорту України; Нац. транс. ун-т. ; рук. А. Говорун. – УДК 621.43 ; № держреєст.0110U000128. – К., 2012. – 116 с.

Bibliography (transliterated):

1. Biogaz – alternativnoe toplivo dlya dizeley / S.N. Devyanin, V.L. Chumakov, V.A. Markov // Transport na alternativnom toplive. – 2012. – № 2(26). – S. 68 – 73. 2. Motorna ustanovka dlya inditsiruvannya robochogo protsesu gazovogo dviguna / A.A. Lisoval, M.E. Nizhnik // Visnik NatsIonalnogo transportnogo unIversitetu: V 2-h chastinah: Ch. 1. – K.: NTU, 2012. – Vip. 26. – S. 159 – 165. 3. Elektronni sistemi podachi gazu v kogeneratsIynu ustanovku / A. Lisoval, M. Nizhnik, O. Verbovskiy // Systems and

means of motor transport. Selected problems. Seria: Transport, Politechnika Rzesowska, Poland, 2013. S. 245-250. 4. Kogeneratsiyna ustanovka z gazovim dvigunom / A.A. Lisoval, M.E. Nizhnik, V.S. Verbovskiy // Vodniy transport. Zbirnik naukovih prats. Kiyivskoyi derzh. akademiyi vodnogo transtu Im. Petra Konashevicha-Sagaydachnogo. K.: KDAVT, 2013. – № 3 (18). – S. 51 – 55. 5. PolIpshennya palivnoyi ekonomichnosti ta ekologich-nih pokaznikIv transportnih zasobIv udoskonalennyam sistem regulyuvannya ta vikoristannya alternativnih paliv : zvIt pro NDR (za-klyuch.) / M-vo osviti nauki, molodi ta sportu UkraYini ; Nats. trans. un-t. ; ruk. A. Govorun. – UDK 621.43 ; № derzhreest.0110U000128. – K., 2012. – 116 s.

Поступила в редакцию 19.06.2014

Лисовал Анатолий Анатолиевич – докт. техн. наук, профессор, профессор кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета (НТУ), Киев, Украина, e-mail: li-dvz@bigmir.net.

Нижник Максим Евгеньевич – аспирант кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета (НТУ), Киев, Украина, e-mail: free-time@bigmir.net.

Свистун Юрий Анатольевич – аспирант кафедры двигателей и теплотехники Национального транспортного университета (НТУ), Киев, Украина, e-mail: svystun_yurec@ukr.net.

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГАЗОВОГО ДВИГУНА НА ПАЛИВАХ З РІЗНИМ ВМІСТОМ ВУГЛЕКИСЛОГО ГАЗУ

А. А. Лісовал, М. Є. Нижник, Ю. А. Свистун

У статті описані особливості і результати експериментальних досліджень при фізичному моделюванні альтернативних газових палив. Виконано індицирування двигуна при добавці до метану вуглекислого газу. Частка заміщення метану вуглекислим газом становила 8 ... 30% залежно від навантаження. При таких значеннях заміщення досягли стійкої роботи двигуна 8Ч10 / 8,8 на привід електричного генератора.

RESEARCH OF THE GAS ENGENE FUELS WISH DIFFENT CONTENT OF CARBON DIOXIDE

A. A. Lisoval, M. Ye. Nyzhnyk, Yu. A. Svistun

The article describes the results of experimental research while alternative gas fuels simulating. The research carried out on the installation of 30 kW electrical power. Test was taken on 8-cylinder gas combustion engine with a cylinder bore of 100 mm and 88 mm stroke, 8.5 compression ratio.

The controller for dosing the amount of gas-air mixture was installed on the engine. Controller was designed based on the firm knots HEINZMANN.

The aim of the research was to measure in-cylinder pressure in the engine running on the fuel with the addition of carbon dioxide (CO_2) to methane (CH_4). The number of substituted of CH_4 was 8 ... 30%, depending on the load. The criterion of ratio of CO_2 to CH4 was the stability of the spark-ignition engine with off and on by the load on the electric generator.

When addition of CO_2 the combustion duration increases for 4 ... 7% in crankshaft rotation degrees.

УДК 621.43

А.П. Марченко, О.О. Осетров, С.С. Кравченко

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗГОРЯННЯ В ДВИГУНІ З ФОРКАМЕРНО-ФАКЕЛЬНИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ 11ГД100М

Робота присвячена дослідженню особливостей протікання процесу згоряння збіднених паливо-повітряних сумішей в двигуні з форкамерно-факельним запалюванням 11ГД100М. За результатами експериментальних досліджень проаналізовано показники процесу згоряння в циліндрі двигуна на режимах навантажувальної характеристики. Обґрунтовано вибір математичної моделі для опису процесу згоряння в циліндрі дослідного двигуна. Запропоновано емпіричні залежності для визначення показників тривалості згоряння φ_z та характеру згоряння m моделі І.І. Вібе від коефіцієнту надлишку повітря α.

Вступ

Сьогодні важливим напрямком у розвитку двигунобудування є удосконалення робочого процесу ДВЗ з примусовим запалюванням, що забезпечує згоряння збіднених паливо-повітряних сумішей. Стабільність процесу згоряння при цьому може бути досягнута за допомогою різних заходів, таких як пошарове сумішоутворення, збільшення енергії запалювання, а також введення різних додаткових речовин у паливно-повітряну суміш, наприклад водню.

Організація процесу згоряння палива в двигунах 11ГД100М, що живляться природним газом, відрізняється від більшості газових двигунів. Як відомо, межа збіднення паливо-повітряної суміші при використанні природного газу при традиційній організації робочого процесу двигуна з іскровим запалюванням суміші не перевищує 1,6, тобто організація виключно якісного сумішоутворення є

© А.П. Марченко, О.О. Осетров, С.С. Кравченко, 2014

неможливою. В двигуні 11ГД100М забезпечується надійне запалювання та згоряння сумішей природного газу та повітря в досить широких концентраційних межах (α=1,77…3). Більш того, завдяки високій енергії форкамерного факелу, що виривається в циліндр та запалює збіднену паливо-повітряну суміш, стає можливим конвертувати двигун 11ГД100М для використання газів з низькою теплотворною здатністю, зокрема шахтного газу, біогазу, синтез-газу тощо.

Процес згоряння вкрай збіднених паливо-повітряних сумішей на сьогодні є недостатньо дослідженим. Бракує відомостей з впливу ступеня збіднення суміші на процеси сумішоутворення, показники тривалості, динаміки та повноти згоряння. Дослідження процесу згоряння збіднених паливо-повітряних сумішей та проведення багатопараметричної оптимізації конструкції двигуна можливо проводити на основі математичних моделей, які адекватно відображають протікання процесів у двигуні. Подібні моделі, які враховують особливості робочого процесу газового двигуна з форкамерно-факельним запалюванням збіднених паливо-повітряних сумішей та якісним регулюванням потужності зараз відсутні.

Вказане ускладнює математичне моделювання згоряння і робочого процесу двигуна 11ГД100М в цілому, що стримує розвиток робіт з його подальшого вдосконалення.

Розробка адекватної математичної моделі неможлива без проведення експериментальних досліджень, оскільки потребує перевірки правильності запропонованих залежностей, уточнення емпіричних коефіцієнтів. В свою чергу, розробка математичних моделей робочих процесів ДВЗ потребує окремих детальних досліджень фізико-хімічних властивостей робочого тіла, процесів газообміну, теплообміну, згоряння та інш.

Метою роботи є дослідження особливостей протікання процесу згоряння збіднених і вкрай збіднених сумішей природного газу з повітрям, обґрунтування вибору та верифікація математичної моделі згоряння для двигуна 11ГД100М.

Аналіз математичних моделей процесу згоряння в двигунах із примусовим запалюванням суміші

Дослідженнями процесу згоряння в поршневих двигунах з примусовим запалюванням займалися Н.Н.Семенов, К.І. Генкін, А.С. Соколик, А.Н. Воїнов, Н.В. Іноземцев, Р.М. Петриченко, J.B. Heywood та ін. Особливу увагу слід приділити роботі Генкіна К.І. [1], яка присвячена дослідженню згоряння вкрай збіднених паливо-повітряних сумішей в газових двигунах типу ГД100.

Відомі моделі згоряння палива в ДВЗ можна умовно поділити на CFD-моделі з детальною хімічною кінетикою [2], та емпіричні моделі, що описують швидкість розповсюдження турбулентного фронту полум'я [3] або швидкість тепловиділення у циліндрі двигуна [4].

Найбільш складні моделі реалізують технологію CFD - тривимірного моделювання на основі рівнянь Нав'є-Стокса течії газу та палива, що впорскується в циліндри або колектори ДВЗ. Достовірність одержуваних результатів залежить від правильності визначення початкових та краєвих умов. Процес визначення цих умов в свою чергу потребує проведення додаткових розрахунково-експериментальних досліджень. Застосування та верифікація CFD моделей вимагає чисельних трудомістких дослідницьких зусиль. Вказане ускладнює використання означених моделей і проведення оптимізації параметрів двигунів.

Як відомо, процес згоряння паливо-повітряних сумішей в циліндрі ДВЗ характеризується турбулентною швидкістю руху полум'я. Для визначення цієї швидкості запропоновано ряд емпіричних залежностей [3,5]. Турбулентну швидкість представляють як функцію від ламінарної швидкості та параметрів, що обумовлюють інтенсивність турбулентних пульсацій. Ламінарну швидкість визначають за результатами експериментальних досліджень згоряння палива у бомбах.

Подібні моделі розроблені і широко використовуються для опису згоряння бензину та різних газових палив в сумішах із повітрям, близьких до стехіометричного складу. Широко представлені математичні моделі для опису згоряння водню в сумішах із повітрям широкого складу [6,7]. Проте на цей час майже відсутні моделі згоряння природного газу в широкому діапазоні складу паливо-повітряних сумішей, що мають місце в газовому двигуні 11ГД100М.

Найбільше поширення отримали емпіричні моделі згоряння, що описують геометричну форму кривої тепловиділення [4]. Наприклад, у моделі І.І. Вібе відносна кількість виділеної теплоти

$$x = 1 - \exp\left[- C \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right], \qquad (1)$$

де φ_0, φ_z, φ, – відповідно, кут початку згоряння, тривалість згоряння і поточне значення кута повороту кривошипа в процесі згоряння; C – константа; m – показник характеру згоряння.

Константа С залежності (1) характеризує повноту згоряння палива, її визначають з рівняння

$$C = \ln(1 - X_z),$$

де X_z – доля палива, що повністю згоряє за цикл.

Коефіцієнти m і φ_z, що опосередковано відображають кінетику згоряння, визначають характер розповсюдження полум'я в циліндрі двигуна. Тривалість згоряння φ_z оцінює час, що необхідний для закінчення процесу, та його середню швидкість. Показник динаміки згоряння визначає форму кривої тепловиділення та характеризує відносну щільність генерації активних центрів реакції [4]. Значення коефіцієнтів m і φ_z знаходять за результатами стендових випробовувань двигунів [4]. Для дизелів коефіцієнт m задають в межах m=-0,3…0,7 [8], для двигунів з примусовим запалюванням - m=2…4 [4].

Модель І.І. Вібе не враховує вплив на процес згоряння параметрів конструкції та режиму роботи двигуна. Тому в ряді робіт запропоновані залежності коефіцієнтів m і φ_z від коефіцієнту надлишку повітря, частоти обертання двигуна, циклової подачі, кута випередження запалювання [9,10] та інших факторів. Інколи показник m є змінною величиною для різних етапів процесу згоряння [6,8,9].

Основною перевагою моделі І.І. Вібе є її простота та універсальність використання. Розробка та верифікація цієї моделі не потребує проведення додаткових трудомістких експериментальних досліджень (наприклад, у бомбах або з отримання краєвих умов) крім стендових випробувань ДВЗ із зняттям індикаторних діаграм. З іншої сторони на кафедрі ДВЗ НТУ «ХПІ» накопичений значний досвід математичного моделювання процесу згоряння з використанням моделі І.І. Вібе, зокрема зі змінним показником характеру згоряння m. Тому модель Вібе І.І. обрано як базову для дослідження і математичного моделювання специфічного процесу згоряння в двигуні 11ГД100М.

Дослідження і математичне моделювання процесу згоряння

Вище показано, що рівняння (1) містить два емпіричних коефіцієнти – показник динаміки згоряння m та тривалість згоряння φ_z. Їх визначають за результатами аналізу індикаторних діаграм та характеристик тепловиділення у циліндрі.

Тривалість згоряння φ_z представляє собою різницю між кутами закінчення та початку згоряння. Момент початку згоряння в роботі знаходили за методом накладання індикаторної діаграми на діаграму стиску-розширення [9] як момент відриву індикаторної діаграми від діаграми стиску-розширення (рис. 1,а).

Найбільша складність при аналізі індикаторних діаграм полягає у визначенні моменту закінчення процесу згоряння. Так, в [9,10] приймають, що процес видимого згоряння закінчується по досягненні максимальної температури циклу, в роботі [11] – максимального значення x на ефективній характеристиці тепловиділення. В дослідженні [12] умовно задають момент закінчення згоряння, коли відносна доля виділеної теплоти сягає x_z = 0,95. Інколи застосовують графічний спосіб, де індикаторну діаграму представляють в логарифмічних координатах lnP–lnV. Момент, коли крива згоряння переходить в пряму розширення, вважають точкою кінця згоряння. В даній роботі приймали, що згоряння закінчується у момент досягнення максимуму на кривій ефективного тепловиділення x.

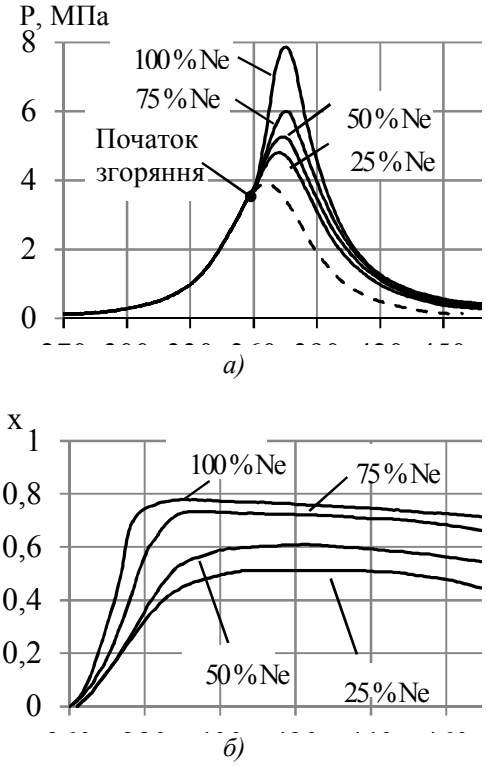


Рис. 1. Експериментальні індикаторні діаграми (а) та характеристики тепловиділення (б) двигуна 11ГД100М при n=750хв$^{-1}$ [2]

За результатами обробки експериментальних індикаторних діаграм (рис.1, а) отримано характеристики ефективного тепловиділення на кожному режимі навантажувальної характеристики (рис.1, б), з яких визначено моменти закінчення згоряння. На рис. 2 показано вплив навантаження двигуна на тривалість згоряння φ_z. Видно, що φ_z змінюється в широкому діапазоні значень φ_z = 30-70 гр.п.к.в. і залежить від навантажувального режиму роботи двигуна: зменшення навантаження призводить до зростання тривалості згоряння і навпаки.

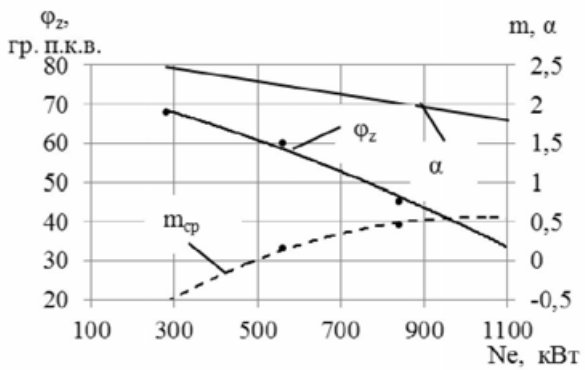


Рис. 2. Вплив навантаження двигуна 11ГД100М на коефіцієнт надлишку повітря, тривалість згоряння ϕ_z та середнє значення показника характеру згоряння $m_{ср}$ при n=750 хв$^{-1}$

Поточні значення показника характеру згоряння m по ходу процесу згоряння можна визначити з рівняння І.І. Вібе:

$$m = -1 - \log \frac{\varphi}{\varphi_z} \frac{C}{\ln(1 - X_i)}, \qquad (2)$$

де X_i – відносна кількість теплоти, що виділилася від початку згоряння.

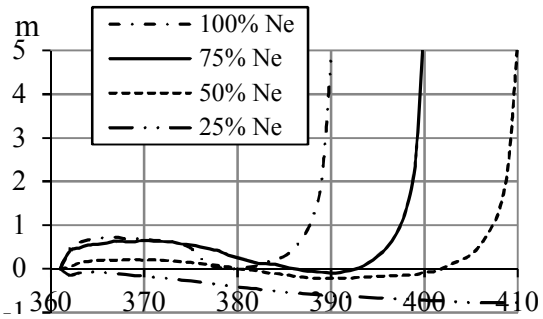


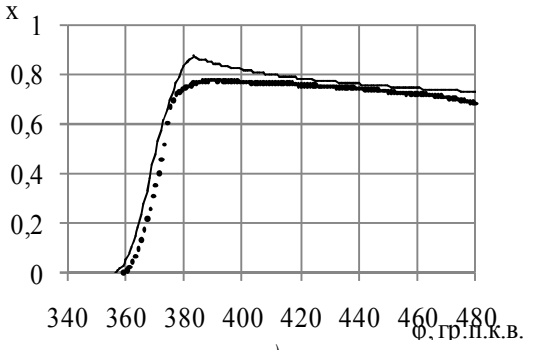
Рис. 3. Зміна показника характеру згоряння m, знайденого за рівнянням (2) в процесі згоряння на режимах навантажувальної характеристики

З рис. 3 видно, що показник характеру згоряння m, розрахований за залежністю (2), є змінним. В основній фазі згоряння показник m спочатку збільшується, потім дещо зменшується, після чого стрімко зростає. Означений характер зміни показника m корелюється з результатами інших досліджень [9].

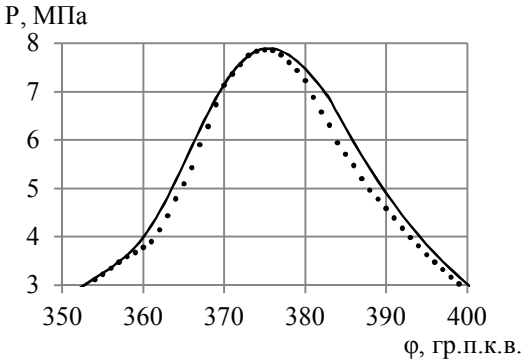
Середньоінтегральні за циклом значення $m_{ср}$ на режимах навантажувальної характеристики наведені на рис. 2. Аналіз рис. 2 показує, що зі збільшенням коефіцієнту надлишку повітря від 1,77 до 2,5 тривалість згоряння зростає з 30 до 70 гр.п.к.в., а середній показник характеру згоряння навпаки зменшується від 0,55 до -0,5.

Такий характер зміни показника динаміки згоряння з ростом α в двигуні 11ГД100М відрізняється від результатів досліджень традиційних двигунів із примусовим запалюванням, у яких при збільшенні α згоряння затягується, а показник m збільшується. Це пояснюється особливостями форкамерно-факельної організації робочого процесу дослідного двигуна. Зі зменшенням навантаження суміш в циліндрі збіднюється, проте в форкамері незалежно від режиму роботи двигуна підтримується коефіцієнт надлишку повітря 0,6-1,3. Якщо на режимах високих навантажень доля газу, що згоряє у форкамері, не перевищує 3%, і процес згоряння в форкамері майже не впливає на динаміку згоряння основної порції палива, то на режимах близьких до холостого ходу доля природного газу, що згоряє у форкамері, перевищує 90% [1]. Це призводить до підвищення швидкості згоряння в основній стадії, а потім затягнутого згоряння.

В роботі було виконане моделювання процесу згоряння в циліндрі двигуна 11ГД100М за формулою І.І. Вібе, в яку підставляли експериментальне значення ϕ_z та постійне середньоінтегральне значення $m_{ср}$.



а)



б)

Рис. 4. Характеристика ефективного тепловиділення (а) та індикаторна діаграма (б) на режимі номінальної потужності двигуна (N_e=1100 кВт, n=750 хв$^{-1}$). ⋯⋯⋯ – експериментальні дані

Експериментальні та розрахункові характеристики тепловиділення і індикаторні діаграми наведені на рис. 4. Видно, що моделювання з постійним

середньо інтегральним значенням $m_{ср}$ не дозволяє достовірно описати процес згоряння в циліндрі.

При моделюванні згоряння запропоновано використовувати показник динаміки згоряння, що змінюється за лінійною залежністю від m_1 до m_2 (рис. 5):

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

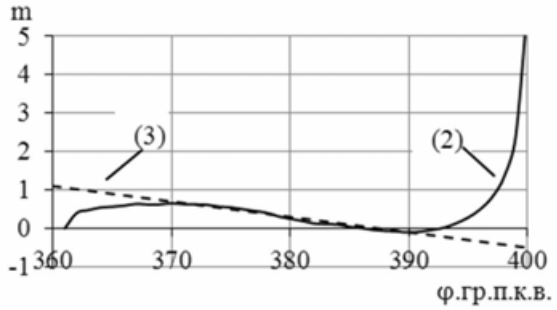


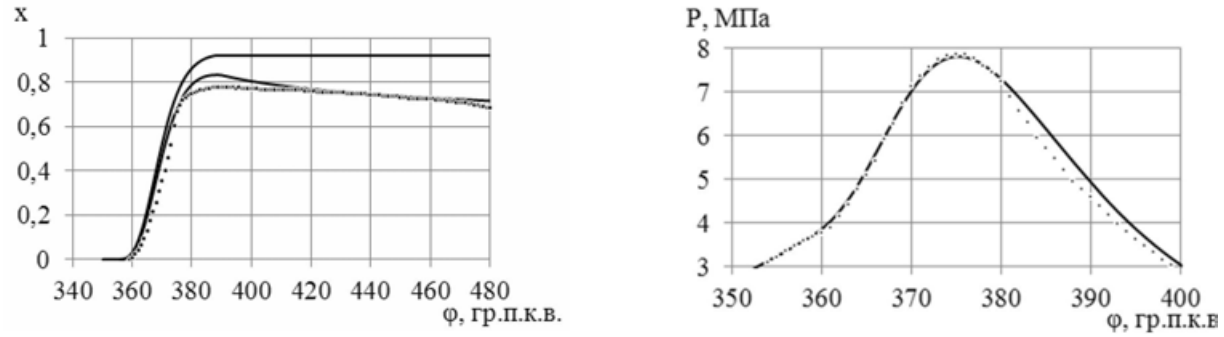
Рис. 5. Зміна показника характеру згоряння по куті повороту колінчастого валу по залежностях (2) і (3) на режимі 75% N_e, n=750хв$^{-1}$

В цьому випадку швидкість згоряння

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

Коефіцієнти m_1 та m_2 підбиралися виходячи із забезпечення найкращого погодження між розрахунковими та експериментальними характеристиками тепловиділення та індикаторними діаграмами. Критерієм правильності вибору цих коефіцієнтів було забезпечення задовільної кореляції між середньоінтегральними значеннями показника $m_{ср}$, що визначено за результатами обробки експериментальних даних та розрахунком за формулою (3).

Приклад результатів розрахунку характеристик тепловиділення та індикаторних діаграм за пропонованою методикою на режимі номінальної потужності наведений на рис 6. Найкраща кореляція між розрахунковими та експериментальними даними на цьому режимі забезпечується при m_1 = 1,5 та m_2 = -0,5.



а) *б)*

Рис. 6. Індикаторна та ефективна характеристики тепловиділення (а) та індикаторні діаграми (б) на режимі номінальної потужності двигуна (Ne=1100 кВт, n=750хв$^{-1}$
⋯⋯⋯ – експериментальні дані

Як правило, більшість дослідників для визначення показників тривалості згоряння φ_z та динаміки згоряння m задаються емпіричними функціями від конструктивних та режимних параметрів робочого процесу двигуна (коефіцієнту надлишку повітря α, частоти обертання n, кута випередження запалювання, коефіцієнту наповнення тощо), а потім використовують ці залежності при оптимізації, доводці робочого процесу та інших цілях [6,9,10,12].

В роботі виконано аналіз впливу режимних параметрів робочого процесу на процес згоряння. Аналіз літератури показав, що найбільшим чином на тривалість та динаміку згоряння впливає коефіцієнт надлишку повітря α [6]. Зокрема в двигуні 11ГД100М α змінюється в межах від 1,8 до 3.

Тому було запропоновано залежності

$$\varphi_z = 18{,}32\cdot\alpha^2 - 129{,}45\cdot\alpha - 139{,}95, \qquad (4)$$

$$m_1 = -2{,}059\cdot\alpha - 5{,}186. \qquad (5)$$

Коефіцієнт m_2 на кожному навантажувальному режимі роботи двигуна 11ГД100М приймався постійним m_2=-0,5.

Порівняння розрахованих за формулою (4) і експериментальних значень ϕ_z, а також середньоінтегральних за циклом показників характеру згоряння $m_{ср}$ залежно від коефіцієнту надлишку повітря наведене на рис. 7. Видно, що запропоновані залежності (4) і (5) забезпечують добре узгодження розрахункових та експериментальних даних.

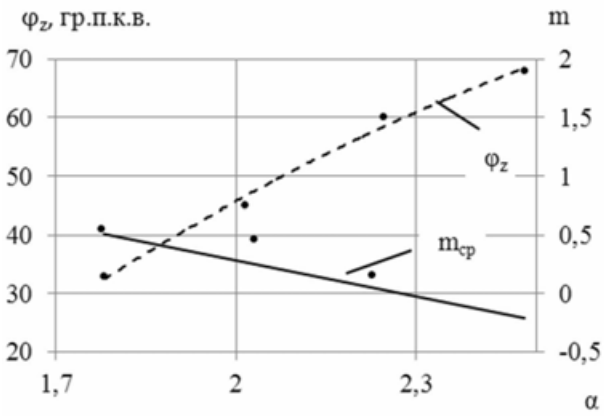


Рис.7. Вплив коефіцієнту надлишку повітря на показники моделі І.І. Вібе m та φ_z. Точками показано експериментальні значення

Математичну модель згоряння інтегровано в термодинамічну модель замкненого робочого циклу двигуна з форкамерно-факельним запалюванням суміші і якісним сумішоутворенням. Розроблена математична модель дозволяє розраховувати робочий процес двигуна при використанні газових палив довільного компонентного складу. Теплообмін зі стінками моделювався за залежністю Ньютона-Ріхмана, у якій коефіцієнт тепловіддачі визначався за формулою В. Аннанда. Механічні втрати задавалися емпіричною залежністю від середнього ефективного тиску.

Адекватність математичної моделі оцінювалася співставленням розрахункових та експериментальних індикаторних діаграм, характеристик тепловиділення та індикаторних показників (табл.1, рис.8).

Таблиця 1. Порівняння розрахункових та експериментальних значень показників двигуна 11ГД100М на режимах навантажувальної характеристики

Режим навантаження Ne,%	ηe	ηi	α	P_z, МПа
	експ/розр	експ/розр	експ/розр	експ/розр
100%	0,33/0,320	0,44/0,430	1,777/1,78	7,86/7,81
75%	0,27/0,271	0,4/0,399	2,03/2,025	6,0/6,01
50%	0,20/0,198	0,35/0,346	2,227/2,24	5,26/5,14
25%	0,11/0,107	0,28/0,275	2,49/2,48	4,8/4,86

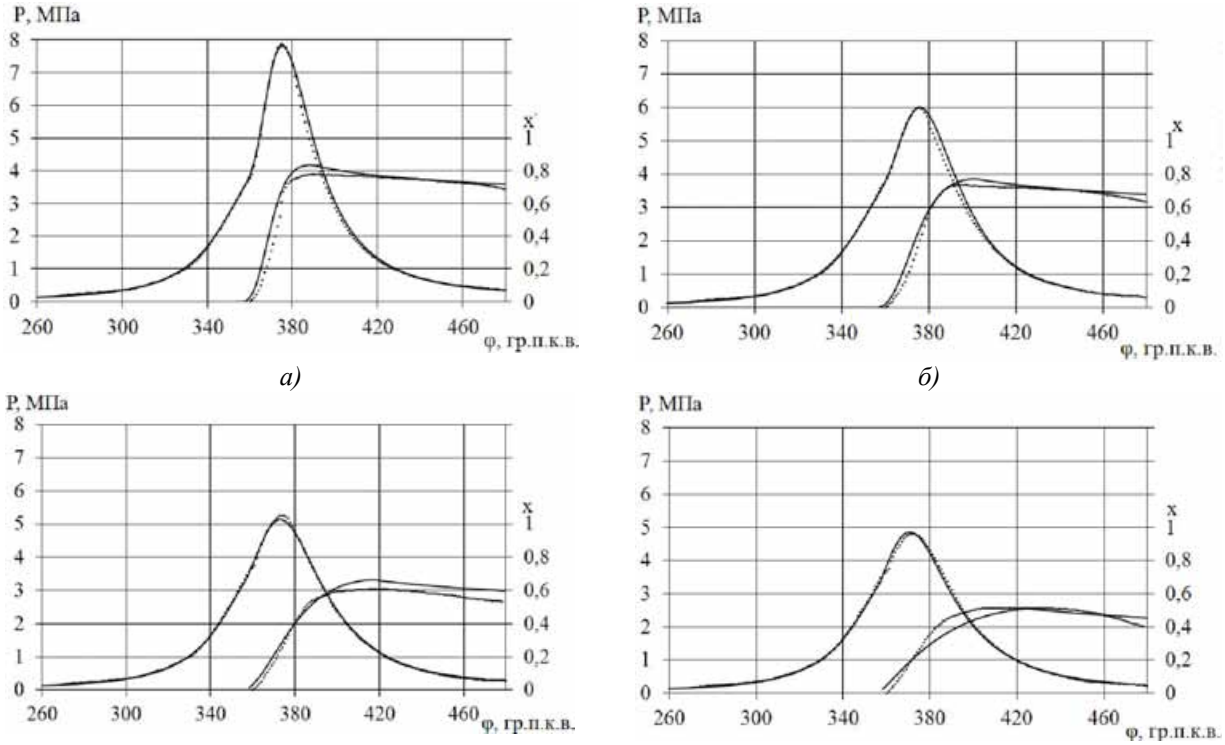


Рис. 8. Індикаторні діаграми та характеристики тепловиділення на режимах навантажувальної характеристики при n=750 хв$^{-1}$ і 100%Ne (а), 75%Ne (б), 50%(в); 25%Ne (г)
⋯⋯⋯ – експериментальні дані

Слід відзначити, що розрахункова та експериментальна характеристики тепловиділення на режимах малих навантажень суттєво відрізняються. Це пояснюється невідповідністю експоненціального закону тепловиділення І.І. Вібе для опису згоряння в циліндрі двигуна 11ГД100М на режимах

малих навантажень. Незважаючи на це розроблена математична модель дозволяє отримати задовільний збіг розрахункових та експериментальних індикаторних діаграм і показників двигуна на вказаних режимах його роботи. Похибка розрахунку індикаторних показників за розробленою методикою не перевищує 5% (табл. 2), що знаходиться в межах сумарної точності експерименту.

Таблиця 2. Відносна похибка розрахунку показників двигуна 11ГД100М

Режим навантаження Ne, %	Відносна похибка розрахунку показника Δ, %			
	ηe	ηi	α	P_z
100%	3,13	2,27	0,17	0,64
75%	0,48	0,13	0,25	0,18
50%	0,84	1,13	0,81	2,22
25%	2,85	1,83	0,44	1,24

Висновки

1. Досліджено особливості протікання процесу згоряння збіднених і вкрай збіднених сумішей природного газу з повітрям у двигуні з форкамерно-факельним запалюванням і якісним сумішоутворенням 11ГД100М.

2. На основі моделі І.І. Вібе запропоновано математичну модель процесу згоряння збіднених і вкрай збіднених паливо-повітряних сумішей, що враховує особливості форкамерно-факельного запалювання та відрізняється від базової використанням змінного показника характеру згоряння на різних стадіях згоряння.

3. Аналіз результатів експериментальних досліджень показав, що характер згоряння в циліндрі двигуна 11ГД100М відрізняється від характеру згоряння в традиційних бензинових та дизельних двигунах. Зокрема, зі збільшенням коефіцієнту надлишку повітря в циліндрі дослідного двигуна показник динаміки згоряння зменшується (від 0,55 до -0,5 при відповідній зміні α від 1,77 до 2,5). Це пояснюється особливостями форкамерно-факельної організації робочого процесу. Зі зменшенням навантаження суміш в циліндрі збіднюється, проте в форкамері незалежно від режиму роботи двигуна підтримується коефіцієнт надлишку повітря α = 0,6…1,3. На режимах високих навантажень доля форкамерного газу не перевищує 3%, тому процес згоряння в форкамері майже не впливає на динаміку згоряння суміші в циліндрі двигуна. На режимах низьких навантажень відносна доля природного газу, що згоряє в форкамері, складає близько 90%. Це призводить до підвищення швидкості згоряння на початку процесу, а потім затянутого згоряння.

4. Для показників ϕ_z і m моделі І.І. Вібе запропоновані емпіричні залежності від коефіцієнту надлишку повітря.

5. Похибка розрахунку показників дослідного двигуна на режимах навантажувальної характеристики не перевищує 5%, що свідчить про достовірність запропонованої математичної моделі.

Список литературы:

1. Генкин, К.И. Газовые двигатели ГД100 и агрегаты на их базе / К.И. Генкин, Д.Т. Аксенов, Б.Н. Струнге. – Л. : Недра, 1970. – 328 с. 2. Lammle C. Numerical and experimental study of flame propagation and knock in a compressed natural gas engine: diss. for the doctor of technical sciences: Swiss Federal Institute of Technology. – Zurich, 2005. – 169 p. 3. Beretta G. P. Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines / G. P. Beretta, M. Rashidi, J. C. Keck // Combustion and flame. – 1983. - № 52. pp.217 – 245. 4. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей / И.И. Вибе. – М. – Свердловск: Машгиз, 1962. – 272 с. 5. C. Borgnakke. Spark ignition engine simulation models / C. Borgnakke, P. Puzinauskas, Y. Xiao. – USA: University of Michigan, 1986. – 74p. 6. Марченко А.П. Анализ процесса и математическое моделирование сгорания процесса сгорания водорода в четырехтактном одноцилиндровом двигателе с искровым воспламенением / А.П. Марченко, А.А. Осетров, И. Дубей, Р. Маамри // Двигатели внутреннего сгорания. – 2010. – № 1. – С. 24-28. 7. Verhelst, S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines / S. Verhelst. – USA: Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics. Ghent University, 2005. – 222 p. 8. Marchenko A. Simulation of Biofuels Combustion in Diesel Engines. Biodiesel - Feedstocks, Production and Applications / A. Marchenko A. Osetrov, O. Linkov D. Samoilenko //Intech. - 2013. P.407–433. - Режим доступа: http://dx.doi.org/10.5772/52/ 9. Абрамчук Ф.И. Методика расчета процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – № 2. – С. 67-73. 10. Бородін Д.Ю. Поліпшення техніко-економічних показників двотактного транспортного дизеля 6ТД на основі вибору оптимальних параметрів системи наддува: Автореф. дисс. канд. техн. наук. - Харків: ХарДЗТ, 2000. – 14 с. 11. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях / Г.Б. Розенблит. – М. : Машиностроение, 1977. – 216 с. 12. Орехов С.Н. Математическая модель рабочего процесса ДВС и ее идентификация / С.Н. Орехов // Наука и образование: Электронное научное издание. – 2009. – №12.- Режим доступа: http://technomag.bmstu.ru/doc/134544.html.

Bibliography (transliterated):

1. Genkin, K.I. Gazovye dvigateli GD100 i agregaty na ih baze / K.I. Genkin, D.T. Aksenov, B.N. Strunge. – L. : Nedra, 1970. – 328 s. 2. Lammle C. Numerical and experimental study of flame propagation and knock in a compressed natural gas engine: diss. for the doctor of technical sciences: Swiss Federal Institute of Technology. – Zurich, 2005. – 169 p. 3. Beretta G. P. Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines / G. P. Beretta, M. Rashidi, J. C. Keck // Combustion and flame. – 1983. - № 52. pp.217 – 245. 4. Vibe I.I. Novoe o rabochem cikle dvigatelej / I.I. Vibe. – M. – Sverdlovsk: Mashgiz, 1962. – 272 s. 5. C. Borgnakke. Spark ignition engine simulation models / C. Borgnakke, P. Puzi-nauskas, Y. Xiao. – USA: University of Michigan, 1986. – 74p. 6. . Marchenko A.P.

Analiz processa i matemati-cheskoe modelirovanie sgoranija processa sgoranija vodoroda v chetyrehtaktnom odnocilindrovom dviga-tele s iskrovym vosplameneniem / A.P. Marchenko, A.A. Osetrov, I. Dubej, R. Maamri // Dvigateli vnutrenne-go sgoranija. – 2010. – № 1. – S. 24-28. 7. Verhelst, S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal com-bustion engines / S. Verhelst. – USA: Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics. Ghent University, 2005. – 222 p. 8. Marchenko A. Simulation of Biofuels Combustion in Diesel Engines. Biodiesel - Feedstocks, Production and Applications / A. Marchenko A. Osetrov, O. Linkov D. Samoilenko //Intech. - 2013. R.407–433. - Rezhim dostu-pa: http://dx.doi.org/10.5772/52/ 9. Abramchuk F.I. Metodika rascheta processa sgoranija gazovogo dviga-telja s vysokojenergeticheskoj sistemoj zazhiganija / F.I. Abramchuk, A.N. Kabanov // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2007. – № 2. – S. 67-73. 10. Borodin D.Ju. Polipshennja tehniko-ekonomichnih pokaznikiv dvotakt-nogo transportnogo dizelja 6TD na osnovi viboru op-timal'nih parametriv sistemi nadduva: Avtoref. diss. kand. tehn. nauk. - Harkiv: HarDZT, 2000. – 14 s. 11. Rozenblit G.B. Teploperedacha v dizeljah / G.B. Ro-zenblit. – M. : Mashinostroenie, 1977. – 216 s. 12. Orehov S.N. Matematicheskaja model' rabochego proces-sa DVS i ee identifikacija / S.N. Orehov // Nauka i obrazovanie: Jelektronnoe nauchnoe izdanie. – 2009. – №12.- Rezhim dostupa: http://technomag.bmstu.ru/doc/134544.html.

Поступила в редакцию 12.05.2012

Марченко Андрій Петрович – доктор техн. наук, професор, зав. кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: marchenko@kpi.kharkov.ua.

Осетров Олександр Олександрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: osetrov2010@gmail.com.

Кравченко Сергій Сергійович – аспірант кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: Skyler-tm@yandex.ru.

ИССЛЕДОВАНИЯ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЕ С ФОРКАМЕРНО-ФАКЕЛЬНЫМ ЗАЖИГАНИЕМ 11ГД100М

А.П. Марченко, А.А. Осетров, С.С. Кравченко

Работа посвящена исследованию особенностей протекания процесса сгорания обедненных топливо-воздушных смесей в двигателе с форкамерно-факельным зажиганием. По результатам экспериментальных исследований проанализированы показатели процесса сгорания в цилиндре двигателя на режимах нагрузочной характеристики. Обоснован выбор математической модели для описания процесса сгорания в цилиндре исследуемого двигателя. Предложено эмпирические зависимости для определения показателей продолжительности сгорания φ_z и характера сгорания m модели И. И. Вибе от коэффициента избытка воздуха α.

STUDY AND MATHEMATICAL MODELING OF THE COMBUSTION PROCESS IN THE ENGINE WITH PRE-CHAMBER IGNITION

A. Marchenko, A. Osetrov, S. Kravchenko

The paper studies the features of the process of combustion of lean air-fuel mixture in the engine with pre-chamber - torch ignition. Experimental studies analyzed performance of the combustion process in the engine cylinder modes for load characteristics. The choice of a mathematical model to describe the process of combustion in the cylinder of the test engine was backgrounded. Empirical correlations for indicators of combustion duration and character of combustion φ_z model I. Vibe of the excess air ratio α were proposed.

УДК 621.438

Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.Ю. Проскурин, А.С. Митрофанов, А.С. Познанский

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ 2Ч 7,2/6, РАБОТАЮЩЕГО НА ЭТАНОЛЕ С ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ

Представлены результаты экспериментальных исследований энергетической установки на базе поршневого двигателя 2Ч 7,2/6 с термохимической утилизацией теплоты отходящих газов. Определено, что 100 % конверсия этанола достигается при 635 ^oC и весь поступивший в реактор этанол полностью преобразуется в синтез-газ. При работе на синтез-газе, по сравнению с этанолом, расширились пределы воспламенения горючей смеси, что обеспечило работу двигателя в диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха 1,25…1,7. При использовании термохимической утилизации экономия этанола достигается во всем диапазоне работы двигателя и составляет 27…38%.

Постановка проблемы

Как известно, в ДВС с принудительным зажиганием мощность тепловых потерь с отходящими газами и охлаждающей жидкостью соизмеримы с эффективной мощностью двигателя [1]. При утилизации потерь вторичных энергоресурсов возможно получение дополнительной полезной работы, которая может улучшить эффективные и экономические показатели работы двигателя и энергетической установки (ЭУ) в целом.

© Б.Г. Тимошевский, М.Р. Ткач, А.Ю. Проскурин, А.С. Митрофанов, А.С. Познанский, 2014

Потери с охлаждающей жидкостью вследствие низкого температурного потенциала в основном используются для подогрева или охлаждения других теплоносителей [2].

Тепловая энергия отходящих газов двигателей с принудительным зажиганием имеет более высокий температурный уровень (400 – 600 ^{o}C) и поэтому может успешно использоваться в утилизационных схемах и установках. Эти схемы получили развитие для дизельных ДВС в судовой и стационарной энергетике, где используются, как для обеспечения теплотой потребителей, так и для получения дополнительной работы [3-6].

Анализ исследований и публикаций

Одним из перспективных способов утилизации тепловой энергии ОГ для двигателей с принудительным зажиганием является термохимическая утилизация. Данный способ основывается на использовании теплоты ОГ для осуществления эндотермической реакции химического превращения топлива в синтез-газ. В результате реакции теплота сгорания синтез-газа увеличивается на величину утилизированной энергии отходящих газов [7,8]. Полученный синтез-газ может полностью заменять базовое топливо, либо использоваться в качестве добавки к нему [9,10].

Для эффективности применения данного способа утилизации в ДВС с принудительным зажиганием необходимо выполнение определенных условий: температура ОГ на входе в утилизационное устройство должна превышать температуру реакции конверсии топлива, и тепловой мощности отходящих газов должно быть достаточно для получения необходимого количества синтез-газа [11].

На эффективность применения системы термохимической утилизации влияют температура процесса конверсии, теплота химической реакции, свойства исходного топлива, состав полученного синтез-газа, тепловая мощность ОГ ДВС и др.

Цель работы – исследование основных параметров работы двигателя при использовании термохимической утилизации теплоты ОГ, а также определение эффективности применения данного способа утилизации.

Изложение основного материала

Для решения поставленных задач использована экспериментальная установка с помощью которой исследовались особенности работы четырехтактного ДВС с искровым зажиганием 2Ч 7,2/6, работающего на этаноле с системой термохимической утилизации теплоты ОГ [12]. Установка состоит из 2 стендов.

1) Экспериментальный стенд ТХР – 2.0, в котором исследовались процессы, протекающие при термохимической утилизации теплоты ОГ;

2) Экспериментальный стенд на базе двигателя с внешним смесеобразованием 2Ч 7,2/6, в котором исследовались параметры двигателя при работе на синтез-газе.

Экспериментальный стенд ТХР – 2.0

С целью исследования процессов, протекающих в системе термохимической утилизации теплоты ОГ, а также для получения синтез-газа был использован экспериментальный стенд ТХР – 2.0.

Стенд ТХР-2.0 позволяет проводить физическое моделирование работы системы термохимической утилизации теплоты ОГ, которая входит в состав ЭУ на базе ДВС с принудительным зажиганием. В качестве утилизирующего устройства используется термохимический реактор, в состав которого входят: реакционная трубка, выполненная из нержавеющей стали 12Х18Н10Т (общая длина - 6 м, внутренний диаметр – 7,8 мм, наружный диаметр – 9 мм), устройства подвода электрической энергии, устройства измерения температуры синтез-газа на выходе из реактора и температур стенки трубки, изоляционный материал.

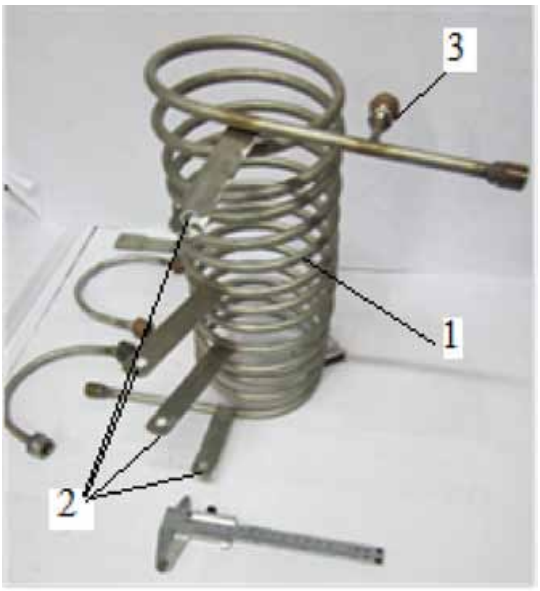


Рис. 1. Реактор для термохимической утилизации теплоты ОГ со снятой теплоизоляцией:
1 – реакционная трубка; 2 – подвод электрической энергии; 3 – штуцер для измерения температуры реакции

Подвод необходимой теплоты для протекания реакции имитируется путем пропускания через трубку змеевика постоянного тока от источника питания напряжением 24…31 В.

Главными параметрами, которые определяют эффективность применения системы термохимической утилизации теплоты ОГ, являются: температура процесса конверсии, теплота химической реакции, степень конверсии и удельный расход топлива на конверсию. На экспериментальном стенде ТХР – 2.0 исследованы основные параметры процесса конверсии (реакция разложения) этанола, в результате которого образуется горючий синтез-газ, на котором в дальнейшем работал ДВС 2Ч 7,2/6.

Как следует из результатов исследований, максимальная достигнутая степень конверсии этанола составила 100 % при температуре реакции (температура синтез-газа на выходе из реактора) 635 ^{o}C (рис.2). При достижении 100 % конверсии для получения 1 кг синтез-газа расходуется 1 кг этанола (удельный расход этанола), т.е. весь жидкий этанол, который поступил в реактор, полностью преобразовался в горючее газообразное топливо, при этом удельная теплота химической реакции (количество энергии, необходимое для конверсии 1 кг этанола) составила 3,572 МДж (рис.3).

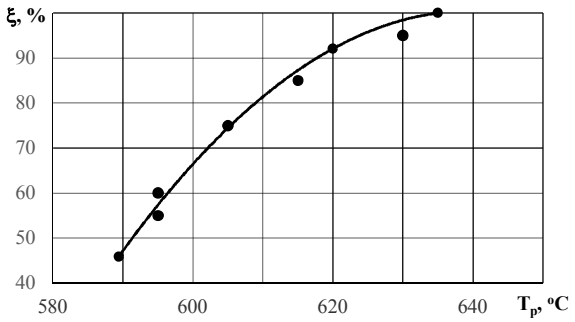


Рис. 2. Влияние температуры синтез-газа на выходе из реактора на степень конверсии этанола

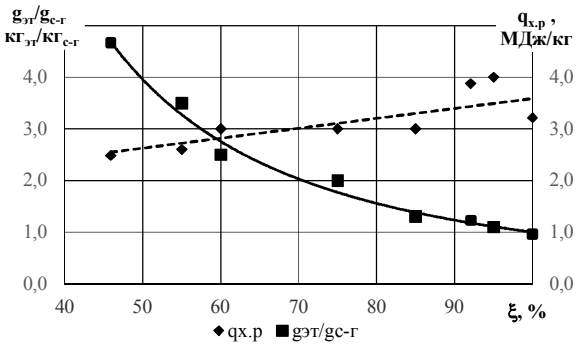


Рис. 3. Влияние степени конверсии на удельный расход этанола и удельную теплоту химической реакции

Состав синтез-газа определялся химическим анализом с помощью хроматографа NeoCHROM Class B, который проходил предварительную тарировку с помощью образцовых смесей по ТУ-6-16-2956-87. По данным хроматографического анализа в составе синтез-газа, полученного при 100% конверсии этанола присутствуют 3 основные компонента (об. %): водород H_2 (43 %), оксид углерода II CO (34 %) и метан CH_4 (23 %).

Экспериментальный стенд на базе двигателя 2Ч 7,2/6

На базе двигателя 2Ч 7,2/6 с принудительным зажиганием проводились исследования параметров работы на жидком и газообразном топливе.

В качестве жидкого топлива использовался этанол марки А по ГОСТ 17299-78, а в качестве газообразного – синтез-газ, полученный на экспериментальном стенде ТХР – 2.0 при 100% конверсии.

На рис. 4 представлены результаты экспериментальных исследований основных параметров работы двигателя 2Ч 7,2/6 при работе на синтез-газе и этаноле по нагрузочной характеристике.

Максимальная мощность, которая была достигнута при работе двигателя на синтез-газе и этаноле, составила 4 кВт.

Как известно, наличие в составе газообразного топлива большого количества H_2 и CO значительно расширяет пределы воспламенения горючей смеси. Поэтому при работе двигателя на синтез-газе коэффициент избытка воздуха изменялся в диапазоне 1,25…1,7, а при работе на этаноле –0,9…1,1.

Вследствие увеличения коэффициента избытка воздуха при использовании синтез-газа уменьшилась температура ОГ во всем диапазоне работы двигателя.

С целью оценки эффективности применения термохимической утилизации теплоты ОГ для двигателя 2Ч 7,2/6 было выполнено сравнение расхода этанола на двигателе и количества затрачиваемого этанола для получения синтез-газа на соответствующем режиме работы, а также определялась доля тепла ОГ, которую необходимо утилизировать для получения синтез-газа (рис. 5).

При условии осуществления 100 % конверсии этанола в синтез-газ на каждом режиме работы двигателя, экономия этанола при использовании термохимической утилизации лежит в диапазоне 27…38%. При этом необходимая доля утилизированной энергии ОГ, включающая в себя затраты на нагрев, испарение, перегрев, преодоление химической реакции и потери, составляет 0,4…0,44.

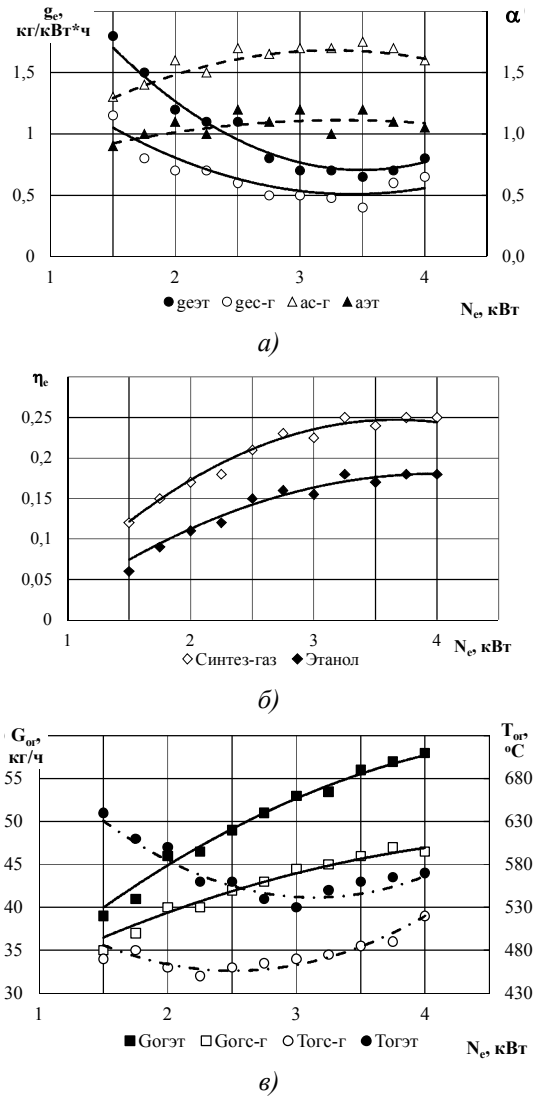


Рис. 4. Основные параметры двигателя при работе на этаноле и синтез-газе по нагрузочной характеристике:
а – удельный эффективный расход топлива и коэффициент избытка воздуха; б –эффективный КПД; в – температура и расход ОГ

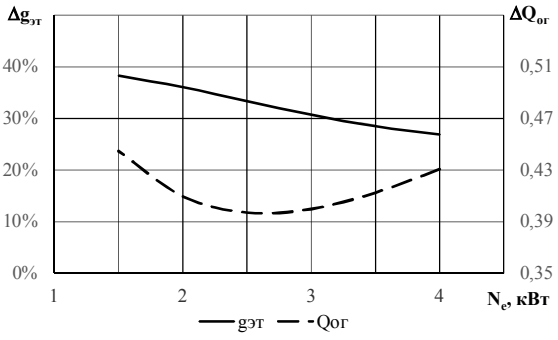


Рис. 5. Экономия этанола и доля утилизированной энергии ОГ при работе двигателя по нагрузочной характеристике

Выводы

1. Установлено что при температуре 635 °С ± 25 °С достигается 100 % конверсия поступившего в реактор жидкого этанола.

2. При работе двигателя 2Ч 7,2/6 по нагрузочной характеристике на синтез-газе расширились пределы воспламенения горючей смеси, что обеспечило работу двигателя в диапазоне коэффициента избытка воздуха 1,25… 1,7.

3. При использовании термохимической утилизации ОГ для двигателя 2Ч 7,2/6 экономия жидкого топлива (этанола) составляет 27…38% во всем диапазоне режимов работы двигателя.

Список литературы:

1. Матиевский, Д. Д. Перспективы использования поршневых ДВС в качестве источника тепловой и электрической энергии для энергоснабжения промышленных объектов [Текст] / Д. Д. Матиевский, В. В. Логвиненко, А. Г. Кузьмин // Ползуновский вестник. – 2003. – № 1,2. – С. 4-8. 2. Маслов, В. В. Утилизация теплоты судовых дизелей [Текст] / В. В. Маслов – М.: Транспорт, 1990. – 144 с. 3. Эксплуатация судовых дизельных энергетических установок: Учеб для вузов [Текст] / С. В. Камкин, И. В. Возницкий, В. Ф. Большаков и др. – М. : Транспорт, 1996. – 432 с. 4. Захаров, Г. В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок [Текст] / Г. В. Захаров – М.: ТрансЛит, 2009. – 256 с. 5. Возницкий, И. В. Современные малооборотные двухтактные двигатели [Текст] / И. В. Возницкий – М.: Моркнига, 2009. – 256 с. 6. Руднев, В. В. Повышение экономических и экологических показателей дизель-генераторных установок утилизацией теплоты отработавших газов в двигателе с внутренним объемным смесеобразованием : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / В. В. Руднев. – Челябинск., 2007. – 123 с. 7. Хрипач, Н. А. Термодинамический анализ рабочего цикла двигателя с термохимическим генерированием водородного топлива [Текст] / Н. А. Хрипач, В. Ф. Каменев, В. М. Фомин [и др.] // Альтернативная энергетика и экология. – 2006. – №4(36) – С. 45–50. 8. Тимошевский, Б. Г. Эффективность термохимической конверсии углеводородных топлив применяемых в ДВС [Текст] / Б. Г. Тимошевский, М. Р. Ткач, А. Ю. Проскурин // Вісник НУК. – 2011. – №3. – С. 36-42. 9. Носач, В. Г. Повышение эффективности использования природного газа в теплоэнергетике с помощью термохимической регенерации [Текст] / В. Г. Носач, А. А. Шрайбер // Промышленная теплотехника. – 2009. – Т.31, №3 – С. 42–50. 10. Кириллов, В. А. Применение синтез-газа в качестве добавки к основному топливу в транспортных средствах: состояние и перспективы [Текст] / В. А. Кириллов, Н. А. Кузин, В. В. Киреенков [и др.] // Теоретические основы химической технологии. – 2011. – №2(45) – С. 139–154. 11. Експериментальне дослідження параметрів поршневого ДВЗ із системою термохімічної конверсії біоетанолу [Текст] / Б. Г. Тимошевський, М. Р. Ткач, О. С. Митрофанов, А. С. Познанський, А. Ю. Проскурін // Двигатели внутреннего сгорания : Всеукраинский научно-технический журнал. – 2011. – № 2. – С. 3–8. 12. Характеристики экспериментальной системы конверсии биоэтанола ДВС 2Ч 7,2/6 [Текст] / М. Р. Ткач, Б. Г. Тимошевский, А. С. Митрофанов, А. С. Познанский, А. Ю.

Проскурин // Двигатели внутреннего сгорания : Всеукраинский научно-технический журнал. – 2013. – № 1. – С. 28–32.

Bibliography (transliterated):

1. Matievskiy, D. D. Perspektivyi ispolzovaniya porshnevyih DVS v kachestve istochnika teplovoy i elektricheskoy energii dlya energosnabzheniya promyishlennyih ob'ektov [Tekst] / D. D. Matievskiy, V. V. Logvinenko, A. G. Kuzmin // Polzunovskiy vestnik. – 2003. – № 1,2. – S. 4-8. 2. Maslov, V. V. Utilizatsiya teplotyi sudovyih dizeley [Tekst] / V. V. Maslov – M.: Transport, 1990. – 144 s. 3. Ekspluatatsiya sudovyih dizelnyih energeticheskih ustanovok: Ucheb dlya vuzov [Tekst] / S. V. Kamkin, I. V. Voznitskiy, V. F. Bolshakov i dr. – M. : Transport, 1996. – 432 s. 4. Zaharov, G. V. Tehnicheskaya ekspluatatsiya sudovyih dizelnyih ustanovok [Tekst] / G. V. Zaharov – M.: TransLit, 2009. – 256 s. 5. Voznitskiy, I. V. Sovremennyie malooborotnyie dvuhtaktnyie dvigateli [Tekst] / I. V. Voznitskiy – M.: Morkniga, 2009. – 256 s. 6. Rudnev, V. V. Povyishenie ekonomicheskih i ekologicheskih pokazateley dizel-generatornyih ustanovok utilizatsiey teplotyi otrabotavshih gazov v dvigatele s vnutrennim ob'emnyim smeseobrazovaniem : dis. ... kand. tehn. nauk : 05.04.02 / V. V. Rudnev. – Chelyabinsk., 2007. – 123 s. 7. Hripach, N. A. Termodinamicheskiy analiz rabochego tsikla dvigatelya s termohimicheskim generirovaniem vodorodnogo topliva [Tekst] / N. A. Hripach, V. F. Kamenev, V. M. Fomin [i dr.] // Alternativnaya energetika i ekologiya. – 2006. – №4(36) – S. 45–50. 8. Timoshevskiy, B. G. Effektivnost termohimicheskoy konversii uglevodorodnyih topliv primenyaemyih v DVS [Tekst] / B. G. Timoshevskiy, M. R. Tkach, A. Yu. Proskurin // VIsnik NUK. – 2011. – #3. – S. 36-42. 9. Nosach, V. G. Povyishenie effektivnosti ispolzovaniya prirodnogo gaza v teploenergetike s pomoschyu termohimicheskoy regeneratsii [Tekst] / V. G. Nosach, A. A. Shrayber // Promyishlennaya teplotehnika. – 2009. – T.31, №3 – S. 42–50. 10. Kirillov, V. A. Primenenie sintez-gaza v kachestve dobavki k osnovnomu toplivu v transportnyih sredstvah: sostoyanie i perspektivyi [Tekst] / V. A. Kirillov, N. A. Kuzin, V. V. Kireenkov [i dr.] // Teoreticheskie osnovyi himicheskoy tehnologii. – 2011. – №2(45) – S. 139–154. 11. Eksperimentalne doslIdzhennya parametrIv porshnevogo DVZ Iz sistemoyu termohImIchnoYi konversIYi bIoetanolu [Tekst] / B. G. Timoshevskiy, M. R. Tkach, O. S. Mitrofanov, A. S. Poznanskiy, A. Yu. Proskurin // Dvigateli vnutrennego sgoraniya : Vseukrainskiy nauchno-tehnicheskiy zhurnal. – 2011. – № 2. – S. 3–8. 12. Harakteristiki eksperimentalnoy sistemyi konversii bioetanola DVS 2Ch 7,2/6 [Tekst] / M. R. Tkach, B. G. Timoshevskiy, A. S. Mitrofanov, A. S. Poznanskiy, A. Yu. Proskurin // Dvigateli vnutrennego sgoraniya : Vseukrainskiy nauchno-tehnicheskiy zhurnal. – 2013. – №1. – S. 28–32.

Поступила в редакцию 31.05.2014

Тимошевский Борис Георгиевич – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: btym@mksat.net.

Ткач Михаил Романович – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедрой теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: Mykhaylo.Tkach@nuos.edu.ua.

Проскурин Аркадий Юрьевич – преподаватель кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: arkadii.proskurin@nuos.edu.ua.

Митрофанов Александр Сергеевич – преподаватель кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: dvs84@inbox.ru.

Познанский Андрей Станиславович – преподаватель кафедры теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: andreypoznansky@gmail.com.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ 2Ч 7,2/6, РАБОТАЮЩЕГО НА ЭТАНОЛЕ С ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ УТИЛИЗАЦИЕЙ ТЕПЛОТЫ ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ

Б.Г. Тимошевський, М.Р. Ткач, А.Ю. Проскурін, О.С. Митрофанов, А.С. Познанський

Представлені результати експериментальних досліджень енергетичної установки на базі поршневого двигуна 2Ч 7,2 / 6 з термохімічною утилізацією теплоти відпрацьованих газів. На стенді ТХР - 2.0 визначено, що 100% конверсія етанолу досягається при 635 ^{o}C і весь надійшовший в реактор етанол повністю перетворюється в синтез-газ. При роботі на синтез-газі, в порівнянні з етанолом, розширилися межі займання горючої суміші, що забезпечило роботу двигуна в широкому діапазоні зміни коефіцієнта надлишку повітря від 1,25 до 1,7. При використанні термохімічної утилізації економія етанолу досягається у всьому діапазоні роботи двигуна і змінюється від 27 до 38%.

EFFICIENCY OF EXHAUST GASES THERMOCHEMICAL HEAT UTILIZATION FOR THE ETHANOL 2 CYLINDER 4-STROKE ENGINE 7,2/6

B.G. Timoshevsky, M.R. Tkach, A.Y. Proskurin, A.S. Mitrofanov, A.S. Poznansky

The results of the power plant features experimental studies based on reciprocating engine 2 cylinder 4-stroke engine 7,2/6 with the thermochemical heat recovery of exhaust gases are presented. On TCR - 2.0 test bench was determined that 100% conversion of ethanol at 635 °C is achieved and the entire incoming reactor ethanol is completely converted to synthesis gas. When working on the synthesis gas, as compared with ethanol, expanded the limits of ignition of the combustible mixture, which provided engine performance in a wide range of excess air ratio of 1.25 to 1.7. When using waste thermochemical ethanol savings achieved throughout the engine operating range and varies from 27 to 38%.

УДК 621.45.038

В.О. Пильов, О.М. Клименко, С.В. Обозний

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО СТАНУ ПОРШНЯ НА ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЯ

Робота присвячена експериментальному дослідженню впливу регулювання інтенсивності масляного охолодження поршнів на паливну економічність дизеля та емісію шкідливих речовин з його відпрацьованими газами. Проаналізовано дані попередніх експериментальних та розрахункових досліджень в цьому напрямі. Описано експериментальний стенд та обрані цикли випробувань. Виявлено позитивний вплив регулювання теплового стану поршнів дизеля на викиди монооксидів вуглецю та сумарних оксидів азоту, а також на димність відпрацьованих газів. За результатами дослідження дани рекомендації щодо зниження паливної економічності та обрано напрямок подальших досліджень.

Вступ

В даний час широко застосовується масляне охолодження поршнів як спосіб зниження температур – максимальних і в зоні верхнього поршневого кільця. Однак, нерегульоване масляне охолодження поршнів разом з перевагами має ряд недоліків. Головний із них – переохолодження поршнів на неномінальних, особливо при малих, навантаженнях. Це може призвести до збільшення відносних теплових втрат і погіршення сумішоутворення та повноти згоряння [1, 2].

Одним з напрямів покращення ефективності двигунів внутрішнього згоряння є раціональне регулювання їхнього теплового стану, в тому числі теплового стану поршнів (ТСП).

Результати роботи [3] показали, що відключення охолодження поршнів дизеля типу ЧН21/21 на режимах холостого ходу та малих навантажень призвело до покращення паливної економічності та знизило вміст продуктів неповного згоряння в відпрацьованих газах. Проведене індиціювання з подальшою обробкою індикаторних діаграм показало, що відключення охолодження поршнів призводить до скорочення періоду затримки спалахування та збільшення повноти згоряння.

Подібне дослідження було проведено на тепловозному дизелі 8ЧН26/26 зі складеними охолоджуваними поршнями [4]. Експлуатація на режимах номінальної потужності показала високу надійність поршнів, тому автори провели роботи по вивченню можливості відключення охолодження поршнів на часткових режимах. Цей захід призвів до зменшення питомої ефективної витрати палива на 4 г/кВт·год.

Відомі розрахункові дослідження [5-7], які показали відсутність негативного впливу регулювання ТСП на ресурс поршнів. Крім того, в [8] показано, що збільшення температури кромки камери згоряння поршня на часткових режимах при менших частотах обертання колінчастого валу дозволяє підвищити ресурсну міцність кромки практично в 2 рази.

Але комплексних експериментальних досліджень впливу регулювання ТСП на показники паливної економічності, екологічності та надійності дизелів до цього часу проведено не було.

Враховуючи все вищесказане, напрям досліджень слід вважати актуальним.

Метою даного дослідження є аналіз можливості покращення паливної економічності та зменшення викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами дизеля 4ЧН12/14 шляхом регулювання теплового стану його поршнів.

Об’єкт дослідження – автотракторний дизель 4ЧН12/14, установлений на моторний стенд та препаровуваний термопарами на поршні, гільзі циліндра та вогневому днищі головки циліндрів. На дизелі використовуються поршні з покриттям корунду (Al_2O_3). За експериментальними даними [9] цей захід сприяє зменшенню димності відпрацьованих газів. Експериментальний стенд було дороблено: можливість регулювання подачі масла форсунками струминного охолодження поршнів забезпечувалась встановленням розроблених запірних органів в форсунки; для здійснення аналізу відпрацьованих газів у випускний колектор після турбокомпресора було введено зонд з газовідбірником.

Режими експериментального дослідження (табл. 1) обрано за циклом, який рекомендовано в [10].

Таблиця 1. Режими експериментального дослідження тракторного дизеля

№№ режимів	Частота обертання колінчастого валу	Крутний момент
1	$n_н$	$M_{кр\ н}$
2	$n_н$	0,75 $M_{кр\ н}$
3	$n_н$	0,5 $M_{кр\ н}$
4	$n_н$	0,25 $M_{кр\ н}$
5	0,85 $n_н$	1,1 $M_{кр\ н}$
6	0,85 $n_н$	0,7 $M_{кр\ н}$
7	0,85 $n_н$	0,3 $M_{кр\ н}$
8	$n_{х/ходу\ min}$	0

© В.О. Пильов, О.М. Клименко, С.В. Обозний, 2014

Реєстрація досліджуваних показників здійснювалася при усталених значеннях температур відпрацьованих газів і поршня та при неусталених значення температури масла.

Результати експериментального дослідження

За отриманими результатами встановлено (рис. 1), що відключення масляного охолодження поршнів дослідного двигуна призводить до збільшення температури стінки камери згоряння (КЗ) на 10÷13 °С при n = 1500 хв$^{-1}$ та на 6÷15 °С при n = 1800 хв$^{-1}$.

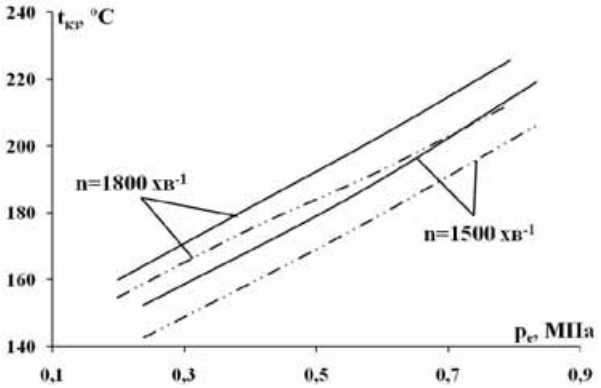


Рис. 1. Вплив масляного охолодження поршнів на температуру стінки камери згоряння:
_____ – охолодження відключене;
– – – – охолодження включене

При відключенні охолодження поршнів тепловідвід від поршнів в масло значно зменшується, особливо, при зростанні навантаження, тому рівень температур масла дещо знижується (рис. 2).

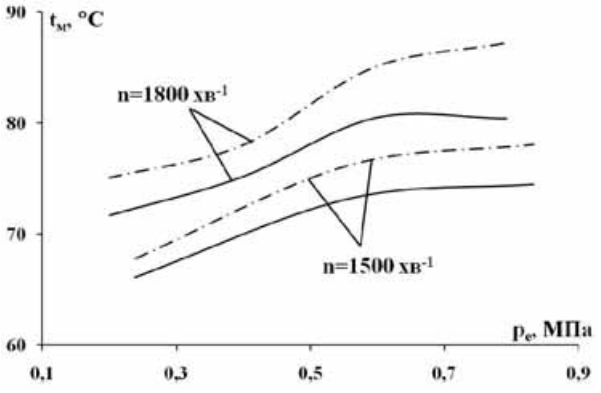


Рис.2. Вплив масляного охолодження поршнів на температуру масла:
_____ – охолодження відключене;
– – – – охолодження включене

Останнє свідчить, що регулювання ТСП може супроводжуватися регулюванням інтенсивності охолодження масла з метою підвищення його температур до таких, що відповідають оптимальній ділянці в'язкістно-температурної характеристики.

Дослідження показало, що зростання температури стінки КЗ, яке відбувається при відключенні масляного охолодження поршнів, позначається на питомій ефективній витраті палива (рис. 3) при її зменшенні на 1÷3 г/кВт·год на часткових режимах.

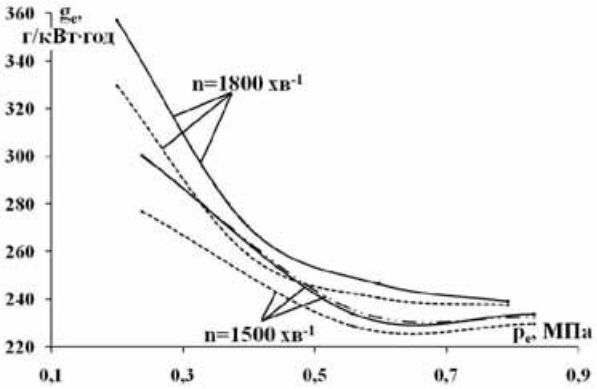


Рис. 3. Вплив масляного охолодження поршнів на питому ефективну витрату палива:
– – – – охолодження відключене;
_____ – охолодження включене;
- - - - - - - охолодження відключене (приведена)

Але приведення питомих витрат палива до ідентичних умов, яке враховувало вплив температури масла на механічні втрати в дизелі [11] показало значно більший ефект – 5÷22 г/кВт·год при n = 1500 хв$^{-1}$ та 7÷28 г/кВт·год при n = 1800 хв$^{-1}$.

Необхідно врахувати, що використання синтетичних та напівсинтетичних моторних мастил, в'язкість яких значно менше залежить від температури, приблизить питомі ефективні витрати палива до рівня приведених.

Дослідження емісії шкідливих речовин та димності відпрацьованих газів дизеля також виявило позитивний вплив регулювання ТСП.

Так, при n = 1800 хв$^{-1}$ спостерігається зменшення викидів монооксиду вуглецю (рис. 4, а) на 40÷90 млн$^{-1}$ (15,4÷30%), димності відпрацьованих газів (рис. 4, б) – на 0,6÷3,5% на всьому діапазоні навантажувальної характеристики, викидів оксидів азоту (рис. 4, в) – на 140 млн$^{-1}$ (10%) на номінальному режимі.

При n = 1500 хв$^{-1}$ відключення охолодження поршнів призводе до зменшення викидів монооксиду вуглецю (рис. 4, а) на 40 млн$^{-1}$ (12,6%) на часткових режимах та збільшення на 47 млн$^{-1}$ (6,3%) на режимі максимального крутного моменту.

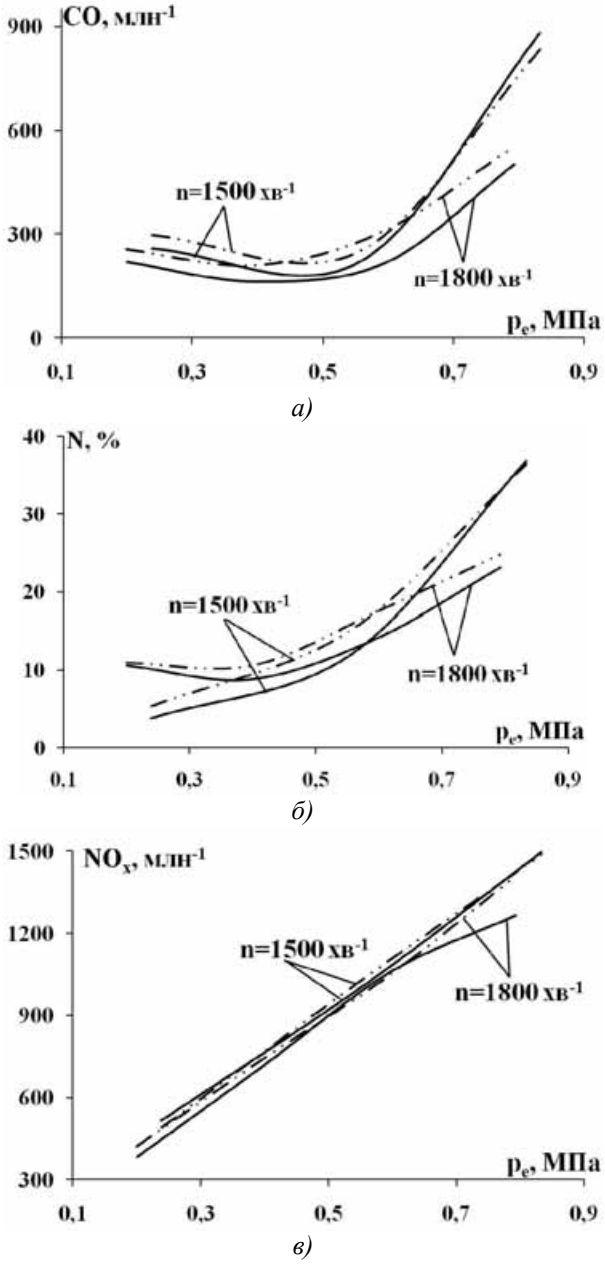


Рис. 4. Дослідження впливу теплового стану поршнів на екологічні показники дизеля:
а) викиди монооксиду вуглецю; б) димність відпрацьованих газів; в) викиди сумарних оксидів азоту;
——— – охолодження відключене;
– · – · – охолодження включене

Рівень викидів сумарних оксидів азоту (рис. 4, в) практично не змінюється, а димність відпрацьованих газів (рис. 4, б) зменшується на 6% на часткових режимах при однаковому рівні на режимі максимального крутного моменту.

Висновки

За результатами проведеного експериментального дослідження можна зробити висновок, що зменшення інтенсивності струминного охолодження поршнів має позитивний вплив на показники паливної економічності та екологічності дизеля в усьому діапазоні його навантаження. Однак, з урахуванням [8] цей захід сприятиме покращенню надійності поршня тільки на часткових швидкісних та навантажувальних режимах роботи дизеля.

Отримані експериментальні дані дозволяють реалізувати подальший напрям робіт, який направлено на максимальне покращення екологічності дизеля шляхом збільшення температури поверхні камери згоряння поршня за умови забезпечення достатнього рівня ресурсної міцності конструкції.

Список літератури:.

1 Минак А.Ф. Улучшение показателей форсированного тракторного дизеля путем регулирования масляного охлаждения поршней: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.04.02 «Тепловые двигатели» / А.Ф. Минак – Харьков, 1982. – 21 с. 2. Кареньков А.В. Влияния интенсивности масляного охлаждения на тепловое состояние поршней ДВС: дис. канд.техн.наук: 05.04.02 / Кареньков Алексей Вячеславович. – М., 2006. – 134 с. 3. Вейнблат М.Х. Отключение охлаждения поршней на частичных режимах – резерв улучшения эксплуатационных показателей форсированного турбопоршневого дизеля. / М.Х. Вейнблат, В.Ю.Быков // Двигателестроение. – 1985. – № 6. – С. 20–21. 4. Ибрагимов С.А. Исследование температурного состояния составного поршня дизелей 8ЧН26/26 / С.А. Ибрагимов, А.В. Касьянов, Г.Б. Розенблит // НИИИНФОРМТЯЖМАШ, реферативная информация, Двигатели внутреннего сгорания. – М. – 1981. – №17. – С. 1-4. 5. Матвеенко В.В. Влияние регулируемого струйного масляного охлаждения поршня на ресурсную прочность кромки его камеры сгорания // В.В Матвеенко., В.Т. Турчин, В.А. Пылев, В.Т. Коваленко, С.В. Обозный, И.А. Нестеренко // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Інноваційні дослідження у наукових роботах студентів». - Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – №21. – С. 29–33. 6. Матвеенко В.В. Оценка влияния двухступенчатого масляного охлаждения поршня на его ресурсную прочность // В.В. Матвеенко, В.А. Пылев, В.Т. Коваленко, И.А. Нестеренко // Решения энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе: науч-техн. конф. 5- е Луканинские чтения, 14 марта, 2011 г.: тезисы докл. – М.:МАДИ. – 2011. – С. 137. 7. Пильов В.О. Попередня оцінка резервів підвищення ресурсної міцності поршня при використанні систем автоматичного регулювання його масляного охолодження / В.О. Пильов, О.М. Клименко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2014. – № 14 (1057). – С. 83–88. 8. 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. 120–123. 9. Парсаданов І.В. Оцінка впливу гальваноплазменного покриття поршня на викиди твердих часток з відпрацьованими газами дизеля / І.В. Парсаданов, А.П. По-лив'янчук // Двигуни внутрішнього згоряння. – 2009. – №2. – С. 94-

96. 10. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография – Х.: НТУ «ХПИ». – 2003. – 244 с. 11. Белик С.Ю. Оценка механических потерь автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом: дисс. канд. техн. наук: 05.05.03 / Белик Сергей Юрьевич. – Харьков. – 2013. – 178 с.

Bibliography (transliterated):

1 Mynak A.F. Uluchshenye pokazatelej forsyrovannogo traktornogo dyzelja putem regulyrovanyja masljanogo ohlazhdenyja porshnej: avtoref. dys. na soyskanye uchenoj stepeny kand. tehn. nauk: spec. 05.04.02 «Teplovыe dvygately» / A.F. Mynak – Har'kov, 1982. – 21 s. 2. Karen'kov A.V. Vlyjanyja yntensyvnosty masljanogo ohlazhdenyja na teplovoe sostojanye porshnej DVS: dys. kand.tehn.nauk: 05.04.02 / Karen'kov Aleksej Vjacheslavovych. – M., 2006. – 134 s. 3. Vejnblat M.X. Otkljuchenye ohlazhdenyja porshnej na chastychnыh rezhymah – rezerv uluchshenyja эkspluatacyonnыh pokazatelej forsyrovannogo turboporshnevogo dyzelja. / M.X. Vejnblat, V.Ju.Bыkov // Dvygatelestroenye. – 1985. – № 6. – S. 20–21. 4. Ybragymov S.A. Yssledovanye temperaturnogo sostojanyja sostavnogo porshnja dyzelej 8ChN26/26 / S.A. Ybragymov, A.V. Kas'janov, G.B. Rozenb-lyt // NYYYNFORMTJaZhMASh, referatyvnaja ynformacyja, Dvygately vnutrennego sgoranyja. – M. – 1981. – №17. – S. 1-4. 5 Matveenko V.V. Vlyjanye regulyruemogo strujnogo masljanogo ohlazhdenyja porshnja na resursnuju prochnost' kromky ego kamerы sgoranyja // V.V Matveenko., V.T. Turchyn, V.A. Pылev, V.T. Kovalenko, S.V. Oboznыj, Y.A. Nesterenko // Visnyk nacional'nogo tehnichnogo universytetu «Harkivs'kyj politehnichnyj instytut». Zbirnyk naukovyh prac'. Tematychnyj vypusk «Innovacijni doslidzhennja u naukovyh robotah studentiv». - Harkiv: NTU «HPI». – 2011. – №21. – S. 29–33. 6. Matveenko V.V.Ocenka vlyjanyja dvuhstupenchatogo masljanogo ohlazhdenyja porshnja na ego resursnuju prochnost' // V.V. Matveenko, V.A. Pылev, V.T. Kovalenko, Y.A. Nesterenko // Reshenyja эnergoэkologycheskyh problem v avtotransportnom komplekse: nauch-tehn. konf. 5- e Lukanynskye chtenyja, 14 marta, 2011 g.: tezysы dokl. – M.:MADY. – 2011. – S. 137. 7. Pyl'ov V.O. Poperednja ocinka rezerviv pidvyshhennja resursnoi' micnosti porshnja pry vykorystanni system avtomatychnogo reguljuvannja jogo masljanogo oholodzhennja / V.O. Pyl'ov, O.M. Klymenko // Visnyk NTU «HPI». Serija: Transportne mashynobuduvannja. – H. : NTU «HPI». – 2014. – № 14 (1057). – S. 83–88. 8. Matvjejenko V.V. Ocinka resursnoi' micnosti por-shnja u SAPR z urahuvannjam ekspluatacijnyh rezhymiv roboty dvyguna / V.V. Matvjejenko, V.O. Pyl'ov, O.M. Klymenko, A.A. Kotuha // Dvyguny vnutrishn'ogo zgorjannja. – 2012. – №1. – S. 120–123. 9. Parsadanov I.V. Ocinka vplyvu gal'vanoplazmennogo pokryttja porshnja na vykydy tverdyh chastok z vidprac'ovanymy gazamy dyzelja / I.V. Parsadanov, A.P. Polyv'janchuk // Dvyguny vnutrishn'ogo zgorjannja. – 2009. – №2. – S. 94-96. 10. Parsadanov Y.V. Povыshenye kachestva y konkurentosposobnosty dyzelej na osnove kompleksnogo toplyvno-эkologycheskogo kryteryja: monografyja – H.: NTU «HPY». – 2003. – 244 s. 11. Belyk S.Ju. Ocenka mehanycheskyh poter' avtotraktornыh dyzelej s gazoturbynnыm nadduvom: dyss. kand. tehn. nauk: 05.05.03 / Belyk Sergej Jur'evych. – Har'kov. – 2013. – 178 s.

Поступила в редакцию 02.07.2014

Пильов Володимир Олександрович – доктор техн. наук, професор, в. о. зав. кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua.

Клименко Олександр Миколайович – аспірант кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна, e-mail: klim23051987@rambler.ru.

Обозний Сергій Володимирович – науковий співробітник кафедри двигуни внутрішнього згоряння Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», Харків, Україна.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

В.А. Пылев, А.Н. Клименко, С.В. Обозный

Работа посвящена экспериментальному исследованию влияния регулирования интенсивности масляного охлаждения поршней на топливную экономичность дизеля и эмиссию вредных веществ с его отработавшими газами. Проанализированы данные предшествующих экспериментальных и расчетных исследований в этом направлении. Описан экспериментальный стенд и выбраны циклы испытаний. Выявлено положительное влияние регулирования теплового состояния поршней дизеля на выбросы монооксида углерода и суммарных оксидов азота, а также на дымность отработавших газов. По результатам исследования даны рекомендации по снижению топливной экономичности и выбрано направление дальнейших исследований.

EXPERIMENTAL STUDY OF INFLUENCE OF PISTON THERMAL STATE REGULATION FOR DIESEL ENGINE PARAMETERS

V. Pyl'ov, O. Klymenko, S. Oboznyj

The paper is devoted to experimental investigation of the influence of regulation the pistons oil cooling intensity for diesel fuel economy and emissions of harmful substances from its exhaust gases. Data from previous experimental and theoretical research in this direction was analyzed. Experimental stand and test cycles was selected are described. The positive impact of the piston thermal state regulation for carbon monoxide and total nitrogen oxides emissions, as well as to smoke in exhaust gases was detected. The study provides recommendations to reduce fuel economy and further research direction is selected.

УДК 621. 43.056

М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.С. Шляхов, В.Л. Супрун, Д.В. Касьяненко

ДЕЯКІ РЕЗУЛЬТАТИ ПОРІВНЯЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКАЗНИКІВ БЕЗШАТУННОГО ТА КЛАСИЧНОГО ДВИГУНІВ

У статті описуються деякі результати експериментальних і розрахункових досліджень двох одноциліндрових двигунів з різною кінематикою силового механізму – безшатунного з кривошипно-кулісним механізмом і класичного з кривошипно-шатунним механізмом. Розглянуто зміну складових сумарних механічних втрат і втрат на тертя по швидкісним і навантажувальним характеристикам двигунів. Відзначається більш низький рівень механічних втрат в безшатунному двигуні (в середньому на 20...25%) і кращі на 10...20% ефективні показники.

Вступ

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння в даний час займають домінуюче становище на автомобільному транспорті, оскільки є найбільш досконалими по конструкції, робочому процесу, технологічності виготовлення і т. п. Разом з тим розвиток автомобільного транспорту вимагає постійного поліпшення економічних і екологічних показників, зниження вібрації і шуму сучасних ДВЗ, а також сприяє розробці і дослідженню принципово нових поршневих двигунів.

Удосконалення поршневих ДВЗ може йти різними шляхами такими, як застосування незвичайних способів організації робочого процесу (форкамерно-факельне запалювання, розшарування заряду в камері згоряння, способи Міллера і Аткінсона та ін.), застосування на часткових режимах регульованого ступеня стиску і відключення частини циліндрів. Поряд з цим багато двигунобудівних фірм проводять пошук принципово нових нетрадиційних конструкцій, наприклад, двигуни із змінним ступенем стиснення – SAAB SVC (Швеція) [1], MCE-5 (Франція) [2]; двигуни з регульованим ходом поршня – Scalzo [3], GoEngine [4], H.Pouliot [5]; безшатунні двигуни С. Баландіна [6], з кривошипно-кулісним механізмом (ККМ) [7] та ін.

Кожен з цих двигунів має свої переваги і недоліки. Однак більш перспективним для застосування на автомобілі можна вважати безшатунний двигун з ККМ завдяки його істотним перевагам у порівнянні з класичним ДВЗ, а саме – краща паливна економічність, ідеальна зрівноваженість при будь-якому числі циліндрів, надзвичайно тихий хід та низький рівень шуму і вібрації.

В останні роки в АДІ ДонНТУ (м. Горлівка) спільно з ПДАБА (м. Дніпропетровськ) за участю авторів проводиться комплекс теоретичних і експериментальних досліджень, спрямованих на створення безшатунного бензинового двигуна з ККМ стосовно легкового автомобіля [8]. Деякі результати цих досліджень викладаються у цій статті, де наводиться порівняльний аналіз ефективності безшатунного та класичного двигунів.

Мета роботи – розрахункові та експериментальні дослідження механічних втрат, а також індикаторних та ефективних параметрів двох двигунів з різною кінематикою силового механізму – безшатунного з ККМ і класичного з кривошипно-шатунний механізм (КШМ).

Результати досліджень

Експериментальні дослідження проводилися на двох одноциліндрових бензинових двигунах – безшатунному з ККМ і класичному КШМ в лабораторії ДВЗ АДІ ДонНТУ, а також на кафедрі «ЕРМ» ПДАБА. Розрахункові дослідження виконані за допомогою математичних моделей робочого циклу і механічних втрат ДВЗ.

На рис. 1 представлені залежності, відповідно, складових сумарних механічних втрат і втрат на тертя двох двигунів від частоти обертання n.

Порівняння графіків показує, що рівень механічних втрат в безшатунному двигуні на 20...25 % нижче, ніж в класичному. Це вказує на те, що навіть при однакових індикаторних показниках безшатунний двигун з ККМ в порівнянні з класичним має більш високу питому ефективну потужність і меншу витрату палива. До того ж, як буде показано нижче, безшатунний двигун перевершує класичний і за індикаторними показниками.

Насосні втрати $p_{\text{нас}}$ безшатунного двигуна в середньому на 3...4 % вище, ніж класичного. Тут у безшатунному двигуні фази газорозподілу були прийняті такими ж як у класичному ДВЗ і є неоптимальними. Експериментальні та розрахункові дослідження показують, що при оптимальних фазах газорозподілу в безшатунному двигуні величина $p_{\text{нас}}$ на 6...12 % менше, ніж в класичному ДВЗ.

Абсолютні значення від'ємної роботи випуску в безшатунному двигуні більш низькі у порівнянні з класичним, що може бути пояснено переважаючим розходженням кінематики двигунів.

Розрахункові дані показують, що по мірі відкриття дросельної заслінки і зменшення частоти

© М.І. Міщенко, В.Г. Заренбін, Т.М. Колеснікова, Ю.В. Юрченко, В.С. Шляхов, В.Л. Супрун, Д.В. Касьяненко, 2014

обертання колінчастого вала різниця робіт випуску $L_{вип}$ збільшується. Так, при $\varphi_{др}$= 30 % і n = 5400 хв$^{-1}$ робота випуску для класичного і безшатунного ДВЗ становить, відповідно, 6,55 і 5,24 Дж (відносне зменшення дорівнює 25 %). При $\varphi_{др}$ = 100 % і n = 5400 хв$^{-1}$ робота випуску класичного двигуна дорівнює $L_{випК}$ = 1,92 Дж, а безшатунного ДВЗ $L_{випБ}$ = 0,26 Дж, тобто робота $L_{випК}$ більше роботи $L_{випБ}$ в 3,57 рази. У разі роботи двигунів на режимі n = 2000 хв$^{-1}$ і $\varphi_{др}$ = 30 % $L_{випБ}$ менше $L_{випК}$ в 2,4 рази, а при n = 2000 хв$^{-1}$ і $\varphi_{др}$ = 100 % – в 7,3 рази.

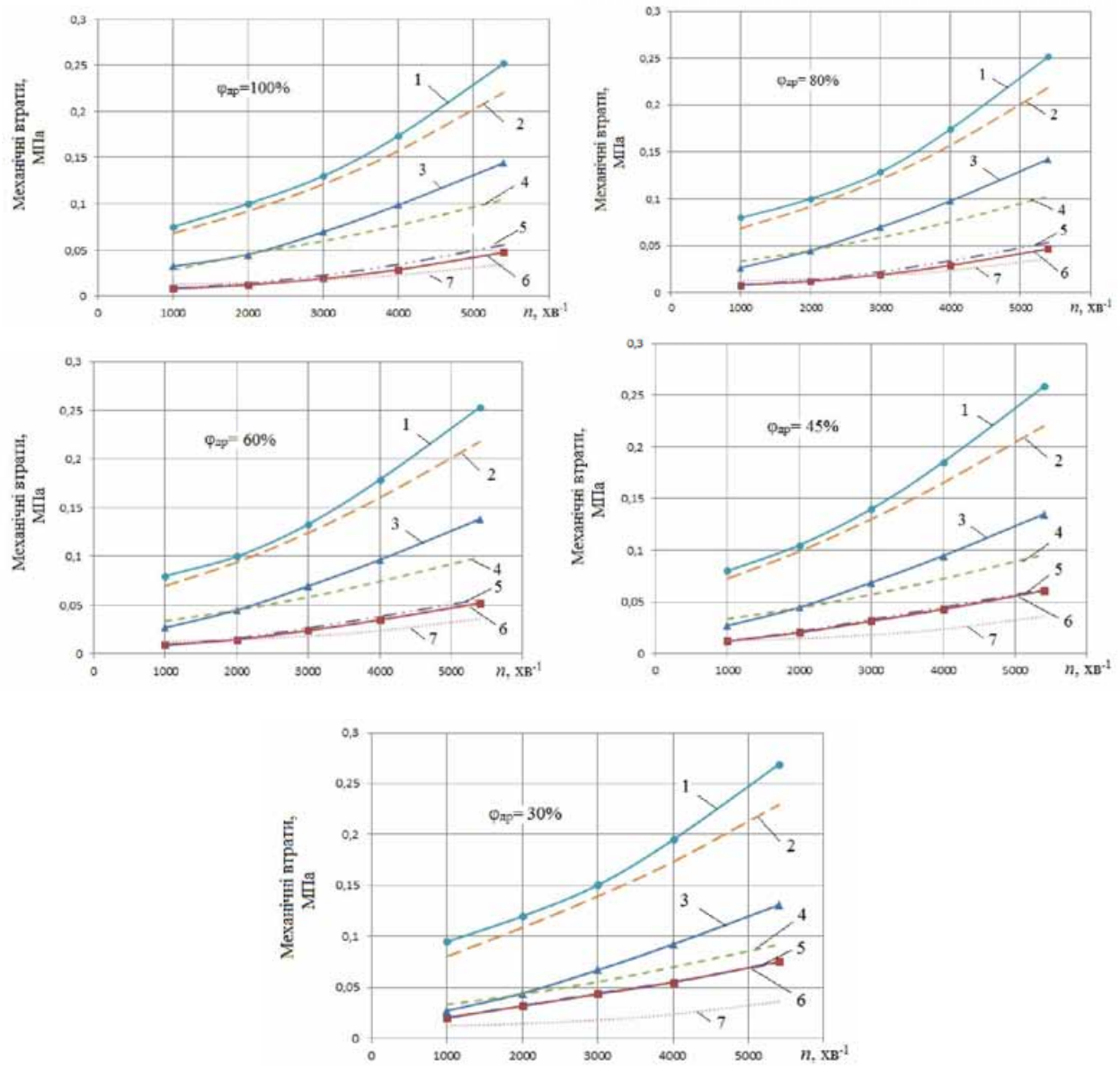


Рис.1. Залежність механічних втрат експериментальних двигунів з КШМ та ККМ від частоти обертання n для різної величини відкриття дросельної заслінки $\varphi_{др}$: 1, 2 – сумарні механічні втрати ($p_м$), відповідно, двигуна з КШМ та ККМ; 3, 4 – втрати на тертя ($p_{тр}$), відповідно, двигуна з КШМ та ККМ; 5, 6 – насосні втрати ($p_{нас}$), відповідно, двигуна з ККМ та КШМ; 7 – втрати на привід допоміжних агрегатів ($p_{пр}$)

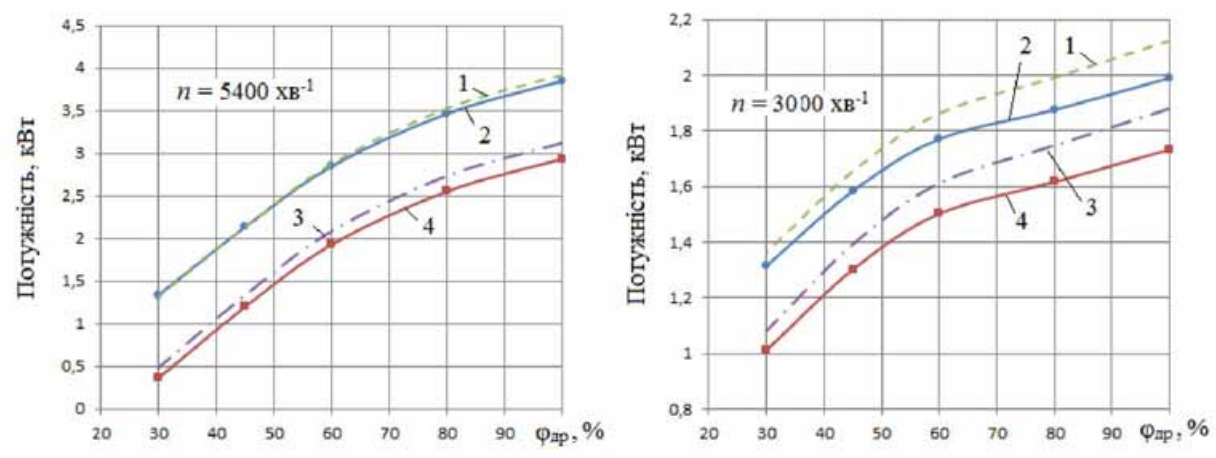
На рис.2 та 3 представлені деякі параметри безшатунного та класичного ДВЗ по навантажувальним характеристикам.

З наведених даних видно, що при номінальному навантаженні ($\varphi_{др}$ = 100% і n = 5400 хв$^{-1}$) індикаторні показники такі, як N_i, g_i і η_i практично однакові для безшатунного та класичного ДВЗ. По мірі зниження навантаження і частоти обертання різниця між цими показниками збільшується на користь безшатунного двигуна. Ця різниця пояснюється впливом ряду факторів, що залежать від кінематики поршня.

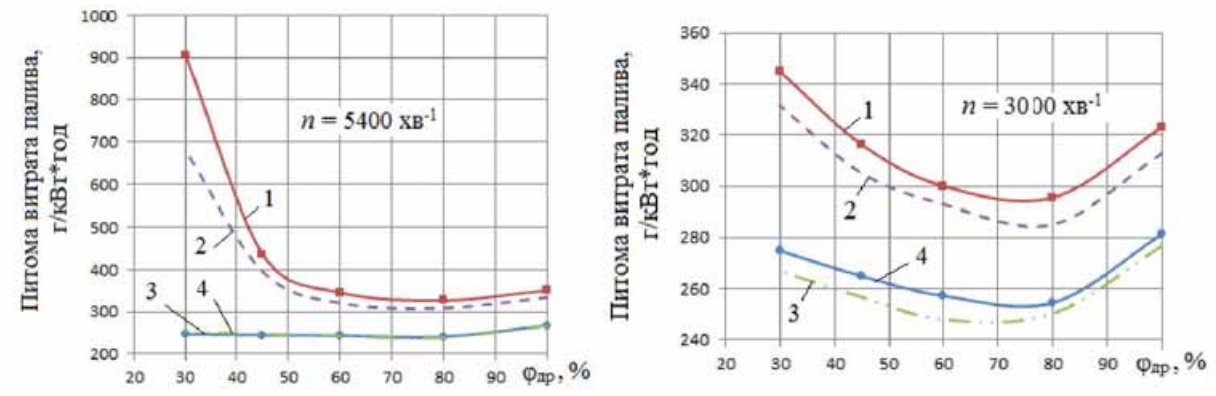
Наприклад, при постійній частоті обертання n = 4000 хв$^{-1}$ індикаторна потужність при

$\varphi_{др}$ = 100 % в безшатунному двигуні більше, ніж у класичному на 0,11 кВт (3,7 %), а при $\varphi_{др}$ = 30 % величини N_i в обох двигунах майже рівні. При n = 2000 хв$^{-1}$ і $\varphi_{др}$ = 100 % різниця в N_i становить 0,09 кВт (3 %), а при $\varphi_{др}$ = 30 % різниця в індикаторній потужності менше на 1 %.

Різниця між ефективними показниками двигунів (N_e, g_e, η_e) більш істотна внаслідок більшого механічного ККД $\eta_м$ у безшатунному ДВЗ.



1, 2 – індикаторна потужність, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ;
3, 4 – ефективна потужність, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ



1, 2 – ефективна питома витрата палива, відповідно, двигуна з КШМ та ККМ;
3, 4 – індикаторна питома витрата палива, відповідно, двигуна з КШМ та ККМ

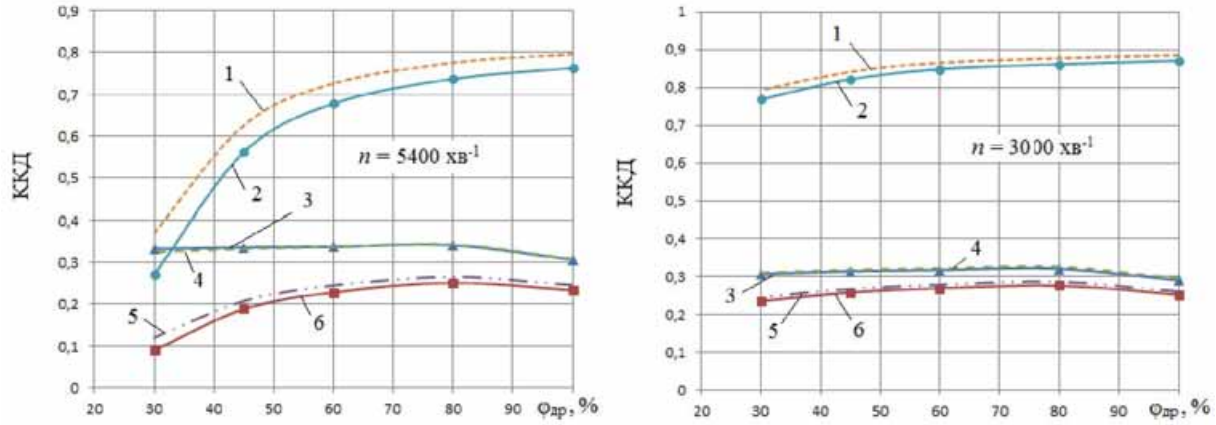
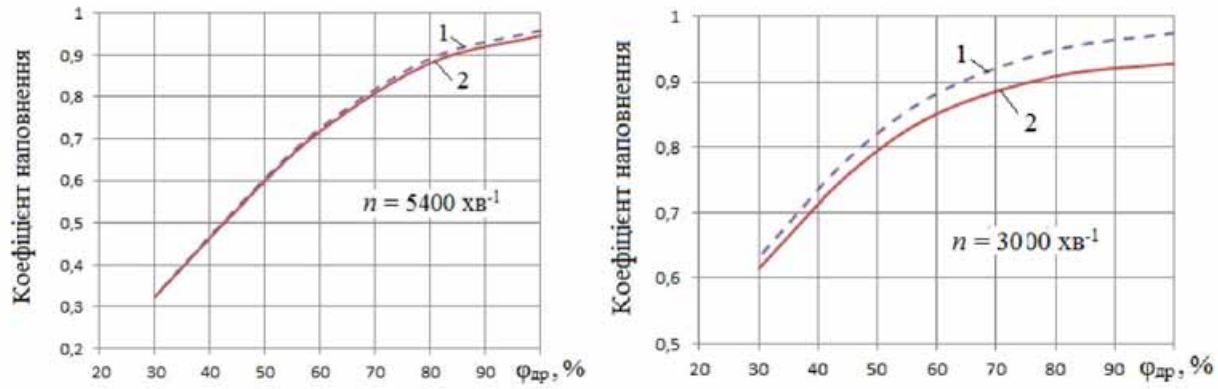


Рис.2. Навантажувальні характеристики експериментальних двигунів по куту відкриття дросельної заслінки $\varphi_{др}$
1, 2 – механічний ККД, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ;
3, 4 – індикаторний ККД, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ;
5, 6 – ефективний ККД, відповідно, двигуна з ККМ та КШМ

Коефіцієнт залишкових газів γ_r в безшатунному двигуні у порівнянні з класичним менше на всіх часткових режимах (рис.3).

Це можна пояснити більш тривалим у безшатунному двигуні часом находження поршня в районі ВМТ, що сприяє кращому очищенню камери згоряння від продуктів згоряння. Різниця в γ_r безшатунного та класичного ДВЗ зростає із збільшенням навантаження (відкриттям дросельної заслінки) і зменшенням частоти обертання колінчастого вала, причому при номінальному режимі величини γ_r цих двигунів практично рівні (розходження становить не більше 1,3 %). Зі зменшенням частоти обертання n різниця в γ_r помітно зростає і досягає 45 % на режимі: $\varphi_{др} = 100$ % і $n = 2000$ хв$^{-1}$.



1, 2 – відповідно, двигун з ККМ та КШМ

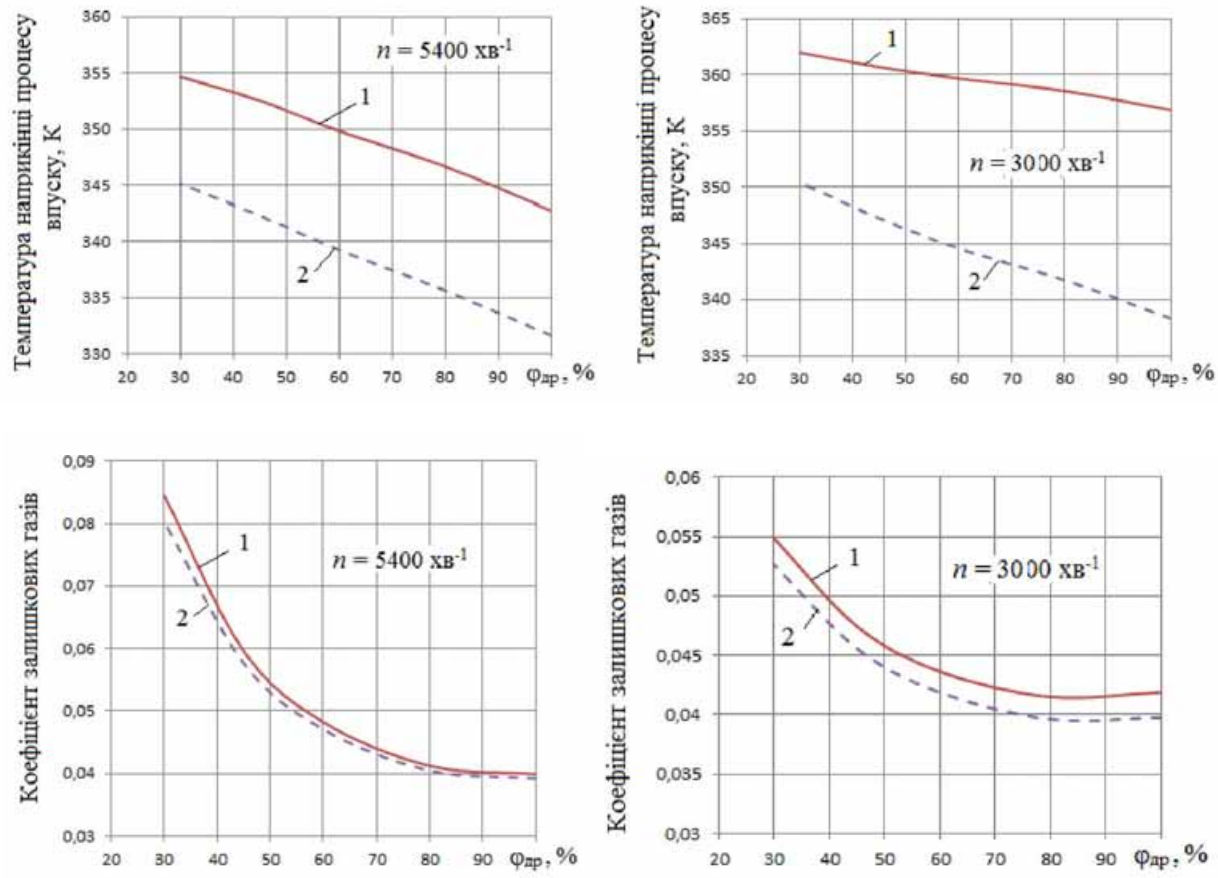


Рис.3. Параметри процесу впуску
1, 2 – відповідно, двигун з КШМ та ККМ

З рис. 3 видно, що по мірі підвищенні навантаження (відкриття дросельної заслінки) відмінність у величині коефіцієнта наповнення η_V збільшується. При цьому абсолютна величина коефіцієнта наповнення в безшатунному двигуні більша, ніж в класичному внаслідок більш низького коефіцієнта залишкових газів. Аналогічний характер зміни η_V спостерігається і при зниженні частоти обертання.

Для навантажувального режиму $\varphi_{др}$ = 100% величина η_V безшатунного двигуна змінюється від 0,936 при n = 5400 хв$^{-1}$ до 0,782 при n = 2000 хв$^{-1}$; в класичному ДВЗ η_V змінюється, відповідно, від 0,923 до 0,731. Подібне розходження величини η_V при зниженні частоти обертання (1,4 і 7 % при n = 5400 хв$^{-1}$ і 2000 хв$^{-1}$) пов'язане з тим, що в цьому випадку вплив швидкості поршня на η_V в безшатунному двигуні виявляється більшою мірою, ніж у класичному ДВЗ.

У безшатунного двигуна з ККМ в порівнянні з класичним цікавим, з точки зору застосування наддуву або підвищення ступеня стиску, є більш низька температура в кінці впуску T_{ax} на всіх навантажувальних і швидкісних режимах. На номінальному режимі n = 5400 хв$^{-1}$ і $\varphi_{др}$ = 100 % різниця температури становить ΔT = 11 К; при n = 2000 хв$^{-1}$ і $\varphi_{др}$ = 100 % ΔT = 8,95 К, а при $\varphi_{др}$ = 30 % ΔT = 13 К.

Розрахунки показують, що із-за меншої температури в кінці впуску при інших рівних умовах в безшатунному двигуні можна збільшити ступінь стиску на 1...2 одиниці щодо базового ступеня стиску класичного ДВЗ. Це дозволяє підвищити загальний ступінь розширення і, відповідно, підняти індикаторний ККД.

Величина кута випередження запалювання в безшатунному двигуні в порівнянні з класичним менше в середньому на 10 °п.к.в. при n = 5400 хв$^{-1}$, а при n = 2000 хв$^{-1}$ менше на 2,5 °п.к.в. Це вказує на те, що в безшатунному ДВЗ в момент подачі іскри поршень знаходиться ближче до ВМТ, а, відповідно, ступінь розширення більше і більше ефективність використання підведеної теплоти.

Висновки

1. Безшатунний двигун в порівнянні з класичним забезпечує на 10...20 % кращу паливну економічність і більш високу питому ефективну потужність (на 7...12 %) завдяки меншим механічним втратам і кращому протіканню термодинамічного циклу.

2. В безшатунному двигуні, внаслідок меншої температури в кінці впуску, є резерв підвищення ступеня стиску на 1...2 одиниці без ризику появи детонації, що дозволить додатково поліпшити показники робочого процесу.

3. Безшатунний двигун з ККМ забезпечує таку паливну економічність, яка недосяжна в сучасному класичному ДВЗ.

Список літератури:

1. «Saab Reveals Unique Engine Concept That Offers High Performance and Low Fuel Consumption.» Internet. 4 May 2001. Available http://www.saabnet.com /tsn/press/000318.html. 2. Пат. № 2786530 Франция. Dispositif de transmission mecanique pour moteur a cylindree variable; Rabhi Vianney. - Опубл. 19.01.2001.- Бюл. № 01/03. 3. Пат. № 7174863 B2 США, Mechanizm for internal combustion piston engines / Jozeph Scalzo., Опубл. 13.02.2007. 4. Пат. WO 02/079626 A1, F02B 75/04, Internal combustion engine with variable compression ratio // Gooijer De L.; Заявл. 30.03.2001; Опубл. 10.10.2002. 5. Pouliot H. N., Robinson C. W. and Delameter W. R. Variable- Displacement Spark-Ignition Engine Final Report. Report № SAND77-8299, Sandia Laboratories, Livermore, California, May 1978. 6. Баландин С. С. Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1972. – 176 с. 7. Bak David J. Compact engine eliminates connecting rods, wrist pins / Des. News. – 1985. – 41, № 19. – P. 212 – 220. 8. Міщенко М. І. Визначення механічних втрат у поршневому двигуні внутрішнього згоряння / М. І. Міщенко, В. Г. Заренбін, Ю. В. Юрченко, В. Л. Супрун, В. С. Шляхов // Двигатели внутреннего сгорния. – 2013. - №1.-С.51-55.

Bibliography (transliterated):

1. «Saab Reveals Unique Engine Concept That Offers High Performance and Low Fuel Consumption.» Internet. 4 May 2001. Available http://www.saabnet.com /tsn/press/000318.html. 2. Pat. № 2786530 Francija. Dispositif de transmission mecanique pour moteur a cylindree variable; Rabhi Vianney. - Opubl. 19.01.2001.- Bjul. № 01/03. 3. Pat. № 7174863 V2 SShA, Mechanizm for internal combustion piston engines / Jozeph Scalzo., Opubl. 13.02.2007. 4. Pat. WO 02/079626 A1, F02B 75/04, Internal combustion engine with variable compression ratio // Gooijer De L.; Zajavl. 30.03.2001; Opubl. 10.10.2002. 5. Pouliot H. N., Robinson C. W. and Delameter W. R. Variable- Displacement Spark-Ignition Engine Final Report. Report № SAND77-8299, Sandia Laboratories, Livermore, California, May 1978. 6. Balandin S. S. Besshatunnye dvigateli vnutrennego sgoranija. – M.: Mashinostroenie, 1972. – 176 s. 7. Bak David J. Compact engine eliminates connecting rods, wrist pins / Des. News. – 1985. – 41, № 19. – P. 212 – 220. 8. Mishhenko M. I. Viznachennja mehanichnih vtrat u porshnevomu dviguni vnutrishn'ogo zgorjannja / Mishhenko M. I., Zarenbin V. G., Jurchenko Ju. V., Suprun V. L., Shljahov V. S. // Dvigateli vnutrennego sgornija. – 2013.-№1.-S.51-55.

Поступила в редакцию 25.06.2014

Міщенко Микола Іванович – доктор техн. наук, професор, зав. каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Заренбін Володимир Георгійович – доктор техн. наук, професор, зав. каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

Колеснікова Тетяна Миколаївна – асистент каф. «Експлуатація та ремонт машин» Придніпровської державної академії будівництва та архітектури, Дніпропетровськ, Україна.

Юрченко Юрій Валерійович – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Супрун Володимир Леонідович – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Шляхов Віталій Сергійович – асистент каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

Касьяненко Дмитро Валерійович – магістрант каф. «Автомобільний транспорт» Автомобільно-дорожнього інститута ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Горлівка, Україна.

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ПОКАЗАТЕЛЕЙ БЕСШАТУННОГО И КЛАССИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЕЙ

Н.И. Мищенко, В.Г. Заренбин, Т.Н. Колесникова, Ю.В. Юрченко, В.С. Шляхов, В.Л. Супрун, Д.В. Касьяненко

В статье описываются некоторые результаты экспериментальных и расчетных исследований двух одноцилиндровых двигателей с различной кинематикой силового механизма - бесшатунного с кривошипно-кулисным механизмом и классического с кривошипно-шатунным механизмом. Рассмотрено изменение составляющих суммарных механических потерь и потерь на трение по скоростным и нагрузочным характеристикам двигателей. Отмечается более низкий уровень механических потерь в бесшатунном двигателе (в среднем на 20 ... 25%) и лучшие на 10 ... 20% эффективные показатели.

SOME RESULTS OF COMPARATIVE RESEARCH OF CHARACTERISTICS IN NON-CONNECTING ROD AND CLASSICAL ENGINES

N.I. Mishchenko, V.G. Zarenbin, T.N. Kolesnikova, Y.V. Yurchenko, V.S. Shlyahov, V.L. Suprun, D.V. Kasianenko

This paper describes some results of experimental and theoretical studies of two- single-cylinder engines with different power kinematics mechanism – non-connecting rod of crank-rocker mechanism and classical with crank mechanism. Consider changing the components of the total mechanical losses and friction losses in speed and load of the engine. There is a lower mechanical losses in the non-connecting rod engine (an average of 20 ... 25%) and the best 10 ... 20% effective performance.

УДК 621.433.2

А.Н. Врублевский, А.А. Дзюбенко, М.С. Липинский, А.П. Кузьменко, С.О. Подлещук

ОПЕРЕДЕЛЕНИЕ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ЭЛЕКТРОННЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ

В работе приведена методика определения цикловой подачи топливоподающей аппаратуры с электронным управлением, базирующаяся на использовании сигналов системы управления и термодинамической теории истечения газов. Обеспечиваемая точность определения цикловой подачи с использованием предложенной методики не превышает 5 %.

Введение

При исследовании и эксплуатации двигателей необходимо обеспечивать достоверное определение расхода топлива. Исследование переходных режимов, сокращение времени и стоимости испытаний являются актуальными вопросами, поэтому важно определять цикловой расход.

Определение циклового расхода топлива при стендовых испытаниях, а тем более в эксплуатации ставит перед исследователями определенного рода трудности, связанные с использованием оригинальных методик.

Анализ публикаций

Стандартами на проведение стендовых испытаний ГОСТ 14846-81, ГОСТ 18509-80 предусматривается измерение расхода топлива двумя способами – весовым и объемным. Так как большинство современных двигателей оснащаются топливоподающей аппаратурой с электронным управлением, то возможно, используя сформированные контроллером сигналы, получить достоверные данные о расходе топлива. Широкое внедрение электроники позволяет автоматизировать процесс измерения расхода жидкого или газообразного топлива. Такой метод измерения расхода топлива основан на имеющихся данных о частоте и длительности срабатывания форсунок, наполнения цилиндров воздухом [1]. Дополнительно такой подход позволяет прогнозировать пробег транспортного средства на одной заправке, реализовать мониторинг расхода топлива в эксплуатации либо при дорожных испытаниях [1].

В практике двигателестроения, стендовых и ездовых испытаний двигателя такой подход позволяет реализовать непосредственное измерение расхода топлива как на режимах разгона и замедления

© А.Н. Врублевский, А.А. Дзюбенко, М.С. Липинский, А.П. Кузьменко, С.О. Подлещук, 2014

транспортного средства, так и при переходных и неустановившихся режимах работы двигателя и его систем.

Цель и постановка задачи

Целью данной работы является определение циклового расхода газового топлива при стендовых испытаниях двигателя. Для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

– на основе известных положений термодинамической теории истечения газов предложить алгоритм определения циклового расхода топлива;

– сформировать каналы измерения параметров среды;

– провести апробацию методики измерения расхода топлива и оценить достоверность полученных результатов.

Алгоритм определения цикловой подачи газообразного топлива

В настоящее время получили широкое распространение системы подачи газа, оснащенные электромагнитными дозаторами газа (ЭДГ). Наилучшие результаты показывают системы, осуществляемые распределенную подачу газа с электронным управлением. Исследование пневматической схемы ЭДГ [2,3] показало, что определяющим истечение газа является эффективное сечение расходного жиклера, расположенного после запорного органа.

Допущение о том, что канал истечения открывается мгновенно, а время стабилизации перепада давления в моменты открытия и закрытия клапана очень малы, позволяет для определения расхода использовать известные положения термодинамической теории истечения газов. В таком случае секундный расход газа может определяться зависимостью, кг/с

$$m_г = f_{р.ж.} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\nu_1} \cdot \left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}} \right)}; \qquad (1)$$

или

$$m_г \approx \frac{p_1}{\sqrt{R \cdot T_1}}, \qquad (2)$$

где $f_{р.ж.}$ – площадь поперечного лимитирующего сечения ЭДГ, м²; μ – коэффициент расхода для ЭДГ, на котором установлена система измерения (определялся экспериментально); k = 1,3 – показатель адиабаты для многоатомных газов; p_1 – давление газа перед клапаном ЭДГ, Па; ν_1 – удельный объем газа в рампе ЭДГ; β – показатель, характеризующий режим истечения.

Определение перепада давления происходит по следующему алгоритму. Предварительно определяется давление газа перед клапаном ЭДГ (p_1). Далее определяется перепад давления на клапане (Δp). Давление среды, в которую происходит истечение (давление газа после клапана), определяется выражением $p_2 = p_1 + \Delta p$.

Зная давления p_1 и p_2 можно определить режим истечения. Для определения режима истечения используется известная зависимость [4,5] $\beta = p_2 / p_1$.

Полученное значение β сравнивается с критическим значением $\beta_{кр}$, которое определит характер истечения, а также задаст максимальное значение секундного расхода газа [4]. Для многоатомных газов $\beta_{кр}$ = 0,546. Если β соответствует условию $\beta_{кр} < \beta < 1$, то режим истечения докритический и секундный расход газа определяется зависимостью (1), а если $0 < \beta_{кр} < \beta$ – надкритический режим истечения, то для определения расхода газа используется зависимость (2). Так как исследуемый двигатель 6ГЧН 13/14 [6] оснащен газотурбинным наддувом и во впускном коллекторе давление воздуха является избыточным, то для лимитирующего сечения ЭДГ характерен докритический режим истечения газа.

Удельный объем газа в рампе определяется, исходя из уравнения состояния идеального газа, м³/кг

$$\nu_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1}, \qquad (3)$$

где R – газовая постоянная для природного газа, Дж/(кг·К); T_1 – температура газа перед клапаном ЭПК, К.

Зная секундный расход газообразного топлива через ЭДГ можно определить величину цикловой подачи, кг/цикл

$$B_0 = m_г \cdot t_{ист} \cdot 10^{-3}. \qquad (4)$$

Объемный расход газового топлива одним ЭДГ определится зависимостью, м³/ч

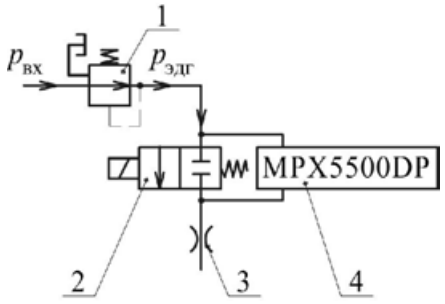
$$\nu_г = \frac{B_0 \cdot n \cdot 30}{\rho_г}, \qquad (5)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, мин $^{-1}$; $\rho_г$ – плотность газа, приведенная к условиям испытаний, кг/м³.

Таким образом, объемный часовой расход газа, потребляемый двигателем, определяется из условия $V_г = \nu_г \cdot i$, где i – количество цилиндров двигателя.

Формирование каналов измерения параметров среды

Для реализации поставленной цели измерительный комплекс моторного стенда [6] подвергся модернизации, которая заключалась в установке дополнительного дифференциального датчика давления на дозаторе газа (рис. 1) и организации соответствующего канала измерения.



а)

б)

Рис.1. Схема установки датчика давления (а) и его размещение на ЭДГ (б):
1 – газовый редуктор, 2 – корпус дозатора с запорным органом, 3 – расходный жиклер, 4 – дифференциальный датчик давления MPX5500DP

Необходимые данные о перепаде давления газа, зарегистрированные дифференциальным датчиком, обрабатывались при помощи аналогово-цифрового преобразователя L-Card 140-14 и программного комплекса Power Graph. Для определения удельного объема газа при его истечении из ЭДГ в рампу (рис. 2) вмонтирован цифровой датчик температуры 18B20, показания которого отображались на шкале измерителя UDS-12.R. Для измерения давления среды до и после клапана ЭДГ в пробку расходного жиклера ЭДГ и рампу установлены штуцеры (рис.2).

Результаты измерения цикловой подачи топлива в ходе моторных испытаний

При обработке данных зафиксировано запаздывание перемещения клапана ЭДГ (Δt) относительно начала подачи сигнала управления на катушку ЭДГ (рис. 3). Аналогичное запаздывание выявлено при исследовании работы электрогидравлической форсунки системы CR [7]. Усредненное значение о данном запаздывании используется в качестве поправочного коэффициента в алгоритме выбора бортовым контроллером характеристик топливоподачи. Полученные в ходе моторных испытаний значения Δt не превышали 0,9 мс во всем рабочем диапазоне ЭДГ, что позволяет принять данный параметр постоянной величиной.

а)

б)

в)

Рис.2. Установка датчика температуры 18B20 в пробке рампы (а), монтаж штуцеров для отбора давления среды до клапана (б) и после клапана (в)

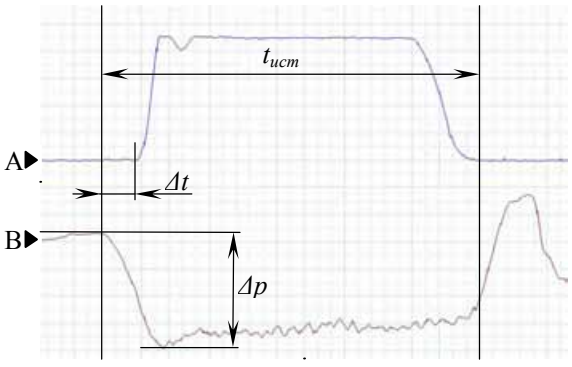


Рис.3. Осциллограммы перемещения клапана ЭДГ (канал А) и изменения перепада давления при истечении (канал В):
Δt – запаздывание перемещения клапана; Δp – перепад давления на клапане; $t_{ист}$ – время истечения газового топлива из дозатора

Точность определения циклового расхода газового топлива по предложенной методике зависит от достоверности определения времени истечения

($t_{ист}$). Так как Δt = const, то $t_{ист}$ можно с достаточной точностью (0,94 %) определять зависимостью $t_{ист} = t_{су} + \Delta t = t_{су} + 0{,}9$, где $t_{су}$ – длительность сигнала управления, подаваемого на катушку ЭДГ, мс.

Результаты определения цикловой подачи

В лаборатории двигателей, работающих на альтернативных топливах, кафедры ДВС ХНАДУ, проведены моторные испытания газового двигателя 6ГЧН 13/14, оснащенного системой измерения цикловой подачи. Сравнение результатов определения цикловой подачи по ГОСТ 14846-81, ГОСТ 18509-80 и по предложенной методике приведены в таблице 1. При этом величину цикловой подачи газа, полученную в том или ином случае рационально привести к нормальным условиям.

Таблица 1. Сравнение расхода газа по ГОСТ 14846-81 и предложенной методике

n	$t_{су}$	$q_ц^{ГОСТ}$	$q_ц$	M_e	δ
мин$^{-1}$	мс	мг/цикл	мг/цикл	Н·м	%
1300	10,2	58,07	61,02	484,6	4,82
855	6	29,20	28,83	8,8	1,28
1026	6	32,72	32,22	9,3	1,55
1319	12,7	46,41	46,92	485,6	1,08
1290	11,6	40,48	42,59	343,4	4,95
1339	11,1	4,15	4,25	486,6	2,23
1364	11,1	40,25	40,60	489,5	0,85

Как видно из табл. 1, погрешность определения расхода газа по предложенной методике не превышает 5 %.

Выводы

Предложена методика определения цикловой подачи газового топлива по условиям истечения в электромагнитном дозаторе газа. Погрешность определения расхода газового топлива по предложенной методике не превышает 5 %.

При организации автоматизации процесса измерения с использованием современных компьютерных технологий появляется возможность определения мгновенного и часового расхода топлива в реальном времени, что упрощает процесс обработки результатов испытаний на развернутом моторном стенде.

Применение описанной методики позволяет определять расход топлива в эксплуатации и при диагностировании двигателя.

Список литературы:

1. Multi-Set.ru-форум [Электронный ресурс] – Режим доступа к источнику: http://multi-set.ru/forum/showthread.php?t=577. 2. Абрамчук Ф.И. Опытный образец электромагнитного дозатора газа системы питания автотракторного двигателя 6ГЧН 13/14 / Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, А.А. Дзюбенко [и др.] // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – №2/8 (56). – С. 38 – 42. 3. Манойло В.М. Исследование характеристик системы управления распределенной подачей газа двигателя 6ГЧН 13/14 / В.М. Манойло, А.А. Дзюбенко, М.С. Липинский // Сучасні проблеми двигунобудування: стан, ідеї, рішення: матеріали V-ої всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю, 22-23 травня 2013 р. – Первомайськ: ПІІ НУК, 2013 р. – С. 320. 4. Кошкин, В.К. Термодинамическая теория истечения газов и паров, процесс дросселирования [Текст] / В. Кошкин, Т. Михайлова. – М.: МАИ, 1983. – 53 с. 5. Алабовский А.Н. Техническая термодинамика и теплопередача: учебное пособие / А.Н. Алабовский, И.А. Недужий. – Киев: «Выща школа», 1990. – 255 с. 6. Абрамчук Ф.И. Стенд для исследования рабочего процесса газового двигателя 6ГЧН 13/14 с искровым зажиганием и системой распределенной подачи газа / Ф.И. Абрамчук, В.М. Манойло, А.Н. Кабанов, А.А. Дзюбенко, М.С. Липинский // Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки». – 2012. – №36. – С. 4 – 9. 7. Врублевський О.М. Наукові основи вибору параметрів акумуляторної паливної апаратури з електронним керуванням для високообертового дизеля: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О.М. Врублевьский. – Харків, 2011. – 36 с.

Bibliography (transliterated):

1. Multi-Set.ru-forum [Elektronnyiy resurs] – Re-zhim dostupa k istochniku: http://multi-set.ru/forum/showthread.php?t=577. 2. Abramchuk F.I. Opyitnyiy obrazets elektromagnitnogo doza-tora gaza sistemyi pitaniya avtotraktornogo dvigatelya 6GChN 13/14 / F.I. Abramchuk, V.M. Ma-noylo, A.A. Dzyubenko [i dr.] // Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovyih tehnologiy. – 2012. – №2/8 (56). – S. 38 – 42. 3. Manoylo V.M. Issledovanie harakteristik sistemyi upravleniya raspredelennoy podachey gaza dvigatelya 6GChN 13/14 / V.M. Manoylo, A.A. Dzyubenko, M.S. Lipinskiy // SuchasnI problemi dvigunobuduvannya: stan, IdeYi, rIshennya: materIali V-oYi vseukraYinskoYi naukovo-tehnIchnoYi konferentsIYi z mIzhnarodnoyu ucha-styu, 22-23 travnya 2013 r. – Pervomaysk: PPI NUK, 2013 r. – S. 320. 4. Koshkin, V.K. Termodina-micheskaya teoriya istecheniya gazov i parov, protsess drosselirovaniya [Tekst] / V. Koshkin, T. Mihaylo-va. – M.: MAI, 1983. – 53 s. 5. Alabovskiy A.N. Teh-nicheskaya termodinamika i teploperedacha: uchebnoe posobie / A.N. Alabovskiy, I.A. Neduzhiy. – Kiev: «Vyischa shkola», 1990. – 255 s. 6. Abramchuk F.I. Stend dlya issledovaniya rabo-chego protsessa gazovogo dvigatelya 6GChN 13/14 s iskrovyim zazhi-ganiem i sistemoy raspredelennoy podachi gaza / F.I. Abram-chuk, V.M. Manoylo, A.N. Kabanov, A.A. Dzyubenko, M.S. Lipinskiy // MIzhvuzIvskiy zbIrnik naukovih prats «NaukovI notatki». – 2012. – №36. – S. 4 – 9. 7. Vrublevskiy O.M. NaukovI osnovi viboru para-metrIv akumulyatornoYi palivnoYi aparaturi z elektronnim keru-vannyam dlya visoko-obertovogo dizelya: avtoref. dis. na zdobuttya nauk. stupenya doktora tehn. nauk: spets. 05.05.03 «Dviguni ta energetichnI ustanovki» / O.M. Vrub-levskiy. – HarkIv, 2011. – 36 s.

Поступила в редакцию 29.05.2014

Врублевский Александр Николаевич – доктор техн. наук, проф., проф. кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: vanvru@mail.ru

Дзюбенко Александр Андреевич – канд. техн. наук, доц., доц. кафедры автомобильной электроники Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: sashastar82@mail.ru

Липинский Михаил Сергеевич – асистент кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: mehani_k@mail.ru

Кузьменко Анатолий Петрович – канд. техн. наук., ас. кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: kuzmatolja@mail.ru

Подлещук Сергей Олегович – аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: podluy23@rambler.ru

ВИЗНАЧЕННЯ ЦИКЛОВОЇ ПОДАЧІ ГАЗОВОГО ДВИГУНА З ЕЛЕКТРОННИМ КЕРУВАННЯМ ПАЛИВОПОДАЧІ

О.М. Врублевський, О.А. Дзюбенко, М.С. Липинський, А.П. Кузьменко, С.О. Подлещук

В роботі наведено методику визначення циклової подачі паливоподавальної апаратури з електронним керуванням, яка базується на використанні сигналів системи керування та термодинамічної теорії витікання газів. Точність розрахунку циклової подачі, що забезпечується використанням наведеної методики не перевищує 5 %.

DETERMINATION OF FLOW RATE IN GAS ENGINE WITH ELECTRONIC CONTROL OF FUEL DELIVERY SYSTEM

A. Vrublevskiy, A. Dzyubenko, M. Lipinskiy, A. Kuzmenko, S. Podleschuk

In this paper shows a method of determining the cyclic flow of fuel equipment with electronic control based on the use of the control system and the thermodynamic theory escape of gases. Ensures accuracy of determining the cyclic flow using the proposed method does not exceed 5%.

УДК 621.43.06:534.83

A. Marchenko, D. Samoilenko, Ali Adel Hamzah, Omar Adel Hamzah

WASTE HEAT RECOVERY SYSTEMS FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES: CLASSIFICATION AND BENEFITS

Recent trend about the best ways of using the deployable sources of energy in to useful work in order to reduce the rate of consumption of fossil fuel as well as pollution. Out of all the available sources, the internal combustion engines are the major consumer of fossil fuel around the globe. The remaining heat is expelled to the environment through exhaust gases and engine cooling systems, resulting in to entropy rise and serious environmental pollution, so it is required to utilized waste heat into useful work. The recovery and utilization of waste heat not only conserves fuel, usually fossil fuel but also reduces the amount of waste heat and greenhouse gases damped to environment. It is imperative that serious and concrete effort should be launched for conserving this energy through exhaust heat recovery techniques. Such a waste heat recovery would ultimately reduce the overall energy requirement and also the impact on global warming.

Introduction

Presently, high fuel costs and concerns about foreign oil dependence have resulted in increasingly complex engine designs to decrease fuel consumption. For example, engine manufacturers have implemented techniques such as enhanced fuel-air mixing, turbocharging, and variable valve timing in order to increase thermal efficiency. However, around 60-70% of the fuel energy is still lost as waste heat through the coolant or the exhaust. On the other hand, legislation of exhaust emission levels has focused on carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC), nitrogen oxides (NOx), and particulate matter (PM).

Energy conservation on engine is one of best ways to deal with these problems since it can improve the energy utilization efficiency of engine and reduces emissions [1] . Given the importance of increasing energy conversion efficiency for reducing both the fuel consumption and emissions of engine, scientists and engineers have done lots of successful research aimed to improve engine thermal efficiency, including supercharge, lean mixture combustion, etc.

However, in all the energy saving technologies studied. Engine exhaust heat recovery is considered to be one of the most effective. Many researchers recognize that Waste Heat Recovery from engine exhaust has the potential to decrease fuel consumption without increasing emissions, and recent technological advancements have made these systems viable and cost effective [2].

Possibility of heat recovery and availability from I.C. Engine

Waste heat is heat, which is generated in a process by way of fuel combustion or chemical reaction, and then “dumped” into the environment even though it could still be reused for some useful and economic purpose. This heat depends in part on the temperature of the waste heat gases and mass flow rate of exhaust

© A. Marchenko, D. Samoilenko, Ali Adel Hamzah, Omar Adel Hamzah, 2014

gas. Waste heat losses arise both from equipment inefficiencies and from thermodynamic limitations on equipment and processes. For example, consider internal combustion engine approximately 30 to 40% is converted into useful mechanical work. The remaining heat is expelled to the environment through exhaust gases and engine cooling systems [3]. It means approximately 60 to 70% energy losses as a waste heat through exhaust (30% as engine cooling system and 30 to 40% as environment through exhaust gas). Total energy distributions from internal combustion engine is shown on Fig. 1

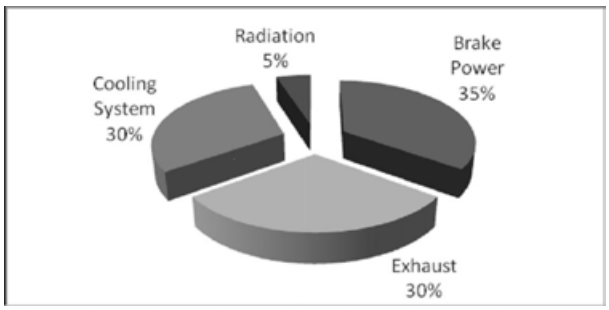


Fig. 1 Total energy distributions from internal combustion engine

Exhaust gases immediately leaving the engine can have temperatures as high as 450-600°C. Consequently, these gases have high heat content, carrying away as exhaust emission. Efforts can be made to design more energy efficient reverberatory engine with better heat transfer and lower exhaust temperatures; however, the laws of thermodynamics place a lower limit on the temperature of exhaust gases [4].

Benefits of 'waste heat recovery' can be broadly classified in two categories

1. Direct Benefits:

Recovery of waste heat has a direct effect on the combustion process efficiency. This is reflected by reduction in the utility consumption and process cost.

2. Indirect Benefits:

a) Reduction in pollution: A number of toxic combustible wastes such as carbon monoxide (CO), hydrocarbons (HC), nitrogen oxides (NOx), and particulate matter (PM) etc, releasing to atmosphere. Recovering of heat reduces the environmental pollution levels.

b) Reduction in equipment sizes: Waste heat recovery reduces the fuel consumption, which leads to reduction in the flue gas produced. This results in reduction in equipment sizes.

c) Reduction in auxiliary energy consumption: Reduction in equipment sizes gives additional benefits in the form of reduction in auxiliary energy consumption [5].

Diesel engines

In general, diesel engines have an efficiency of about 35% and thus the rest of the input energy is wasted. Despite recent improvements of diesel engine efficiency, a considerable amount of energy is still expelled to the ambient with the exhaust gas. In a water-cooled engine about 35 kW and 30-40% of the input energy is wasted in the coolant and exhaust gases respectively.

The amount of such loss, recoverable at least partly, greatly depends on the engine load [6]. The wasted energy represents about two-thirds of the input energy and for the sake of a better fuel economy, exhaust gas from Internal Combustion engines can provide an important heat source that may be used in a number of ways to provide additional power and improve overall engine efficiency. These technical possibilities are currently under investigation by research institutes and engine manufacturers. For the heavy duty diesel engines, one of the most promising technical solutions for exhaust gas waste heat utilization appears to be the use of a useful work.

Availability of Waste Heat from I.C. Engine the quantity of waste heat contained in a exhaust gas is a function of both the temperature and the mass flow rate of the exhaust gas:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

Where, Q is the heat loss (kJ/min); m is the exhaust gas mass flow rate (kg/min); Cp is the specific heat of exhaust gas (kJ/kg°K); and ΔT is temperature gradient in °K. In order to enable heat transfer and recovery, it is necessary that the waste heat source temperature is higher than the heat sink temperature. Moreover, the magnitude of the temperature difference between the heat source and sink is an important determinant of waste heats utility or "quality".

The source and sink temperature difference influences the rate at which heat is transferred per unit surface area of recovery system, and the maximum theoretical efficiency of converting thermal from the heat source to another form of energy (i.e., mechanical or electrical). Finally, the temperature range has important function for the selection of waste heat recovery system designs [7-8].

Heat recovery sytem for engine

Large quantity of hot flue gases is generated from internal combustion engine etc. If same of this waste heat could be recovered, a considerable amount of primary fuel could be saved. It is depends upon mass flow rate of exhaust gas and temperature of exhaust gas. The internal combustion engine energy lost in waste gases

cannot be fully recovered. However, much of the heat could be recovered and losses be minimized by adopting certain measures. There are different methods of the exhaust gas heat recovery namely for space heating, refrigeration and power generation. The mass flow rate of exhaust gas is the function of the engine size and speed, hence larger the engine size and higher the speed the exhaust gas heat is larger. So heat recovery system will be beneficial to the large engines comparatively to smaller engines. The heat recovery from exhaust gas and conversion in to mechanical power is possible with the help of Rankine, Stirling and Brayton thermodynamic cycles, vapour absorption cycle.

These cycles are proved for low temperature heat conversion in to the useful power. Engine exhaust heat recovery is considered to be one of the most effective means and it has become a research hotspot recently.

For example, Doyle and Patel [9] have designed a device for recovering exhaust gas heat based on Rankine cycle on a truck engine. The commissioning experiment of 450 kilometers showed that this device could save fuel consumption by 12,5%. Cummins Company has also done some research on waste heat recovery on truck engines, and the results showed that engine thermal efficiency could improve by 5,4% through exhaust heat recovery. James C. Conklin and James P. Szybist [10] have designed a six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery which has the potential to significantly improve the engine efficiency and fuel economy. R. Saidur et al [11] Rankine bottoming cycle technique to maximize energy efficiency, reduce fuel consumption and green house gas emissions.

Recovering engine waste heat can be achieved via numerous methods. The heat can either be reused within the same process or transferred to another thermal, electrical, or mechanical process.

Waste heat can be utilized for some useful works and it is reduces pollution. The diesel engine exhaust gas waste heat recovery rate increase with increasing diesel engine exhaust gas emission rate.

The increasing fuel costs and diminishing petroleum supplies are forcing governments and industries to increase the power efficiency of engines. A cursory look at the internal combustion engine heat balance indicates that the input energy is divided into roughly three equal parts: energy converted to useful work, energy transferred to coolant and energy lost with the exhaust gases. There are several technologies for recovering this energy on a internal combustion engine, where as the dominating ones are: Waste heat can utilized for heating purpose, power generation purpose, refrigeration purpose, etc.

A Using of exhaust gas. Heating Purpose

Waste heat can be utilized for the heating purpose like space heating, Preheating intake air and fuel, dryer etc. Typical examples of use would be preheating of combustion air, space heating, or pre-heating boiler feed water or process water etc. waste heat recovery system can utilized for pre heating intake air and intake fuel [12].

Heat energy is recovered from the exhaust gases, which causes lower heat addition, thus improving engine thermal efficiency. Low grade fuel, such as, kerosene can be used in diesel engine by blending with conventional diesel fuel. Using the air preheating system and 10% kerosene blend as fuel, the thermal efficiency is improved and exhaust emissions (NOx and CO) is reduced as compared to neat diesel fuel without using air preheating system [13]. The general view of heat recovery system is shown on Fig.2.

Waste heat recovery is useful for preheating alternative fuel so reduce viscosity of fuel, better fuel atomization and low volatility of fuel.

B Using of exhaust gas. Power Generation Purpose

Waste heat can also be utilized indirectly for the power generation using rankine cycle. Bryton cycle, Stirling cycle and directly used for thermoelectric generator etc

Generating power from waste heat typically involves waste heat utilization from internal combustion engine to generate mechanical energy that drives an electric generator. Electricity generation is directly from heat source such as thermoelectric and piezoelectric generator. A factor that affects on power generation is thermodynamic limitations for different temperature range.. The efficiency of power generation is heavily depended on the temperature of the waste heat gas and mass flow rate of exhaust gas.

Thermoelectric generation

The exhaust pipe contains a block with thermo electric materials that generates a direct current, thus providing for at least some of the electric power requirements. In which two different semiconductors are subjected to a heat source and heat sink. A voltage is created between two conductors. It is based on the seeback effect. The Cooling and Heating is done by applying electricity. It is low efficiency approximately (2 to 5%) and high cost.

Thermoelectric generator and its components. Thermoelectric devices may potentially produce twice the efficiency as compared to other technologies in the current market [14]. Thermo Electric Generator is used to convert thermal energy from different temperature gradients existing between hot and cold ends of a semiconductor into electric energy. This phenomenon

was discovered by Thomas Johann Seebeck in1821and called the „Seebeckeffect".

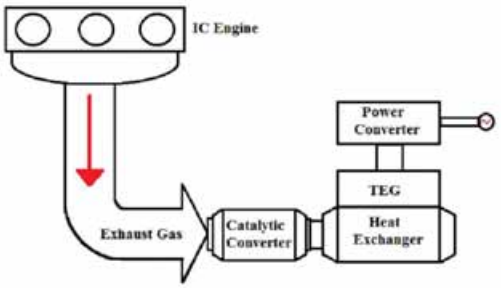


Fig. 2 Thermoelectric Generator

The device offers the conversion of thermal energy into electric current in a simple and reliable way. Advantages of Thermo Electric Generator include free maintenance, silent operation, high reliability and involving no moving and complex mechanical parts. Recycling and reusing waste exhaust gas can not only enhance fuel energy use efficiency, but also reduce air pollution [15].

Thermal power technology such as the Thermo Electric Generator arises, therefore, significant attention worldwide. Thermo Electric Generator is a technology for directly converting thermal energy into electrical energy. It has no moving parts, is compact, quiet, highly reliable and environmentally friendly. Because of these merits, it is presently becoming a noticeable research direction. The mathematical model of a Thermoelectric Generator device using the exhaust gas of vehicles as heat source, and preliminary analysis of the impact of relevant factors on the output power and efficiency of Thermo Electric Generator

1.2 Piezoelectric Generation

It is used for low temperature range of 100 to 150 C. Piezoelectric devices convert mechanical energy in the form of ambient vibration to electric energy. This is thin film membrane can take advantage of oscillatory gas expansion to create a voltage output.

Conclusion

It has been identified that there are large potentials of energy savings through the use of waste heat recovery technologies. Waste heat recovery defines capturing and reusing the waste heat from internal combustion engine for heating, generating mechanical or electrical work and refrigeration system.

The waste heat recovery from exhaust gas and conversion in to mechanical power is possible with the help of Rankine, Stirling and Brayton thermodynamic cycles, vapour absorption. For waste heat recovery thermoelectric generator is use low heat, which has low efficiency. It is helpful for the same amount of increases in thermal efficiency and reduction in emission.

New regulations and standards for noise emission increasingly make the automotive improvements about decreasing the engine noise. Considering the cost and the volume of the muffler in the vehicle, the aim is to develop smaller and more compact designs without any loss from the back pressure in muffler. Proposed new designs should be analyzed with respect to both acoustics and back pressure. In this study, a new design reactive perforated muffler is investigated. The present new design muffler was analyzed to obtain minimal back pressure affects for the engine. Back pressure values from numerical analysis were calculated. It was established that new design muffler has less back pressure effect for the engine. The difference between total pressure drops is 686 Pa which is essential. Next step for investigation should include simulation of acoustic effects and temperature fields in the muffler units for new design muffler.

Bibliography:

1. Nantha Gopal K. Thermodynamic analysis of a diesel engine integrated with a PCM based energy storage system / K. Nantha Gopal, Rayapati Subbarao, V. Pandiyarajan, R. // Velraj International Journal of Thermodynamics. – 2010. – №13 (1). P. 15-21. 2. Hakan Özcan Thermal balance of a LPG fuelled, four stroke SI engine with water addition / Hakan Özcan, M.S. Söylemez // Energy Conversion and Management. – 2006. – № 47 (5). –570-581. 3. Sathiamurthi P. Design and Development of Waste Heat Recovery System for air Conditioning / P. Sathiamurthi // Unit European Journal of Scientific Research. – 2011. – Vol.54 No.1. – P.102-110. 4. Karellasa S. Energetic And Exergetic Analysis Of Waste Heat Recovery Systems In The Cement Industry / S. Karellasa, A.-D. Leontaritisa, G. Panousisa , E. Bellos A, E. Kakaras // Proceedings of ECOS 2012 - The 25th International Conference On Efficiency, Cost, Optimization, Simulation And Environmental Impact Of Energy Systems: June 26-29: Perugia, Italy, 2012. 5. Teng H. Waste Heat Recovery of Heavy-Duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines / H. Teng, G. Regner, C. Cowland // SAE Int. Publication. 2007. –№ 2007-01-0537. 6. Hatazawa M. Performance of a thermo acoustic sound wave generator driven with waste heat of automobile gasoline engine / M. Hatazawa // Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. – 2004. –№ 70 (689). Part B. – P. 292–299. 7. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamental / John B. Heywood // Tata McGraw Hill Education Private Limited, Edition. – 2011. – P. 249-250. 8. Ganeshan V. Internal Combustion Engine / V Ganeshan // Tata McGraw Hill Publishing Company Limited, Second Edition. – pp 35. – P. 606-670. 9. Doyle E.F. Compounding the truck diesel engine with an organic rankine cycle system / E.F. Doyle, P.S. Patel // Society of Automotive Engineers (SAE). – 1976. – №760343. 10. Conklin C. James. A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery / C. James Conklin, P. James Szybist // Energy. – 2010. – № 35 (4). – P. 1658-1664. 11. Saidur R. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion en-

gines / R. Saidur, M.Rezaei, W.K.Muzammil, M.H.Hassan, S.Paria, M.Hasanuzzaman // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2012. – №16. –P. 5649–5659. 12. Mhia Md. Zaglul Shahadat. Diesel Nox Reduction By Preheating Inlet Air / Mhia Md. Zaglul Shahadat, Md. Nurun Nabi And Md. Shamim Akhter // Proceedings Of The International Conference On Mechanical Engineering, 2005. 13. Karaosmanoglu F.Vegetable oil fuels: a review / F. Karaosmanoglu // Energy Sources. – 1999. – №21. P. 221–231. 14. Zhang X. An automotive thermoelectric–photovoltaic hybrid energy system using maximum power point tracking / X. Zhang // Energy Conversion and Management. – 2011. – 52(1). P. 641–7. 15. Vazquez J. State of the art of thermoelectric generators based on heat recovered from the exhaust gases of automobiles / J. Vazquez, Bobi M. Sanz-, R.Palacios // In: Proceedings of the seventh European workshop on thermoelectrics, 2002.

Поступила в редакцию 21.07.2014

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета "Харьковский политехнический институт", Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Али Адель Хамза - аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета "Харьковский политехнический институт", Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Омар Адель Хамза - аспирант кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета "Харьковский политехнический институт", Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

Самойленко Дмитрий Евгеньевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета "Харьковский политехнический институт", Харьков, Украина, e-mail: dvs@kpi.kharkov.ua

СИСТЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ ЕНЕРГІЇ ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДВС: КЛАСИФІКАЦІЯ І ПЕРЕВАГИ

А.П. Марченко, Д.Є. Самойленко, Алі Адель Хамза, Омар Адель Хамза

Серед енергетичних установок, представлених у світі, ДВЗ є основним споживачем викопних палив. Теплота і енергія відпрацьованих газів ДВЗ, а також теплота, відведена з охолоджувальною рідиною призводять до зростання ентропії і забруднень навколишнього середовища. Використання цієї теплоти для отримання корисної роботи - один із шляхів зниження навантаження на навколишнє середовище. Розглянуто основні методи утилізації вторинної теплоти ДВЗ. Виконана їх класифікація та оцінка ефективності.

СИСТЕМЫ УТИЛИЗАЦИИ ЭНЕРГИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВС: КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРЕИМУЩЕСТВА

А.П. Марченко, Д.Е. Самойленко, Али Адель Хамза, Омар Адель Хамза

Среди энергетических установок, представленных в мире, ДВС является основным потребителем ископаемых топлив. Теплота и энергия отработавших газов ДВС, а также теплота, отводимая с охлаждающей жидкостью приводят к росту энтропии и загрязнениям окружающей среды. Использование этой теплоты для получения полезной работы – один из путей снижения нагрузки на окружающую среду. Рассмотрены основные методы утилизации вторичной теплоты ДВС. Выполнена их классификация и оценка эффективности.

УДК 621.43

Д.В. Мешков

ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ПРИ РАСЧЕТЕ ПОГРЕШНОСТИ ИНДИЦИРОВАНИЯ ДВС

Рассмотрен выбор и обоснования исходных данных при расчете термодинамической погрешности при индицировании ДВС исследовательскими комплексами с использованием пьезокерамического датчика давления. Даны рекомендации относительно выбора значений, предложены пути совершенствования метода расчета термодинамической погрешности.

Введение

При индицировании ДВС современными исследовательскими комплексами с пьезокерамическим датчиком давления необходимо учитывать термодинамическую погрешность. Методика расчета погрешности подробно рассмотрена в [1, 2]. Анализ показывает, что существуют различные точки зрения на методику учета данной погрешности, которые отличаются методом выбора исходных данных и глубиной усреднения итоговой индикаторной диаграммы.

Формулирование проблемы

Методика расчета термодинамической погрешности представлена в [1, 2]. В соответствии с данной методикой исходными данными являются: P_{1mess}, P_{2mess} – измеренное давление; $V_{1,2}$ – объем

© Д.В. Мешков, 2014

цилиндра при п.к.в. φ_1, φ_2; φ - угол поворота коленчатого вала; N – число принятых для расчета точек.

Формула для расчета значения погрешности для заданного числа точек расчета N представлена в виде:

$$\Delta P_{\Sigma} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} \frac{P_{(i+N)mess} - P_{(i)mess} \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+N}}\right)^n}{1-\left(\frac{V_i}{V_{i+N}}\right)^n}; \qquad (1)$$

где ΔP_{Σ} - усредненное значение погрешности по N.

Метод расчета можно применять для N измеренных значений, для чего выбираем значения φ_1 и φ_2 из диапазона $\varphi_{1,2}+\Delta\varphi$. Значение погрешности определяется усреднением среди N принятых значений.

На рисунке 1 представлены параметры для расчета термодинамической погрешности.

Для выбора исходных данных для расчета погрешности, выполнено исследование с использованием данных испытаний дизеля легкового автомобиля.

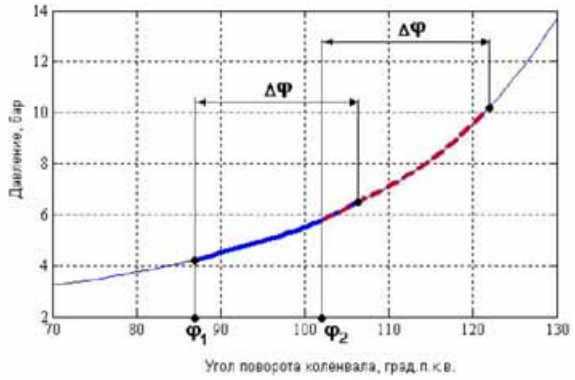


Рис. 1. Параметры необходимые для расчета

Расчет и обработка данных выполнены с использованием программ разработанных на кафедре ДВС НТУ «ХПИ» с использованием средств компьютерной математики MatLab.

Основная часть

В качестве исследуемых исходных данных выбраны: показатель политропы сжатия, начальный угол φ_1, ширина расчетных значений $\Delta\varphi$, совместное влияние φ_1 и φ_2. Оценка результатов проводилась путем анализа графиков значений погрешностей и оценки величины стандартного отклонения.

Влияние показателя политропы на значение погрешности

Показатель политропы для заданных температурных областей и давлений принимается в диапазоне от n = 1,36 при $\alpha \approx 0{,}8$ (ОГ в богатой области) до n = 1,39 при $\alpha \approx \infty$ (чистый воздух). Данные параметры представлены в таблице 1 и 2.

Влияние показателя политропы на значение погрешности представлено на рисунке 2.

Можно видеть практически линейную зависимость значения погрешности от показателя политропы. Чем больше показатель политропы, тем выше значение погрешности (около 0,5 бара на 0,1n).

Точность всех методов корректировки погрешности зависит от того, каким принято значение показателя политропы в начале расчета.

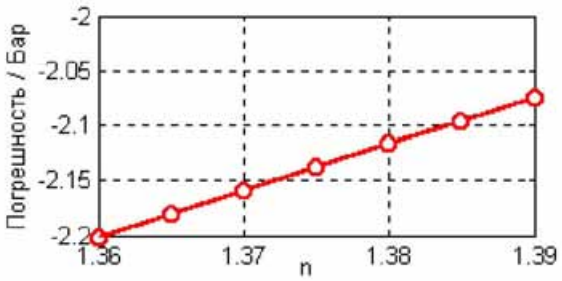


Рис. 2. Влияние показателя политропы на значение погрешности

Предполагаются одинаковые заряды и начальные условия для цилиндров (теплопередача, утечки и др.), поэтому нет необходимости в задании индивидуального значения показателя политропы для каждого цилиндра.

Таблица 1. Зависимость n от α (C_v, C_p) при 500 K и 1 бар для ОГ

α	C_v	C_p	$\chi = n$
0,8	0,842	1,150	1,366
2	0,785	1,074	1,369
∞ (чистый воздух)	0,740	1,030	1,392

Таблица 2. Зависимость n от α (C_v, C_p) при 500 K и 100 бар для ОГ

α	C_v	C_p	$\chi = n$
0,8	0,845	1,150	1,361
2	0,785	1,072	1,366
∞ (чистый воздух)	0,740	1,030	1,392

При постоянной нагрузке можно принять постоянный коэффициент *n* от цикла к циклу, для того чтобы, снизить отличия от цикла к циклу при неправильном принятии показателя политропы.

Теоретически, показатель политропы должен выбираться в зависимости от условий в цилиндре двигателя (например, уровень рециркуляции ОГ, см. табл. 1 и 2) и температурных условий (теплопередача в зависимости от температуры двигателя и нагрузки). В связи с указанными выше табличными данными, отличия в значениях части ОГ ушедшего на рециркуляцию, находится в довольно узком диапазоне значений (от 0,03 величины на показатель политропы). Допустимость принятия одинаковых начальных условий, зависит от выбора области угла поворота коленчатого вала, в которой происходит подсчет погрешности.

Влияние начального угла φ_1 на значение погрешности ΔP

Исследование проводилось при постоянном угле φ_2, $\Delta\varphi = 15^o$ п.к.в. и $N = 16$ (см. рис. 1). Таким образом, происходит последовательное изменение параметра φ_1 на 50 градусов п.к.в. Начиная с определенного момента, начинается наложение двух областей друг на друга.

На рисунке 3 представлены зависимость среднего значения погрешности от начального угла φ_1 для 40 рабочих циклов. Полученные результаты аналогичны для всех рабочих точек.

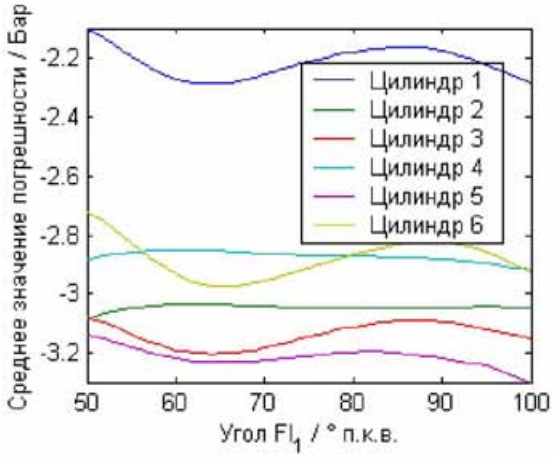


Рис. 3. Зависимость среднего значения погрешности от начального угла φ_1

При расчете среднего значения нет четкой зависимости от выбора начального угла φ_1. Отдельные цилиндры демонстрируют сильное отличие значений погрешности, как и сам характер изменения. Колебания значений погрешностей для всех цилиндров незначительно увеличивается с увеличением φ_1. Для достижения незначительных колебаний значений погрешности необходимо выбирать угол φ_1 в диапазоне от момента закрытия впускного клапана до, примерно, 80° п.к.в. после НМТ. Но это влияние довольно незначительно.

Влияние ширины расчетных значений $\Delta\varphi$ на значение погрешности

Исследование проводилось при постоянных значениях углов $\varphi_1 = 70°$ п.к.в., $\varphi_2 = 85°$ п.к.в. и N=$\Delta\varphi$ +1 (с $\Delta\varphi \geq 15°$ п.к.в. начинается наложение значений).

На рисунке 4 представлены характеристики изменения значения погрешности для всех 6-ти цилиндров (40 рабочих циклов). Как и при изучении параметра φ_1 нельзя определить однозначного влияния $\Delta\varphi$ на величину значений погрешности. Характеристики средней величины погрешности носят различный характер.

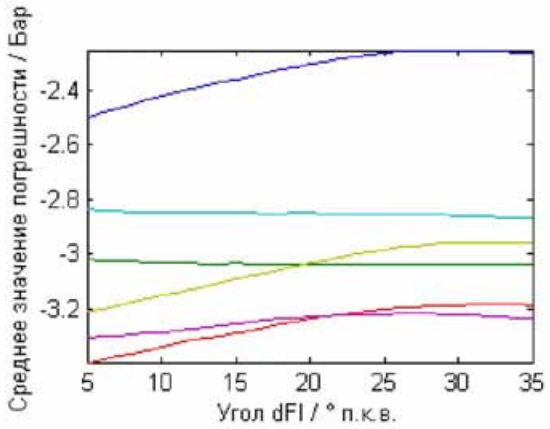


Рис. 4. Зависимость среднего значения погрешности при изменении $\Delta\varphi$

Можно сделать следующую рекомендацию: Значение $\Delta\varphi$ лучше выбирать порядка 10…15 значений. При большом расстоянии между точками φ_1 и φ_2 возрастает погрешность при определении погрешности, т.к. на процессе сжатия меняется показатель политропы сжатия.

Совместное влияние φ_1 и φ_2

Исследование было проведено при постоянной ширине окна $\Delta\varphi = 15^o$ п.к.в. На рисунке 5 представлены характер изменения величин средней погрешности при изменении φ_1 и φ_2. На рисунке по горизонтальной оси представлено только φ_1. Полученная характеристика аналогична для всех рабочих режимов двигателя: различных частот вращения и нагрузок.

Влияние угла φ_1 на среднее значение погрешности на цилиндры не одинаково. Некоторые цилиндры имеют ярко обозначенный минимум в районе приблизительно 65 градусов п.к.в., другие имеют максимум в районе 60-ти градусов.

Просуммировав все представленные результатами, можно резюмировать два основных влияния

на разброс значений при подсчете погрешности: при движении измерительных окон φ_1 и φ_2 друг на друга, слегка повышается разброс значений погрешностей; при равном расстоянии между измерительными окнами снижается разброс значений погрешностей. Это влияние является доминирующим.

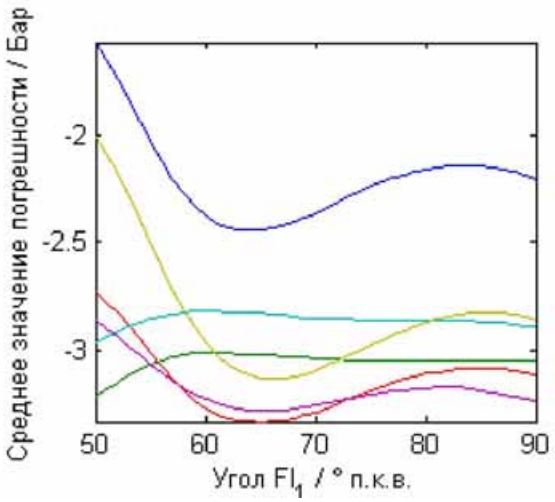


Рис. 5. Зависимость погрешности при совместном изменении φ_1 и φ_2

Заключение

Выполнено обоснование исходных данных для расчета термодинамической погрешности, возникающей при индицировании ДВС пьезокерамическим датчиком давления.

Установлено, что при вариации различных начальных значений φ_1 и φ_2 явных закономерностей обнаружено нет. Отдельные цилиндры демонстрируют отличающиеся друг от друга характеристики и в данном случае трудно установить взаимосвязь параметров, тем более стараться описать данные зависимости математическим законом. Можно только ограничиться общими рекомендациями по выбору значений, которые должны снизить колебания значений погрешности:

Для достижения незначительных колебаний значений погрешности выбор угла φ_1 осуществлять в диапазоне от момента закрытия впускного клапана (~48° п.к.в. после НМТ) до 80° п.к.в. после НМТ. Но это влияние незначительно.

Значение $\Delta\varphi$ лучше выбирать порядка 10…15 значений. При большом расстоянии между точками φ_1 и φ_2 возрастает погрешность, т.к. во время процесса сжатия меняется показатель политропы сжатия.

При движении измерительных окон φ_1 и φ_2 друг на друга, повышается разброс значений погрешностей. При равном расстоянии между измерительными окнами снижается разброс значений погрешностей. Это влияние является доминирующим.

Список литературы:

1. Марченко А.П. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС / А.П. Марченко, А.А. Прохоренко, Д.Е. Самойленко, Д.В. Мешков // Вестник Национального технического университета «ХПИ». – 2006. – 140 с. 2. Pischinger R. Indizieren am Verbrennungsmotor; Anwenderhandbuch - Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz, Graz, Jänner 2002. – 136 s.

Bibliography (transliterated):

1. Marchenko A.P. Universal'nyj avtomatizirovannyj stend dlja ispytanij DVS / A.P. Marchenko, A.A. Prohorenko, D.E. Samojlenko, D.V. Meshkov // Vestnik Nacional'nogo tehnicheskogo universiteta «HPI». – 2006. – 140 s. 2. R. Pischinger, Indizieren am Verbrennungsmotor; Anwenderhandbuch - Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz, Graz, Jänner 2002. – 136 s.

Поступила в редакцию 18.06.2014

Мешков Денис Викторович – канд. техн. наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Национального технического университета «Харьковский политехнический интситут», Харьков, Украина, e-mail: denys.meshkov@mail.ru

ВИБІР ВИХІДНИХ ДАНИХ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ПОГРІШНОСТІ ІНДИЦІЮВАННЯ ДВЗ

Д.В. Мешков

Розглянута методика вибору й обгрунтування вихідних даних при розрахунках величини термодинамічної погрішності при індиціювання ДВЗ дослідницькими комплексами з використанням п'єзокерамічного датчика тиску. Дані рекомендації щодо вибору оптимальних значень, запропоновані шляхи вдосконалювання методу розрахунків термодинамічної погрішності.

CHOICE OF INITIAL DATA IN THE CALCULATION OF ERRORS INDEXING ENGINE

D.V. Meshkov

The article discusses the methodology and justification of choice of initial data in the calculation of the value of thermodynamics-dynamical errors in the indexing engine research complexes using piezo-ceramic pressure sensor. Recommendations on the selection of the optimal values, pre-lozheny ways to improve the method of calculation of the thermodynamic uncertainty.

УДК 621.43

О. К. Безюков, В. А. Жуков, О. И. Ященко

АНАЛИЗ ПЕРСПЕКТИВНОСТИ ГАЗОПОРШНЕВЫХ ДВС

Приведена сравнительная характеристика газомоторных топлив, проанализирован опыт их использования в двигателях внутреннего сгорания, показана перспективность расширения областей применения газопоршневых ДВС в условиях ужесточения экологических требований к энергетическим установкам транспортных средств. Представлена оценка влияния перевода двигателя на газовое топливо на показатели рабочего процесса, экономические и экологические характеристики. Сформулированы задачи, требующие решения для более широкого внедрения газопоршневых ДВС.

Введение

Двигатели внутреннего сгорания являются одним из главных источников токсичных веществ, выбрасываемых в атмосферу [1]. Поэтому наряду с улучшением показателей экономичности и надёжности ДВС снижение токсичности и дымности их отработавших газов является важнейшей задачей. Транспорт стал одним из основных источников загрязнения окружающей среды в большинстве стран мира. В России из 35 млн. т в год вредных выбросов от различных транспортных средств около 89 % приходится на автомобильный транспорт, 6...8 % – на железнодорожный. Влияние выбросов судовых дизелей на глобальное состояние воздушного бассейна является ограниченным и составляет 5...7 % от общего количества выбросов вредных веществ стационарными энергетическими установками и наземными транспортными средствами. Однако из-за большой агрегатной мощности судовые дизели могут являться основным источником загрязнения атмосферы в таких локальных зонах как порты, гидротехнические сооружения, акватории рек в черте города. Эмиссия токсичных соединений и твердых частиц с отработавшими газами двигателей различного назначения регламентируется российскими и международными стандартами (Euro, IMO, TA-Luft и другие). В ближайшие годы следует ожидать ужесточения экологических требований к поршневым ДВС, прежде всего по содержанию в отработавших газах оксидов азота NO_x, снижение выбросов которых является одной из актуальных задач современного двигателестроения [2].

Наряду с ужесточением существующих норм вводятся ограничения на выбросы парниковых газов, основным из которых является диоксид углерода (CO_2). Вступившая в силу в 1994 году Рамочная конвенция ООН об изменении климата (UNFCCC) и Киотский протокол 1997 года установили обязательства для стран-участниц в отношении снижения выбросов CO_2. В период с 2008 по 2012 год развитые страны должны были сократить выбросы парниковых газов, как минимум, на 5 %. Установленные требования фактически означают необходимость принятия следующих мер: снижение расхода топлива, которое неизбежно приведет к эквивалентному снижению выбросов с ОГ продуктов неполного сгорания топлива: сажи, углеводородов, оксидов углеводородов, бенз(а)пирена, формальдегида; использование новых источников энергии; применение альтернативных топлив.

Постановка проблемы

Постоянное ужесточение норм на содержание токсичных веществ в отработавших газах и повышение требований по улучшению топливной экономичности стимулируют исследования по созданию принципиально новых двигателей, доработки существующих, с одновременным улучшением качества моторных топлив, отвечающих современным и перспективным требованиям по эксплуатационным и экологическим показателям.

Непрерывный рост потребления энергии и истощение запасов невозобновляемых ископаемых топлив делают актуальной задачу поиска альтернативных топлив и анализа перспектив их применения для транспортных и стационарных ДВС. Наибольший интерес с этой точки зрения представляют газопоршневые двигатели (ГПД) – поршневые ДВС традиционных конструкций, работающие на различных видах газообразного топлива.

Перспективность какого-либо типа двигателя следует оценивать по трем основным факторам:

– достаточность ресурсов и приемлемая цена используемого вида топлива;

– высокие ресурсные, экономические и экологические показатели двигателей;

– возможность адаптации двигателей для различных областей применения.

Анализ информации

Перспективным топливом для транспортных и стационарных установок можно считать любой химический источник энергии, использование которого в традиционных или разрабатываемых двигателях позволяет решить энергоэкологические проблемы при обеспечении достаточного ресурса. С учетом специфики поршневых ДВС можно сформулировать пять основных условий перспективности новых энергетических источников:

© О. К. Безюков, В. А. Жуков, О. И. Ященко, 2014

– наличие достаточных сырьевых ресурсов;

– возможность массового производства;

– технологическая и энергетическая совместимость с транспортными и стационарными энергетическими установками;

– приемлемые токсические и экономические показатели процесса использования;

– безопасность и безвредность в эксплуатации.

Горючие газы, применяемые в качестве моторного топлива, можно также разделить в зависимости от условий содержания, влияющих на возможность использования, и способа получения: сжиженные нефтяные газы (СНГ); компримированные (сжатые) природные газы (КПГ); сжиженные природные газы (СПГ); попутный газ нефтяных скважин и пары больших резервуаров; промышленный (пиролизный, коксовый, биогаз, шахтный, газ сточных вод и т. д.); водород.

Перспективными газообразными топливами следует считать природный газ и альтернативные топлива, представляющие собой химические соединения, не являющиеся продуктами переработки нефти.

К перспективным и альтернативным топливам в настоящее время относят:

– природный газ: метан (CH_4);

– водород (H_2);

– биогаз на основе метана;

– сжиженные углеводородные газы: пропан (C_3H_8) и бутан (C_4H_{10}).

В странах Евросоюза к 2020 году предполагается замена 23 % топлива на альтернативные, из них 10 % – на природный газ, 8 % – на биогаз и 5 % – на водород.

Наиболее богатый мировой опыт применения газовых топлив накоплен в автомобильном транспорте. В 60 странах мира на природном газе работает примерно 10 млн. автомобилей. Мировым лидером является Аргентина (более 1 млн. автомобилей, работающих на природном газе) [3]. В соответствии с планами ЕЭК ООН до 2020 года около 30 млн. автомобилей ЕС будут работать на природном газе, в Германии автомобили, работающие на газе к 2020 году должны составлять 30 % автопарка. Ежегодное потребление природного газа таким количеством машин составит 50 млрд. $м^3$.

Расширение применения природного газа представляется наиболее вероятным. Природный газ на 98…99 % состоит из метана, исходя из этого, были определены [4] массовые доли компонентов продуктов сгорания (табл. 1), количества отработавших газов и диоксида углерода в них на 100 кВт мощности двигателя (табл. 2) при полном сгорании топлива.

Таблица 1. Состав продуктов сгорания различных видов топлива

Топливо	Элементарный состав		Массовые доли			
	C	H	g_{CO2}	g_{H2O}	g_{N2}	g_{O2}
Дизельное	0,872	0,128	0,0700	0,0352	0,7424	0,1484
Природный газ (метан)	0,75	0,25	0,0512	0,05162	0,748	0,149

Таблица 2. Количество отработавших газов и CO_2 на 100 кВт мощности

Топливо	Количество отработавших газов, кг/ч	Количество CO_2, кг/ч
Дизельное	1015,128	71,94
Природный газ (метан)	1028,3	52,67

Проведенное сравнение показывает, что применение в качестве топлива для ДВС природного газа обеспечивает снижение выбросов парниковых газов на эквивалентную мощность на 25…30 %.

В настоящее время наблюдается расширение использования ГПД в стационарных и судовых энергетических установках. При улучшенных экологических показателях ГПД превосходят дизельные и газотурбинные двигатели по экономической эффективности при их использовании в составе электрогенераторных станций, в особенности, оснащенных устройствами для когенерации теплоты (рис. 1, рис. 2). На лучших моделях поршневых установок с утилизацией теплоты комбинированная выработка электрической и тепловой энергии позволяет повысить эффективность использования топлива до 85…90 % (электрический КПД около 40 %, тепловой – 40…45 %). Отношение электрической мощности к тепловой составляет 1:1,2. Теплоэлектростанции на 25…35 % более эффективны, чем энергетическое оборудование, вырабатывающее электричество или теплоту раздельно.

На рисунке 3 представлено сопоставление стоимости производимой энергии при использовании различных видов топлива. Наиболее рациональным является применение природного газа, именно этим объясняется повышение интереса к ГПД различного назначения.

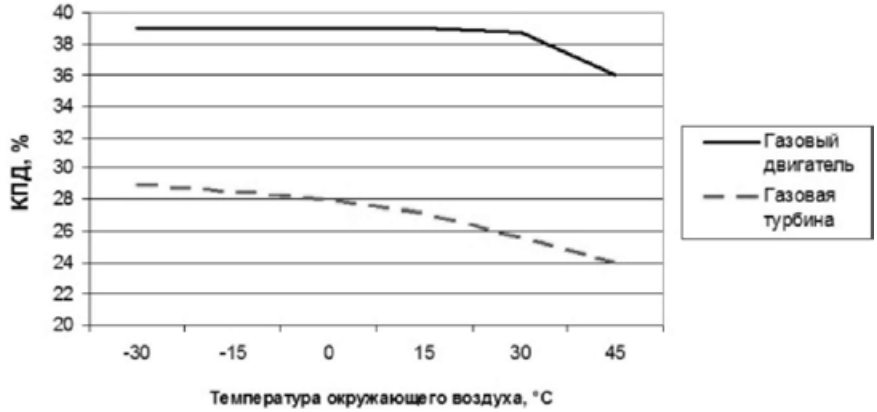


Рис. 1. Влияние температуры окружающего воздуха на КПД газопоршневого двигателя и газовой турбины

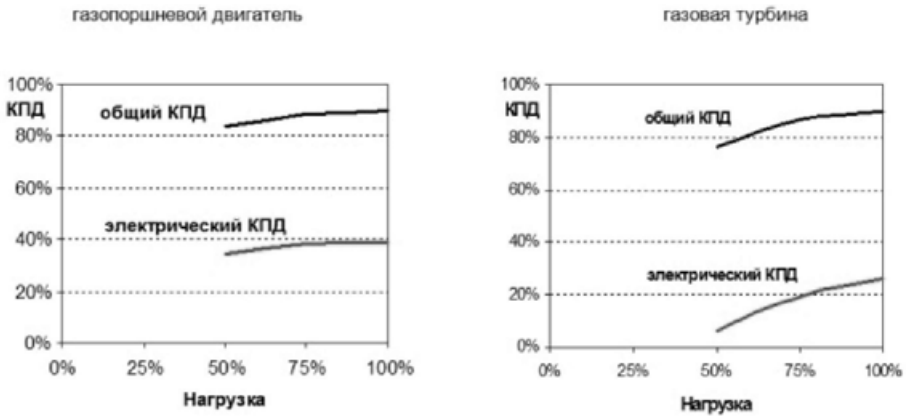


Рис. 2. Эффективность когенерационной электростанции с ГПД и газовой турбиной

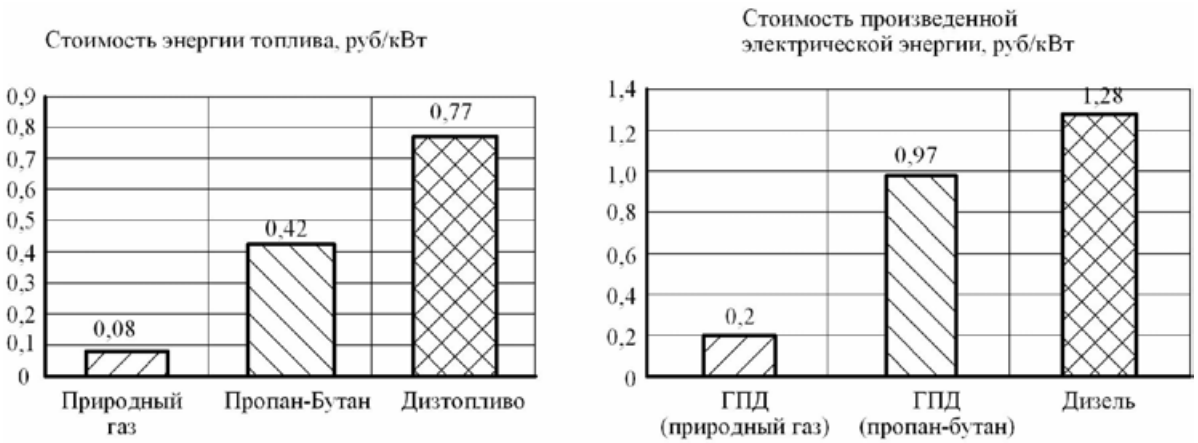


Рис. 3. Сравнительная оценка использования различных видов топлива для ДВС

В 1982 году в Австралии было построено первое грузовое судно, работающее на сжатом газе, «Accolade», в 1985 и 1988 годах в Канаде спустили на воду однотипные паромы «Klatawa» и «Kulleet», на которых газ под давлением 25 МПа находился в 50 стальных баллонах общей вместимостью 14,7 м^3, периодически пополняемых с помощью установленного на берегу компрессора, подключенного к городской газораспределительной сети. В 1994 и 2000 годах в Голландии были построены прогулочные суда, работающие на КПГ «Mondriaan», «Escher», «Rembrandt» и «VanGogh». Из-за ограниченности допустимого объема емкостей, размещаемых в трюме судна, без ущерба его основным функциям, а также в связи с необходимостью наличия в районе плавания специальной инфраструктуры для пополнения запасов топлива, сжатый природный газ не получил широкого применения на флоте.

Более перспективным представляется внедрение сжиженного природного газа (СПГ), поскольку он занимает в 2,5...3 раза меньше места [5]. Первым судном, не относящимся к классу газовозов и работающим на СПГ, стал построенный в 2000 году в

Норвегии паром «Glutra». В его 2 подпалубных криогенных танках суммарной вместимостью 54 м^3 размещается 10 т топлива, которого хватает на 5…6 суток, пополнение запасов топлива осуществляется с помощью специального автомобиля-газовоза. В 2008 году в Бразилии был спущен на воду грузопассажирский паром «Ivete Sangalo» на СПГ. Положительные результаты эксплуатации в Таиланде 12 контейнеровозов на СПГ, построенных в Китае в 2009…2010 годах, вызвали закономерный интерес со стороны международного бизнеса и, как следствие, китайские верфи получили заказ на создание еще 12 аналогичных судов. Наибольшее распространение СПГ получил на судах, обеспечивающих освоение, эксплуатацию и снабжение морских нефте- газопромыслов. Только на морских месторождениях Норвегии судов такого типа задействовано порядка 20 единиц, и их строительство продолжается [6].

По оценке специалистов норвежского классификационного общества DNV проектируемое судно типа VLCC, использующее СПГ, будет обладать следующими преимуществами по сравнению с обычным танкером указанного класса: на 34 % более низкий уровень выбросов CO_2, на 80 % более низкий уровень выбросов NO_x, на 95 % – SO_x, на 25 % меньшее энергопотребление. К аналогичным заключениям пришли эксперты судостроительной компании «STX France». Японская компания «Oshima Shipbuilding Co» совместно с норвежским DNV представила первые итоги реализации концепции «ECO-Ship 2020», в рамках которой разрабатывается проект балкера с большим процентом раскрытия палубы (OHBC – Open hatch bulk carrier). Преследуется цель создания судна с минимально возможным уровнем затрат на топливо, удовлетворяющего экологическим требованиям и одновременно максимально эффективного с точки зрения эксплуатации. За счет применения СПГ балкер не будет иметь выбросов SO_x и твердых частиц, на 90 % сократится NO_x и, как минимум, на 50 % – CO_2.

Несколько лет назад в Санкт-Петербурге эксплуатировался пассажирский теплоход «Нева-1» пр. Р-51 на газе, спроектированный компанией «Сигма-Газ»; была подтверждена эффективность и перспективность использования альтернативного топлива. Однако, несмотря на положительные результаты, проект был приостановлен. В настоящее время в Российской федерации флота, работающего на СПГ, практически не существует.

Ведутся работы по внедрению ГПД на железнодорожном транспорте. В 1997…1998 гг. в ОАО «Брянский машиностроительный завод» были построены два опытных маневровых газотепловоза ТЭМ18Г мощностью 882 кВт. ОАО РЖД, ЗАО «Трансмашхолдинг» и компания Caterpillar в 2013 г. провели испытания маневрового тепловоза ТЭМ18ДМ, в котором применен газовый двигатель мощность 1000 кВт, соответствующий современным и перспективным экологическим требованиям.

Одним из вероятных направлений, способных качественно изменить сложившуюся ситуацию в мировой транспортной энергетике, во многих странах считается переход к водородному топливу. Первый двигатель на водороде был изобретен Франсуа Исааком де Ривацом в 1806 году. В Советском союзе ученый Шелиш, будучи военным техником, предложил использовать воздушно-водородную смесь в качестве топлива для ДВС. Во время блокады в Ленинграде свыше 600 автомобилей эксплуатировалось на водороде.

На сегодняшний день водород является одним из наиболее интересных и перспективных источников энергии. Работы по развитию водородной энергетики активно ведутся в США, Японии, Китае, Индии, Канаде, Австралии, странах ЕС [7].

Водород может использоваться в качестве топлива в поршневом бензиновом двигателе внутреннего сгорания традиционной конструкции. В этом случае мощность двигателя снижается до 82...65 %. За счет модернизации системы зажигания, мощность двигателя может быть повышена до 117 % в сравнении с бензиновым аналогом, но при этом значительно увеличиваются выбросы оксидов азота из-за более высокой температуры в камере сгорания. Кроме того, водород при температурах и давлениях, которые создаются в двигателе способен вступать в реакцию с материалами двигателя и смазкой, приводя к более быстрому износу, что требует внедрения дополнительных мероприятий по обеспечению надежности.

В настоящее время разработкой двигателей внутреннего сгорания на водороде занимается ряд крупнейших компаний, таких как M.A.N., BMW, Honda, Hyundai, Nissan, GM, Daimler Cr.-Mersedes-Benz, разработки авиационных двигателей ведет компания Boeing Company. Наиболее интересными из них являются: компания BMW, разработавшая и выпускающая серийно, малыми партиями автомобиль BMW Hydrogen 7, с 12 цилиндровым двигателем мощностью 194 кВт, работающий на сжиженном водороде и развивающий мощность 170 кВт. Компания M.A.N. выпускает городские автобусы Lion City Bus. Разработкой легкового автомобиля на водороде так же занимается компания MAZDA,

разрабатываемая модель – RX-8 Hydrogen. Компания Opel применяет водородные топливные элементы в своих автомобилях. Их автомобиль Opel Zafira с двигателем на водородном топливном элементе, мощностью 94 кВт, на 160 км пробега использует 1,8 литра водорода. Opel Zafira с 1,6 – литровым бензиновым двигателем на 160 км использует 5,8 литра топлива. Так же во всем мире на водород переводят двигатели локомотивов: к примеру в Дании существует поезд, который курсирует между двумя городами, расстояние между которыми 59 км. Длина маршрута ограничивается емкостью водородных баков. Водород должен храниться при температуре около минус 250 °С. Производством емкостей для хранения баллонов занимаются несколько фирм, самая крупная из которых Magna International (Magna Steyer). Эта компания большое внимание уделяет безопасности хранения водорода. Она создает и испытывает системы хранения водорода. Компания Magna создала систему хранения для BMW Hydrogen и для многих других автомобилей. Бак двухслойный, в промежутке в вакууме расположено 70 слоев специальной пены. Параллельно с этой фирмой работает фирма UTC Power, производящая топливные элементы. Достоинством ДВС, работающих на водороде, является их высокая экономичность. Во время испытаний автобуса на водородных топливных элементах канадской компании Ballard Power Systems был зафиксирован КПД 57 %. Городские автобусы с водородными двигателями используются в Барселоне (Испания) и Рейкьявике (Исландия). Накопленный в автомобильном транспорте опыт представляет интерес и для других видов транспорта.

Широкое внедрение водородного топлива сдерживается более высокой ценой водорода по сравнению с другими видами топливами, а также отсутствием необходимой инфраструктуры.

Биогаз, представляющий собой, продукт сбраживания органических отходов (биомассы), является смесью метана и углекислого газа. К настоящему времени использование биогаза в качестве топлива для поршневых ДВС находится на стадии разработки. Для оценки возможностей применения и перспективности данного вида топлива, а также природного газа, основным компонентом которого является метан, был произведен тепловой расчет с использованием программы Diesel RK Net. Расчет был произведен для двигателя 8 ЧН 14/14 для дизельного топлива, биогаза и еще одного вида альтернативного топлива – этанола (C_2H_5OH). Основные эффективные и индикаторные показатели двигателя, работающего на дизельном, и альтернативных видах топлива с полным замещением первого, представлены в табл. 3.

Таблица 3. Основные показатели работы двигателя

Основные показатели работы двигателя	Дизельное топливо	Метан (CH_4)	Этанол (C_2H_5OH)
n, мин$^{-1}$	1900		
E	16,5		
улучшенные показатели при α	1,7	1	1
оптимальный угол опережения впрыска/зажигания	20	15…25	10…20
N_e, кВт	300	300	300
P_e, МПа	1,406	1,586	1,549
M_e, Н·м	1685	1511	1508
g_e, г/(кВт·ч)	205	220	246
η_e	0,4	0,382	0,394
η_i	0,44	0,443	0,433
P_i, МПа	1,617	1,75	1,48
$\eta_{мех}$	0,875	0,86	0,86
G_T, кг/ ч	60	95,8 (м^3/ч) экв. 66 кг/ч ДТ	73,8

Полученные результаты свидетельствуют о том, что по технико-экономическим показателям двигатели, работающие на альтернативных видах топлива, практически не уступают двигателям, работающим на дизельном топливе.

Как отмечалось выше кроме экономических, важное значение для транспортных двигателей имеют экологические показатели, прежде всего токсичность и дымность отработавших газов. В таблице 4, где α=1,0 – стехиометрический состав; $\alpha_{пр}$ – предельно обедненный состав, при котором возможна устойчивая работа двигателя; $\alpha_{м}$ – состав, соответствующий максимальному среднему индикаторному давлению, указаны расчетные данные, полученные с использованием программы Diesel-RK Net по составу отработавших газов двигателя при работе на метане и этаноле.

Таблица 4. Расчетные составы отработавших газов характерных топливовоздушных смесей метана и этанола

Топливо	Коэффициент избытка воздуха α	Состав отработавших газов, мольные доли						
		H_2	H_2O	N_2	NO	CO	CO_2	O_2
Метан	α=1,0	–	0,229	0,656	–	–	0,114	0,0003
	$\alpha_{пр}$=1,34	–	0,180	0,685	0,003	–	0,087	0,0470
	$\alpha_{м}$=0,9	0,016	0,228	0,633	0,007	0,02	0,102	0,0009
Этанол	α=1,0	–	0,308	0,692	–	–	–	0,0003
	$\alpha_{пр}$=1,25	–	0,258	0,715	0,002	–	–	0,0272
	$\alpha_{м}$=0,95	0,001	0,31	0,686	–	–	–	0,0003

Для работы двигателя на биогазе, необходимо:

– установить адаптированное газобаллонное оборудование с баллоном повышенного объема;

– модернизировать систему охлаждения, в том числе охладитель надувочного воздуха, т.к. температура в конце такта сжатия значительно выше, чем аналогичная температура дизельного топлива;

– увеличивать подачу топлива, для компенсации потерь мощности, связанных со свойствами биогаза;

– установить дополнительные индикаторы и датчики, с целью повышения информативности системы управления двигателем;

– обеспечить безопасность энергетической установки для человека.

Ограниченность применения биогаза в качестве моторного топлива обусловлена малыми объемами его производства в Российской Федерации.

Применение газообразного топлива в поршневых ДВС обеспечивает повышение их ресурсных показателей. Основной причиной этого является то, что газ не смывает масляную пленку со стенок гильзы цилиндра, увеличивает срок службы масла из-за пониженного нагарообразования в камере сгорания двигателя. По имеющимся данным наработки ГПД до среднего и капитального ремонтов превышают соответствующие периоды для поршневых двигателей, работающих на жидких топливах, в 1,5 раза и газотурбинных двигателей – в 2 раза.

Выводы

Анализ имеющейся информации позволяет сделать следующие выводы.

1. Основными преимуществами ГПД, определяющими их перспективность, являются:

– малые выбросы токсичных и парниковых газов;

– низкие эксплуатационные расходы;

– увеличенный срок службы;

– низкий уровень шума;

– экономическая эффективность.

2. Наиболее распространенным видом газообразного топлива является сжиженный природный газ. Перспективным следует признать использование в качестве моторного топлива водорода и биогаза.

3. Опыт использования газового топлива, накопленный в автомобильном транспорте, позволяет расширять сферы применения ГПД, наиболее перспективными из которых являются электрогенерирующие станции, водный транспорт, газоперекачивающие станции, железнодорожный транспорт.

4. Для успешной реализации перспектив использования ГПД необходимо осуществить комплекс технических и организационных мероприятий: модернизацию систем топливоподачи и впуска поршневых двигателей, расширение инфраструктуры получения и доставки газообразного топлива потребителям, создание нормативной базы проектирования, производства, эксплуатации и ремонта ГПД.

5. Подтверждением перспективности ГПД можно считать следующие факты:

– в апреле 2013 года подписано эксклюзивное соглашение между компаниями "Газпромом" и Volkswagen о поставке российского газомоторного топлива команде Volkswagen Motorsport, принимающей участие в гонках автомобилей, которые работают на природном газе;

– в порту Усть-Луга в 2013 г. завершено строительство комплекса для приема и налива в суда-газовозы охлажденного (сжиженного) углеводородного газа. Достаточно активно обсуждается вопрос о строительстве завода по сжижению природного газа в порту Приморск (Ленинградская обл.);

– в рамках Петербургского международного экономического форума 2013 прошла встреча между Алексеем Миллером, главой "Газпрома" и Дональдом Джеймсом Амплби III, президентом Группы компании "Caterpillar". Участниками встречи было отмечено, что у рынка газомоторного топлива России огромный потенциал роста, который открывает широкие возможности сотрудничества

компаний. Итогом переговоров стало подписание Меморандума о возможном сотрудничестве в секторе использования газа как моторного топлива;

– Ярославский моторный завод «Автодизель» заключил соглашение с компанией Westport, ведущим международным производителем автомобильных газотопливных систем и компонентов, о разработке линейки газовых двигателей для автомобильной, а также дорожно-строительной и сельскохозяйственной техники, работающей на сжатом природном газе. Производство новых российских газовых двигателей на Ярославском моторном заводе начнется в 2014 году.

Список литературы:

1. Котиков, Ю.Г. Транспортная энергетика [Текст] / Ю.Г. Котиков, В.Н. Ложкин. – М.: Изд-кий центр «Академия», 2006. – 272 с. 2. Гальговский, В. Р. Развитие нормативов ЕЭК ООН по экологии и формование высокоэффективного транспортного дизеля [Текст] / В.Р. Гальговский, В.А. Долецкий, Б.М. Малков – Ярославль: Изд-во Ярославского гос. техн. ун-та, 1995. – 171 с. 3. Канило, П.М., Анализ эффективности использования альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания [Текст] / П.М. Канило, И.В. Парсаданов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – № 1. – С. 8 – 14. 4. Хачиян, А.С. Сравнительная оценка выбросов двуокиси углерода различными двигателями [Текст] / А.С. Хачиян // Перспективы развития энергетических установок для автотранспортного комплекса: сб. научных трудов МАДИ (ТУ) / М.:, 2006. – С. 4 – 9. 5. Бармин, И.В. Сжиженный природный газ вчера, сегодня, завтра [Текст] / И.В. Бармин, И.Д. Кунис. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 256 с. 6. Власов, А.А. Придет ли природный газ на смену мазуту? [Электронный ресурс] / А.А. Власов. – Режим доступа: http://www.korabel.ru/news/comments/prid_t_li_prirodniy_gaz_na_smenu_mazutu.htm – 11.03.2014 г. 7. Кузык, Б.Н. Россия: стратегия перехода к водородной энергетике [Текст] / Б.Н. Кузык, Ю.В. Яковец. – М.: Институт экономических стратегий, 2007. – 400 с.

Bibliography (transliterated):

1.Kotikov, Y.G. Transportnaja energetika [Tekst] / Y.G. Kotikov, V.N. Lozhkin.– M.: Izd-kij zentr "Akadmija", 2006. – 272 s. 2. Gal'govskij, V.R. Razvitie normativov EEK OON po ekologii i formirovanie vysokoeffektivnogo transportnogo dizelja [Tekst] / V.R. Gal'govskij, V.A. Doletskij, B.M. Malkov – Yaroslavl': Izd-vo Yaroslavskogo gos. techn. un-ta, 1995.– 171 s. 3. Kanilo, P.M. Analiz effektivnosti ispol'zovanija al'ternativnych topliv v dvigateljach vnutrennego sgoranija [Tekst] / P.M. Kanilo, I.V. Parsadanov // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2009. – № 1. – S. 8 – 14. 4. Khachijan, A.S. Sravnitel'naja ozenka vybrosov dvuokisi ugleroda razlichnymi dvigateljami [Tekst] / A.S. Khachijan // Perspektivy razvitija energeticheskih ustanovok dlja avtotransportnogo kompleksa: sb. nauchnyh trudov MADI (TU) / M.:, 2006. – S. 4 – 9. 5. Barmin, I.V. Szhizhennyj prirodnyj gas vchera, segodnja, zavtra [Tekst] / I.V. Barmin, I.D. Kunis. – M.: Izd-vo MGTU im N.E. Baumana, 2009. – 256 s. 6. Vlasov, A.A. Pridet li prirodnyj gas na smenu mazutu? [Elektronnyj resurs] / A.A. Vlasov. – Rezhim dostupa: http://www.korabel.ru/news/comments/prid_t_li_prirodniy_gaz_na_smenu_mazutu.htm – 11.03.2014 г. 7.Kuzyk, B.N. Rossija: strategija perechoda k vodorodnoj energetike [Tekst] / B.N. Kuzyk, Y.V. Yakovets. – M.: Institut ekonomicheskih strategij, 2007. – 400 s.

Поступила в редакцию 04.06.2014

Безюков Олег Константинович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой теории и конструкции судовых ДВС ФГБОУ ВПО «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова», Санкт-Петербург, Россия, E-mail: Okb-nayka@yandex.ru

Жуков Владимир Анатольевич – доктор техн. наук, доцент, профессор кафедры теории и конструкции судовых ДВС ФГБОУ ВПО «Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова», Санкт-Петербург, Россия, E-mail: gukovv@rambler.ru

Ященко Оксана Игоревна – аспирантка кафедры теории и конструкции судовых ДВС ФГБОУ ВПО «Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова», Санкт-Петербург, Россия, E-mail: kaf_sdvs@gumrf.ru

АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВНОСТІ ГАЗОПОРШНЕВИХ ДВЗ

О. К. Безюков, В. А. Жуков, О. И. Ященко

Наведено порівняльну характеристику газомоторних палив, проаналізовано досвід їх використання у двигунах внутрішнього згоряння, показана перспективність розширення областей застосування газопоршневих ДВЗ в умовах посилення екологічних вимог до енергетичних установок транспортних засобів. Представлена оцінка впливу конвертації двигуна на газове паливо на показники робочого процесу, економічні та екологічні характеристики. Сформульовані завдання, які потребують вирішення для більш широкого впровадження газопоршневих ДВС.

ANALYSIS OF GAS-PISTON ENGINE'S OUTLOOK

O. K. Bezjukov, V. A. Zhukov, O. I. Yashenko

Comparative characteristics of different kinds of gas fuel for internal combustion engines are given in the article. Experience of use gas-fuel for engines was analysed. Prospects of widening gas-piston engines' employment into conditions of rising ecological requirements for power plant of means of transport are shown. The appraisal of influence of gas-fuel's using by index of working process, economical and ecological characteristics of engines is presented. Problems, which must be solved for spreading gas-piston engines, are formulated.

УДК 621.436.13

В.П. Савчук

АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ЦИЛІНДРОВИХ ВТУЛОК ДВИГУНІВ ФІРМИ B&W СЕРІЇ S70MC ТА S80MC

Проведено аналіз надійності циліндрових втулок малообертових суднових дизельних двигунів виробництва фірми MAN B&W серій S70MC і S80MC. Використано статистичні дані швидкості зносу 696-ти циліндрових втулок. Для визначення ймовірності виникнення гранично-допустимої швидкості зношування робочої поверхні циліндрової втулки використано статистичні закони: нормального розподілу та Вейбулла-Гнєденко, для яких визначено параметри розподілу. На підставі використання критерію Пірсона встановлено, що найбільш точно емпіричному розподілу швидкості зношування відповідає апроксимуюча функція закону Вейбула-Гнєденко. Отримана апроксимуюча функція дозволяє встановити реальні показники довговічності, що відповідають заданим показникам надійності циліндрових втулок.

Вступ

Стан циліндрових втулок (ЦВ) двигунів серії MC/MC-C покращувався протягом останніх років. Істотним внеском у цей розвиток є впровадження камери згоряння Oros [1]. Конструктивні зміни стосуються збільшення висоти поршня до першого кільця, установки кільця очищення поршня, удосконалення рельєфу поршневих кілець, який управляє тиском на нього, алюмінізованих покриттів поршневих кілець, і т.п. З конфігурацією камери згоряння Oros повітря, що надходить у зону горіння, концентрується навколо паливних форсунок, і відстань від паливних форсунок до днища поршня збільшується. Це сприяло зниженню теплового навантаження на поршень і, в основному, утворенню незмінного теплового навантаження кришки циліндра й випускного клапана. Збільшена висота поршня до першого кільця й установка кільця очищення поршня довели їхню ефективність усунення відкладань нагарів на поверхні поршня. Такі відкладання мають високу твердість і пористу структуру, які сприяють зняттю й поглинанню масляної плівки, залишаючи голу стінку циліндрової втулки, яка втрачає здатність у цьому випадку пручатися зношуванню.

Використання збільшеної висоти поршня також впливає на теплову напруженість втулки циліндра й покращує умови для її змащення.

Враховуючи дані факти, виникає необхідність у визначенні реальних показників надійності циліндрових втулок з метою корегування плану-графіку їх технічного обслуговування.

Найбільш дієвим способом оцінки надійності є обробка результатів статистичних даних зносу ЦВ.

Аналіз вихідних статистичних даних

Для дослідження показників надійності циліндрових втулок нами були використані статистичні дані, що привела в своїх публікаціях фірма MAN Diesel [2]. Приведені дані щодо швидкості зношування циліндрових втулок головних двигунів серій S70MC і S80MC, які були зібрані при обслуговуванні 696-и циліндрових втулок. Полігон розподілення швидкості зношування у логарифмічній системі координат представлено на рис. 1.

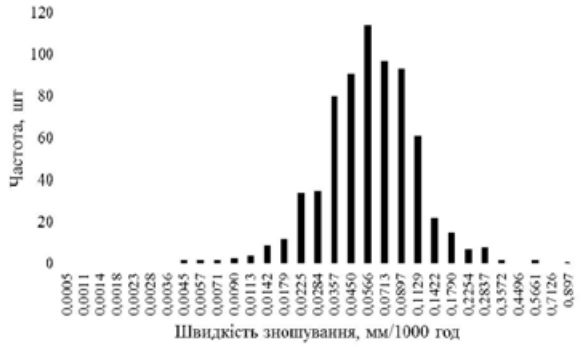


Рис. 1. Полігон розподілення швидкості зношування циліндрових втулок двигунів серій S70MC і S80MC

Для підтвердження нульової гіпотези використовуємо критерій Н.В. Смірнова [3], який припускає нормальний розподіл випадкової величини

Критерій дійсний для випадків, що найбільше широко зустрічаються, при яких генеральні параметри невідомі, а відоме лише їх оцінювання, зроблені на підставі зробленої вибірки.

Значення математичного очікування (середнього арифметичного значення) і средньоквадратичного відхилення для даної вибірки складають $\bar{x}$ = 0,072 мм/1000 год і σ = 0,0627 мм/1000 год.

Далі підрахуємо статистику:

$$u_1 = \frac{\bar{x} - x_i}{\sigma} = \frac{0,072 - 0,0045}{0,0627} = 1,078, \qquad (1)$$

якщо викликає сумнів перший член варіаційного ряду, чи

$$u_n = \frac{x_n - \bar{x}}{\sigma} = \frac{0,897 - 0,072}{0,0627} = 13,158, \qquad (2)$$

якщо знаходиться під сумнівом максимальний член

© В.П. Савчук, 2014

варіаційного ряду. Отримані значення порівнюють з критичним значенням u_α, що приймається за таблицями [4] для рівня значимості $\alpha = 0{,}05$. Оскільки при $N \geq 25$ рекомендовано приймати $u_\alpha = t_\alpha$, то $u_\alpha = 3{,}70$.

Оскільки отримане значення $u_1 = 1{,}078 < 3{,}70$, а $u_n = 13{,}158 > 3{,}70$, що не відповідає вказаній нерівності, то наступні підрахунки проводимо вже без урахування швидкості зношування останніх деталей. Результати проведених розрахунків, що базуються на статистичних даних, які різко не відрізняються, приведено в табл. 1.

Таблиця 1. Результати уточненого розрахунку параметрів емпіричного розподілення випадкової величини

Інтервал, мм/тис. год		Середина інтервалу x_i, мм/тис. год	Частота n_i, шт	Частість, n_i/N	$x_i \cdot n_i/N$, мм/тис. год	$(x-\overline{x})^2 \cdot n_i$
min	max					
0,0040	0,0050	0,0045	2	0,002886	0,008993	0,008438
0,0050	0,0063	0,0057	2	0,002886	0,011321	0,008138
0,0063	0,0079	0,0071	2	0,002886	0,014253	0,007768
0,0079	0,0100	0,0090	3	0,004329	0,026915	0,010973
0,0100	0,0126	0,0113	4	0,005772	0,045179	0,013528
0,0126	0,0158	0,0142	9	0,012987	0,127972	0,027454
0,0158	0,0200	0,0179	12	0,017316	0,214809	0,031888
0,0200	0,0251	0,0225	34	0,049062	0,766215	0,074832
0,0251	0,0316	0,0284	35	0,050505	0,992979	0,059062
0,0316	0,0398	0,0357	80	0,115440	2,857340	0,091035
0,0398	0,0501	0,0450	91	0,131313	4,091790	0,054557
0,0501	0,0631	0,0566	114	0,164502	6,453224	0,018803
0,0631	0,0794	0,0713	97	0,139971	6,912635	0,000319
0,0794	0,1000	0,0897	93	0,134199	8,343626	0,038198
0,1000	0,1259	0,1129	61	0,088023	6,889723	0,115407
0,1259	0,1585	0,1422	22	0,031746	3,128200	0,116407
0,1585	0,1995	0,1790	15	0,021645	2,685117	0,180044
Сума значень			N=676	1,00	$\overline{x}$ = 0,06445	0,8567 σ=0,0356

Визначення теоретичного закону розподілу швидкості зношування циліндрових втулок

Розрахунок показників закону нормального розподілу

Теоретична щільність розподілу в кожному розряді визначається за формулою:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(x_j - \overline{x})^2}{2\sigma^2}\right] \qquad (3)$$

Інтегральна функція розподілу в кожному розряді визначається за формулою:

$$F(x) = \int_0^x f(x)dx = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^x -\frac{(x_j - \overline{x})^2}{2\sigma^2} dx. \qquad (4)$$

Теоретична частота в кожному розряді:

$$n_j^{'} = f(x_j^{'}) \cdot N \cdot C \qquad (5)$$

Оскільки показники двопараметричного закону нормального розподілу наступні: $\overline{x} = 0{,}06445$, та σ = 0,0356, то теоретична щільність розподілу швидкості зносу циліндрових втулок набуде виду:

$$f(x) = \frac{1}{0{,}0356\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(x_j - 0{,}06445)^2}{2 \cdot 0{,}0356^2}\right] =$$

$$= 11{,}206 \exp\left[-\frac{(x_j - 0{,}06445)^2}{0{,}0025}\right]. \qquad (6)$$

Для всіх інтервалів випадкових значень швидкості зношування значення розрахунків за формулами (4) та (6) заносимо до табл.2.

Розрахунок показників закону Вейбулла-Гнєденко

Емпіричний розподіл апроксимуємо теоретичним розподілом Вейбулла-Гнєденко, параметри якого знаходимо за методом найменших квадратів.

Теоретична функція розподілу Вейбулла-Гнєденко має вигляд:

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{t_0}\right)^b\right], \qquad (7)$$

де t і b – параметри розподілу.

Таблиця 2. Визначення статистичних показників за нормальним розподілом швидкості зношування циліндрових втулок

№ інтервалу	Інтервал, мм/тис. год		Середина інтервалу x_i, мм/тис. год	Частота n_i, шт	Частість, n_i/N	z	$f(z)$	$\Phi(z)$	$P(x)$
	min	max							
1	0	0,02	0,01	32	0,047	-1,529	0,124	0,063	0,937
2	0,02	0,04	0,03	145	0,214	-0,968	0,250	0,166	0,834
3	0,04	0,06	0,05	186	0,275	-0,406	0,367	0,344	0,656
4	0,06	0,08	0,07	108	0,160	0,156	0,394	0,561	0,439
5	0,08	0,1	0,09	91	0,135	0,718	0,308	0,764	0,236
6	0,1	0,12	0,11	54	0,080	1,279	0,176	0,899	0,101
7	0,12	0,14	0,13	24	0,036	1,841	0,073	0,967	0,033
8	0,14	0,16	0,15	16	0,024	2,403	0,022	0,992	0,008
9	0,16	0,18	0,17	12	0,018	2,965	0,005	0,998	0,002
10	0,18	0,2	0,19	8	0,012	3,527	0,001	0,999	0,001

Перетворимо цю формулу в рівняння прямої лінії:

$$y = a_0 + b \cdot x, \tag{8}$$

де

$$y = \ln\left(\ln\frac{1}{1-F(t)}\right); \quad x = \ln t.$$

Коефіцієнти a_0 і b рівняння (8) визначаємо із системи нормальних рівнянь:

$$\begin{cases} n \cdot a_0 + b\sum x_i = \sum y_i \\ a_0 \sum x_i + b\sum x_i^2 = \sum x_i \cdot y_i \end{cases}. \tag{9}$$

Результати розрахунків зводимо в табл. 3.

Підставляємо отримані значення в систему (9):

$$\begin{cases} 10 \cdot a_0 - 25,752 \cdot b = 2,915 \\ -25,752 \cdot a_0 + 273,879 \cdot b = 4,657 \end{cases}$$

і знаходимо, що $a_0 = 4,432$; $b = 1,608$.

Після цього рівняння (8) має вигляд:

$$y = 4,432 + 1,608x.$$

В силу того, що один із параметрів розподілу знайдений: $b = 1,608$, то другий знаходимо з умови $y = 0$.

Тоді $a_0 + b \cdot x_0 = 0$, або $4,432 + 1,608 \cdot x_0 = 0$, звідки $x_0 = -2,756$, а $t_0 = \exp(-2,756) = 0,06355$.

Функція розподілу Вейбулла-Гнєденко має вигляд:

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{x_i}{0,06355}\right)^{1,608}\right]. \tag{10}$$

Розрахунки характеристики розподілу швидкості зношування циліндрових втулок за законом Вейбулла-Гнєденко приведено в табл. 4.

Перевірка гіпотез про вигляд функцій розподілу

Для визначення ступеня узгодженості теоретичного розподілу з емпіричним можливе використання критерію узгодженості Пірсона [5].

Статистикою критерію Пірсона служить величина:

$$\chi^2 = \sum_{j=1}^{e} \frac{(n_j - \mathrm{N} \cdot \mathrm{p}_j)^2}{N \cdot \mathrm{p}_j}, \tag{11}$$

де p_j – ймовірність потрапляння випадкової досліджуваної величини в j-й інтервал, що підраховується відповідно до гіпотетичного закону розподілу $F(x)$. Нульову гіпотезу про відповідність вибіркового розподілу теоретичному закону $F(x)$ перевіряють шляхом порівняння підрахованої за формулою (11) величини з критичним значенням χ^2_α, що знаходиться за табличними даними. Якщо виконується нерівність:

$$\chi^2 \le \chi^2_\alpha, \tag{12}$$

то нульову гіпотезу не відкидають. При невиконанні вказаної нерівності приймають альтернативну гіпотезу про належність вибірки невідомому розподілу.

Спочатку проведемо розрахунки перевірки гіпотези про нормальність розподілу швидкості зношування циліндрових втулок двигунів фірми MAN серії S70 і S80. Межі інтервалів виразимо через нормовану випадкову величину.

Для першого інтервалу приймаємо, що ліва його межа прагне до $-\infty$, а права має значення 0,02 мм/тис. год. Тоді координата правої межі першого інтервалу:

$$z_1 = \frac{x_1 - \bar{x}}{\sigma} = \frac{0,02 - 0,06445}{0,0356} = -1,249.$$

Таблиця 3. Результати розрахунків коефіцієнтів системи рівнянь

№ інтервалу	Середина інтервалу $x_{\text{ср}i}$, мм/тис. год	$F_{\text{імп}}$	$\frac{1}{1-F_{імп}}$	$y_i = \ln\left(\ln\frac{1}{1-F_{імп}}\right)$	$x_i = \ln x_{\text{ср}i}$	x_i^2	$x_i \cdot y_i$
1	0,01	0,047	1,05	-3,026	-4,605	21,208	13,937
2	0,03	0,262	1,35	-1,192	-3,507	12,296	4,180
3	0,05	0,537	2,16	-0,261	-2,996	8,974	0,783
4	0,07	0,697	3,30	0,177	-2,659	7,072	-0,470
5	0,09	0,831	5,93	0,577	-2,408	5,798	-1,388
6	0,11	0,911	11,27	0,885	-2,207	4,872	-1,952
7	0,13	0,947	18,78	1,076	-2,040	4,163	-2,195
8	0,15	0,970	33,80	1,259	-1,897	3,599	-2,388
9	0,17	0,988	84,50	1,490	-1,772	3,140	-2,640
10	0,19	0,999	1000,00	1,933	-1,661	2,758	-3,210
Сума параметрів:				2,915	-25,752	73,879	4,6568

Таблиця 4. Визначення статистичних показників за законом Вейбулла-Гнєденко розподілу швидкості зношування ЦВ

№ інтервалу	Інтервал, мм/тис. год		Середина інтервалу x_i, мм/тис. год	Частота n_i, шт	Частість, n_i/N	$F(x)$
	min	max				
1	0	0,02	0,01	32	0,047	0,0498
2	0,02	0,04	0,03	145	0,214	0,2585
3	0,04	0,06	0,05	186	0,275	0,4934
4	0,06	0,08	0,07	108	0,160	0,6891
5	0,08	0,1	0,09	91	0,135	0,8262
6	0,1	0,12	0,11	54	0,080	0,9107
7	0,12	0,14	0,13	24	0,036	0,9576
8	0,14	0,16	0,15	16	0,024	0,9813
9	0,16	0,18	0,17	12	0,018	0,9923
10	0,18	0,2	0,19	8	0,012	0,9970

Аналогічні розрахунки проводимо для всіх інших показників інтервалів.

Оцінка ймовірності потрапляння значень швидкості зношування у вказані інтервали представляє собою різницю значень функції Лапласа на правій та лівій межі. Якщо інтервали об'єднувались, то підраховують різницю значень функції на межі об'єднаного інтервалу.

Підставляємо відомі значення до (11), і отримуємо для першого інтервалу:

$$\frac{(n_j - \mathrm{N}\cdot \mathrm{p}_j)^2}{N\cdot \mathrm{p}_j} = \frac{(32 - 676\cdot 0{,}106)^2}{676\cdot 0{,}106} = 7{,}315.$$

Аналогічні розрахунки проводимо і для інших інтервалів. Результати розрахунків дають значення статистики χ^2=72,6.

Для $\alpha = 0{,}01$ та $k = 7$ знаходимо критичне значення $\chi^2_{0{,}01} = 18{,}5$. Оскільки умова (12) не виконується, то значить, що дослідні дані суперечать двопараметричному закону нормального розподілу, і таким чином, нульову гіпотезу відкидаємо. До аналогічного висновку приходимо і на підставі графічного аналізу.

Проведемо аналогічні розрахунки критерію узгодження Пірсона і для випадку можливості використання апроксимуючого закону Вейбулла-Гнєденко. Відмінність у методиці від попереднього розрахунку полягає у визначенні ймовірності потрапляння до інтервалу. Цей показник розраховується за виразом (10). Для першого інтервалу:

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{0{,}06355}\right)^{1{,}608}\right] =$$

$$1 - \exp\left[-\left(\frac{0{,}02}{0{,}06355}\right)^{1{,}608}\right] = 0{,}144.$$

Аналогічні підрахунки проводимо і для інших інтервалів. Сума показників останнього стовпчика дає значення статистики χ^2=13,94.

Приймаємо рівень значимості α = 0,01 та розрахуємо число ступенів свободи *k*:

$k = e_1 – m – 1 = 10 – 3 – 1 = 6$.

Оскільки закон Вейбулла-Гнєденко є трипараметричним, то m =3. За табличними даними [3-5] для α = 0,01 та k = 6 знаходимо критичне значення $\chi^2_{0,01} = 16,8$. Результати графічного аналізу прийнятого закону (рис. 2) теж демонструють задовільну відповідність теоретичного закону емпіричному.

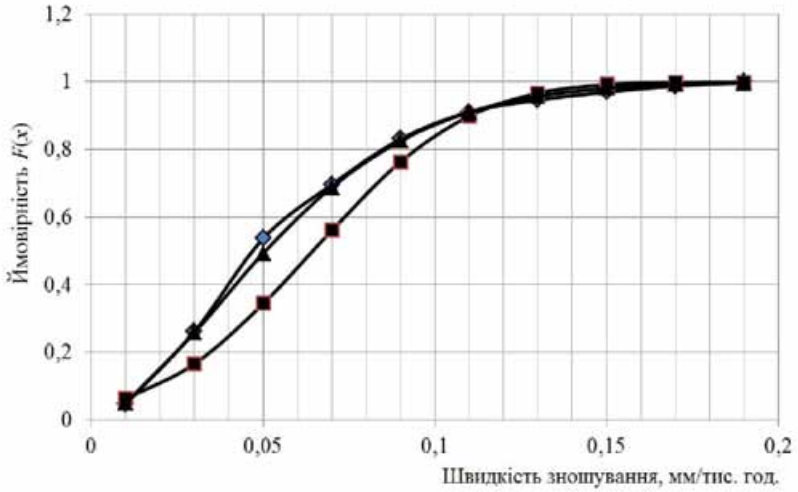


Рис. 2. Функції розподілу швидкості зношування циліндрових втулок:

♦ – емпірична функція; ▲ – функція закону Вейбулла-Гнєденко;
■ – функція закону нормального розподілу (закону Гауса)

Висновки

Швидкість зношування циліндрових втулок малообертових дизелів фірми MAN B&W серії S70 і S80 змінюється в широких межах від 0,01 мм/1000 год. до 0,2 мм/1000год. При проведені дослідження відкинуто значення швидкості зношування, що не відповідають дійсності. Встановлено, що серед запропонованих апроксимуючих статистичних функцій, таких як закон нормального розподілу та закон Вейбулла-Гнєденко, найбільш точно відображає розподіл досліджуваної випадкової величини закон Вейбулла-Гнєденко. Для прийнятого закону приведено інтегральну функцію, що дозволяє визначити ймовірність кожного конкретного значення швидкості зношування циліндрових втулок.

Список літератури:

1. Engine Management Concept Makes Significant Breakthrough / Diesel Facts. – 1/2011. – p.3. 2. Service Experience of MAN B&W Low Speed Diesel Engines. Two-stroke engines/MAN Diesel&Turbo, April, 2013. 3. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: справочник / Михаил Никитович Степнов. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с. 4. Решетов Д.Н. Надежность машин / [Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев]; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с. 5. Ефремов Л.В. Практика інженерного анали за надежности судовой техники / Леонид Владимирович Ефремов. – Л.: Судостроение, 1980. – 176 с.

Bibliography (transliterated):

1. Engine Management Concept Makes Significant Breakthrough / Diesel Facts. – 1/2011. – p.3. 2. Service Experience of MAN B&W Low Speed Diesel Engines. Two-stroke engines/MAN Diesel&Turbo, April, 2013. 3. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: справочник / Михаил Никитович Степнов. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с. 4. Решетов Д.Н. Надежность машин / [Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев]; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с. 5. Ефремов Л.В. Практика інженерного анали за надежности судовой техники / Леонид Владимирович Ефремов. – Л.: Судостроение, 1980. – 176 с.

Поступила в редакцию 18.06.2014

Савчук Володимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та загальноінженерної підготовки Херсонської державної морської академії, Херсон, Україна, e-mail: postsavchuk@gmail.com

АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ЦИЛИНДРОВЫХ ВТУЛОК ДВИГАТЕЛЕЙ ФИРМЫ MAN B&W СЕРИИ S70 И S80

В.П. Савчук

Произведен анализ надежности цилиндровых втулок малооборотных судовых дизельных двигателей производства фирмы MAN B&W серий S70MC и S80MC. Использованы статистические данные скорости изнашивания 696-ти цилиндровых втулок. Для определения вероятности возникновения предельно-допустимой скорости изнашивания рабочей поверхности цилиндровой втулки использованы статистические законы: нормального распределения и Вейбулла-Гнеденко, для которых определены параметры распределения. На основании использования критерия Пирсона установлено, что наиболее точно эмпирическому распределению скорости изнашивания соответствует аппроксимирующая функция закона Вейбулла-Гнеденко. Полученная аппроксимирующая функция позволяет установить реальные показатели долговечности, которые отвечают заданным показателям надежности цилиндровых втулок

THE ANALYSIS OF RELIABILITY OF CYLINDER LINERS OF ENGINES OF FIRM MAN B&W SERIES S70 AND S80

V.P.Savchuk

The analysis of reliability of cylinder liners on low speed marine diesel engines of production of firm MAN B&W series S70MC and S80MC is effected. 696 cylinder liners are used the statistical given wear rates. For definition of probability of origin of a maximum-permissible wear rate of a working surface of the cylinder liner was used statistical laws: Gaussian distribution and Vejbulla-Gnedenko for whom it is defined distribution parametres. On the basis of usage of criterion of Pirsona it was established that it is the most exact to empirical distribution of a wear rate to most precisely empirical distribution there matches approximating function of the law of Vejbulla-Gnedenko. The received approximating function allows to install real parameters of durability which answer the set parameters of reliability of cylinder liners.

УДК 621.431.3

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин

ВЛИЯНИЕ РЕГЕНЕРАЦИИ ЭНЕРГИИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ТЕПЛА МЕТАЛЛОГИДРИДНОЙ УСТАНОВКОЙ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Показано, что при утилизации тепла малооборотных ДВС КПД металлогидридной утилизационной установки непрерывного действия с регенерацией энергии может превысить 25%. Определены температурные напоры в регенерационном теплообменнике в зависимости от степени регенерации и температуры десорбции. Даны рекомендации по применению существующих гидридообразующих материалов. Показано, что КПД утилизационной установки составляет 25% в случае использования материала $ZrCrFe_{1,6}$ при P_{max}=15 МПа, P_{min}=0,5МПа, η_{PM}^{P}=0,9, η_{H}^{P}=0,9, r_t =0,8 $T_д$= 450 К.

Постановка проблемы. Двигатели внутреннего сгорания являются одним из наиболее эффективных преобразователей химической энергии топлива в механическую работу. Высокая надежность и эффективность привели к их широкому распространению на наземном и водном транспорте, в стационарной энергетике. Эффективность ДВС оценивается эффективным КПД, наибольшее значение которого достигнуто в малооборотных двигателях и составляет 45-51% [1, 2, 3]. Это значение близко к предельному на современном технологическом уровне. Одним из путей повышения эффективности малооборотных ДВС является утилизация их вторичных энергоресурсов с целью выработки механической энергии. К вторичным энергоресурсам ДВС традиционно относят тепловую энергию выхлопных газов, наддувочного воздуха, охлаждающей воды и циркуляционного масла. Особенностью тепла вторичных энергоресурсов малооборотного двигателя является низкий температурный уровень, который, как правило, не превышает 520 К.

Обзор публикаций. Использование принципов поглощения/выделения водорода гидридообразующим материалом позволило создать ряд гидридных машин: тепловые насосы [4], холодильные машины [5], компрессоры водорода [6]. Однако они работают циклически, что ведёт к снижению эффективности и увеличению массогабаритных показателей, по сравнению с непрерывно работающими машинами.

Известна возможность некоторых гидридных материалов поглощать водород, находясь в слое инертной к реакции адсорбции/десорбции жидкости [7, 8]. На этой основе появилась возможность создавать гидридные машины непрерывного действия, где гидридообразующий материал перекачивается между реакторами. Термодинамическому ана-

© М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин, 2014

лизу применения гидридной суспензии в тепловом насосе посвящена работа [9]. Более подробное описание тепломассообменных процессов приведено в [10]. В ряде работ теоретически исследованы процессы, происходящие в гидридных суспензиях при поглощении/выделении водорода [11, 12].

Благодаря использованию различных гидридообразующих материалов, температурный режим гидридной машины может быть согласован с температурным режимом вторичных энергоресурсов малооборотного ДВС, что позволит эффективно утилизировать низкопотенциальное тепло малооборотных ДВС [13]. Возможность использовать гидридные машины непрерывного для утилизации низкопотенциального тепла двигателя предложена в [14].

В металлогидридной утилизационной установке выявлена возможность повышения КПД путём регенерации тепловой энергии в регенерационном теплообменнике, и регенерации механической энергии – в гидравлической машине, приводящей подкачивающий насос (блок таких устройств назван турбонасосным агрегатом (ТНА)) [15].

Изложение основного материала. При утилизации тепла вторичных энергоресурсов малооборотного ДВС, источником тепла утилизационной металлогидридной установки (рис. 1) служит промежуточный теплоноситель, циркуляцию которого обеспечивает циркуляционный насос 8 последовательно через десорбер 9, утилизационные теплообменники отходящих газов 4 после утилизационного парогенератора 3, наддувочного воздуха 5 за турбокомпрессором 2 и охлаждающей жидкости 6 ДВС 1. В металлогидридной установке выделяют контуры циркуляции водорода и суспензии металлогидрида. Водород высокого давления, генерируется в десорбере 9, нагревается в перегревателе водорода 7, и поступает в турбогенератор 16, где происходит преобразование его потенциальной энергии в механическую энергию. Это сопровождается снижением давления и температуры потока водорода. Поток водорода низкого давления последовательно подогревается (в рассматриваемом варианте схемы) в охладителе наддувочного воздуха – 15, концевом охладителе 12 и поступает в сорбер 11. Здесь происходит поглощение водорода суспензией металлогидрида с низкой водородоёмкостью, сопровождаемое повышением водородоёмкости суспензии и выделением теплоты сорбции.

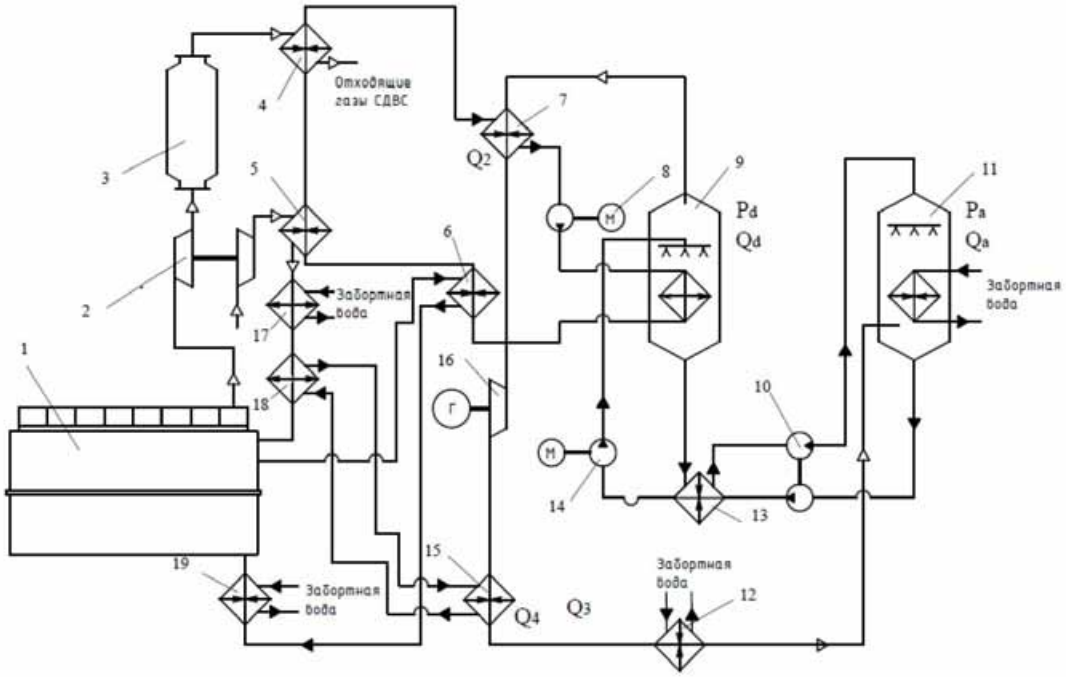


Рис. 1. Технологическая схема утилизации тепла ДВС:
1 - ДВС, 2 - турбокомпрессор, 3 – утилизационный парогенератор, 4, 5, 6 – утилизационные теплообменники отходящих газов, наддувочного воздуха и охлаждающей жидкости, 7 – перегревыватель водорода, 8 - циркуляционный насос промежуточного контура, 9 - десорбер, 10 - турбонасосный агрегат, 11 - сорбер, 12 - концевой охладитель, 13 - регенеративный теплообменник, 14 - питательный насос, 15 - охладитель, 16 – водородная расширительная машина, 17 - охладитель наддувочного воздуха 2-й ступени, 18 - охладитель наддувочного воздуха 3-й ступени, 19 - концевой охладитель жидкости

Суспензия металлогидрида, насыщенная водородом в сорбере 11, прокачивается насосной секцией турбонасосного агрегата 10, через холодную сторону регенеративного теплообменника 13 и питательным насосом 14 подаётся в десорбер 9. Здесь, за счет подвода теплоты десорбции, происходит выделение водорода из металлогидрида и снижение водородоёмкости суспензии, которая затем направляется через горячую сторону регенеративного теплообменника 13 и турбинную часть турбонасосного агрегата 10 в сорбер 11.

Достижение необходимой температуры охлаждающей жидкости ДВС осуществляется (при необходимости) в концевом охладителе жидкости 19.

Эффективность утилизационной установки определена по следующим зависимостям [15]:

$$\eta_e = \frac{N_{мех}}{Q_н + Q_д + Q_п};$$

$$N_{мех} = N_{рм} - N_{пс} - N_{нг} - N_{нх};$$

$$\ln P_a = \frac{\Delta H}{T_a R} + \frac{\Delta S}{R};$$

$$\ln P_d = \frac{\Delta H}{T_d R} + \frac{\Delta S}{R};$$

$$P_2 = P_д \nu_2;$$

$$P_3 = \frac{P_a}{\nu_3};$$

$$N_{рм} = \Delta G_H (H_H f(P_2, T_2) - H_H f(P_3, S_2))\eta_{вн};$$

$$N_{пс} = \Delta V_{сус}(P_д - P_a);$$

$$N_{нг} = \Delta V_{ГТ} \Delta P_Г;$$

$$\Delta V_{ГТ} = \frac{G_{ГТ}}{\rho_{ГТ}};$$

$$G_{ГТ} = \frac{Q_Г}{C_P^{ГТ}(T_{2Г} - T_{1Г})};$$

$$N_{нх} = \Delta V_{ХТ} \Delta P_Х;$$

$$\Delta V_{ХТ} = \frac{G_{ХТ}}{\rho_{ХТ}};$$

$$G_{ХТ} = \frac{Q_Х}{C_P^{ХТ}(T_{2Х} - T_{1Х})};$$

$$Q_н = (G_{МГ} C_P^{МГ} + G_{НОС} C_P^{НОС})(T_д - T_a);$$

$$c_{МГ} = \frac{G_H}{G_{МГ}};$$

$$Q_д = G_H \Delta H;$$

$$Q_п = G_H C_P^H (T_2 - T_д).$$

Известно, что КПД гидридной утилизационной установки без регенерации механической и тепловой энергии не превышает 8,3 % [15]. Эффективность таких установок может быть существенно повышена за счёт использования регенерации механической и тепловой энергии. Регенерация механической энергии позволяет уменьшить затраты на перекачку гидридной суспензии благодаря выработке дополнительной механической энергии в турбонасосном агрегате 10 (см. рис. 1). Регенерация тепловой энергии обеспечивает снижение количества подводимой тепловой энергии для нагрева суспензии перед десорбером за счёт охлаждения суспензии после десорбера. Это реализуется в дополнительном регенерационном теплообменнике 13.

Определение влияния регенерации на эффективность утилизационной установки основано на описанном выше алгоритме. Мощность турбинной секции ТНА:

$$N_{PM}^P = \Delta V_{сус}(P_д - P_a)\eta_{PM}^P.$$

Мощность насосной секции ТНА:

$$N_H^P = N_{PM}^P \eta_H^P = \Delta V_{сус}(P_д - P_a)\eta_{PM}^P \eta_H^P.$$

Влияния регенерации механической энергии рассмотрено в диапазоне значений коэффициентов полезного действия расширительной машины и насоса ТНА (η_{PM}^P, η_H^P) 0..0,9. При определении суммарной эффективной мощности утилизационной установки, значение N_H^P вычтено из мощности, необходимой для перекачки суспензии $N_{пс}$.

Определение влияния регенерации тепловой энергии на эффективность утилизационной установки проведено для степени регенерации тепла r_t:

$$r_t = \frac{Q_{под}}{Q_{отв}} = 0..0{,}9.$$

Значение температуры суспензии холодного контура после регенеративного теплообменника $T_{пр}$ и теплового напора в регенерационном теплообменнике $\Delta T_{рег}$:

$$T_{пр} = r_t(T_d - T_a) + T_a;$$

$$\Delta T_{рег} = T_d - T_{пр}.$$

Влияние регенерации энергии на эффективность металлогидридной установки непрерывного действия определено для материалов с удельной теплотой гидридобразования ΔH=10…40 МДж/(мольH_2) и температурой десорбции при давлении одна атмосфера T^*=270…320 К. Приняты ограничения ограничений по минимальному давлению P_{min}=0,5 МПа (точечная линия), максимальному давлению –P_{max}=15 МПа (пунктирная линия). Диапазон варьирования температуры десорбции $T_д$=350…500 К (рис.2). Результаты расчетов представлены в виде изоли-

ний КПД утилизационной установки для соотношений ΔH и T^*. Области допустимых сочетаний параметров отмечены серым цветом. Существующие гидридообразующие материалы обозначены крестообразными маркерами, химические формулы материалов, которые рационально использовать приведены по данным [16]. В качестве примера на рис. 2 приведены зависимости КПД утилизационной металлогидридной установки при ΔH =10…40 МДж/(мольH$_2$), T^*=270…320 К, степени регенерации тепловой энергии r_t=0,9 и КПД ТНА 0,9. Как следует из приведенных результатов, в указанных условиях максимально достижимый КПД утилизационной металлогидридной установки непрерывного действия несколько превышает 0,25.

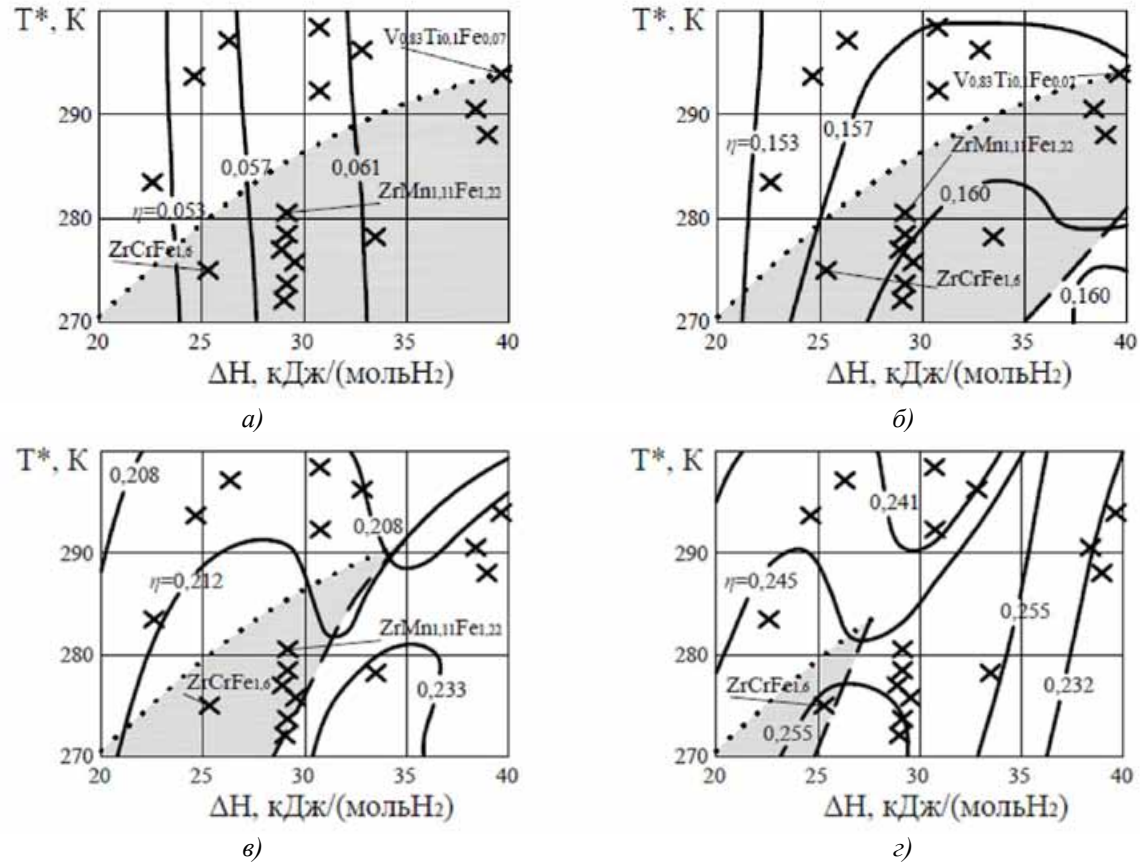


Рис. 2. КПД утилизационной металлогидридной установки непрерывного действия с r_t=0,9, КПД ТНА 0,9. Температура десорбции: а) Тд=350 К, б) Тд=400, в) Тд=450 К, г) Тд=500 К
x *– свойства существующих металлогидридов*

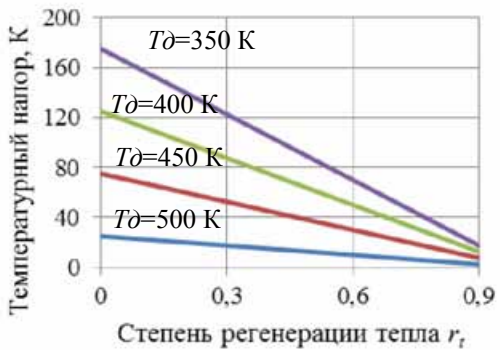
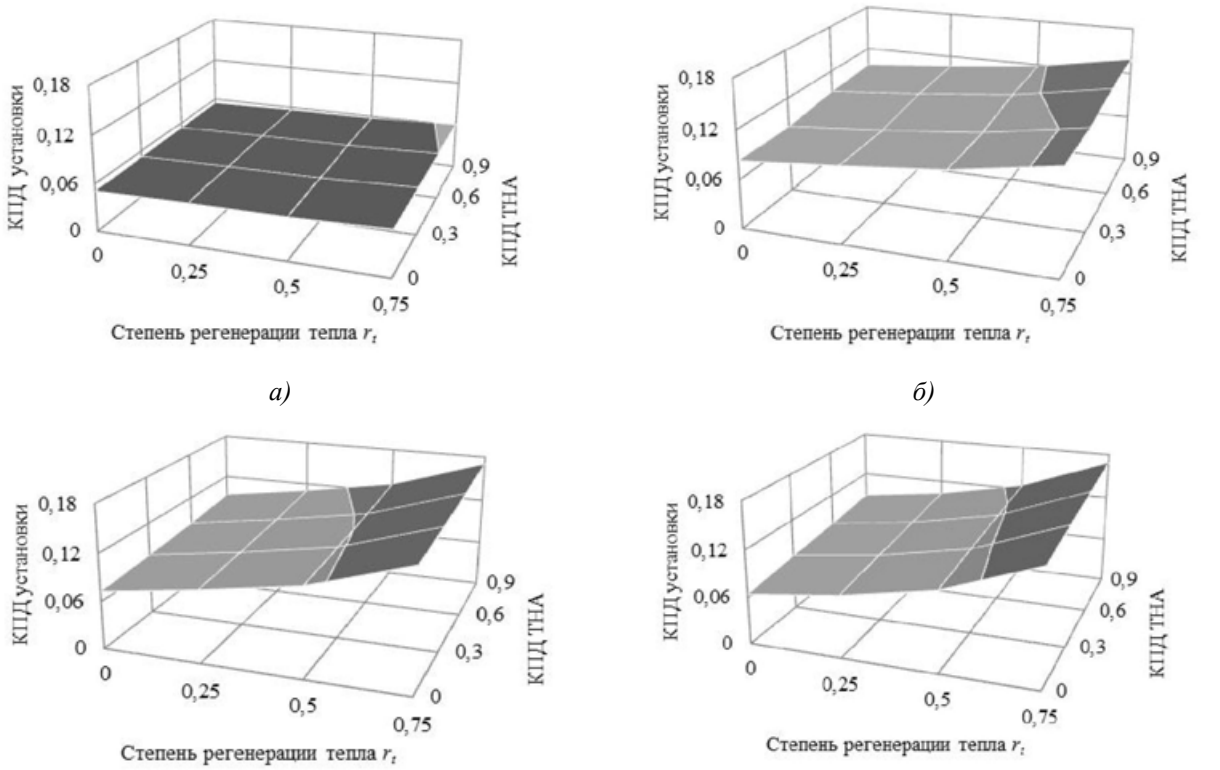


Рис. 3. Температурный напор в регенеративном теплообменнике в зависимости от степени регенерации r_t при различных температурах десорбции $T_д$

Значение температурного напора в регенеративном теплообменнике уменьшается с ростом степени регенерации (рис.3). Рационально ограничить его минимальное значение величиной ΔT=5 К, при этом максимально допустимое значение степени регенерации тепла составит r_t =0,9.

Влияние регенерации тепловой и механической энергии на КПД утилизационной металлогидридной установки непрерывного действия показано на рис. 4. Как следует из приведенных результатов, при изменении КПД ТНА от 0 до 0,9 КПД установки увеличивается на 1-3 % в зависимости от температуры десорбции. Влияние регенерации тепловой энергии более существенно. Так при изменении степени регенерации тепловой энергии r_t от 0 до 0,9 КПД утилизационной установки увеличивается на 14 %.



а) *б)*

в) *г)*

Рис. 4. Эффективность металлогидридной утилизационной установки непрерывного действия с регенерацией энергии при температурах десорбции $T_д$:
а) Тд=350 К, б) Тд=400, в) Тд=450 К, г) Тд=500 К

Выводы

1. Регенерация тепловой и механической энергии позволяет увеличить эффективность утилизации тепла в утилизационных установках непрерывного действия на 3 и 14 %, соответственно.

2. В условиях принятых ограничений (P_{max}=*15* МПа, P_{min}=*0,5* МПа, η_{PM}^{P}=0,95, η_{H}^{P}=0,95, r_t=0,9) рационально использовать максимальное значение температуры десорбции $T_д$ =450-500 К.

3. В указанных условиях использование материала $ZrCrFe_{1,6}$ позволит повысить КПД утилизационной установки 25 %.

Список литературы:

1. MAN Diesel & Turbo [Электронный ресурс] / http:// http://apps.mandieselturbo.com/ceas/client/erd. aspx.. 2. Wärtsilä [Электронный ресурс] / http://www.wartsila.com/en/marine-solutions/products/net 3. Mitsubishi heavy industries marine machinery & engine co. LTD [Электронный ресурс] / http://www.mhi-mme.com/ products/engine.html. 4. Srinivasa Murthy, S Metal hydride based cooling systems with hydrogen as working fluid [Text] / S. Srinivasa Murthy // 1st European Conference on Polygeneration. — Tarragona (Spain). — October 2007). — p.p. 199-215.5. Иньков, А.П. Абсорбционные холодильные металлогидридные машины [Текст] / А.П. Иньков // Холодильная техника. — 1992, № 6. — С. 13-15. 6. Соловей В.В. Повышение эффективности водородных термосорбционных компрессоров / В.В. Соловей, Н.А. Черная // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2005. – № 2 (2). – С. 98-101. 7. Reylly, J.J. The kinetics of the absorption of hydrogen by LaNi5Hx — n-undecane suspensions [Text] / J.J. Reylly, J.R. Johnson // Journal of the Less-Common metals, № 104. — 1984. — p.p. 175-190. 8. Gamo, T. Kinetics of the absorption of hydrogen by LaNi5Hx suspended in aqueous solutions [Text] / T. Gamo, J.R. Johnson, J.J. Reylly // Journal of the Less-Common metals, № 131. — 1987. — p.p. 81-85. 9. Kim, K.J. Heat-driven hydride slurry heats pumps [Text] / K.J. Kim, K.T. Feldman, A. Razani // Refrig , Vol.20, № 5. — 1997. — p.p. 339-351. 10. Beenackers, A.A.S.M. Mass transfer in gas-liquid slurry reactors [Text] / A.A.S.M. Beenackers, W.P.M. Van Swaaij // Chemical Engineering Science , Vol.48, № 18. — 1993. — p.p. 3109-3139. 11. Holstvoogd, R.D. Penetration model for gas absorption with reaction in a slurry containing fine insoluble particles [Text] / R.D. Holstvoogd. K.J. Ptasinski. W.P.M. van Swaaij // Chemical Engineering Science, Vol. 41, No. 4, pp. 867-873, 1986. 12. Snijder, E.D. Theoretical study on hydrogenation catalysts containing a metal hydride as additional hydrogen supply [Text] / E.D. Snijder, G.F. Versteeg, W.P.M. Van Swaaij, // Chemical Engineering Science, Vol. 47, №13/14, 1992 – p.p. 3809-3816. 13 Тимошевский, Б.Г. Эффективность гидридных систем в составе судовых энергетических установок [Текст]: дис. доктор тех. наук : 05.08.05 / Тимошевский Борис Георгиевич. - Николаев, 1991.- 428 с. 14. Патент України 96083354. Металогідридна енергетична установка [Текст] / Б.Г.Тимошевський, М.Р.Ткач — № 28033; заявл. 27.08.1996; опубл. 16.10.2000, Бюл №5. 15. Ткач М.Р.

Эффективность утилизации низкопотенциального тепла металлогидридными установками непрерывного действия [Текст] / М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевский, С.М. Доценко, Ю.Н. Галынкин // Двигатели внутреннего сгорания. – 2014. – №1. – С.35-41. 16.Timoshevsky, B.G. Hydrogen Materials science and Chemistry of Metal hydrides [Text] / B.G. Timoshevsky, M.R. Tkach // 5th International conference, Katsiveli, 1997.

Bibliography (transliterated):

1. MAN Diesel & Turbo [EHlektronnyj resurs] / http:// http://apps.mandieselturbo.com/ceas/client/erd. aspx..2. Wärtsilä [EHlektronnyj resurs] / http://www.wartsila.com/en/marine-solutions/products/net 3. Mitsubishi heavy industries marine machinery & engine co. LTD [EHlektronnyj resurs] / http://www.mhimme.com/ products/engine.html. 4. Srinivasa Murthy, S Metal hydride based cooling systems with hydrogen as working fluid [Text] / S. Srinivasa Murthy // 1st European Conference on Polygeneration. — Tarragona (Spain). — October 2007). — p.p. 199-215.5. In'kov, A.P. Absorbcionnye holodil'nye metallogidridnye mashiny [Tekst] / A.P. In'kov // Holodil'naya tekhnika. — 1992, № 6. — s.s. 13-15. 6. Solovej V.V., CHernaya N.A. Povyshenie ehffektivnosti vodorodnyh termosorbcionnyh kompressorov // Kompressornoe i ehnergeticheskoe mashinostroenie. – 2005. – № 2 (2). – S. 98-101. 7. Reylly, J.J. The kinetics of the absorption of hydrogen by LaNi5Hx — n-undecane suspensions [Text] / J.J. Reylly, J.R. Johnson // Journal of the Less-Common metals, № 104. — 1984. — p.p. 175-190. 8. Gamo, T. Kinetics of the absorption of hydrogen by LaNi5Hx suspended in aqueous solutions [Text] / T. Gamo, J.R. Johnson, J.J. Reylly // Journal of the Less-Common metals, № 131. — 1987. — p.p. 81-85. 9. Kim, K.J. Heat-driven hydride slurry heats pumps [Text] / K.J. Kim, K.T. Feldman, A. Razani // Refrig , Vol.20, № 5. — 1997. — p.p. 339-351. 10. Beenackers, A.A.S.M. Mass transfer in gas-liquid slurry reactors [Text] / A.A.S.M. Beenackers, W.P.M. Van Swaaij // Chemical Engineering Science , Vol.48, № 18. — 1993. — p.p. 3109-3139. 11. Holstvoogd, R.D. Penetration model for gas absorption with reaction in a slurry containing fine insoluble particles [Text] / R.D. Holstvoogd. K.J. Ptasinski. W.P.M. van Swaaij // Chemical Engineering Science, Vol. 41, No. 4, pp. 867-873, 1986. 12. Snijder, E.D. Theoretical study on hydrogenation catalysts containing a metal hydride as additional hydrogen supply [Text] / E.D. Snijder, G.F. Versteeg, W.P.M. Van Swaaij, // Chemical Engineering Science, Vol. 47, №13/14, 1992 – p.p. 3809-3816. 13 Timoshevskij, B.G. EHffektivnost' gidridnyh sistem v sostave sudovyh ehnergeticheskih ustanovok [Tekst]: dis. doktor tekh. nauk : 05.08.05 / Timoshevskij Boris Georgievich. - Nikolaev, 1991.- 428 s. 14. Patent Ukraïni 96083354. Metalogidridna energetichna ustanovka [Tekst] / B.G.Timoshevs'kij, M.R.Tkach — № 28033; zayavl. 27.08.1996; opubl. 16.10.2000, Byul №5. 15. Tkach M.R. EHffektivnost' utilizacii nizkopotencial'nogo tepla metallogidridnymi ustanovkami nepreryvnogo dejstviya [Tekst] / // Dvigateli vnutrennego sgoraniya M.R. Tkach, B.G. Timoshevskij, S.M. Docenko, YU.N. Galynkin, 2014 (in press). 16.Timoshevsky, B.G. Hydrogen Materials science and Chemistry of Metal hydrides [Text] / B.G. Timoshevsky, M.R. Tkach // 5th International conference, Katsiveli, 1997.

Поступила в редакцию 10.06.2014

Ткач Михаил Романович – доктор техн. наук, проф., зав. кафедры теоретической механики Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: mykhaylo.tkach@gmail.com.

Тимошевский Борис Георгиевич – доктор техн. наук, проф., зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Наци-онального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: btym@mksat.net.

Доценко Сергей Михайлович – канд. техн. наук, доцент, директор Первомайского политехнического института Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Первомайск, e-mail: admin@ppi.net. ua.

Галынкин Юрий Николаевич – аспирант кафедры Двигателей внутреннего сгорания Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, Украина, e-mail: MerchikDVS@yandex.ru.

ВПЛИВ РЕГЕНЕРАЦІЇ ЕНЕРГІЇ НА ЄФЕКТИВНІСТЬ УТИЛІЗАЦІЇ НІЗЬКОПОТЕНЦІЙНОГО ТЕПЛА МЕТАЛЛОГІДРОДНОЮ УСТАНОВКОЮ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

М.Р. Ткач, Б.Г. Тимошевський, С. М. Доценко, Ю.М. Галинкін

Показано, що при утилізації тепла малообертових ДВЗ ККД металогідридної утилізаційної установки безперервної дії з регенерацією енергії може перевищити 25%. Регенерація теплової енергії дозволила підвищити ККД установки на 14%, а механічної енергії на валу двигуна – ще на 3%, залежно від температури десорбції. Визначено температурні напори в регенераційному теплообміннику залежно від ступеня регенерації і температури десорбції. Дано рекомендації щодо застосування існуючих металогідридних матеріалів. Встановлено, що ККД утилізаційної установки становить 25% у випадку застосування матеріалу $ZrCrFe_{1,6}$ при P_{max} = 15 МПа, P_{min} = 0,5 МПа, $\eta_{РМР}$ = 0,9, $\eta_{НР}$ = 0,9, r_t = 0,8 $Т_Д$ = 450 К.

INFLUENCE OF THE ENERGY RECUPERATION ON LOW-GRADE HEAT RECOVERY IN THE METAL-HYDRIDE INSTALLATION OF CONTINUOUS OPERATION

M.R. Tkach, B.G. Tymochevskyy, S.M. Dotsenko, J.N. Halynkin

It is shown that the heat recovery efficiency for the low-speed ICE based on metal-hydride equipment of the continuous operation and energy recuperation can exceed 25%. Thermal energy recuperation has allowed to increase the efficiency of the installation on 14%, and mechanical energy on the engine crankshaft additionally on 3%, depending on desorption temperatures. It is defined the temperature gradients in the recuperation heat exchanger depending on the range of the recuperation and desorption temperature. It is proposed recommendations on the use of existing metal hydride materials. It is obtained that heat recovery efficiency is 25% if material $ZrCrFe_{1,6}$ is used, and P_{max} =15 MPa, P_{min}= = 0.5 MPa $\eta_{РМР}$ = 0.9 $\eta_{НР}$ = 0,9, r_t = 0,8 $Т_Д$ = 450 K.

УДК 621.432 (621.435, 62-144)

Н. А. Ткачук, О. В. Веретельник, А. В. Грабовский, С. А. Кравченко, С. Ю. Белик

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕТАЛЕЙ ДВС, ИЗГОТОВЛЕННЫХ С ПРИМЕНЕНИЕМ КОМБИНИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

В работе описан общий подход и решение актуальной задачи совершенствования математических и численных моделей для исследования НДС и условий контактного взаимодействия элементов машиностроительных конструкций с учетом наличия тонкого слоя оксидированного материала и дискретного упрочнения поверхности ответной детали. Представлены результаты численных и экспериментальных исследований деталей ДВС, изготовленных с применением комбинированных технологий.

Введение. Для повышения трибомеханических характеристик деталей ДВС, находящихся в условиях подвижного контакта, применяется большое количество технологических способов модификации их приповерхностных слоев. Для оценки влияния данных способов модификации требуется проводить исследование физико-механических процессов и состояний аналитическими, численными и экспериментальными методами. В частности, представляет интерес исследование контактного взаимодействия на микроуровне деталей, изготовленных с применением технологий дискретного упрочнения и гальвано-плазменного преобразования трущихся поверхностей высоконагруженных пар (т. н. комбинированной технологии) [1-4]. В данной статье это осуществлено без снижения общности на примере элементов пары "коленчатый вал - вкладыш".

При численном исследовании напряженно-деформированного состояния получаемой пары деталей, обработанных методами дискретного упрочнения и корундирования, соответственно, использовался подход и математическая модель, предложенные в статье [1]. На этой основе для механической системы, представленной на рис. 1, разработана конечно-элементная модель, содержащая представительный объем (рис. 2). Данный объем (ячейка) дает возможность на микроуровне промоделировать напряженно-деформированное состояние взаимодействующих тел, распределение контактных давлений, оценить трение и износ в сопряжении деталей, переведя исследования на реальный макромасштаб.

Постановка задачи. При задании механических свойств корундового слоя учитывалось влияние двух факторов: микрогеометрии выступов-впадин на поверхности слоя и его пористость. В зависимоти от режимов технологического процесса эти величины могут изменяться в достаточно широких пределах. Для расчетных исследований используемые материалы имели модули упругости $E_2 = 3{,}45 \cdot 10^{11}$ Па, остальные материалы имели свойства $E_1 = 7 \cdot 10^{10}$ Па, $E_3 = 2{,}1 \cdot 10^{11}$ Па (высоколегированная сталь). $E_4 = 1{,}1 \cdot 10^{11}$ Па (чугун), жесткое основание – моделировалось как жесткое закрепление.

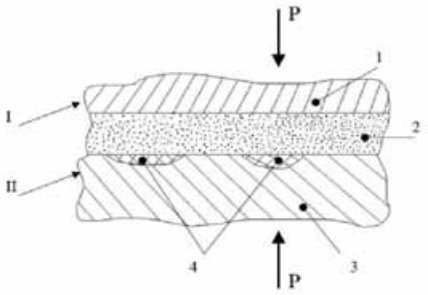


Рис. 1. Схема контактного взаимодействия деталей:
I – деталь из сплава АК4 (1), упрочненная путем гальвано-плазменного преобразования поверхности с образованием корундового слоя (2); II – деталь (основной материал – сталь, чугун (3)), обработанная методом дискретного упрочнения (ДУЗ – дискретно-упрочненная зона (4))

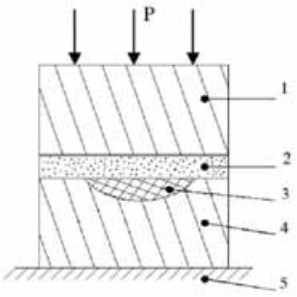


Рис. 2. Схема модели представительной ячейки механической системы: 1 – АК4; 2 – слой Al_2O_3; 3 – ДУЗ; 4 – основной материал, 5 – основа (жесткое основание)

На рис. 3 представлена геометрическая и конечно-элементная модели (конечно-элементная модель насчитывала 200 тыс. гексагональных элементов) представительной ячейки механической системы, а также геометрическая модель с прило-

© Н. А. Ткачук, О. В. Веретельник, А. В. Грабовский, С. А. Кравченко, С. Ю. Белик , 2014

женными внешними нагрузками (прикладываемая нагрузка – давление 100 МПа).

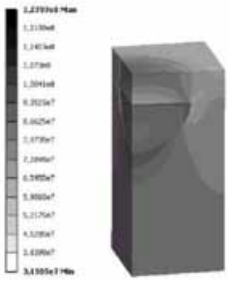
По итогам расчетов определялись поля распределения компонент напряженно-деформированного состояния и контактные давления в рассматриваемой области контактного взаимодействия элементов системы. Ниже на рис. 4 представлены эквивалентные напряжения и контактные давления для элементов системы.

Нижняя часть модели (ДУЗ и основной материал)

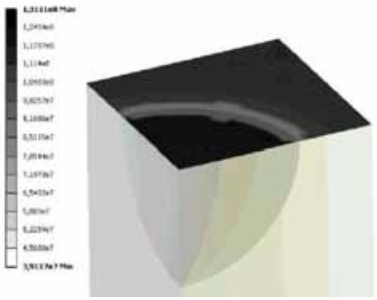
Конечно-элементная модель нижней части (ДУЗ и основной материал)

Прикладываемая нагрузка

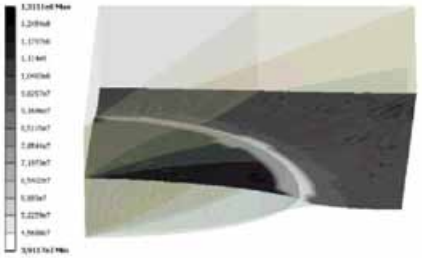
Рис. 3. Геометрическая (нижняя часть модели: ДУЗ и основной материал) и конечно-элементная модели, модель с приложенной нагрузкой



Эквивалентные напряжения (слой Al_2O_3, ДУЗ, основной материал)



Контактные давления

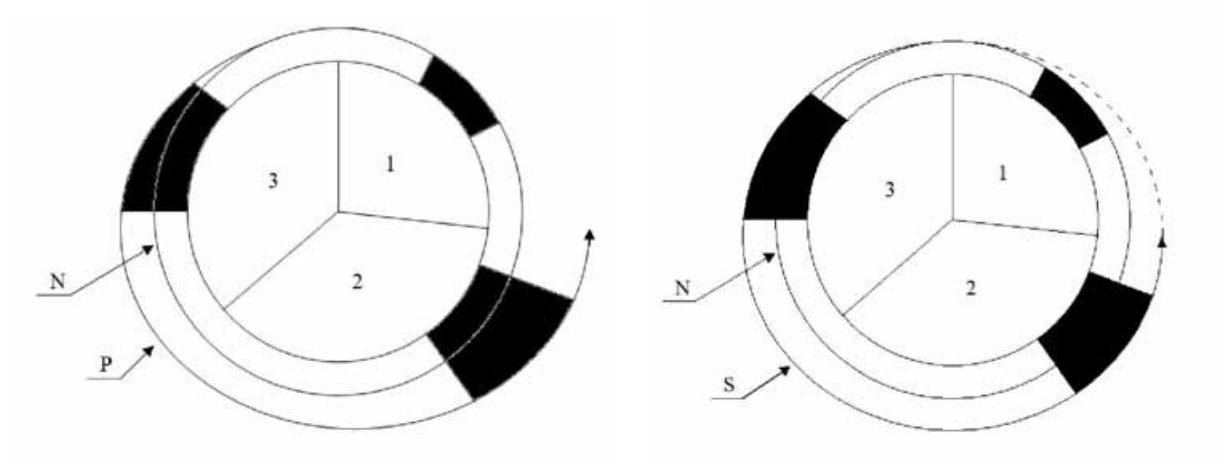


Контактные давления (в масштабе, с 1500 кратным увеличением степени деформирования)

Рис. 4. Эквивалентные напряжения по von-Mises и контактные давления

Из анализа представленных данных видно (см. рис. 4), что в области ДУЗ (см. рис.1) наблюдается более высокий уровень контактных давлений, чем в области контактирования с основным материалом детали *II* . Соответственно, если в паре "корундовый слой – сталь" коэффициент трения ниже, чем в паре "корундовый слой – основной материал детали *II* ", то при их взаимном движении возникает два эффекта. Первый связан с уменьшением суммарной величины трения в сопряжении деталей *I* и *II* (оценочно – в 1,2-1,8 раза). Второй определяет понижение износа, что объясняется более низкой интенсивностью износа высоколегированной стали по сравнению с чугуном.

Еще одним важным обстоятельством является механизм обеспечения устойчивого благоприятного комплексного эффекта от взаимодействия факторов "распределение контактного давления" – "трение" – "износ". В традиционных технологиях данная линейная последовательность факторов находится в "положительной" обратной связи: наличие значительных контактных давлений в сопряжении взаимно движущихся деталей приводит к касательным силам трения, которые вызывают износ; при износе, как указывалось выше, растут нагрузки, что, в свою очередь, приводит к росту контактных давлений и т.д. В результате получаем циклически прогрессирующий процесс по "спирали" *P* (рис. 5, А), который удаляется от номинального (исходного цикла) в процессе эксплуатации. В противовес этой тенденции для предложенной технологии реализуется также иная, конкурирующая тенденция (см. рис. 5, В).



а) *б)*

Рис. 5. Механизмы развития процессов контактного взаимодействия (КВ), трения (Т) и износа (И): а) – традиционные технологии; б) – предложенная технология; 1 – Контактное взаимодействие; 2 – износ, 3 – трение

В этом случае действие усилий трения вызывает рост износа основного материала 4 по сравнению с износом материала ДУЗ 3. При этом материал корундового слоя 2 при достижении приработочного предела в дальнейшем изнашивается слабо. В этих условиях происходит перераспределение контактных давлений преимущественно на область ДУЗ, общая сила трения растет медленнее, сила трения в зоне сопряжения с основным материалом уменьшается, что приводит к уменьшению его износа. Таким образом, реализуется сценарий "отрицательной" обратной связи, и развитие процессов идет по линии S, которая удаляется от линии N медленнее, чем P (см. рис. 5). В определенных условиях это может приводить к превращению S в практически стабильную окружность, что означает реализацию установившихся процессов "контактное взаимодействие–трение–износ".

Естественно, что в реальных условиях действительные процессы сочетают тенденции A и B (см. рис. 5). Однако важен сам механизм стабилизации B, поскольку он характеризует тенденцию к установившемуся самоповторению исследованных процессов, а не их интенсификации (что характерно для традиционных процессов обработки поверхностных слоев материалов двигателей ДВС).

Первичные оценки материалов полученных результатов дают рекомендации относительно выбора параметров технологического процесса: относительная площадь ДУЗ – 65-75%, толщина корундового слоя до 0,1 мм; пористость – 10-20 %.

Экспериментальные исследования. Для проведения испытаний на износостойкость при трении скольжения в условиях граничной смазки и смазки с абразивом были изготовлены опытные образцы из материалов "колодка" – вкладыша и "диск" – коленчатого вала.

"Диск" был изготовлен из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, поверхность которого была упрочнена методом электроискрового упрочнения с последующим шлифованием до шероховатости, соответствующей $R_a = 0{,}63 - 0{,}32$ мкм.

"Колодка" изготавливалась из сталеалюминиевой полосы с алюминиевой поверхностью АМО1-20, которая была модифицирована гальвано-плазменным методом на глубину порядка 0,03 мм. Поверхность "колодки" шлифовке не подвергалась.

Режим испытаний моделировали условия работы шатунно-поршневой группы двигателя.

Испытания проводились на машине трения 2070 СМТ-1 при скорости скольжения 1,3 м/с. Использованы стандартные образцы: "диск" диаметром 50 мм, ширина 12 мм; "колодка" с площадью рабочей поверхности $2 \cdot 10^{-4}$ $м^2$.

Схема испытаний приведена на рис. 6.

В результате испытаний также определялся коэффициент трения (f_{TP}) и было установлено, что, несмотря на повышенную твердость "колодки", введение диспергированной добавки оксидов магния в модифицированный приповерхностный слой вкладыша из АМО1-20 приводит к снижению коэффициента трения при граничной смазке во всем исследованном диапазоне нагрузок, что может быть связано с улучшением процессов микроприработки рабочей поверхности вала с образованием на его поверхности аморфированного слоя [1, 5-7].

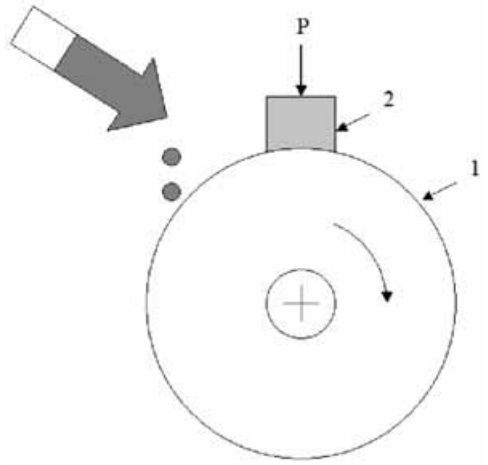


Рис. 6 Схема испытаний на машине трения 2070 СМТ-1
1 – подвижный образец "диск", 2 – неподвижный образец "колодка"

Полученные результаты испытаний (Таблица 1) могут свидетельствовать об изменении характера приработочных процессов в результате существенного изменения свойств приповерхностного слоя исследуемых образцов вкладышей. Как известно [1, 5-7], приработка сталеалюминиевых вкладышей состоит в переносе мягкой структурной составляющей антифрикционного сплава (олова) на сопрягаемую поверхность вала, что фактически не исправляет его макрогеометрию в процессе приработки.

При наличии на рабочей поверхности вкладыша корундового слоя, образованного в результате гальвано-плазменной обработки, в процессе приработки сопряжения коленвал–вкладыш, прежде всего, исправляется макрогеометрия рабочей поверхности коленчатого вала. При этом также происходит полировка и процессы микроприработки с образованием аморфизированных приповерхностных рабочих слоев, обеспечивающих высокие антифрикционные характеристики сопряжения. Наличие тонкого оксидно-корундового слоя на рабочей поверхности вкладыша в процессе приработки за счет пониженной теплопроводности корундового слоя дает возможность уменьшения относительно больших зазоров на масло, принятых при установке вкладыша коленчатого вала с антифрикционным слоем из алюминиевого сплава [6, 7]. Уменьшение величины гарантированного зазора повышает давление в системе смазки дизеля, снижает потери на трение, температуру головки поршня, шум при работе дизеля, также способствует увеличению ресурса узла коленчатый вал – вкладыш и поршень – гильза до капитального ремонта.

Таблица 1. Результаты испытаний по определению весового износа

Материал и покрытие "колодки"	Износ "колодки", см 10^{-4}	Износ "диска", см 10^{-4}
АМО1-20	7,5 (2,5 мкм/час)	0,07 (0,023 мкм/час)
АМО1-20 + МДО	3,4 (1,1 мкм/час)	0,20 (0,07 мкм/час)

Заключение. По результатам исследований можно сделать следующие выводы:

1. Численное моделирование процессов контактного взаимодействия, трения и износа продемонстрировало наличие механизма их стабилизации в системе сопряженных деталей, обработанных методами дискретного упрочнения и корундирования. Так, применение пары трения – сталеалюминиевые вкладыши из АМО1-20 с корундовым слоем и коленчатый вал, изготовленный из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, поверхности коренных и шатунных шеек которого упрочнены методом дискретного упрочнения, существенно повышает стойкость пары к задирообразованию.

2. При образовании на рабочей поверхности вкладыша такого корундового слоя, твердость которого существенно превышает твердость поверхности шеек коленчатого вала, в процессе приработки сопряжения коленчатый вал – вкладыш, прежде всего исправляется макрогеометрия рабочей поверхности шеек коленчатого вала. Введение дисперсно-легированной добавки оксида магния в модифицированный приповерхностный слой вкладыша АМО1-20 приводит к снижению коэффициента трения при граничной смазке во всем исследованном диапазоне нагрузок, что связано с улучшением процессов микроприработки рабочей поверхности шеек коленчатого вала с образованием на их поверхности аморфизированного слоя.

3. Результаты проведенных численных исследований и экспериментальных испытаний свидетельствуют о целесообразности применения гальвано-плазменной обработки сталеалюминиевых вкладышей в паре с чугунным коленчатым валом, шейки которого упрочнены методом дискретного упрочнения. При этом на микроуровне наблюдается сильная неравномерность в распределении контактных давлений, уровень которых в зоне дискретного упрочнения выше, чем в неупрочненной зоне. Это, безусловно, является положительным фактором, приводящим к интегральному повышению трибомеханических характеристик пары контактирующих деталей. Эти выводы справедливы не

только для исследованной пары, но и для широкого множества пар трущихся деталей.

4. Применение исследованных методов модифицирования рабочей поверхности вкладыша и упрочнения шеек коленчатого вала позволит снизить относительно высокие зазоры на масло, принятые при установке сталеалюминиевых вкладышей.

В дальнейшем предполагается применить предложенные подходы к исследованию контактного взаимодействия различных деталей, изготавливаемых с применением комбинированных технологий.

Список литературы:

1. Шпаковский В. В. Снижение коэффициента трения коленчатый вал вкладыш двигателей магистральных тепловозов применением дискретного упрочнения и гальваноплазменной обработки / В. В. Шпаковский, С. А. Кравченко, А. К. Олейник // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – №1 – С. 98-101. 2. Гончаров В.Г. Підвищення ресурсу транспортної техніки удосконаленням технології ремонту колінчастих валів: Автореф. канд. техн. наук: 05.22.20 / В.Г. Гончаров: Харківський національний автомобильно-дорожный ун-т. –Х.: 2008. 3. Белик С.Ю. Оценка механических потерь автотракторных дизелей с газотурбинным наддувом: дисс. канд. техн. наук : 05.05.03 / Белик Сергей Юрьевич. – Харьков. – 2013. – 178 с. 4. Шпаковский В.В. Научно технические основы улучшения показателей ДВС применением поршней с корундовым слоем // дис. доктора техн. наук : 05.05.03 / Шпаковский Владимир Васильевич. – Харьков, 2010. – 425 с. 5. Дьяченко С. С. Исследование ремонтопригодности тепловозного коленчатого вала / С. С. Дьяченко, Б. В. Савченко, И. Г. Гончаров, И. В. Понамаренко, С. И. Аксенова, В. М. Сапожников // Локоматив-информ. – 2007. август.– С. 16-17. 6. Буше Н. А. Подшипниковые сплавы / Буше Н. А. – М.: Транспорт, 1967.– 224 с. 7. Буше Н. А. Трение, износ и усталость в машинах (транспортная техника) / Буше Н. А. – М.: Транспорт, 1987.– 223 с.

Bibliography (transliterated):

1. Shpakovskiy V. V. Snizhenie koeffitsienta tre-niya kolenchatyiy val vkladyish dvigateley magist-ralnyih teplovozov primeneniem diskretnogo up-rochneniya i galvanoplazmennoy obrabotki / V. V. Shpakovskiy, S. A. Kravchenko, A. K. Oleynik // Dvigateli vnutrennego sgoraniya. – 2013. – №1 – S. 98-101. 2. Goncharov V.G. PIdvischennya resursu transportnoYi tehnIki udoskonalennyam tehnologIYi remontu kolInchastih vallv: Avtoref. kand. tehn. nauk: 05.22.20 / V.G. Goncharov: HarkIvskiy natsIonalniy avtomobilno-dorozhnyiy un-t. –H.: 2008. 3. Belik S.Yu. Otsenka mehanicheskih poter avto-traktornyih dizeley s gazoturbinnyim nadduvom: diss. kand. tehn. nauk : 05.05.03 / Belik Sergey Yurevich. – Harkov. – 2013. – 178 s. 4. Shpakovskiy V.V. Nauchno tehnicheskie osnovyi uluchsheniya pokaza-teley DVS primeneniem porshney s korundovyim sloem // dis. doktora tehn. nauk : 05.05.03 / Shpakovskiy Vladimir Vasilevich. – Harkov, 2010. – 425 s. 5. Dyachenko S. S. Issledovanie remontopri-godnosti teplovoznogo kolenchatogo vala / S. S. Dyachenko, B. V. Savchenko, I. G. Goncharov, I. V. Ponamarenko, S. I. Aksenova, V. M. Sapozhnikov // Lokomativ-inform. – 2007. avgust.– S. 16-17. 6. Bushe N. A. Podshipnikovyie splavyi / Bushe N. A. – M.: Transport, 1967.– 224 s. 7. Bushe N. A. Trenie, iznos i ustalost v mashinah (transportnaya tehnika) / Bushe N. A. – M.: Trans-port, 1987.– 223 s.

Поступила в редакцию 26.06.2014

Ткачук Николай Анатольевич – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой ТММиСАПР Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

Веретельник Олег Викторович – младший научный сотрудник кафедры ТММиСАПР Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

Грабовский Андрей Владимирович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры ТММиСАПР Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

Кравченко Сергей Александрович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина,e-mail: dvskhpi@rambler.ru.

Белик Сергей Юрьевич – канд. техн. наук, младший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ДЕТАЛЕЙ ДВЗ, ВИГОТОВЛЕНИХ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ КОМБІНОВАНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Н. А. Ткачук, О. В. Веретельник, А. В. Грабовский, С. А. Кравченко, С. Ю. Белик

У роботі описаний загальний підхід і вирішення актуальної задачі вдосконалення математичних і чисельних моделей для дослідження НДС та умов контактної взаємодії елементів машинобудівних конструкцій з урахуванням наявності тонкого шару оксидованого матеріалу і дискретного зміцнення поверхні відповідної деталі. Представлені результати чисельних і експериментальних досліджень деталей ДВЗ, виготовлених із застосуванням комбінованих технологій.

NUMERICAL SIMULATION OF CONTACT INTERACTION OF PARTS OF ENGINE MANUFACTURED BY USING THE COMBINED TECHNOLOGY

N. Tkachuk, O. Veretelnik A. Grabowski, S. Kravchenko, S. Belik

In this paper we describe the general approach and solve the urgent task of improving the mathematical and numerical models for the study of VAT and conditions of contact interaction of elements of engineering structures based on the availability of a thin layer of oxidized material and surface hardening response of discrete parts. The results of numerical and experimental studies of the internal combustion engine was made using combined technologies.

УДК 621.436

В.А. Пылев, А.В. Белогуб, И.А. Нестеренко, А.Ю. Федоров, Р. Ариан, В.А. Хижняк

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ СРАВНИТЕЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЕЙ

В статье произведен анализ литературы, в которой описываются методы, с помощью которых производиться решение вопросов, посвященных термонапряженному состоянию двигателя. Также было определено, что в настоящее время повышение ресурса кромки камеры сгорания является актуальным. Поэтому целью данной статьи является усовершенствование методики для определения термонапряженного состояния кромки камеры сгорания поршня, а значит и двигателя в целом.

Введение

В настоящее время повышение уровня форсирования двигателей внутреннего сгорания является одним из основных направлений в проектировании. В связи с этим возникает вопрос о повышении надежности двигателя в целом. Важной группой факторов, влияющих на надежность ДВС, является тепловая и термомеханическая напряженность деталей камеры сгорания (КС). При этом поршень является одной из наиболее термонапряженных деталей двигателя. Поэтому определению его термонапряженного состояния и оценкам надежности уделяется существенное внимание.

Современные системы автоматизированного проектирования поршней предполагают использование на различных этапах проектирования математических моделей различной сложности [1]. Их комплексное применение направлено на получение результата в минимальные сроки с минимальными затратами.

Достоверность этой цели, в первую очередь, связывают с использованием упрощенных методик анализа конструкций на начальных этапах функционирования САПР.

Анализ публикаций

Надежность и ресурс поршня, в основном, ограничиваются износами и задирами боковой поверхности, формоизменением поршневых канавок, растрескиванием наиболее термонапряженных зон КС.

В настоящее время в Украине разработан метод гальваноплазменой модификации поверхности алюминиевых поршней с образованием корундовонного слоя Al_2O_3. Известные работы свидетельствуют о повышении ресурса гильзопоршневой группы в 3 и более раз [2] при использовании таких поршней. Несмотря на позитивное влияние указанного поверхностного слоя также и на время до разрушения кромок КС при перспективном уровне форсирования двигателя, обеспечение ресурсной прочности остается достаточно актуальной задачей [1].

Для оценки ресурсной прочности теплонапряженной зоны КС поршня существуют разнообразные методики [3-6]. Все они предусматривают моделирование переходного процесса прогрева – охлаждения поршня в циклах сброс – наброс нагружения двигателя. Их использование требует сведений о процессах накопления повреждений, вызванных усталостью и ползучестью материала в условиях нестационарной эксплуатации двигателя (1).

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum_j^{N0} \sum_k^{N1_j} \frac{1}{N_{fk}^{(j)}} + \frac{1}{U^*} \sum_j^{N0} \sum_k^{N1_j} U_k^{(j)} \le 1 . \quad (1)$$

Практическое применение модели (1) предусматривает применение модели нестационарного нагружения дизеля [6].

На сегодняшний день этот подход предусматривает использование допущений, которые в каждом цикле сброса – наброса нагрузки поршень прогревается до параметров установившегося режима. Известно, что например, поршни автотракторных быстроходных дизелей прогреваются или охлаждаются до параметров стационарного режима приблизительно за 3 минуты, т.е. модельный цикл нагружения детали составит $\tau_ц \ge 6$ мин.

В случае, когда $\tau_ц < 6$ мин., данная методика соответствует концепции гарантированного обеспечения ресурсной прочности на стадии проектирования. Это означает, что когда расчетная ресурсная прочность соответствует заданной техническим заданием, то в реальной эксплуатации ее задание превысит заданное [6].

Известно, что цикл нагружения транспортного двигателя может быть $\tau_ц << 6$ мин, например, средняя продолжительность цикла нагружения дорожных и строительных машин может составлять $\tau_ц \approx$ 0,14-0,30 мин., для тепловозных – $\tau_ц \approx$ 0,46 мин.

Последнее означает, что использование известных методик оценки ресурсной прочности предоставит существенный ее запас, что является неэффективным подходом при поиске новых конст-

© В.А. Пылев, А.В. Белогуб, И.А. Нестеренко, А.Ю. Федоров, Р. Ариан, В.А. Хижняк, 2014

рукций форсированных дизелей, особенно на начальных стадиях проектирования их поршней и других деталей КС. Подход предполагает, что осуществляют сравнение температурного состояния известной работоспособной конструкции поршня и новой, при неизменных, даже в некоторой степени, не точных граничных условий. При этом считается, что когда температурное состояние двух рассмотренных конструкций не отличается, то не отличается его ресурсная прочность. Здесь ограничиваются решением задачи стационарной теплопроводности.

Однако известно, что в процессе прогрева поршня при температурах, которые не превышают температуру тяжелого стационарного режима, термические напряжения в определенных зонах поршня могут превышать эти напряжения стационарного режима [5]. Поэтому, следует считать, что на начальных стадиях проектирования поршня анализ термических напряжений, в определяющих ресурсную прочность переходном процессе, является обязательным.

Цель работы

В связи с этим целью работы является разработка экономичной методики анализа термонапряженного состояния поршня, позволяющая использовать ее на начальных стадиях проектирования и оптимизации конструкции

Предлагаемая методика базируется на том, что наиболее тяжелый переходной процесс «холостой ход – номинальный режим » является наиболее значимым среди всех других циклов нагружения. В таком цикле накопленные повреждения достигают 30% величины всех переходных процессов [6]. В связи с этим, для сравнительного анализа теплонапряженного состояния поршней предполагается реализовывать вышеуказанный переходной процесс.

Решение поставленной задачи

Для решения поставленной задачи воспользуемся математической моделью нестационарной теплопроводности (1) с граничными условиями (ГУ) 3го рода (2):

$$a\cdot\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 \mathrm{t}}{\partial \mathrm{z}^2}\right)=\frac{\partial t}{\partial \tau}\ ; \qquad (2)$$

$$-\lambda\cdot(\frac{\partial t}{\partial n})=\alpha\cdot\Phi_{\alpha}(\tau)\cdot(t_{cm}-t_{cp}\Phi_{t}(\tau))\,, \qquad (3)$$

где t – температурное состояние объекта исследования; x,y,z – пространственная координата; λ – теплопроводность материала; α – коэффициент теплоотдачи; t_{cm} – температура стенки (поверхности детали); t_{cp} – температура окружающей среды (рабочего тела, который взаимодействует с поверхностью детали); $\Phi_{\alpha}(\tau)$, $\Phi_{t}(\tau)$ – управляющие функции, задаваемые по участкам границ области для изменения граничных условий во времени.

При решении задачи (2-3) применительно к переходному процессу прогрева поршня в [5] рекомендуется величины α и t_{cp} задавать как зависящие от времени, отсчитываемого от начала переходного процесса. Однако определение указанной зависимости представляет собой самостоятельную сложную задачу. Поэтому в рамках концепции гарантированного обеспечения ресурсной прочности на начальных этапах его проектирования ГУ 3-го рода предлагается менять ступенчато от параметров холостого хода до параметров номинального режима.

На рис. 1, на основе решения задач (2), (3) термические напряжения установились известным образом.

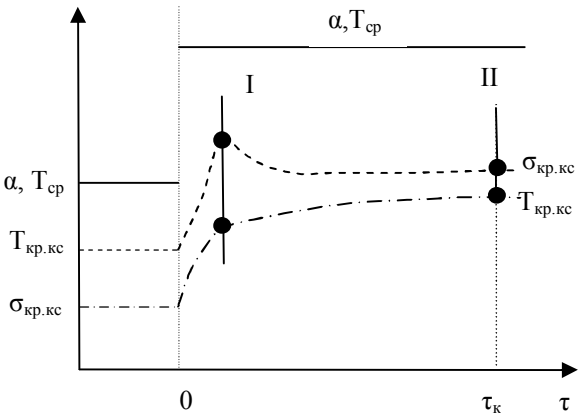


Рис. 1. График зависимости α, $T_{ср}$, $T_{кр.кс}$ и $\sigma_{кр.кс}$ в процессе прогрева поршня

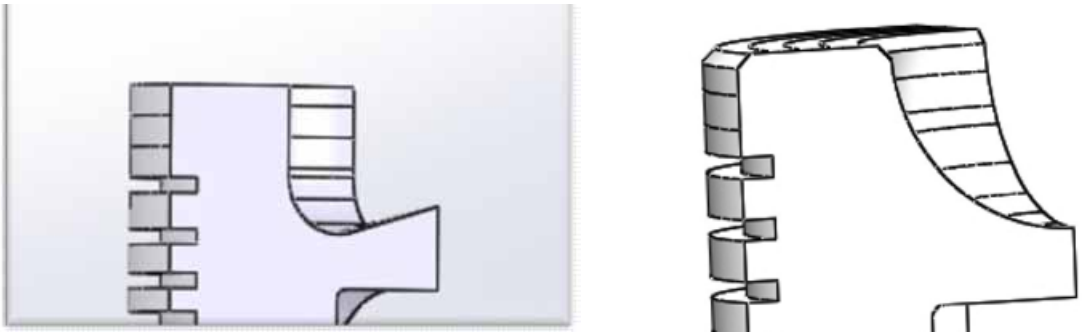
При этом предлагается качественную оценку ресурсной прочности новой конструкции выполнять в сравнении с базовой. При этом для новой конструкции предлагается обеспечивать температурное и термонапряженное состояние в предложенном модельном переходном процессе не хуже, чем для базового. Сравнительный анализ выполняется для наиболее теплонапряженной зоны КС, например, ее кромки.

На рис. 1 представлено соответствующие изменения температуры среды $T_{ср}$, коэффициента теплоотдачи α, температуры кромки КС $T_{кр.кс}$ и термического напряжения $\sigma_{кр.кс}$ в процессе прогрева поршня.

Согласно рис.1 оценку термонапряженного состояния поршня выполняем для двух временных сечений. Сечение I соответствует максимальному термическому напряжению $\sigma_{кр.кс}$ переходного процесса. Сечение II максимальная температура кромки КС $T_{кр.кс}$ в конце прогрева поршня. Эти данные сравниваются для поршня двигателя-прототипа и

проектируемой конструкции. При этом, для обеспечения ресурсной прочности нового поршня не хуже чем у прототипа, значение параметров $T_{кр.кс}$ и $\sigma_{кр.кс}$ в указанных сечениях, необходимо обеспечить не выше, чем у прототипа

Нами сравнивались температурное и термонапряженное состояние поршней дизеля 4ЧН12/14, мощностью $N_л$ =18,5 кВт/л представлен на рис. 2а и 4ЧН10,5/12, мощностью $N_л$ = 14,6 кВт/л, показан на рис. 2б, а также поршень дизеля 6ЧН21/21. Температурное состояние сравниваемых конструкций представлено на рис 4а и 4б, а термонапряженное состояние этих поршней показано на рис. 5а и 5б.



а) *б)*

Рис. 2. Конструкция камеры сгорания поршней:
а– 4ЧН12/14; б– 4ЧН10,5/12

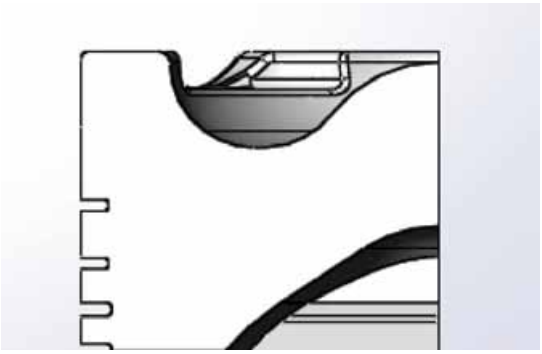
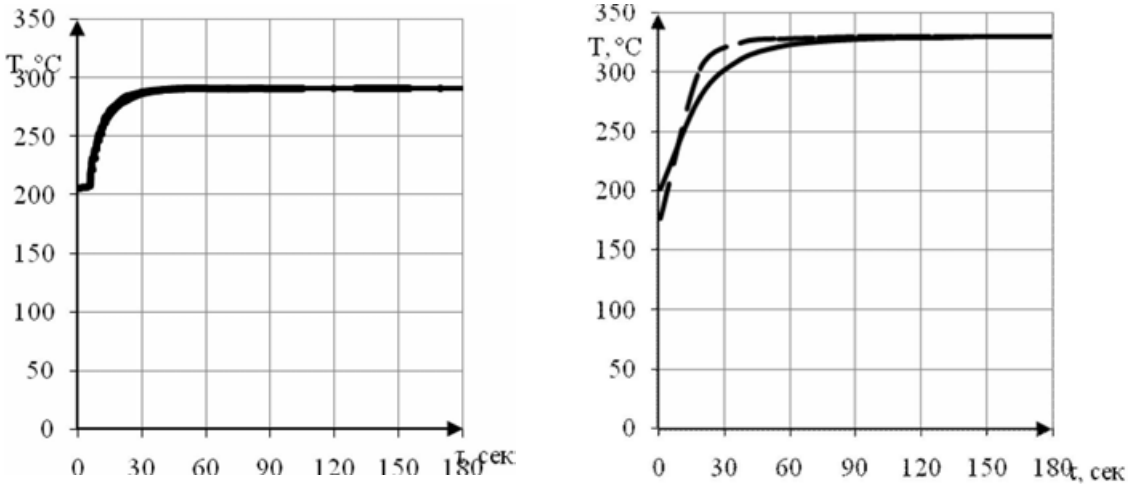
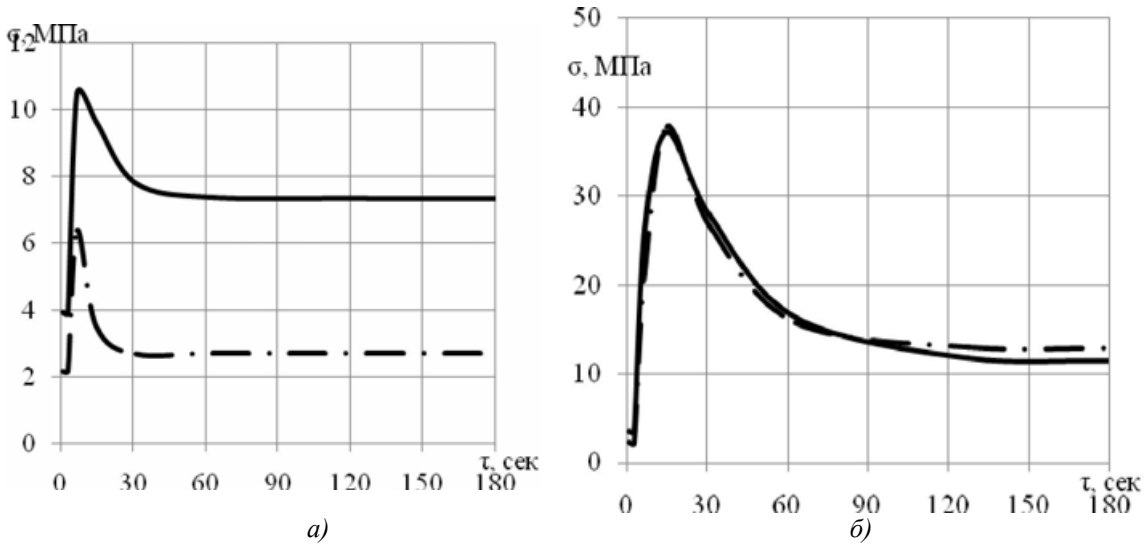


Рис. 3. Конструкция камеры сгорания поршня 6ЧН21/21



а) *б)*

Рис.4. Графики зависимости температурного состояния поршня от времени:
а – поршень; —— – 4ЧН12/14; — · – 4ЧН10,5/12;
б – поршень; 6ЧН21/21; —— –N_e = 717 кВт; — ·– N_e = 1070 кВт



а) *б)*

Рис.5. Графики зависимости термонапряженного состояния поршня от времени:
а – поршень; —— – 4ЧН12/14 и — · – 4ЧН10,5/12;
б – поршень 6ЧН21/21—— N_e = 717 кВт и — N_e = 1070 кВт

Полученные результаты показывают, что для поршней различного размера, но при одинаковом температурном состоянии на тяжелом режиме работы, напряжение работоспособного поршня будут выше, чем у проектируемого. Для поршня 6ЧН21/21 температурное состояние при мощности N_e = 1070 кВт соответствует температурному состоянию поршня мощностью N_e = 717 кВт, а также напряжение проектируемого поршня не превышает значений напряжений поршня-прототипа.

Выводы

Проведенные расчеты позволяют нам отказаться от сложных моделей проектирования (1). На начальных стадиях проектирования для удовлетворения условий гарантированного обеспечения ресурса нам достаточно иметь графики температурного и термонапряженного состояния рассматриваемых конструкций поршней. В связи с указанным выше, нами разрабатывается методика усовершенствования процесса проектирования форсированных двигателей.

***Список литературы*:**

1.Прогнозирование ресурсной прочности поршней форсированных быстроходных дизелей в САПР. Автореферат на соискание научной степени кандидата технических наук. // В.В. Матвеенко НТУ «ХПИ», Харьков – 2013. 2. Шпаковский В.В. Влияние корундовой поверхности поршней дизеля тепловоза ЧМЭ-3 на эксплуатационные характеристики цилиндро-поршневой группы/ В.В. Шпаковский, В.В. Осейчук // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №2. – С. 101-105. 3. Шеховцов А.Ф. Метод расчетной оценки термоусталостной прочности поршней ДВС / А.Ф. Шеховцов // Двигателестроение. – 1979. - №11. – С.15-19.4. Шеховцов А.Ф. Напряженно – деформированное состояние поршня быстроходного дизеля при нестационарных нагружения/ А.Ф. Шеховцов, П.П.Гонтаровский, Ф.И. Абрамчук,А.М. Левтеров // Двигатели внутреннего сгорания. – 1989. – Вып. 49. – С. 20-26. 5. Процессы в перспективних дизелях / А.Ф. Шеховцов, Ф.И. Абрамчук, В.И. Крутов и др. / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харьков: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с. 6. Пылев В.А. Автоматизированное проектирование поршнем быстроходных дизелей с заданным уровнем длительной прочности: моногр. /В.А. Пылев. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ». – 2001. – 332 с.

Bibliography (transliterated):

1.Prognozirovanie resursnoj prochnosti porshnej forsirovannyh bystrohodnyh dizelej v SAPR. Avtoreferat na soiskanie nauchnoj stepeni kandidata tehnicheskih nauk. // V.V.Matveenko NTU «HPI», Har'kov – 2013. 2. Shpakovskij V.V. Vlijanie korundovoj poverhnosti porshnej dizelja teplovoza ChMJe-3 na jekspluatacionnye harakteristiki cilindro-porshnevoj gruppy/ V.V. Shpakovskij ,V.V. Osejchuk // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2007. – №2. – S. 101-105. 3. Shehovcov A.F. Metod raschetnoj ocenki termoustalostnoj prochnosti porshnej DVS / A.F. Shehovcov // Dvigatelestroenie. – 1979. - №11. – S.15-19.4. Shehovcov A.F. Naprjazhenno – deformirovannoe sostojanie porshnja bystrohodnogo dizelja pri nestacionarnyh nagruzhenijah / A.F. Shehovcov, P.P. Gontarovskij, F.I. Abramchuk, A.M. Levterov // Dvigateli vnutrennego sgoranija.. –1989. – Vyp. 49. – S. 20-26. 5. Processy v perspektivnyh dizeljah / A.F. Shehovcov, F.I. Abramchuk, V.I. Krutov i dr. / Pod red. A.F. Shehovcova. – Har'kov: Izd-vo «Osnova» pri Har'k. un-te, 1992. – 352 s. 6. Pylev V.A. Avtomatizirovannoe proektirovanie porshnej bystrohodnyh dizelej s zadannym urovnem dlitel'noj prochnosti: monogr./ V.A. Pylev. – Har'kov: Izdatel'skij centr NTU «HPI». – 2001. – 332 s.

Поступила в редакцию 20.06.2014

Пылёв Владимир Александрович – доктор техн. наук, професор, и.о. зав. кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail:pylyov@meta.ua.

Белогуб Александр Витальевич – доктор техн. наук, технический директор ОАО «АВТРАМАТ», Харьков, Украина, e-mail: a_belogyb@mail.ru.

Нестеренко Ирина Александровна – аспирант кафедры двигатели внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: irka13n@bigmir.net.

Федоров Андрей Юрьевич – аспирант кафедры двигатели внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина.

Ариан Расул – аспирант кафедры двигатели внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: rasoul.aryan6970@gmail.com.

Хижняк Владимир Александрович– магистр кафедры двигатели внутреннего сгорания Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина.

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ АНАЛІЗУ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ПОРШНЯ

В.О.Пильов, О.В. Білогуб, І.О. Нестеренко, Р. Аріан, А.Ю. Федоров, В. Хижняк

У статті проведен аналіз літератури, в якій описуються методи, за допомогою яких здійснюються вирішення питань, присвячених термонапруженому стану двигуна. Також було визначено, що в даний час підвищення ресурсу кромки камери згоряння є актуальним. Тому метою даної статі є удосконалення методики для визначення термонапруженого стану кромки камери згоряння поршня та двигуна в цілому.

IMPROVEMENT OF METHODS OF ANALYSIS THERMOSTRESSED STATE PISTON

V.A. Pylyov, A. V. Belogub, I. A. Nesterenko, R. Aryan, A. Y. Fedorov, V. A. Hizhnyak

In the article are talking description analysis literature. They are talking description methods for solutions of questions for thermal stress state engine. Also in the present time highest resources edge combustion chamber there crucial problem Therefore, aim of the article there are methods for definitions improvement thermal stress state edge combustion chamber of the piston and the engine as a whole.

УДК 621.35

М.В. Ведь, Н.Д. Сахненко, Д.С. Андрощук, Т.П. Ярошок

ФОРМИРОВАНИЕ КАТАЛИТИЧЕСКИ АКТИВНЫХ ПОКРЫТИЙ НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ КАМЕР СГОРАНИЯ ДВС

Рассмотрены особенности плазменно-электролитического оксидирования литейного сложнолегированного сплава алюминия АЛ25 в щелочном электролите с добавлением перманганата калия. Установлено влияние природы электролита и режимов электролиза на состав, морфологию поверхности и толщину оксидных покрытий. Показана возможность формирования на поверхности АЛ25 прочно сцепленных с носителем покрытий оксидом марганца варьируемого состава в одну стадию. Подтверждена каталитическая активность синтезированного материала в реакции окисления оксида углерода (II).

Введение

Экологические и технические проблемы, возникающие при эксплуатации двигателей внутреннего сгорания, связаны с неполным сгоранием топлива и, соответственно, неизбежным образованием токсичных компонентов CO, C_nH_m, сажи и др. [1]. Одной из возможностей улучшения показателей ДВС может быть использование катализа непосредственно в камерах сгорания (КС) [2]. Поскольку каталитические процессы характеризуются уменьшением энергии активации промежуточных стадий, это приводит к понижению такого важного параметра, как температура воспламенения топлива, в результате чего снижается жесткость работы двигателя и минимизируются выбросы токсидов с отработанными газами.

Существующие катализаторы горения углеводородных топлив делятся на две группы: на основе благородных металлов (в основном Pd и Pt) и на основе оксидов переходных металлов (Mn, Co, Fe и др.), в том числе сложного состава (шпинели, перовскиты, гексаалюминаты). Существенными преимуществами при высокой температуре обладает семейство катализаторов на основе оксидов марганца, которые проявляют различные термическую стойкость и сродство с кислородому [3]. Образование высокотемпературных форм Mn_xO_y не только обеспечивает термическую стабильность катализаторов, но и существенно повышает их реакционную способность.

С конструкционных и технологических позиций целесообразным представляется нанесение каталитического слоя на поршни ДВС, для изготовления которых используются литейные сложнолегированные силумины, характеризующиеся оптимальным сочетанием физико-механических и эксплуатационных свойств. Наиболее перспективным методом формирования тонких слоев на поверхности пассивных металлов, в частности силуминов, является плазменно-электролитическое оксидирование (ПЭО). Указанный метод обеспечивает включение каталитически активных компонентов в матрицу оксида алюминия, благодаря совмещению в высокоэнергетических режимах электрохимических и термохимических реакций [4]. Следует, однако, принять во внимание, что процессы ПЭО силуминов осложнены наличием в их составе большого числа компонентов и интерметаллидов, различающихся химическими свойствами и характером оксидов.

Таким образом, главная задача и цель работы состоит в обосновании состава электролитов и режимов ПЭО для формирования на поверхности сплава АЛ25, как конструкционного материала камер сгорания ДВС, слоя, включающего каталитически активные оксиды марганца.

Экспериментальная часть

Исследования проводили на образцах сплава АЛ25 с содержанием легирующих компонентов, масс%: Si – 11 – 13; Cu – 1,5 – 3,0; Ni – 0,8 – 1,3; Mg – 0,8 – 1,3; Mn – 0,3 – 0,6; Fe < 0,8; Zn < 0,5; Ti < 0,2; Cr < 0,2; Pb < 0,1; Sn < 0,02. Подготовка поверхности включала последовательные операции механической шлифовки, травления в щелочном растворе, тщательной промывки дистиллированной водой и сушки. Растворы электролитов для предварительной подготовки и ПЭО готовили из сертифицированных реактивов марки «хч» на дистиллированной воде. В состав рабочих электролитов на основе водного раствора гидроксида калия концентрацией 0,005 – 0,01 моль/дм^3, вводили перманганат калия в интервале концентраций 0,05 – 0,20 моль/дм^3. Плазменно-электролитическое оксидирование образцов с рабочей поверхностью 2 см^2 осуществляли от стабилизированного источника постоянного тока Б5-50, позволяющего поддерживать конечное значение напряжения. ПЭО проводили в электролитической ячейке в условиях принудительного охлаждения электролита до температуры 298 – 303 K при варьировании плотности тока в пределах 5 – 20 А/дм^2.

Химический состав покрытий определяли методом рентгеновской фотоэлектронной спектроскопии на энергодисперсионном спектрометре INCA Energy 350, возбуждение рентгеновского излучения осуществляли обработкой образцов пуч-

© М.В. Ведь, Н.Д. Сахненко, Д.С. Андрощук, Т.П. Ярошок, 2014

ком электронов с энергией 15 кэВ. Рентгенофлуоресцентный анализ проводили с использованием портативного спектрометра «СПРУТ» с относительным стандартным отклонением 10^{-3}–10^{-2}, погрешность определения содержания компонентов составляла ±1 масс%. Исследование морфологии поверхности покрытий проводили сканирующим электронным микроскопом (СЭМ) ZEISS EVO 40XVP. Изображения получали при помощи регистрации вторичных электронов (BSE) путем сканирования электронным пучком, что позволяло исследовать топографию с высокими разрешающей способностью и контрастностью.

Анализ полученных результатов

Особенность оксидирования сплава АЛ25, содержащего фазу α, α+Si, $CuAl_2$ и интерметаллиды (Fe, Cu, Ni), отличающиеся по составу и химическим свойствам от основного металла, заключается в возможности образования на поверхности оксидов всех сплавообразующих компонентов. Такие оксиды различаются величинами удельного электрического сопротивления [5, 6], что существенно осложняет получение равномерного и гомогенного по составу покрытия, характеризующегося заданным уровнем функциональных свойств. Кроме того, для обеспечения прочного сцепления с носителем, адгезионной и когезионной прочности каталитического слоя целесообразно осуществлять процесс оксидирования в одну стадию. В то же время, наиболее распространенными в настоящее время остаются методы последовательного формирования слоя матричных оксидов, которые затем пропитывают солями марганца и подвергают термическому разложению [7]. Для реализации указанных задач были выбраны подходы, предложенные ранее для получения смешанных оксидных систем на алюминии А99 и сплаве Д16 [8, 9].

Проведенные исследования показали, что увеличение концентрации щелочи в электролите стимулирует анодное растворение кислотных (Si) и амфотерных компонентов сплава (Al, Zn), поэтому скорость формирования оксидного покрытия даже при достаточно высоких плотностях тока (30 – 40 А/дм^2) невелика. Исходя из анализа анодного поведения сплава АЛ25 и формовочных зависимостей в щелочной среде, для рабочего электролита использовали концентрацию щелочи 0,005 моль/дм^3.

Введение перманганата калия в электролит приводит к увеличению скорости роста оксидов на поверхности и обеспечивает включение марганца в основную матрицу за счет термохимических реакций, протекающих в зоне искровых разрядов при электрическом пробое фазового оксида алюминия и локальном повышении температуры:

$$2KMnO_4 \rightarrow K_2MnO_4 + MnO_2 + O_2, \quad (1)$$

$$3K_2MnO4 + 2H_2O \rightarrow 2KMnO_4 + MnO_2 + 4KOH. \quad (2)$$

Учитывая тот факт, что температурный фронт ПЭО достигает 2000 К, необходимо принимать во внимание возможность формирования на аноде оксидов марганца разного состава:

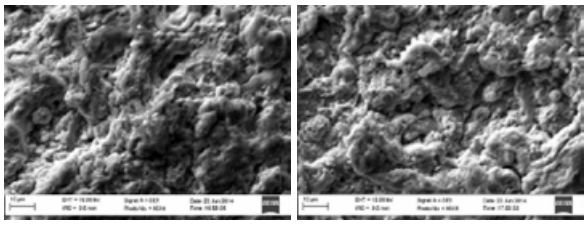
$$4MnO_2 \rightarrow 2Mn_2O_3 + O_2 \ (828 – 883 \text{ K}), \quad (3)$$

$$6Mn_2O_3 \rightarrow 4Mn_3O_4 + O_2 \ (1238 – 1388 \text{ K}), \quad (4)$$

$$2Mn_3O_4 \rightarrow 6MnO + O_2 \ (1858 \text{ K}). \quad (5)$$

Локальная температура в зоне искрения зависит от параметров оксидирования, и, прежде всего, – плотности тока. Принудительное охлаждение электролита затрагивает лишь его объем и не отражается на процессах, протекающих на границе металл-оксид-электролит.

Проведенные эксперименты показали, что при концентрации перманганата калия 0,2 моль/дм^3 на поверхности формируются покрытия оксидами марганца MnO_x, для которых стехиометрический индекс по кислороду составляет $x = 1,46 – 1,63$. В состав покрытия входят также и компоненты сплава (рис.1), при этом с ростом плотности тока содержание марганца в покрытии увеличивается, а величина x снижается вследствие протекания реакций (3 – 5).



Содержание элементов, ат%:

а)	*б)*
O – 59,49; Mn – 36,62; Al – 3,32; Si – 0,58	O – 57,96; Mn – 39,72; Al – 2,00; Si – 0,32

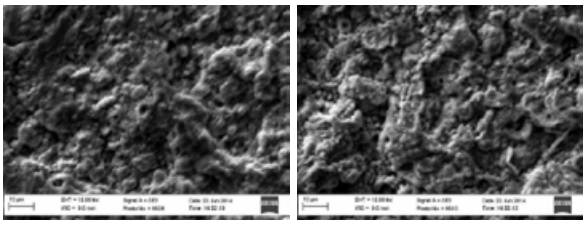
Рис. 1. Состав и морфология поверхности оксидов после 30 мин. ПЭО в растворе 0,2 моль/дм^3 $KMnO_4$. Плотность тока, (А/дм^2) : 15 (а); 20 (б)

Таким образом, можно сделать вывод, что на поверхности оксидируемого сплава образуется преимущественно смесь оксидов Mn_2O_3 и Mn_3O_4, каталитические свойства которых несколько ниже по сравнению с оксидом MnO_2.

Тем не менее, следует отметить и благоприятный фактор развития поверхности, обеспечивающий увеличение площади контакта катализатора с реактантами. К числу позитивных результатов ПЭО необходимо отнести и отсутствие на поверхности легирующих компонентов (меди, никеля,

железа), которые могут служить потенциальными катодами коррозионных микрогальванопар.

При снижении концентрации перманганата в электролите до 0,05 моль/дм^3 осаждаются более равномерные покрытия смешанными оксидами MnO_x, для которых $x = 1,71 – 1,87$ (рис.2). Повышение индекса x указывает на преобладание на поверхности каталитически активного слоя MnO_2.



Содержание элементов, ат%:

O – 62,06; Mn – 33,25;	O – 61,04; Mn – 35,80;
Al – 3,82; Si – 0,87	Al – 2,75; Si – 0,41
а)	*б)*

Рис. 2. Состав и морфология поверхности оксидов после 30 мин. ПЭО в растворе 0,05 моль/дм^3 $KMnO_4$. Плотность тока, (А/дм^2): 15 (а); 20 (б)

Тенденции изменения состава оксидов с повышением плотности тока сохраняются, что подтверждает факт протекания не только электрохимических, но и термохимических реакций на поверхности сплава при ПЭО. Содержание основных компонентов сплава (алюминия и кремния) в покрытиях колеблется в пределах 2,3 – 4,7 ат% и не оказывает существенного влияния на функциональные свойства оксидной системы. Покрытия характеризуются высокой адгезией к носителю и когезионной стойкостью. Толщина оксидного слоя зависит от состава электролита, плотности тока и времени ПЭО, и для исследованных образцов находится в интервале 5 – 15 мкм.

Микроглобулярный характер поверхности и состав покрытий (рис.2) являются предпосылками высокой каталитической активности полученных материалов в реакциях окисления углеводородов.

Тестирование синтезированных оксидных систем в модельной реакции окисления оксида углерода (II) до CO_2 показало, что температура зажигания составляет 495 K, а 100 %-ная степень конверсии достигается при 570 K. Аналогичные характеристики для платиновых катализаторов равны, соответственно, 490 и 570 K [10].

Выводы

Плазменно-электролитическое оксидирование многокомпонентного гетерогенного сплава АЛ25 в щелочном электролите с добавлением перманганата калия позволяет в одну стадию наносить покрытия оксидами марганца различного состава на рабочие поверхности камер сгорания ДВС. Такие покрытия обладают прочным сцеплением с носителем и когезионной прочностью и не требуют дополнительной обработки. Содержание марганца в оксидных системах и толщина покрытия зависят от состава электролита, плотности тока и времени оксидирования, что создает предпосылки для управляемого синтеза материалов с заданными функциональными свойствами. Каталитическая активность оксидных систем близка к платиновым материалам.

Список литературы:

1. Гардинер У. Химия горения [Текст]: Пер. с англ. / У. Гардинер, Г. Диксон-Льюис, Р. Целнер и др. – М.: Мир. – 1988. – 464 с. 2. Пармон В.Н. Применение каталитических камер сгорания в газотурбинных установках децентрализованного энергоснабжения [Текст] / В.Н. Пармон, З.Р. Исмагилов, О.Н. Фаворский и др. // Вестник РАН. – 2007. – Т.77. – № 9. – С. 819 – 830. 3. Стайлз Э.Б. Носители и нанесеные катализаторы: теория и практика [Текст] / Под ред. А.А. Слинкина. – М.: Химия. – 1991. – 240 с. 4. Ведь М.В. Формирование покрытий оксидами марганца и кобальта на сплавах алюминия [Текст] / М.В. Ведь, Н.Д. Сахненко // Коррозия: материалы, защита. – М.: ИФХЭ РАН. – 2007. – №10. – С.36 – 40. 5. Лазарев В.Б. Электропроводность окисных систем и пленочных структур [Текст] / В.Б. Лазарев, В.Г. Красов, И.С. Шаплыгин. – М.: Наука. – 1979. – 168 с. 6. Лазарев В.Б. Химические и физические свойства простых оксидов металлов [Текст]: моногр. / В.Б. Лазарев, В.В. Соболев, И.С. Шаплыгин. – М.: Наука. – 1983. – 239 с. 7. Krieger T.A. High-temperature XRD studies of the phase transformations in a MnO_x/Al_2O_3 catalyst for deep oxidation of hydrocarbons [Текст] / Krieger T.A., Tsybulya S.V., Tsyrulnikov P.G. // Reaction Kinetics and Catalysis Letters.– 2002.– V. 75.– № 1. – P. 141 – 146. 8. Ведь М.В. Каталітичні та захисні покриття сплавами і складними оксидами: електрохімічний синтез, прогнозування властивостей [Текст]: моногр. / М.В. Ведь, М.Д. Сахненко. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2010. – 272 с. 9. Lunarska E. Structure and properties of the oxide layers formed on Al alloy by the microarc-anodic treatment [Текст] / E. Lunarska, M. Ved, N. Sakhnenko, O. Chernayeva // Фізико-хімічна механіка матеріалів.– Спецвипуск № 7. – Львів: ФМІ. – 2008. – Т.1. – С.380 – 384. 10. Rakitskaya T.L. Adsorption-desorption properties of clinoptilolites and the catalytic activity of surface Cu(II)-Pd(II) complexes in the reaction of carbon monoxide oxidation with oxygen [Текст] / T.L. Rakitskaya, T.A. Kiose, V.O. Vasylechko et al. // Chem. of Metals of Alloys. – 2011. – V. 4, N 3 – 4. – P. 213 – 218.

Bibliography (transliterated):

1. Gardiner U. Khimia gorenia [Tekst]: Per. s angl. / U. Gardiner, . Dikson-Luis, R. Tselner I dr. – M.: Mir. – 1988. – 464 s. 2. Paermon V.N. Primenenie cataliticheskikh kamer sgorania v gazoturbinnikh ustanovkakh decentralizovannogo energosnabzhenia [Tekst] / V.N. Parmon, Z.R. Ismagilov, O.N. Favorskij I dr. // Vestnik RAN. – 2007. – T.77. – № 9. – S. 819 – 830. 3. Stajlz E.B. Nositeli I nanesenniye katalizatory: teoriya I praktika [Tekst] / Pod red. A.A.

Silkina. – M.: Himia. – 1991. – 240 s. 4. Ved' M.V. Formirovaniye pokritij oksidami margantsa I kobalta na splavakh aluminiya [Tekst] / M.V. Ved', N.D. Sakhnenko // Korrozia: materiali, zashita. – M.: IFHE RAN. – 2007. – №10. – S.36 – 40. 5. Lazarev V.B. Elektroprovodnost' okisnikh system i plenochnikh struktur [Tekst] / V.B. Lazarev, V.G. Krasov, I.S. Shaplygin. – M.: Nauka. – 1979. – 168 s. 6. Lazarev V.B. Himicheskie I fizicheskie svojstva prostykh oksidov metallov [Tekst]: monogr. / V.B. Lazarev, V.V. Sobolev, I.S. Shaplygin. – M.: Nauka. – 1983. – 239 s. 7. Krieger T.A. High-temperature XRD studies of the phase transformations in a MnO_x/Al_2O_3 catalyst for deep oxidation of hydrocarbons [Текст] / Krieger T.A., Tsybulya S.V., Tsyrulnikov P.G. // Reaction Kinetics and Catalysis Letters.– 2002.– V. 75.– № 1. – P. 141 – 146. 8. Ved' M.V. Katalitichni ta zakhisni pokrittya splavami I skladnimi oksidami: elektrohimichnij sintez, prognozuvannya vlastivostej [Tekst]: monogr. / M.V. Ved', M.D. Sakhnenko. – Kharkiv: NTU "KhPI". – 2010. – 272 s. 9. Lunarska E. Structure and properties of the oxide layers formed on Al alloy by the microarc-anodic treatment [Текст] / E. Lunarska, M. Ved, N. Sakhnenko, O. Chernayeva // Fiziko-himichna mehanika materialiv. – Spetsvipusk № 7. – Lviv: FMI. – 2008. – T.1. – S.380 – 384. 10. Rakitskaya T.L. Adsorption-desorption properties of clinoptilolites and the catalytic activity of surface Cu(II)-Pd(II) complexes in the reaction of carbon monoxide oxidation with oxygen [Tekst] / T.L. Rakitskaya, T.A. Kiose, V.O. Vasylechko et al. // Chem. of Metals of Alloys. – 2011. – V. 4, N 3 – 4. – P. 213 – 218.

Поступила в редакцию 08.07.2014

Ведь Марина Витальевна – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры общей и неорганической химии Национального Технического Университета «Харьковский Политехнический Институт», Харьков, Украина, e-mail: vmv@kpi.kharkov.ua.

Сахненко Николай Дмитриевич – доктор техн. наук., профессор, зав. кафедрой физической химии Национального Технического Университета «Харьковский Политехнический Институт», Харьков, Украина, e-mail: sakhnenko@kpi.kharkov.ua.

Андрощук Дмитрий Степанович – аспирант, кафедра физической химии Национального Технического Университета «Харьковский Политехнический Институт», Харьков, Украина, e-mail: Li-pol@i.ua.

Ярошок Тамара Петровна – канд. техн. наук, доцент, профессор кафедры общей и неорганической химии Национального Технического Университета «Харьковский Политехнический Институт», Харьков, Украина.

ФОРМУВАННЯ КАТАЛІТИЧНО АКТИВНИХ ПОКРИВІВ НА РОБОЧИХ ПОВЕРХНЯХ КАМЕР ЗГОРЯННЯ ДВЗ

М.В. Ведь, М.Д. Сахненко, Д.С. Андрощук, Т.П. Ярошок

Розглянуто особливості плазмово-електролітичного оксидування ливарного складнолегованого сплаву алюмінію АЛ25 в лужному електроліті з додаванням перманганату калію. Встановлено вплив природи електроліту і режимів електролізу на склад, морфологію поверхні і товщину оксидних покриттів. Показана можливість формування на поверхні АЛ25 міцно зчеплених з носієм покриттів оксидом марганцю варійованого состава в одну стадію. Підтверджено каталітичну активність синтезованого матеріалу в реакції окислення оксиду вуглецю (II).

ACTIVE CATALYTIC COATING FORMATION ON THE WORKING SURFACE OF COMBUSTION CHAMBERS IN ICE

M.V. Ved', N.D. Sakhnenko, D.S. Androshchuk, T.P. Yaroshok

The features of plasma electrolytic oxidation of aluminum alloy AL25 in the alkaline electrolyte with the addition of potassium permanganate are discussed. The influence of the electrolyte nature and electrolysis regimes on the composition, surface morphology and thickness of the oxide coatings are determined. The possibility of the formation in one stage manganese oxide coatings with variable composition on the surface of AL25 with strong adhesion to the substrate is shown. The catalytic activity of the synthesized material in the reaction of carbon oxide (II) oxidation is confirmed.

УДК 621.43.068.4

А.Н. Кондратенко, А.П. Строков, С.А. Вамболь, А.Н. Авраменко

РЕГЕНЕРАЦИЯ ФИЛЬТРА ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ ДИЗЕЛЯ С НАСЫПКОЙ ИЗ ПРИРОДНОГО ЦЕОЛИТА

На основе анализа информации из научно-технических литературных источников выбраны возможные способы и средства для регенерации разработанного в отделе поршневых энергоустановок Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины фильтра твердых частиц (ФТЧ) дизеля с насыпкой из природного цеолита в сетчатых кассетах. По результатам анализа предложены варианты реализации процессов регенерации I и II рода для разработанного ФТЧ. Оценены значения эксплуатационных параметров этих процессов.

Постановка проблемы

Создание эффективного, технологичного и надежного фильтра твердых частиц (ФТЧ) отработавших газов (ОГ) дизелей является важной задачей для двигателестроения и эксплуатации автотранспортных средств (АТС). Регенерация – это перио-

© А.Н. Кондратенко, А.П. Строков, С.А. Вамболь, А.Н. Авраменко, 2014

дический процесс восстановления функциональных свойств ФТЧ путем очистки его фильтрующего элемента (ФЭ) от накопленных твердых частиц (ТЧ), являющийся неотъемлемой частью жизненного цикла ФТЧ любой конструкции [1 – 4].

В отделе поршневых энергоустановок (ПЭУ) Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины (ИПМаш НАНУ) разработан модульный ФЭ с насыпкой из природного цеолита (ПЦ) в сетчатых кассетах, изготовленный из недорогих и недефицитных материалов отечественного производства и не содержащий каталитических покрытий [4].

В исследовании [2] показано, что процесс регенерации следует классифицировать, в первую очередь, по признаку того, от какой фракции ТЧ в этом процессе происходит очистка ФЭ – окисляемой или неокисляемой. В соответствии с этим можно применять регенерацию I и II рода. В том же исследовании приведена общая классификация способов и средств регенерации ФТЧ дизелей.

В связи с этим, выбор способов и средств реализации процесса регенерации для ФТЧ новых конструкций требует дополнительных исследований и представляет научно-практический интерес для обеспечения экологической и экономической эффективности эксплуатации АТС.

Цель исследования

Определение возможных способов регенерации I и II рода ФТЧ новой конструкции, а также вариантов реализации этих способов.

Регенерация ФТЧ дизеля с насыпкой из природного цеолита в сетчатых кассетах

Из описанных в [3] и [4] эксплуатируемых аналогов ФТЧ ИПМаш, бортовой системой регенерации оснащен только один – это ФТЧ фирмы Econix, предназначенный для модернизации дизелей АТС, находящихся в эксплуатации. Это система термокаталитической регенерации, содержащая электронный блок управления (ЭБУ), камеру сгорания (КС) в корпусе ФТЧ и систему подачи топлива в нее. Регенерация I рода ФТЧ фирмы DCL, имеющего аналогичное назначение, также осуществляется термокаталитическим способом, но вне борта АТС на специальном стенде. ФТЧ системы очистки рециркулируемых ОГ фирмы Engelhart регенерируется термическим способом (поскольку не имеет каталитического покрытия) также вне борта АТС при очередном техническом обслуживании (ТО).

ФТЧ ИПМаш имеет конструкцию, осуществляющую регенерацию I рода любым из способов, описанных в исследовании [2] за исключением каталитических, поскольку не имеет каталитического покрытия. Каталитическими свойствами содержащейся в его конструкции насыпки из ПЦ можно пренебречь.

Регенерация II рода ФТЧ ИПМаш может быть осуществлена сменой насыпки из ПЦ, а также промывкой сетчатых кассет и полостей модулей струей воды под высоким давлением, либо же полной заменой сетчатых кассет, заполненных насыпкой из ПЦ (благодаря их высокой технологичности и малой себестоимости, а также разборности конструкции ФЭ).

Регенерация I рода для ФТЧ ИПМаш может быть построена на использовании уже имеющейся материальной базы модернизируемого АТС (система подачи топлива с ЭБУ). Также возможно встраивание ФТЧ ИПМаш в полный комплекс очистки ОГ дизеля. При этом непосредственно перед ним устанавливается каталитический окислитель продуктов неполного сгорания топлива и моторного масла (ПНСТ) (с целью инициализации диффузного горения обогащенных топливом ОГ) или каталитический окислитель оксидов азота (с целью окисления ТЧ в нем с помощью диоксида азота).

Применение ФТЧ ИПМаш для снижения выброса ТЧ в ОГ модернизируемого дизеля, находящегося в эксплуатации, без задачи уменьшения выбросов других нормируемых вредных веществ (ВВ) в ОГ, проводится без разработки и установки на АТС каталитического окислителя ПНСТ и каталитического поглотителя оксидов азота ($КПNO_X$). При этом регенерация I рода для него может осуществляться одним из следующих способов:

– на борту АТС – при разработке или выборе из имеющихся в производстве элементов системы термической регенерации, разработке ее схемы и установке ее на АТС с дизелем конкретной модели;

– вне борта АТС – при разработке или выборе из имеющихся в производстве устройства для автоматической термической регенерации в условиях централизованной эксплуатации и обслуживания АТС;

– с частичным размещением элементов системы термической регенерации на борту АТС – при размещении исполнительных устройств системы регенерации на борту АТС в составе корпуса ФТЧ полностью или частично и размещении источников энергии, необходимой для осуществления процесса, вне борта АТС на территории предприятия, осуществляющего его эксплуатацию и обслуживание или по месту его хранения.

Первый способ позволяет создать полностью

автономную систему снижения выброса ТЧ с ОГ дизеля, однако требует значительного удорожания и усложнения системы, а также увеличения ее массогабаритных показателей. Для второго способа преимущества и недостатки первого противоположны друг другу. Третий способ – комбинированный – позволяет, при определенных условиях, обойтись минимально возможными удорожанием и усложнением конструкции системы очистки ОГ от ТЧ при минимальном снижении автономности и универсальности АТС. Важнейшим из этих условий является использование универсальных и общедоступных источников энергии – электричества и/или моторного топлива.

Из принципов работы известных на сегодняшний день систем термической регенерации ФТЧ [1 – 3], находящихся в эксплуатации, в качестве пригодных для реализации данного способа регенерации I рода можно выделить следующие.

1. Повышение температуры ОГ на входе в ФТЧ за счет впрыска топлива в ОГ и инициализации его окисления остаточным кислородом ОГ с помощью электрогидравлических форсунок универсальной конструкции (см. рис. 1), управляемых ЭБУ и установленных в камере сгорания (КС) корпуса ФТЧ. При этом резервуар с топливом, топливные фильтры и топливный насос, сам ЭБУ и его контрольно-измерительные приборы могут находится вне борта АТС и, будучи собранными в единый агрегат, использоваться для обслуживания нескольких АТС по месту размещения эксплуатирующей организации или на автозаправочной станции (АЗС). На борту АТС в составе корпуса ФТЧ при этом должна размещаться КС, топливная форсунка и инициатор горения: свеча накаливания, каталитическая сетка или свеча зажигания. Сама же топливная форсунка также может находится вне борта АТС, при этом на борту АТС требуется только наличие КС с местами установки универсальной форсунки и инициатора окисления, заглушенными специальными пробками во время эксплуатации.

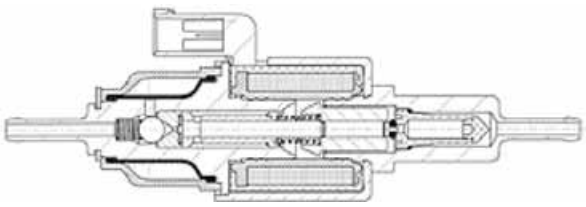


Рис. 1. Топливная форсунка системы регенерации ФТЧ фирмы Bosch [3]

2. Повышение температуры и реакционной (окислительной) способности ОГ на входе в ФТЧ за счет генерирования низкотемпературной плазмы из ОГ специальным устройством – плазмотроном. При этом возможно использование малогабаритных энергоэффективных плазмотронов, однако требующих для своей работы подвода газа-плазмоносителя и электроэнергии.

Анализ способов и устройств для плазменной нейтрализации ОГ ДВС в работе [5] показывает, что большинство технических решений базируется на обработке всего потока ОГ низкотемпературной плазмой; часто используется добавка ионизированного вторичного воздуха и обработка потока ОГ плазменно-топливными струями. В качестве газа-плазмоносителя, согласно того же исследования, рационально использовать сами ОГ. Конструкция, внешний вид и способ установки такого плазмотрона представлены на рис. 2 [5].

Исследование [5] также показало, что:

– плазменная нейтрализация позволяет снизить содержание в ОГ CH_X и CO – более чем на 70 %, ТЧ – более чем на 25 %;

– совместное использование низкотемпературной плазмы с катализаторами при нейтрализации ОГ является перспективным техническим решением, которое позволяет существенно повысить эффективность метода (например, введением каталитически активного вещества в структуру электрода плазмотрона);

– для транспортных двигателей целесообразно объединить плазменный нейтрализатор ОГ с глушителем шума системы выпуска ОГ.

К недостаткам такого метода следует отнести:

– относительно высокое энергопотребление плазмоторна;

– необходимость использования системы подачи газа-плазмоносителя;

– использование в качестве газа-плазмоносителя воздуха или кислорода приводит к резкому повышению эмиссии дизелем оксидов азота.

Предлагается использовать плазмотрон с мощностью 5 кВт, представленного на рис. 2, только для регенерации ФТЧ (то есть, периодически). По предварительной оценке, его эффективности окисления ТЧ достаточно, чтобы за 30 мин завершить процесс регенерации разработанного ФТЧ, накопившего в ФЕ 60 г ТЧ.

При этом, как и в случае использования топливных форсунок и КС, для регенерации ФТЧ на борту АТС может находиться сам плазмотрон и штуцер отбора газа-плазмоносителя. А источник электроэнергии и блок питания плазмотрона могут

находится вне борта АТС в составе единого универсального агрегата, пригодного для обслуживания нескольких АТС. Возможен также перенос самого плазмотрона с борта АТС в агрегат и постановка на его место установки специальных пробок. Для АТС, обслуживающихся владельцами самостоятельно, возможна установка плазмотрона и блока его питания на борт АТС, а питание системы регенерации осуществлять от бытовой электросети напряжением 220 В.

3. Повышение температуры ОГ до порога самопроизвольного воспламенения ТЧ в ФЭ путем нагрева потока ОГ встроенными на входе в корпус ФТЧ электронагреваемыми элементами, либо же подведением напряжения непосредственно к ФЭ (изготовленному из стального проката и стальной тканой сетки [4]).

4. Повышение температуры самих ТЧ в потоке ОГ до порога самопроизвольного воспламенения при воздействии на поток СВЧ-излучателя. При этом также происходит деградация ПНСТ, входящих в состав ТЧ за счет подбора соответствующей длины волны СВЧ-излучения.

При этом, как и в предыдущем случае, как сами нагревательные элементы, так и блок питания системы регенерации могут устанавливаться как на борту АТС, так и вне его. Источник электроэнергии – бытовая электросеть напряжением 220 В. При установке нагревательных элементов вне АТС целесообразно нагревать ими не ОГ, а воздух из окружающей среды (ОС), подавая его в специальный штуцер корпуса ФТЧ. Само же устройство подачи нагретого до 650 °С воздуха может быть анналогом промышленного фена, и потреблять при этом до 4 кВт·ч электроэнергии.

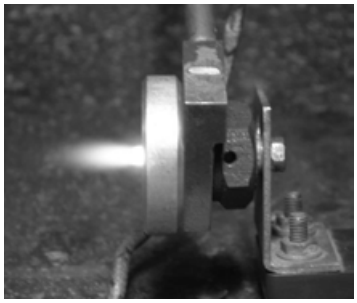
Эскиз ФТЧ ИПМаш, использующий описанные способы регенерации I рода, представлен на рис. 3. Сам процесс, реализованный любым из вышеописанных способов, может производится при работе дизеля на режиме холостого хода с номинальной частоты вращения коленчатого вала, как и на режиме с максимальным массовым расходом и температурой ОГ при нулевой эффективной мощности дизеля. Длительность процесса, по предварительным оценкам, не превышает 30 мин. В любом из вышеописанных вариантов регенерации, демонтаж ФТЧ и извлечение из него ФЭ не требуются.

Межренерационный период работы ФТЧ – это продолжительность работы ФТЧ или АТС до возникновения необходимости осуществления регенерации I или II рода, выраженная в единицах: времени, пробега АТС, наработки дизеля или др. Его длительность для ФТЧ ИПМаш определяется теми же требованиями, что и для ФТЧ любого другого типа – уровнями гидравлического сопротивления (ГС) и перепада температур ОГ, создаваемых заполненным ФТЧ в выпускной системе дизеля. Эта величина также определяется удельной сажемкостью ФТЧ (грамм ТЧ на 1 дм^3 объема ФЭ), которая меняется в ходе эксплуатации под воздействием причин, вызывающих необходимость проведения регенерации II рода.

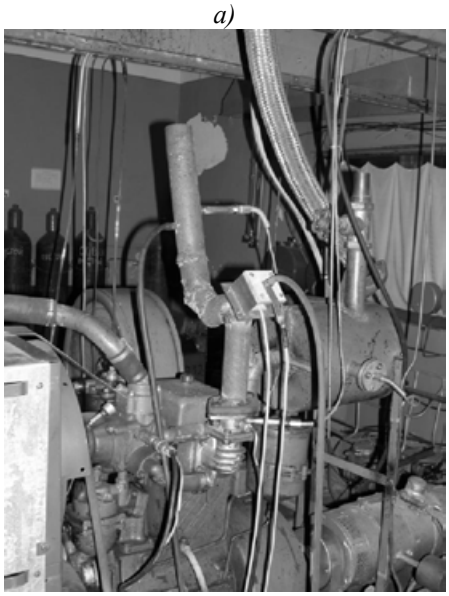
ФТЧ ИПМаш отличается модульной конструкцией [4], позволяющей выбирать наилучший вариант соотношения его основных рабочих характеристик. Массогабаритных показателей ФЭ (компоновкой на конкретном АТС), его ГС (и среднеэксплуатационными затратами топлива) и стоимостью – с одной стороны. И его сажеемкостью, межрегенерационным периодом до регенерации I рода, среднеэксплуатационными затратами энергии на ее проведение и себестоимостью всей системы очистки ОГ от ТЧ (зависит от модели эксплуатации АТС) – с другой.

В исследовании [4] проведены оценки количества модулей ФЭ для дизеля 2Ч10,5/12 (не менее 30 – 50 шт.); среднеэксплуатационного выброса ТЧ этим дизелем (до 1,23 г/(кВт·ч)), эффективности очистки ФТЧ ИПМаш ОГ этого дизеля от ТЧ и ГС ФТЧ в зависимости от различных режимных и конструктивных параметров дизеля и времени его работы на стационарном режиме с максимальным выбросом ТЧ (более 63 %); увеличения в связи с этим среднеэксплуатационного удельного эффективного расхода топлива (не более 4,35 %).

Требования к уровню ГС выпускной системы дизеля 2Ч10,5/12 (до 10 кПа) и периоду между ТО (до 250 моточасов) ограничивают удельную сажеемкость и межрегенерационный период ФТЧ ИПМаш. Удельная сажеемкость ФТЧ ИПМаш с объемом, равным рабочему объему дизеля (около 2 дм^3), по предварительной оценке, составляет около 30 г/дм^3. ГС действующего макета ФЭ, содержащего 40 % модулей от необходимого количества, увеличивается на 1,6 кПа за 1 час работы дизеля на режиме максимального крутящего момента (характеризующегося максимальным массовым выбросом ТЧ). Учитывая эти данные, можно предположить, что межрегенерационный период для регенерации I рода ФТЧ ИПМаш может составлять около 12,5 часов работы на режиме максимального крутящего момента и около 40 часов для 13-режимного цикла [4].



а)



б)

Рис. 2. Плазмотрон и место его установки на моторном стенде [5]: а – внешний вид работающего плазмотрона; б – внешний вид моторного стенда с установленным плазмотроном

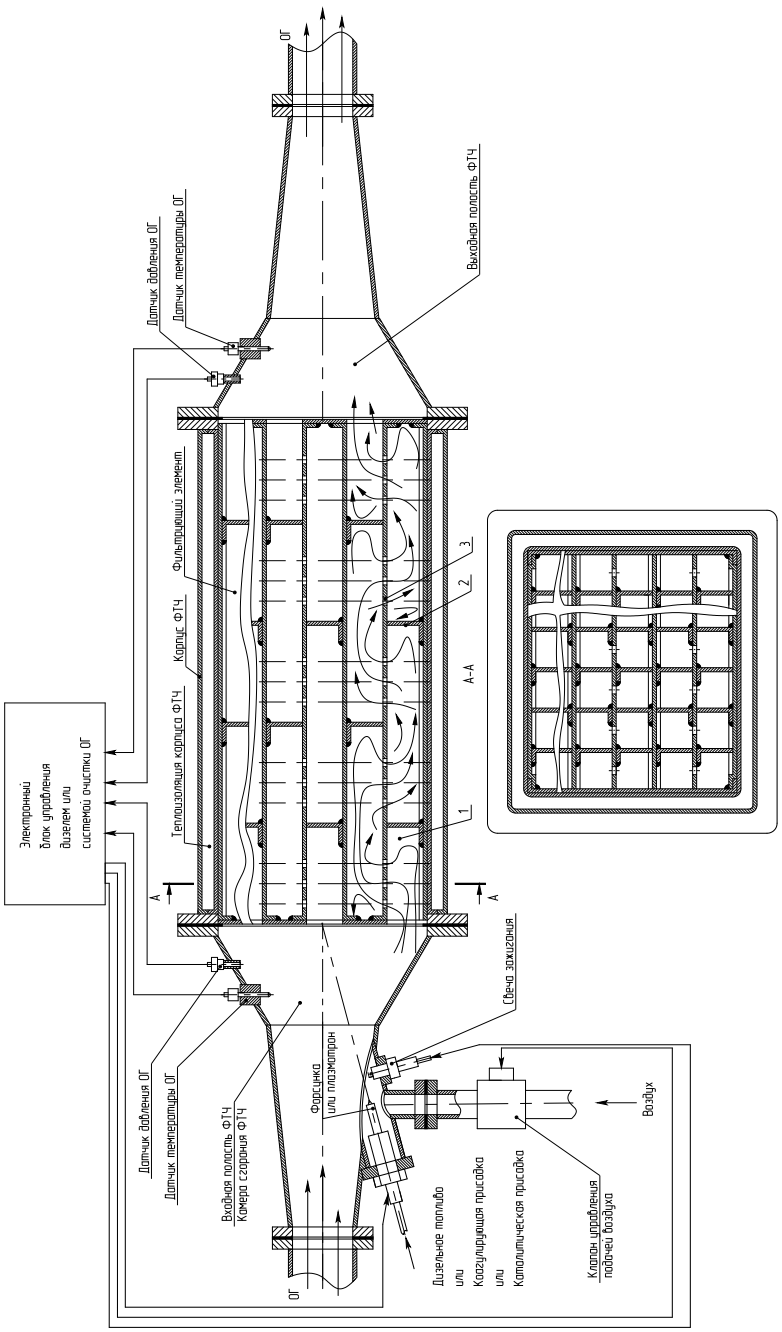


Рис. 3. ФТЧ предлагаемой конструкции [4]

Выводы

По результатам анализа научно-технической литературы и собственных исследований выбраны и описаны возможные способы и средства осуществления процессов регенерации I и II рода ФТЧ новой нетрадиционной модульной конструкции, разработанного в отделе ПЭУ ИПМаш НАНУ.

Предложена схема бортовой системы регенерации I рода для ФТЧ ИПМаш. Схема позволяет осуществить этот процесс с помощью принципиально разных наборов средств реализации вышеописанных способов.

Регенерация II рода для ФТЧ ИПМаш осуществляется вне борта АТС сменой насыпки из ПЦ и промывкой сетчатых кассет и кожухов модулей ФЭ с последующим выжиганием ТЧ в насыпке.

Оценены эксплуатационные параметры процесса регенерации I рода. Межрегенерационный период 12,5 часов работы на режиме максимального крутящего момента и около 40 часов для 13-режимного цикла. Порог противодавления ФТЧ для дизеля 2Ч10,5/12 составляет 10 кПа. Длительность регенерации I рода составляет не более 30 мин. Энергозатраты процесса регенерации I рода при этом сос-

тавляют до 5 кВт.

Эксплуатационные параметры процесса регенерации II рода по имеющимся данным оценить затруднительно.

Список литературы:

1. Строков А.П. Современные методы очистки отработавших газов дизелей от твердых частиц / А.П. Строков, А.Н. Кондратенко // Двигатели внутреннего згорания. – 2010. – № 2. – С. 99 – 104. 2. Кондратенко А.Н. Регенерация фильтров твердых частиц дизелей / А.Н. Кондратенко, А.П. Строков, С.А. Вамболь В.М. Семикин // Двигатели внутреннего сгорания. – № 1. – 2014. – С. 89-95. 3. Кондратенко О.М. Аналіз діючих ФТЧ дизелів нетрадиційної конструкції на відповідність сучасним нормам екологічних показників / О.М. Кондратенко, С.О. Вамболь, О.П. Строков // Науковий журнал «Екологічна безпека». – Кременчук: КрНУ, 2014. – Вип. 1 (17). –С. 25–30. 4. Кондратенко О.М. Зниження викиду твердих частинок транспортних дизелів, що перебувають в експлуатації: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки» / О.М. Кондратенко. – Харків, 2013. – 20 с. 5. Разработка научных основ плазменных и электрофизических технологий повышения эффективности и снижения токсичности двигателей внутреннего сгорания при использовании традиционного топлива, водорода и других видов альтернативных топлив. Отчет о НИР / ИПМаш НАНУ; рук. А. Левтеров. – Харьков, 2005. – 319 с. – № ГР 0101U 003588.

Bibliography (transliterated):

1. Strokov A.P. Sovremennye metody ochistki otrabotavshih gazov dizelej ot tverdyh chastic / A.P. Strokov, A.N. Kondratenko // Dvigateli vnutrennego zgoranija. – 2010. – № 2. – S. 99 – 104. 2. Kondratenko A.N. Regeneracyja fyl'trov tverdыh chastyc dyzelej / A.N. Kondratenko, A.P. Strokov, S.A. Vambol' V.M. Semikin // Dvygately vnutrennego sgoranyja. – № 1. – 2014. – S. 89-95. 3. Kondratenko O.M. Analiz dijuchyh FTCh dyzeliv netradycijnoi' konstrukcii' na vidpovidnist' suchasnym normam ekologichnyh pokaznykiv / O.M. Kondratenko, S.O. Vambol', O.P. Strokov // Naukovyj zhurnal «Ekologichna bezpeka». – Kremenchuk: KrNU, 2014. – Vyp. 1 (17). – S. 25 – 30. 4. Kondratenko O.M. Znyzhennja vykydu tverdyh chastynok transportnyh dyzeliv, shho perebuvajut' v ekspluatacii': avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk: spec 05.05.03 «Dvyguny ta energetychni ustanovky» / O.M. Kondratenko. – Kharkiv, 2013. – 20 s. 5. Razrabotka nauchnyh osnov plazmennyh i elektrofizicheskih tehnologij povyshenija effektivnosti i snizhenija toksichnosti dvigatelej vnutrennego sgoranija pri ispol'zovanii tradicionnogo topliva, vodoroda i drugih vidov al'ternativnyh topliv. Otchet o NIR / IPMash NANU; ruk. A. Levterov. – Khar'kov, 2005. – 319 s. – № GR 0101U003588.

Поступила в редакцию 12.06.2014

Кондратенко Александр Николаевич – канд. техн. наук, вед. инж. отдела поршневых энергоустановок Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина, e-mail**:** kharkivjanyn@i.ua.

Строков Александр Петрович – доктор техн. наук, проф., зав. отдела поршневых энергоустановок Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина, e-mail: dppp@ipmach.kharkov.ua.

Вамболь Сергей Александрович – доктор техн. наук, доц., зав. кафедры Прикладной механики Национального университета гражданской защиты Украины, г. Харьков, Украина, e-mail: sergvambol@gmail.com.

Авраменко Андрей Николаевич – канд. техн. наук, науч. сотр. отдела поршневых энергоустановок Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, г. Харьков, Украина, e-mail**:** dppp@ipmach.kharkov.ua.

РЕГЕНЕРАЦІЯ ФІЛЬТРУ ТВЕРДИХ ЧАСТИНОК ДИЗЕЛІЯ З НАСИПКОЮ З ПРИРОДНЬОГО ЦЕОЛІТУ

О. М. Кондратенко, О. П. Строков, С. А. Вамболь, А. М. Авраменко

На основі аналізу інформації з науково-технічних літературних джерел наведено результати вибору можливих способів та засобів реалізації регенерації розробленого у відділі поршневих енергоустановок Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України фільтра твердих частинок (ФТЧ) дизеля з насипкою з природного цеоліту у сітчастих касетах. За результатами аналізу запропоновані можливі варіанти реалізації процесів регенерації I і II роду для розробленого ФТЧ. Оцінено значення експлуатаційних параметрів цих процесів.

REGENERATION OF DIESEL PARTICULATE MATTER FILTER WITH BULK NATURAL ZEOLITE

A. N. Kondratenko, A. P. Strokov, S. A. Vambol, A. N. Avramenko

Present paper describes a results of analysis of information from scientific and technical literature and a results of selection of possible ways and implementing them equipment of regeneration for diesel particulate matter filter (DPF) with natural bulk zeolite in stainless steel woven mash cassettes, which developed in Piston Plants Department of A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of the National Academy of Sciences of Ukraine. According to the analysis proposed possible variants of realization of regeneration processes of 1st and 2nd kind for the developed DPF. Estimated values of operational parameters of these processes.

УДК 621.331.23: 620.123

Л. П. Клименко, П. Я. Ревнюк, О. Ф. Прищепов, В. И. Андреев, С. Н. Соловьёв

УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ МЕТОДАМИ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫХ И ЛАЗЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований по применению лазерных и ионно- плазменных технологий для упрочнения деталей форсунок и поршневых колец двигателей внутреннего сгорания. Комбинированное упрочнение деталей форсунок двигателей внутреннего сгорания (лазерная обработка каналов распылителя форсунки и ионно-плазменное напыление конуса иглы) обеспечило повышение их срока службы с 3 600 до 8 000 часов. Результаты проведённых исследований дают возможность рекомендовать процессы ионно-плазменного упрочнения для обработки поршневых колец среднеоборотных дизелей. Совместный износ пар с молибденовым покрытием в 2,2-2,5 раза меньше, чем у пар, где поршневое кольцо хромированное. Совместный износ пар с лазерным упрочнением в 1,6-1,8 раза меньше, чем у пар, где поршневое кольцо хромированное. По оценкам авторов, для первого компрессионного кольца лучше использовать ионно-плазменное покрытие, а для всех остальных − обработку лазером.

Введение

Для решения задач, связанных с повышением ресурса и надёжности деталей и узлов автотракторных и судовых двигателей внутреннего сгорания, в последнее время начали использовать высокоэнергетические способы обработки материалов, такие как лазерное термоупрочнение и ионно-плазменное напыление, а также комбинированное упрочнение.

На современном этапе развития общества прогресс в двигателестроении связан с применением новых труднообрабатываемых жаростойких, коррозионностойких и износостойких сталей и сплавов. Однако и эти материалы не всегда удовлетворяют требования, которые выдвигаются в связи с возрастающими нагрузками, расширением диапазона рабочих температур, влиянием вредных факторов окружающей среды. Эффективным способом повышения долговечности деталей ДВС в условиях циклических нагрузок, контактной усталости и износа является создание на их поверхности прочных износостойких слоёв. Например, для деталей топливной аппаратуры с целью повышения их эксплуатационных характеристик наиболее широкое применение нашли способы поверхностной закалки, химико-термические методы (цементация, азотирование и др.). Однако возможности этих методов в значительной мере уже исчерпаны.

Постановка задачи

Применение в двигателестроении в последние годы электрофизических методов упрочнения значительно повысило ресурс некоторых деталей двигателей внутреннего сгорания.

Так, например, лазерное упрочнение поверхностей позволяет выборочно изменить свойства различных участков деталей, в результате чего получаются более износостойкие поверхности без изменения шероховатости. Однако при обработке прецизионных пар незначительное увеличение зерна в металле приводит к ограничению применения этого метода.

Нанесение ионно-вакуумных покрытий на основе тугоплавких металлов (TiN, TiC и др.) значительно увеличивает поверхностную твёрдость деталей. Применение этих покрытий в прецизионных парах сдерживается из-за увеличения размеров на 2-4 мкм, в связи с чем для обработки деталей дизельных форсунок необходимо подобрать такие схемы и режимы обработки, которые смогли бы повысить износостойкость и не изменить геометрические параметры сопрягаемой пары.

Целью проведения лабораторно-промышленных исследований являлось:

1) выявление характера износа в паре трения топливной системы «игла – корпус форсунки», а также разработка технологии комбинированного поверхностного упрочнения этих деталей, что позволило бы повысить ресурс и надёжность работы форсунки;

2) разработка технологий лазерного упрочнения поршневых колец и нанесения на них покрытий ионно-плазменным напылением.

Результаты исследований

Исследования лазерного упрочнения распылителя форсунки двигателя внутреннего сгорания

Исследования проводились на форсунках дизелей VDS 24/24 AL-1 (1000 об/мин, N = 900 кВт) и VDS 48/42 AL-2 (750 об/мин, N = 2300 кВт).

Исследования лазерного упрочнения распылителя форсунки проводились на импульсном лазере с диапазоном регулирования энергии
E = 10-80 Дж, длительностью импульса 2-10 мс. Диаметр лазерного «пятна» и фокусное расстояние были специально адаптированы к данной конструкции распылителей.

Материал распылителя имел следующий химический состав, мас. % (табл. 1).

© Л. П. Клименко, П. Я. Ревнюк, О. Ф. Прищепов, В. И. Андреев, С. Н. Соловьёв, 2014

Таблица 1. Химический состав материала исследуемого распылителя форсунки двигателя

Содержание компонентов, мас. %						
C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Fe
0,12-0,17	0,17-0,37	0,25-0,55	1,35-1,65	4,00-4,40	0,30-0,40	Остальное

Игла распылителя форсунки была изготовлена из материала Р18, который имел следующий химический состав, мас. % (табл. 2).

Таблица 2. Химический состав материала иглы распылителя форсунки двигателя

Содержание компонентов, мас. %				
C	Cr	W	V	Fe
0,72-0,83	3,80-4,40	17,0-18,5	1,00-1,40	Остальное

Начальная обработка осуществлялась при температуре 920-980°С на глубину 0,6-0,7 мкм. Поверхностная твёрдость материала составляла HRC 57.

После импульсной лазерной обработки каналов распылителя форсунки микротвёрдость упрочнённого слоя увеличилась до H_μ = 800-840 МПа, глубина упрочнённого слоя составляла 0,07-0,09 мм.

Для повышения износостойкости конуса иглы на его поверхность наносилось покрытие на основе TiN толщиной 3-5 мкм с помощью установки «Булат 3Т». Начальная термическая обработка давала твёрдость не менее HRC 60.

Микротвёрдость покрытия составляла не менее H_μ = 2400 МПа.

Оценку свойств покрытий выполняли по величине микротвердости, измеренной в пересечении косого шлифа при нагрузке на индентор 1Н. Дополнительную информацию о микроструктуре слоя и состоянии поверхности получали с помощью оптического микроскопа «Неофот-21» и электронного микроскопа Stereoscan.

Испытания износостойкости упрочненных образцов проводились на машине трения СМЦ-2 и на работающем двигателе в лабораторных условиях.

Рассмотренное комбинированное упрочнение дизельных форсунок обеспечило повышение их срока службы с 3 600 до 8 000 часов.

Трудоёмкость технологических операций составила 5-10 % от трудоёмкости изготовления форсунки.

Используемые в работе технологические процессы могут быть применены для получения плунжерных пар деталей топливной аппаратуры, а также деталей газораспределительных механизмов.

Лазерное упрочнение поршневых колец из высокопрочного чугуна

Ионно-плазменное и лазерное упрочнение поверхностей применялись также для обработки поршневых колец из высокопрочного чугуна ВЧ 50-1,5 для дизеля 6ЧН 25/34.

Молибденирование – известный способ повышения износостойкости трущихся поверхностей. Поэтому в качестве материала, который наносили напылением на установке «Булат-3Т», был выбран именно молибден.

Перед напылением кольца проходили очистку в ультразвуковой ванне и в тлеющем разряде. После вакуумирования камера установки заполнялась азотом, покрытие нитридом молибдена проводилось в течение 1,5-2 часа. Толщина полученного слоя составляла 7-10 мкм, микротвёрдость H_μ = 2200-2500 МПа. Для снятия внутренних напряжений, после напыления детали медленно охлаждались вместе с камерой.

Лазерная обработка поршневых колец осуществлялась пучком излучения круглой формы. Источником упрочнения служило лазерное стекло с неодимом. Размеры пучка регулировались. Перед обработкой кольца обезжиривались, при наличии ржавчины она удалялась, кроме того, поверхности колец не должны иметь вмятин, заусенцев, забоин и других повреждений. Обработка поршневых колец производилась на вращающемся устройстве. Для отработки режимов использовались образцы-свидетели, на них замерялись глубина обработки и микротвёрдость. По результатам замеров производилась корректировка режимов. Лазерная обработка осуществлялась в течение 20-30 минут, при этом была достигнута толщина слоя 80-100 мкм, микротвёрдость H_μ = 1 200 МПа.

Сравнительные износостойкие испытания проводились на образцах поршневых колец:

- имеющих ионно-плазменное напыление нитридом титана;
- имеющих хромовое покрытие по технологии завода «Первомайскдизельмаш»;
- упрочнённых лазером (молибденирование).

Испытания проводились на машине трения СМЦ-2 по схеме «колодка-ролик». Колодка изготавливалась из материала втулки (комплексно-легированный чугун), а ролик − из материала поршневого кольца ВЧ 50-1,5, упрочнённого соответствующим образом. Количество циклов – 500 000. Нагрузка на колодку устанавливалась равной нагрузке на первое компрессионное кольцо дизеля ЧН 25/34, температура масла, подаваемого на тру-

щиеся поверхности, поддерживалась в диапазоне 90-110°С.

Проведенные испытания показали, что:

- наибольший износ присутствует у хромированных образцов поршневых колец;
- наименьший износ характерен для образцов поршневых колец с молибденовым покрытием.

Совместный износ пар с молибденовым покрытием в 2,2-2,5 раза меньше, чем у пар, где поршневое кольцо хромированное.

Совместный износ пар с лазерным упрочнением в 1,6-1,8 раза меньше, чем у пар, где поршневое кольцо хромированное.

Выводы

1. Комбинированное упрочнение деталей форсунок ДВС (лазерная обработка каналов распылителя форсунки и ионно-плазменное напыление конуса иглы) обеспечило повышение их ресурса.

2. Результаты проведённых исследований дают возможность рекомендовать процессы ионно-плазменного упрочнения для обработки поршневых колец среднеоборотных дизелей, причём, по оценкам авторов, для первого компрессионного кольца лучше использовать ионно-плазменное покрытие, а для всех остальных − обработку лазером.

Список литературы:

1. Бруннер В. Справочник по лазерной технике / В. Бруннер. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 544 с. 2. Веденов А.А. Физические процессы при лазерной обработке материалов / А.А. Веденов, Г.Г. Гладуш М.:Энергоатомиздат, 1985. – 208 с. 3. X-Ray diffraction data cards. – Committee of chemical analysis by X-Ray diffraction methods. – Philadelphia: ASTM, 1975.

Bibliography (transliterated):

1. Brunner V. Spravochnik po lazernoj tehnike / V. Brunner. – M.: Jenergoatomizdat, 1991. – 544 s. 2. Vedenov A.A. Fizicheskie processy pri lazernoj obrabotke materialov / A.A. Vedenov, G.G. Gladush M.:Jenergoatomizdat, 1985. – 208 s. 3. X-Ray diffraction data cards. – Committee of chemical analysis by X-Ray diffraction methods. – Philadelphia: ASTM, 1975.

Поступила в редакцию 21.07.2014

Клименко Леонид Павлович – доктор техн. наук, профессор кафедры экологии и природопользования Черноморского государственного университета им. П. Могилы, Николаев, Украина, e-mail: rector@kma.mk.ua.

Ревнюк Павел Яковлевич – канд. техн. наук, доцент, директор ПАТ Укр НИИ технологии судового машиностроения, г. Николаев, Украина.

Прищепов Олег Федорович – канд. техн. наук, доцент кафедры медицинских приборов и систем Черноморского государственного университета им. П. Могилы, Николаев, Украина.

Андреев Вячеслав Иванович – канд. техн. наук, доцент, заведующий научно-исследовательским отделом Черноморского государственного университета им. П. Могилы, Николаев, Украина, e-mail: avi@kma.mk.ua.

Соловьев Станислав Николаевич – канд. техн. наук, профессор кафедры технологии судового машиностроения Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова.

ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ МЕТОДОМ ЙОННО-ПЛАЗМОВИХ І ЛАЗЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Л. П. Клименко, П. Я. Ревнюк, О. Ф. Прищепов, В. І. Андрєєв, С. М. Соловйов

Розглянуто результати експериментальних досліджень щодо застосування лазерних та йонно-плазмових технологій для зміцнення деталей форсунок і поршневих кілець двигунів внутрішнього згорання. Комбіноване зміцнення деталей форсунок двигунів внутрішнього згоряння (лазерна обробка каналів розпилювача форсунки та йонно-плазмове напилення конуса голки) забезпечило підвищення їх терміну служби з 3 600 до 8 000 годин. Результати проведених досліджень дають можливість рекомендувати процеси іонно-плазмового зміцнення для обробки поршневих кілець середньообертових дизелів. Спільний знос пар із молібденовым покриттям у 2,2-2,5 рази менший, ніж у пар, де поршневе кільце хромоване. Спільний знос пар із лазерним зміцненням в 1,6-1,8 рази менший, ніж у пар, де поршневе кільце хромоване. За оцінками авторів, для першого компресійного кільця краще використовувати йонно-плазмове покриття, а для решти обробку лазером.

STRENGTHENING OF UNITS IN ICE BY ION-PLASMA AND LASER TECHNOLOGIES

L. Klymeko, P. Revnyuk, O. Pryshchepov V. Andreev, S. Solovyov

The results of experimental research on the use of laser and ion-plasma technology for strengthening of details of injectors and piston rings for internal combustion engines are considered. Combined hardening of parts injectors internal combustion engines (laser processing channels of a sprayer and ion-plasma spraying cone needle) has improved resource. Considered the combined hardening diesel injectors ensure the improvement of their life with 3 600 up to 8 000 hours. The research results allow to recommend the processes of ion-plasma hardening for processing piston rings medium-speed diesel engines, Joint wear pairs molybdenum coated 2.2-2.5 times less than in pairs, where piston ring chrome. Joint wear pairs with laser hardening 1.6-1.8 times less than in pairs, where piston ring chrome. The authors, for the first compression ring better use of ion-plasma coating, and all the rest - processing laser.

УДК 621.43

В.С. Вербовський, І.В. Грицук, Д.С.Адров, З.І. Краснокутська

ОСОБЛИВОСТІ ПЕРЕДПУСКОВОГО ПРОГРІВУ СТАЦІОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГУНА З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОВОГО АКУМУЛЯТОРА З ФАЗОВИМ ПЕРЕХОДОМ

У статті розглядаються результати математичного моделювання процесів в системі прогріву стаціонарного газового двигуна при застосуванні теплового акумулятора з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід, за циклом передпускового і післяпускового прогріву при одночасному прогріві охолоджуючої рідини і моторної оливи. Результати оцінювання ефективності застосування системи прогріву підтвердили покращення паливної економічності двигуна, а також ефективність застосування системи, як одного з напрямків покращення екологічних показників газового двигуна.

Вступ

Серед основних проблем ефективної експлуатації ДВЗ особливе місце займає їх передпускова і післяпускова теплова підготовка. Ця проблема є суттєвою для газових ДВЗ у складі установок, що забезпечують безперервне живлення відповідальних електричних мереж, для яких виключається можливість застосування традиційних способів і засобів передпускової підготовки і прогріву [1]. Ще однією складністю часто є те, що в таких умовах потрібно зразу ж після пуску здійснювати повне навантаження двигуна.

Пускові якості двигунів оцінюються граничною температурою надійного пуску і часом, необхідним для прийняття навантаження. Серед основних вимог до пуску дизельної і газової електростанцій слід виділити наступні [2]: перед запуском електростанції при температурі зовнішнього повітря 5 ºС і нижче необхідно включати підігрів охолоджуючої рідини для полегшення запуску. При виконанні запуску електростанції в ручному режимі запустити двигун без навантаження і дати попрацювати йому протягом 3-4 хвилин, потім необхідно подати 30% навантаження і дочекатися збільшення температури охолоджуючої рідини до 50 °С, при 50 °С можливо подати 50% навантаження. При температурі охолоджуючої рідини 70 °С можливо подавати навантаження до 100%. При низьких температурах самого двигуна і оточуючого його повітря пуск ускладнюється, надійність пуску істотно знижується, а час підготовки до прийняття навантаження зростає.

Експериментальні й розрахункові дослідження газового двигуна К-159М2 (6Ч 12/14), виконані в Інституті газу НАНУ спільно с НТУ і ДонІЗТ УкрДАЗТ, показали, що для полегшення пуску і швидкого прогріву охолоджуючої рідини (ОР) доцільно використовувати систему передпускового розігріву ДВЗ [1, 3]. Для цього було розроблено тепловий акумулятор з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід. Тепловий акумулятор дозволяє накопичувати теплову енергію відпрацьованих газів. Кількість теплоти, яку накопичує тепловий акумулятор відповідає кількості теплової енергії, що потрібна для попереднього прогріву ОР двигуна від максимально низької температури оточуючого повітря (задається при проектуванні системи) до температури ОР «гарячого пуску» та можливості навантаження.

Мета роботи

Метою проведених досліджень є визначення часу теплової підготовки ДВЗ, показників паливної економічності й екологічних показників газового двигуна К-159М2 (6Ч 12/14), обладнаного системою прогріву (СП) з використанням теплового акумулятора (ТА) з фазовим переходом при виконанні повного циклу розрядки - зарядки ТА СП.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступну основну задачу: визначити параметри теплової підготовки ДВЗ в залежності від температури навколишнього середовища до температури «гарячого пуску» та можливості прийняття навантаження при здійсненні прогріву як охолоджуючої рідини, так і моторної оливи (МО).

Основний матеріал

Для проведення теоретичних досліджень розроблена, а після проведення експериментальних досліджень, уточнена методика розрахунку параметрів прогріву ОР і МО, паливної економічності і екологічних показників газового двигуна К159М2 (6Ч 12/14) при застосуванні в системі охолодження і мащення СП з тепловим акумулятором з фазовим переходом під час передпускового і післяпускового прогріву [4].

Особливістю конструкції і роботи газового двигуна К159М2 (6Ч 12/14) є те, що оболонка охолодження, що розташована в блоці циліндрів двигуна, не контактує безпосередньо з головною масляною магістраллю – вона розташована окремо від блока циліндрів, з одного з його боків, у вигляді окремого маслопроводу. Ця особливість конструкції двигуна була врахована в математичній моделі і в рівняннях, що описують тепловий баланс, моніторинг системи, рівняння руху охолоджуючої рідини і моторної оливи.

Для формування бази вихідних даних були використані експериментальні дані, особливості конструкції і робочого процесу газового двигуна, а

© В.С. Вербовський, І.В. Грицук, Д.С.Адров, З.І. Краснокутська, 2014

також вихідні дані щодо параметрів процесу прогріву ОР системи охолодження, МО системи мащення дослідного ДВЗ [5 -7]. Для урахування параметрів робочого процесу двигуна при здійсненні прогріву були отримані характеристики тиску, температури в циліндрі та температури у випускному колекторі в залежності від повороту колінчастого вала при частоті обертання холостого ходу.

В розроблену математичну модель, крім того, закладені поліноміальні залежності, що отримані опрацюванням результатів стендових досліджень газового двигуна 6Ч 12/14 а саме, залежності витрати палива при прогріві ОР і МО ДВЗ в штатній комплектації та з використанням розробленої СП: зі штатною системою охолодження і мащення, з встановленими в систему охолодження і мащення прискорюючими насосами, з встановленим дослідним тепловим акумулятором та попереднім прогрівом МО та ОР двигуна до температур «гарячого пуску», а саме: 40 °С, 50 °С та 60 °С. Також, були внесені уточнення в рівняння математичної моделі, які описують характер зміни температур елементів конструкції блоку циліндрів, окремо розташованої масляної магістралі та головки блоку циліндрів при здійсненні прогріву ОР і моторної оливи. Уточнені коефіцієнти тепловіддачі в елементах системи охолодження і мащення з тепловим акумулятором, а також рівняння математичної моделі, що описують процеси заряджання та розряджання теплового акумулятора в процесі роботи [8].

З використанням [9], як складові математичної моделі, були уточнені рівняння розробленої методики моніторингу теплових параметрів системи охолодження і мащення газового двигуна за даними натурної характеристики. В першу чергу це стосується закономірностей процесу охолодження двигуна. В методиці розрахунку параметрів [9, 4], в якості домінуючого параметра при виборі критерію допустимого охолодження газового двигуна 6Ч 12/14, введені параметри зміни температури ОР на вході в блок циліндрів двигуна і МО при вході в окремий маслопровід. Завдяки цьому, в математичній моделі процесу передпускового прогріву стаціонарного газового двигуна, отримана можливість прогнозувати динаміку зниження температурних показників ОР і МО двигуна у часі та давати відповідні рекомендації щодо кількості теплової енергії, інтервалів та тривалості передпускової підготовки та післяпускового прогріву в систему охолодження і мащення двигуна від СП з тепловим акумулятором.

Для урахування особливостей застосування теплового акумулятора СП в системах охолодження і мащення газового двигуна в методику розрахунку [4] закладено умови, основні припущення і модельні уявлення, необхідні для урахування особливостей конструкції ТА в побудованій математичній моделі функціонування теплового акумулятора прийнятої конструкції, урахування особливостей системи керування СП, при яких відбувається включення, робота і відключення СП з ТА в системах охолодження і мащення [10]. Моделювання роботи СП проводилось за наступними умовами при використанні утилізатора теплової енергії ВГ в системі випуску двигуна:

- без застосування теплового акумулятора СП в системах охолодження і мащення;

- без застосування теплового акумулятора СП в системах охолодження і мащення, але з працюючими прискорюючими насосами для прискореного прогріву охолоджуючої рідини і моторної оливи від енергії згорання палива при працюючому двигуні в режимі холостого ходу;

- при застосуванні теплового акумулятора СП в системах охолодження і мащення з працюючими прискорюючими насосами для прогріву охолоджуючої рідини і моторної оливи двигуна.

При моделюванні формувався цикл передпускового і післяпускового прогріву газового ДВЗ від початку розряджання теплового акумулятора (початок теплової підготовки ДВЗ) до повного його заряджання, що визначається температурою фазового переходу теплоакумулюючого матеріалу. Процеси передпускового і післяпускового прогрівання ОР і МО газового двигуна 6Ч 12/14 розглядалися в інтервалі температур оточуючого повітря, а саме: 20 °С (рис. 1, а), 0 °С, -20 °С.

Роботу СП при передпусковому і післяпусковому прогріві умовно можна розділити на декілька послідовних режимів [10, 3] (рис. 1, б): 1 – накопичення теплової енергії відпрацьованих газів в ТА СП до температури вище фазового переходу теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ) для забезпечення передпускової підготовки; 2 – за допомогою СП прискорений прогрів систем охолодження і мащення двигуна К159М2 до температур «гарячого пуску» в умовах експлуатації; 3 – пуск двигуна при температурі ОР і МО не менше 40-50 °*С*; 4 – заряджання ТА тепловою енергією відпрацьованих газів до температури вище фазового переходу ТАМ.

На рис. 1 приведена отримана шляхом розрахунку на математичній моделі в залежності від часу τ,с роботи СП досліджуваного ДВЗ при температурі навколишнього середовища +20 ^{o}С: зміна температур $t\ ^{o}C$ в ТА і різних зонах роботи СО і мащення ДВЗ. В табл. 1 – 2, крім цього, годинні витрата $G_{т}$ газового палива, викиди оксидів азоту $NO_{x,}$ твердих частинок K під час передпускової теплової підготовки, виконання пуску і прогріву його до температури «гарячого пуску» (50 ^{o}С) від різних температур навколишнього середовища, а саме: 20 °С, 0 °С, -20 °С, а також термінові (часові) результати прогріву ДВЗ з штатною системою та з СП.

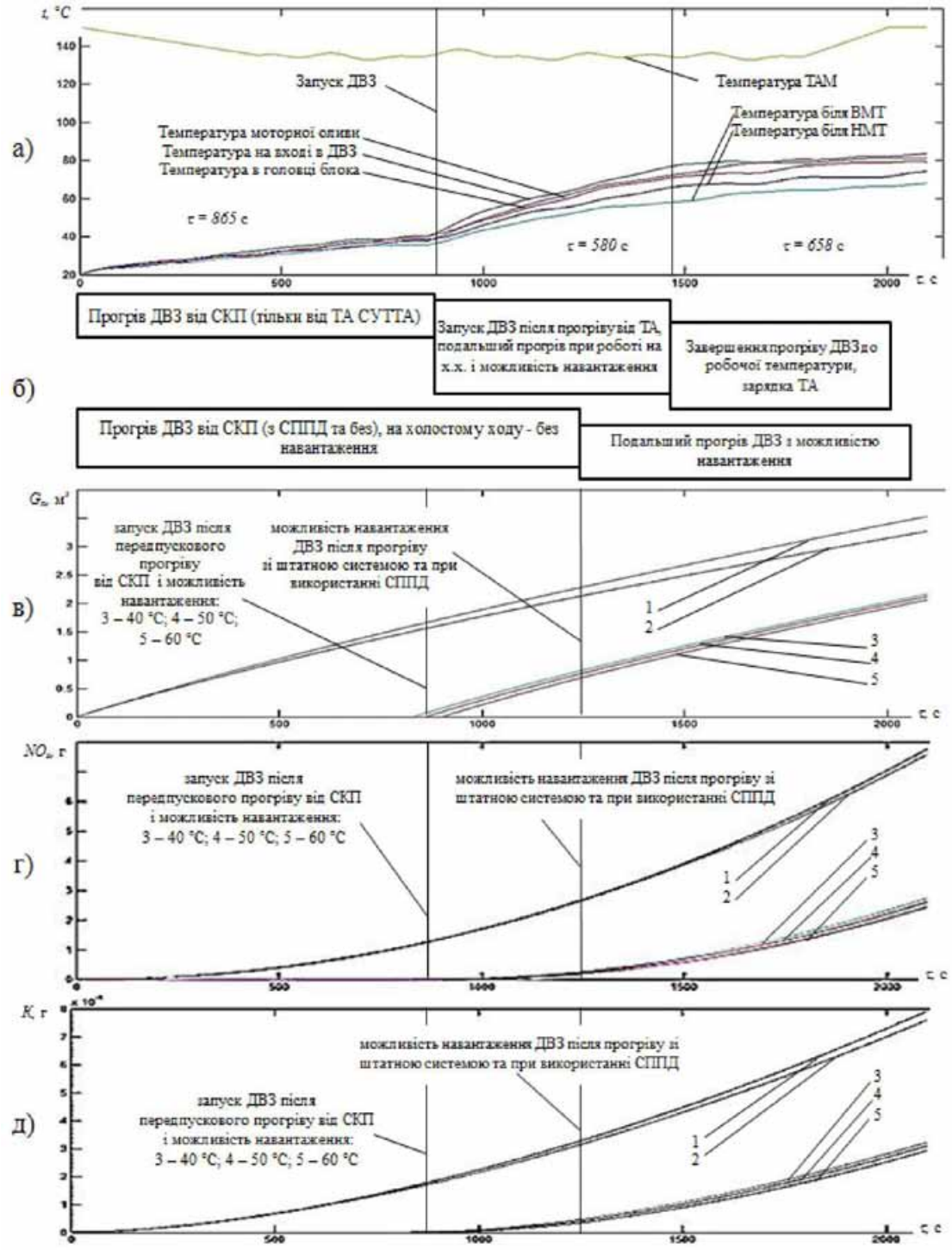


Рис. 1. Зміна: температур ТАМ і охолоджуючої рідини в різних ділянках (а), годинної витрати G_m газового палива (в); викидів оксидів азоту NO_x (г) та викидів твердих частинок К (д) під час роботи СКП ДВЗ К159М2 з ТА фазового переходу в процесі повного циклу його розрядки – зарядки, в залежності від режимів роботи передпускового прогріву (б) при t = 20 °С: 1 – ШС; 2 – ШС з СППД; 3, 4, 5 – СП з СППД і з СУТТА

Виходячи з отриманих результатів прогріву двигуна по відповідним зонам можливо стверджувати, що передпусковий прогрів ОР і МО одночасно за розробленим алгоритмом роботи СП дозволяє краще прогріти зону колінчастого вала двигуна (рис.1), ніж у випадку, коли передпусковий прогрів проводиться тільки для ОР. Одночасно забезпечується передпускове підвищення тиску в системі мащення, що також є доцільним для зменшення тертя в кінематичних парах двигуна перед здійсненням пуску в умовах експлуатації.

На обумовлених температурних режимах сис-

тема працює наступним чином: прогрів ОР ДВЗ від ТА триває 865 с, 1438 с, 1996 с, відповідно, а МО - 851 с, 1498 с, 2096 с, відповідно, потім по досягненню температури ОР 50 °С відбувається запуск ДВЗ та комбінований прогрів його від ТА та теплової енергії згорання палива до температури ОР 85°С за 456 с, після досягнення температури ОР 85 °С відбувається зарядка ТА, яка триває 658 с, 1830 с, 2795 с, відповідно. У той час як прогрів ОР ДВЗ зі штатною системою буде тривати 1370 с, 1864 с та 2849 с, відповідно, а МО - 1450 с, 1998 с та 3031 с, відповідно.

Результати досліджень на математичній моделі роботи системи прогріву ДВЗ К159М2 у складі СППД та СУТТА в інтервалі від температури оточуючого середовища до температури «гарячого пуску» та можливості навантаження наведені в табл. 1 і 2. Порівнюючи час прогріву охолоджуючої рідини ДВЗ, видно, що СП з тепловим акумулятором дозволяє суттєво покращити показники часу прогріву (до 16-36%), а час прогр

іву моторної оливи ДВЗ – до 20-44% у порівнянні з штатними системами двигуна. При цьому сумарна витрата палива на прогрів двигуна зменшується на 59-87%, викиди оксидів азоту – на 86-99%, а викиди твердих часток – на 82-98%.

Таблиця 1. Результати досліджень на математичній моделі роботи системи прогріву ДВЗ К159М2 у складі СППД та СУТТА в інтервалі від температури навколишнього середовища до температури «гарячого пуску» та можливості навантаження

Параметр	Температура навколишнього середовища		
	20°С	0°С	-20°С
Час прогріву охолоджуючої рідини ДВЗ			
До 50°С без СП (штатна система (ШС)), с	1370	1864	2849
Попередній прогрів з СП від ТА до 40°С, с	831	1343	1846
економія часу у порівнянні з ШС, с	509 (38%)	486 (27%)	923 (34%)
Попередній прогрів з СП від ТА до 50°С, с	865	1438	1996
економія часу у порівнянні з ШС, с	479 (36%)	396 (21%)	783 (29%)
Попередній прогрів з СП від ТА до 60°С, с	895	1541	2154
економія часу у порівнянні з ШС, с	451 (34%)	288 (16%)	615 (22%)
Час прогріву моторної оливи ДВЗ			
До 50°С без СП (штатна система (ШС)), с	1450	1998	3031
Попередній прогрів з СП від ТА до 40°С, с	815	1316	1908
економія часу у порівнянні з ШС, с	635 (44%)	682 (34%)	1123 (37%)
Попередній прогрів з СП від ТА до 50°С, с	851	1498	2096
економія часу у порівнянні з ШС, с	599 (41%)	500 (25%)	935 (31%)
Попередній прогрів з СП від ТА до 60°С, с	906	1605	2213
економія часу у порівнянні з ШС, с	544 (38%)	393 (20%)	818 (27%)
Сумарна витрата палива			
До 50°С без СП (штатна система (ШС)), м^3	2,424	3.147	3,764
Попередній прогрів з СП від ТА до 40°С, м^3	0,982	0,895	0,746
економія палива у порівнянні з ШС, м^3	1,442 (59%)	2,259 (72%)	3,018 (80%)
Попередній прогрів з СП від ТА до 50°С, м^3	0,933	0,789	0,636
економія палива у порівнянні з ШС, м^3	1,491 (62%)	2,359 (75%)	3,128 (83%)
Попередній прогрів з СП від ТА до 60°С, м^3	0,861	0,643	0,485
економія палива у порівнянні з ШС, м^3	1,563 (64%)	2,504 (79%)	3,278 (87%)
Викиди оксидів азоту			
До 50°С без СП (штатна система (ШС)), г	3,103	5,864	9,106
Попередній прогрів з СП від ТА до 40°С, г	0.412	0,333	0,214
зменшення викидів у порівнянні з ШС, г	2.691 (86%)	5,531 (94%)	8,892 (97%)
Попередній прогрів з СП від ТА до 50°С, г	0.362	0,246	0,146
зменшення викидів у порівнянні з ШС, г	2.741 (88%)	5,617 (96%)	8,959 (98%)
Попередній прогрів з СП від ТА до 60°С, г	0.299	0,151	0,076
зменшення викидів у порівнянні з ШС, г	2.803 (90%)	5,713 (97%)	9,029 (99%)
Викиди твердих частинок			
До 50°С без СП (штатна система (ШС)), мг	0,3386	0,626	0,905
Попередній прогрів з СП від ТА до 40°С, мг	0,0673	0,056	0,039
зменшення викидів у порівнянні з ШС, мг	0,301 (82%)	7,87 (90%)	0,865 (95%)
Попередній прогрів з СП від ТА до 50°С, мг	0,0606	0,044	0,029
зменшення викидів у порівнянні з ШС, мг	0,308 (84%)	0,582 (93%)	0,875 (97%)
Попередній прогрів з СП від ТА до 60°С, мг	0,0521	0,030	0,0176
зменшення викидів у порівнянні з ШС, мг	0,316 (86%)	0,596 (95%)	0,887 (98%)

Таблиця 2. Термінові (часові) результати прогріву ДВЗ з штатною системою та з СП

Температура навколишнього середовища	Прогрів ОР від ТА до 50 °С, с	Прогрів МО від ТА до 50 °С, с	Прогрів ОР від 50 °С до 85 °С СП+ДВЗ, с	Зарядка ТА від ДВЗ, с	Прогрів ОР ДВЗ класичним методом до 50 °С, с	Прогрів МО ДВЗ класичним методом до 50 °С, с
20 °С	865	851	580	658	1370	1450
0 °С	1438	1498	580	1830	1864	1998
-20 °С	1996	2096	580	2795	2849	3031

Висновок

При вирішенні проблем холодного пуску й прискореного прогріву охолоджуючої рідини і моторної оливи газового двигуна К-159М2 (6Ч 12/14), застосування системи прогріву з використанням теплового акумулятора з фазовим переходом дозволяє суттєво покращити показники часу прогріву, паливної економічності і зменшити викиди забруднюючих речовин в навколишнє середовище.

Список літератури:

1. Вербовський В. С. Дослідження системи передпускового розігріву газового двигуна на основі використання теплового акумулятора з теплоакумулюючим матеріалом, що має фазовий перехід / В. С. Вербовський, І. В. Грицук, Д. С. Адров, З. І. Краснокутська // Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ "ХПИ". – 2013. – №1. - С. 110-116. 2. Дизельные электростанции различной мощности от компании "ВИАР-СЕРВИС" [Электронный ресурс] / V & R service. Решение проблем электроснабжения – Режим доступа: http://www.vr-service.org/index_diesel_power.html. 3. Гутаревич Ю. Ф. Особливості розігріву газового двигуна при використанні системи передпускового прогріву / Ю. Ф. Гутаревич, І. В. Грицук, О. С. Добровольський, Д. С. Адров, В. С. Вербовський, З. І. Краснокутська // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К.: НТУ, 2014. – Випуск 13. - С. 41-50. 4. Вербовський В. С. Математична модель розрахунку показників роботи двигуна внутрішнього згорання з системою передпускового прогріву при здійсненні передпускового і післяпускового прискореного прогріву / В. С. Вербовський, І. В. Грицук, Д. С. Адров // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки»,- Луцьк: ЛНТУ, 2014. – Випуск №45. - С. 64-71. 5. Кулешов А. С. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания / А. С. Кулешов, Л. В. Грехов // М., МГТУ, 2000. 64 с. 6. Программа Дизель РК [электронный ресурс] Режим доступа: www.diesel-rk.bmstu.ru. 7. Дизели ряда 6ЧН 12/14 и дизель-генераторы. Техническое описание и инструкция по эксплуатации [Текст] / М.: Внешторгиздат, 1983. – 408 с. 8. Адров Д. С. Математичні моделі функціонування теплового акумулятора фазового переходу системи комбінованого прогріву ДВЗ [Текст] / Д. С. Адров, І. В. Грицук, В. А. Постніков // Зб. наук. праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків: УкрДАЗТ, 2012. - №133. - С. 270-277. 9. Сычушкин И. В. Автоматизированная система идентификации тепловых параметров водяной системы энергоустановки транспортного средства [Электронный ресурс] / И. В. Сычушкин (Эффективность системы электроэнергетики и экономии электрической энергии) – Режим доступа: http://www1.nntu.nnov.ru/RUS/NEWS/futuretechnology_2005/section02.doc. 10. Гутаревич Ю. Ф. Особливості алгоритму роботи системи передпускового прогріву газового двигуна в процесі здійснення пуску і прогріву / Ю. Ф. Гутаревич, І. В. Грицук, В. С. Вербовський, З. І. Краснокутська // Вісник СевНТУ. Збірник наук. праць. Серія: Машиноприладобудуванння та транспорт. - Севастополь: СевНТУ, 2013 - Випуск 143/2013, С.53-57.

Bibliography (transliterated):

1. Verbovskyi V. S. Study of the pre-reheating the gas engine through the use of a thermal battery with heat accumulators material having a phase transition / V. S. Verbovskyi, I. V. Gritsuk, D. S. Adrov, Z. I. Krasnokutskaya // Internal Combustion Engines // Scientific and Technical Journal. H.: NTU "KhPI". – 2013. – №1. – P. 110-116. 2. Diesel power plants of various capacities from "Viar-SERVICE" [electronic resource] / V & R service. Solving the problems of power supply - Mode of access: http://www.vr-service.org/index_diesel_power.html. 3. Gutarevich Ju. F. Features a warming gas engine system using pre-warm-up / Ju. F. Gutarevich, I. V. Gritsuk, A. S. Dobrovolskij, D. S. Adrov, V. S. Verbovskyi, Z. I. Krasnokutskaya // Project Management, System Analysis and Logistics. – K., NTU, 2014. - №13. p. 41-50. 4. Verbovskyi V.S. Mathematical model of calculating performance internal combustion engine with air pre-heating up in the implementation of pre-and post trigger rapid warm-up / V.S. Verbovskyi, I.V. Gritsuk, D. S. Adrov // Interuniversity collection "Scientific Notes", - Luck, LNTU, №45. – p. 64-71. 5. Kuleshov A. Mathematical modeling and computer-optimized fuel-supply and work processes of internal combustion engines / A. Kuleshov, L. Grechov // M., MDTU, 2000. 64 p. 6. RK Diesel Program [electronic resource] / Mode of access: www.diesel-rk.bmstu.ru. 7. Diesels 6CHN series 12/14, and diesel generators. Technical description and user exploitation [Text] / M. Vneshtorgiz-dat, 1983. – 408 p. 8. Adrov D.S. Mathematical model of the thermal phase transition of the battery combined heating ICE [Text] / D.S. Adrov, I.V. Gritsuk, V.A. Postnikov // Coll. Science. works of Ukrainian State Academy of Railway Transport. - Kharkov: UkrDAZT, 2012. - № 133. - S. 270-277. 9. Sychushkin I.V. Automated identification of thermal parameters of the water system of the vehicle power plants [electronic resource] / I.V. Sychushkin (system efficiency and power saving electricity) - Mode of access: http://www1.nntu.nnov.ru/RUS/NEWS/futuretechnology_2005/section02.doc. 10. Gutarevich Ju. F. Features algorithm of pre-heating up the gas engine in the process of starting and warm-up / Ju. F. Gutarevich, I. V. Gritsuk, V. S. Verbovskyi, Z. I. Krasnokutskaya // Bulletin SevNTU. Collection of Sciences. works. Series: Mashynopryladobuduvannnya and transport. - Sevastopol SevNTU, 2013 - №143/2013, p.53-57.

Поступила в редакцию 15.06.2014

Вербовський Валерій Степанович – ст. наук. співробітник, Інститут газу Національної академії наук Украіни, Київ, Україна, e-mail: vverbovskiy@teplosoyuz.com.

Грицук Ігор Валерійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри «Рухомий склад залізниць» Донецький інститут залізничного транспорту УкрДАЗТ, Донецьк, Україна, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net.

Адров Дмитро Сергійович – асистент кафедри «Рухомий склад залізниць» Донецький інститут залізничного транспорту УкрДАЗТ, Донецьк, Україна, e-mail: dimitry.85@mail.ru.

Краснокутська Зоя Ігорівна – ст. наук. співробітник кафедри «Теплотехніка і теплові двигуни» Національного транспортного університету, Київ, Україна, e-mail: zoya.dvz@gmail.com.

ОСОБЕННОСТИ ПРЕДПУСКОВОГО ПРОГРЕВА СТАЦИОНАРНОГО ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛОВОГО АККУМУЛЯТОРА С ФАЗОВЫМ ПЕРЕХОДОМ

В.С. Вербовський, И.В. Грицук, Д.С. Адров, З.И. Краснокутская

В статье рассматриваются результаты математического моделирования процессов в системе прогрева стационарного газового двигателя при использовании теплового аккумулятора с теплоаккумулирующими материалом, имеющим фазовый переход, по циклу предпускового и послепускового прогрева при одновременном прогреве охлаждающей жидкости и моторного масла. Результаты оценки эффективности применения системы прогрева подтвердили улучшение топливной экономичности при работе, а также эффективность применения ее, как одного из направлений улучшения экологических показателей газового двигателя.

FEATURES OF PREHEATING PROCESS IN STATIONARY GAS ENGINES WITH A THERMAL BATTERY WITH PHASE TRANSITIONS

V.S. Verbovsky, I.V. Gritsuk, D.S. Adrov, Z.I. Krasnokutskaya

The article discusses the results of mathematical modeling of processes in the system of warming stationary gas engine using a thermal battery storage materials, that has phase transition on the cycle after the plugs and start warming up while warming up the coolant and engine oil. Efficiency estimation results confirmed that application of warming will improve fuel efficiency and environmental performance of the gas engine.

УДК 006:536.7

В.Д.Зонов

МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ КРИТИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРЕЦИЗИОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

На основе теории вероятности разработан математический аппарат определения критического состояния прецизионных поверхностей деталей и узлов топливной аппаратуры тепловозных дизелей. Дана оценка качественной стороны работы топливной аппаратуры и её влияния на характеристику топливоподачи во всём диапазоне частот вращения и мощности. Отмечено, что моделирование работы топливной аппаратуры проводится с учётом влияния прецизионных износов в реальном времени эксплуатации. Методика комплексной оценки влияния износа прецизионных поверхностей на характеристику топливоподачи максимально приближена к использованию в инженерных расчётах и непосредственному использованию на участках топливной аппаратуры локомотивных депо и тепловозоремонтных заводов.

Введение

Известно, что работоспособность и техническое состояние тепловозных дизелей, эксплуатирующихся в различных регионах и климатических условиях, в значительной мере зависит от стабильной работы топливной аппаратуры (ТА), обеспечивающей устойчивый закон топливоподачи во всём диапазоне частот вращения и мощности. Ряд отечественных и зарубежных учёных приводят неоспоримые доводы о влиянии на закон топливоподачи (наряду с конструктивными особенностями ТА) истечения топлива через зазоры в прецизионных поверхностях плунжерных пар топливных насосов и распылителей форсунок [1,2], увеличивающихся при естественном износе в эксплуатации. Также авторы приводят тезис по проблеме отслеживания износа прецизионных поверхностей ТА в реальном времени с методологической точки зрения эксплуатационников (проверка на стенде - анализ износа - принятие решения).

Анализ ранее проведенных исследований и постановка задачи

Существующая практика оценки технического состояния и работоспособности прецизионных узлов ТА в локомотивных депо и тепловозоремонтных заводах очерчена рамками требований Правил деповского и заводского ремонтов, предусматривающих проверку герметичности, гидравлической плотности топливных насосов, форсунок, качества распыливания топлива форсунками на специализированных стендах участка топливной

© В.Д. Зонов, 2014

аппаратуры. Зачастую проверка и анализ результатов проводится без глубокого системного подхода к показателям работы топливной аппаратуры и их техническому состоянию и сводится к формуле, исправен – неисправен топливный насос, форсунка.

Перепроверить полученные результаты, когда возникают сомнения, главный технолог локомотивного депо или завода не в состоянии из-за отсутствия приборной базы на участках топливной аппаратуры (тензостанции, осциллографы, усилители и т.д.) и, как следствие, фиксируются субъективные разрозненные показатели различных параметров ТА. Зачастую проводимый анализ не позволяет отследить изменение в реальном времени множества взаимовлияющих отдельных параметров, в результате чего отсутствует возможность прогнозирования и получения комплексной оценки работы ТА в целом.

При оценке качественной стороны работы ТА в течении жизненного цикла двигателя внутреннего сгорания авторы работ [3,4] используют сводный эффективный показатель качества работы (ЭПКР), который разбивается на несколько групп с соответствующим рейтингом. После того, как вводится конкретный показателя, авторы получили возможность с любой периодичностью отслеживать ухудшение надёжности и работоспособности этого показателя в ходе эксплуатации, а также переход его из одной группы надёжности и работоспособности в другую, как правило, с понижением рейтинга. Критерием надёжности в этом случае служат зафиксированные и обработанные среднестатистические характеристики разрозненных параметров для каждой детали либо узла двигателя внутреннего сгорания, измеренные в одни и те же моменты времени эксплуатации, и сведенные в эффективный показатель надёжности работы (ЭПНР) ДВС. Полученные значения измеренных и статистически обработанных параметров подчиняются нормальному закону распределения с высоким ожидаемым результатом. Критерием ЭПНР, в этом случае, служит математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение.

В статье [5] предложено все параметры работы различных узлов и деталей ДВС условно разбить на три группы (на самом деле таких групп может быть больше), возможно также дополнительное разбиение на подгруппы по основным второстепенным и третьестепенным параметрам. В этом случае к первой группе относятся удельные величины расхода топлива, масла, воздуха и некоторые другие параметры, связанные с эффективными показателями работы двигателя. Вторая группа учитывала параметры, связанные с максимальными величинами давления сгорания и сжатия, температуры отработавших газов. Третья группа учитывала износные показатели, как прецизионных узлов, так зазоры в различных деталях ДВС. Авторы подчёркивают, что на ухудшение технического состояния ДВС оказывают влияние как отдельные параметры всех введенных в рассмотрение групп, так и их всевозможные совместные сочетания. В этой связи был введен обобщенный показатель ухудшения технического состояния ДВС $\eta(t)$:

$$\eta(t) = k\{\alpha(t)p_1(t) + \beta(t)p_2(t) + \gamma(t)p_3(t) + \alpha(t)\beta(t)p_1(t)p_2(t) + \alpha(t)\gamma(t)p_1(t)p_3(t) + \beta(t)\gamma(t)p_2(t)p_3(t) + \alpha(t)\beta(t)\gamma(t)p_1(t)p_2(t)p_3(t)\}, \quad (1)$$

где – $\alpha(t)$, $\beta(t)$, $\gamma(t)$ неубывающие положительные функции параметров работы ДВС первой, второй и третьей групп, которые приводятся к единому масштабу с помощью нормирования соответствующих размерных величин; $p_1(t)$, $p_2(t)$, $p_3(t)$ – весовые характеристики, соответственно, первой, второй, третьей групп параметров; k- масштабный множитель. Параметры $\alpha(t)$, $\beta(t)$, $\gamma(t)$ представляют собой масштабные дискретные величины и зависимости

Результаты проведенных исследований

В статье рассматривается методика отслеживания прецизионных износов ТА с помощью прогнозной оценки надежности и работоспособности деталей и узлов топливной аппаратуры тепловозных дизелей. При разработке методики комплексной оценки критического состояния ТА использовалась теория вероятности применения параметрических и непараметрических методов, позволившая предложить математический аппарат определения критического состояния (износа) прецизионной поверхности пары игла-корпус распылителя либо плунжерной пары топливного насоса высокого давления, влияющего на закон топливоподачи.

При статистическом анализе работоспособности и надежности прецизионных поверхностей распылителей и плунжерных пар информация, поступающая в распоряжение исследователя, представляет собой разрозненные цензурируемые (как правило, главным технологом) выборки. При этом анализ и оценка выборок, по износам прецизионных поверхностей, практически всегда подвергается субъективному подходу технолога. Для исключения субъективизма в оценках работоспособности и надёжности ограниченного количества прецизионных деталей ТА тепловозных дизелей необходим эффективный метод точности оценивания при разных комбинациях полных и неполных наработок и при выборках различного количества этих деталей.

Разработка такого метода проводилась на базе использования параметрических методов Нельсона и Джонсона, позволяющих производить сравнение прецизионных износов с минимальным приборным и инструментальным сопровождением. При проведении исследований представляло интерес сравнение износов прецизионных поверхностей деталей ТА и непараметрическим методом, позволяющим осуществить последовательный переход к новой системе координат - от параметрического к непараметрическому методу оценивания прецизионных поверхностей деталей ТА.

Сравнительные исследования проводились поэтапно с точностью вычисления по среднему износу прецизионной поверхности и дальнейшей наработки до предельного состояния, влияющего на процесс топливоподачи. Расчётные исследования проводились на базе разработанного программного обеспечения статистических методов статистических испытаний при числе опытов 3000 для каждой комбинации полных и неполных наработок (износов прецизионных поверхностей ТА дизеля).

В качестве моделируемых распределений наработок к отказу были избраны нормальное распределение прецизионных деталей с коэффициентами вариации v = 0,1; 0,2; 0,3 и распределения Вейбулла-Гнеденко с параметрами износа прецизионной поверхности b = 1,0; 1,5; 2,0; 3,0; 4,0 (соответствующие коэффициенту вариации v = 1,0; 0,679; 0,523; 0,363; 0,280). При выборе величины параметра формы износа прецизионной поверхности было решено не рассматривать случаи, когда распылители и плунжерные пары прошли приработку на заводе-изготовителе (предполагается эталонный вариант), потому вариант $b < 1$ не исследовался.

Для моделирования цензурируемого износа выборки выбран инженерный подход, имеющий место на практике, в условиях промышленного предприятия. Проводилось непрерывное наблюдение за N прецизионными парами ТА с момента начала их эксплуатации. За период наблюдения t n из них отказали, причем моменты их отказов фиксировались в журналах текущего обслуживания и ремонта тепловозов. Тогда полученный статистический материал являет собой n полных и $k = N-n$ неполных износов прецизионных деталей ТА. При частичном износе прецизионных поверхностей эта деталь не замещается, а при n полных либо k превышающих средние износы и приближающиеся к максимальным износам прецизионных поверхностей, замещаются на новые.

В соответствии с избранной моделью испытаний (максимально приближённой к эксплуатационным условиям) моделировались цензурируемые (как правило главным технологом) износы, включающие n и k полные и неполные износы. Генерировалось $n+k$ наработок, распределенных по выбранному закону. Из них случайным образом выбирались k наработок. Дальше для каждой из них генерировалось случайное число, равномерно распределенное в интервале $(0,\tau_j)$, j=1, k, где - τ_j соответствующая полная наработка. Для повышения точности расчётов использовались вероятностные сетки, предложенные в методах Нельсона и Джонсона. Поэтому для проведения вычислений необходимо было применить соответствующие превращения интегральных функций распределения.

Моделирование прецизионных износов по методу Нельсона функция распределения наработки (износа) до отказа (предельного состояния) представлена в виде:

$$F(t) = 1 - e^{-\Lambda(t)}, \qquad (2)$$

для координатной сетки и, соответственно, строится в координатах.

При моделировании прецизионных износов и их распределение по методу Вейбулла-Гнеденко в двухпараметричной форме представлено в виде:

$$\Lambda(t) = \left(\frac{t}{a}\right)^b, \qquad (3)$$

$$\ln\Lambda(t) = b\ln t - b\ln a = \ln\{-\ln[1 - F(t)]\}, \qquad (4)$$

где a - параметр масштаба; b - параметр форми, а для нормального распределения

$$\Lambda(t) = -\ln[1 - F(t)] = -\ln\left[1 - \Phi\left(\frac{\mathrm{t - m}}{\sigma}\right)\right], \qquad (5)$$

где $\Phi(z)$ **-** стандартная функция нормального распределения.

В случае применения метода Джонсона сетка строится в координатах $\{\ln t, \ln[1 - F(t)]\}$.

В случае определения и распределения и износов прецизионных поверхностей по методу Вейбулла-Гнеденко используется выражение

$$\ln\{-\ln[1 - F(t)]\} = b\ln t - b\ln a\,, \qquad (6)$$

Для каждой смоделированной выборки методом наименьших квадратов вычислялись, на основании закона распределения средние износы, и износы до отказа (граничного состояния) прецизионных поверхностей. В результате анализа распределения средних износов и износов до отказа (граничного состояния) был получен метод последовательного перехода к новой системе оценочных координат, от параметрического к непараметрическому. Метод последовательного перехода позво-

лил вычислять среднеарифметическое математическое ожидание, лево - и правостороннее отклонение от среднего моделируемой величины, а также, лево - и правосторонних интервалов относительно моделируемой величины прецизионного износа поверхности детали ТА. Метод последовательного перехода позволил в условиях промышленных предприятий моделировать выборку по износам прецизионных поверхностей деталей ТА тепловозных дизелей.

Заключение

Методика комплексной оценки критического состояния прецизионных поверхностей топливной аппаратуры тепловозных дизелей, разработанная на базе метода последовательного перехода от параметрического состояния к непараметрическому, позволяет вычислить и оценить среднеарифметическое математическое ожидание износа прецизионных поверхностей инженерно-техническому персоналу локомотивных депо и тепловозоремонтных заводов в реальном времени эксплуатации.

Список литературы:

1. Антипов В.В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристики топливной аппаратуры дизелей / В.В. Антипов– М.: Машиностроение, 1972. – 177с. 2. Бобров В.Ф. Исследование влияния износа плунжерных пар на впрыск топлива / В.Ф. Бобров // Труды ХИИТ. – 1960. – вып. 35. –143с. 3. Куделин О.Г., Николаев А.Г. Оценка качества технического состояния ДВС / О.Г. Куделин, А.Г. Николаев // Труды Международного научно-технического семинара "Исследование, проектирование и эксплуатация судовых дизелей". – СПб.: ПаркКом.2006. - С.117-123. 4. Вентцель Е.С. Теория случайных процессов и её инженерные приложения / Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров.- М.: Наука, 1991.-384с. 5. Куделина О.Г. Математическая модель оценки качества технического состояния ДВС / О.Г. Куделина, А.Г. Николаева // Двигателестроение. – 2009. – №4 – С.3-5.

Bibliography (transliterated):

1. Antipov V.V. Iznos precizionnyh detalej i narushenie harakteristiki toplivnoj apparatury dizelej / V.V. Antipov– M.: Mashinostroenie, 1972. – 177s. 2. Bobrov V.F. Issledovanie vlijanija iznosa plunzhernyh par na vprysk topliva / V.F. Bobrov // Trudy HIIT. – 1960. – vyp. 35. –143s. 3. Kudelin O.G., Nikolaev A.G. Ocenka kachestva tehnicheskogo sostojanija DVS / O.G. Kudelin, A.G. Nikolaev // Trudy Mezhdunarodnogo nauchno-tehnicheskogo seminara "Issledovanie, proektirovanie i jekspluatacija sudovyh dizelej". – SPb.: ParkKom.2006. - S.117-123. 4. Ventcel E.S. Teorija sluchajnyh processov i ejo inzhenernye prilozhenija / E.S. Ventcel', L.A. Ovcharov.- M.: Nauka, 1991.-384s. 5. Kudelina O.G. Matematicheskaja model' ocenki kachestva tehnicheskogo sostojanija DVS / O.G. Kudelina, A.G. Nikolaeva // Dvigatelestroenie. – 2009. – №4 – S.3-5.

Поступила в редакцию 18.06.2014

Зонов Виктор Дмитриевич – канд. техн. наук, доцент кафедры управления эксплуатационной работы Украинской государственной академии железнодорожного транспорта «УкрГАЖТ»,e-mail: D_Zonov@mail.ru.

МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОЇ ОЦІНКИ КРИТИЧНОГО СТАНУ ПРЕЦИЗІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛІВ ТЕПЛОВОЗІВ

В.Д.Зонов

Приведена модель комплексної оцінки критичного стану прецизійних поверхонь паливної апаратури дизелів тепловозів, яка розроблена на основі теорії вірогідності закону нормального розподілу і дозволяє оцінити вплив зносу прецизійних поверхонь паливної апаратури на характеристику процесу паливоподачі.

METHOD OF COMPLEX ESTIMATION OF CRITICAL CONDITION IN HIGH-PRECISION SURFACES OF FUEL SYSTEM OF LOCOMOTIVE DIESEL ENGINE

V.D.Zonov

The model of complex estimation of critical condition of high-precision surfaces of fuel delivery system of diesel engine is resulted. The model was developed on the basis of probability of law of normal distribution theory, allowing to estimate influence of wear of high-precision surfaces of fuel delivery system on description of process of fuel delivery.

УДК 629.424.3

А. Б. Богаевский, А.В. Осичев, М. С. Войтенко

ОЦЕНКА ЭНЕРГОЗАТРАТ В ПРОЦЕССЕ ЗАПУСКА ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА И ЗАРЯДА АККУМУЛЯТОРНОЙ БАТАРЕИ

Выполнен теоретический анализ энергетических затрат в процессе запуска дизеля тепловоза и заряда аккумуляторной батареи после запуска. Предложены выражения для определения параметров аккумуляторной батареи как элемента электрической цепи в процессах разряда – заряда. Получены выражения, позволяющие в относительной форме произвести оценку возможности снижения затрат топлива при пуске за счет применения современных систем управления. Полученные результаты могут быть использованы при обосновании характеристик алгоритмов функционирования систем управления и контроля тепловозных дизель– генераторов.

Актуальность работы. Одним из направлений решения проблемы снижения эксплуатационных затрат топлива является модернизация тепловозов техническими системами управления, которые непосредственно влияют на снижение удельного эффективного среднеэксплуатационного расхода топлива. Среди такого рода систем необходимо отметить электронные регуляторы частоты вращения и мощности и системы SmartStart, которые осуществляют управление запуском тепловозного дизеля, его эксплуатационной работой, а также должны осуществлять контроль за длительностью работы дизеля на холостом ходу, контролируя при этом целый ряд параметров[1-3].

При управлении процессом запуска дизеля такими параметрами являются уровень топливоподачи, степень заряда/разряда аккумуляторной батареи (АБ), затраты топлива на запуск дизеля и восстановление заряда АБ после запуска. В литературе не встречается оценка доли затрат топлива при пуске в общем эксплуатационном расходе, очевидно в силу ее незначительности. Однако каждый запуск сопровождается значительной дымностью отработанных газов и представляет собой существенную энергетическую нагрузку на такой важный элемент как АБ, на восстановление заряда которого после пуска требуются определенные затраты топлива.

Существующие системы учета топлива не в состоянии регистрировать указанные топливные затраты, а также оценивать возможное снижение затрат топлива в процессе пуска. Теоретический анализ энергетических затрат предполагает учет параметров АБ как элементов электрической цепи тепловоза при совместной работе с дизель – генератором на борту тепловоза. Важнейшими из таких параметров АБ являются внутреннее сопротивление, напряжение на зажимах, которые изменяются в процессе заряда/разряда [4], зависят от степени заряженности, температуры окружающей среды и т.д. Предлагаемые методики определения внутреннего сопротивления, в частности [7], требуют сложного аппаратного обеспечения, длительного экспериментального исследования каждой АБ.

Целью работы является определение расчетным путем уровня энергозатрат при запуске дизеля тепловоза и заряде аккумуляторной батареи после запуска. Решение подобной задачи экспериментальным методом потребует существенных материальных и временных затрат из-за наличия среди элементов исследования аккумуляторной батареи.

Материал и результаты исследований. Среди суммарных затрат топлива в эксплуатационной работе тепловоза необходимо отметить составляющую затрат топлива на такую технологическую операцию, как запуск.

Процесс запуска, как известно, реализуется как за счет энергии аккумуляторной батареи (АБ), так и за счет подачи топлива регулятором частоты вращения. За счет энергии АБ осуществляется предпусковая подготовка в течение времени до 60 с (прокачка масла и топлива), а также пусковое вращение коленчатого вала дизеля от стартера или от генератора, включенного в режиме стартера. Время работы стартера составляет не более 12-14 с. После запуска двигателя следует технологически необходимый отрезок времени работы дизеля на холостом ходу. В течение этого времени восстанавливается энергия и напряжение на АБ, осуществляется прогрев дизеля до необходимой температуры охлаждающей жидкости или масла, контролируется давление в тормозной системе и другие параметры.

Таким образом, величину затрат на запуск $B_{ЗАП}$ можно представить в виде

$$B_{ЗАП} = (g_{П} \cdot t_{П} + g_{XX} \cdot t_{T..XX}) \cdot n , \qquad (1)$$

где $g_{П}$ –расход топлива на запуск в процессе вращения стартера; g_{XX} –расход топлива дизеля на холостом ходу в течение технологически необходимого времени после пуска; $t_{П}$, $t_{T..XX}$ – время вращения стартера и технологически необходимое время работы дизеля на холостом ходу после пуска, соответственно; n - количество запусков дизеля тепловоза за смену.

© А. Б. Богаевский, А.В. Осичев, М. С. Войтенко, 2014

Анализ составляющей $g_П$ в выражении (1) позволяет сделать вывод, что эта величина зависит от технического состояния дизеля и его подсистем, участвующих в пуске, и от состояния (степени заряженности) АБ. Так, несостоявшийся из-за несоответствующего технического состояния дизеля запуск, приводит помимо потерь топлива и к снижению энергии АБ. Поэтому следующий запуск будет происходить в худших условиях с точки зрения энергетического состояния АБ. Составляющая $g_П$ может быть уменьшена существенно за счет применения соответствующих алгоритмов управления подачей топлива во время пуска.

Для определения технологически необходимого времени работы дизеля тепловоза на холостом ходу необходимо оценить расход энергии АБ при пуске, а также в процессе восстановления заряда АБ после запуска дизеля. В процессах разряда – заряда АБ необходимо иметь закономерности изменения внутреннего сопротивления как при разряде АБ, так и при ее заряде. В [4] общем случае предлагается определять текущие значения внутреннего сопротивления АБ при заряде и разряде из соотношений:

$$r_р = \left(U_н - U_р\right)\Big/ i_р \ , \qquad (2)$$

$$r_з = \left(U_з - U_н\right)\Big/ i_з \ , \qquad (3)$$

где $U_н$ – напряжение на зажимах АБ на начало разряда или заряда; $U_р$ – напряжение на нагрузке в период разряда АБ; $U_з$ – напряжение на клеммах зарядного устройства при заряде АБ; $i_р$, $i_з$ – токи разряда и заряда АБ, соответственно, представляют собой переменные во времени величины.

Анализ электрической цепи тепловоза при запуске позволяет привести выражение (2) к следующему виду:

$$r_р = r_{АБр} + r_н \ , \qquad (4)$$

где $r_{АБр}$ – внутреннее сопротивление АБ при разряде; $r_н$ – сопротивление цепи нагрузки при запуске, которое можно представить в виде суммы

$$r_н = r_Я + r_{доб} + r_{пв} \ , \qquad (5)$$

где $r_Я$, $r_{доб}$, $r_{пв}$ – сопротивления обмотки якоря стартера, добавочного балласта и обмотки последовательного возбуждения, соответственно.

Значение $r_{АБр}$ в общем случае зависит от природы и состава материалов, электролита, а также от размеров и конструкции АБ. Известно, что величина $r_{АБр}$, как и величина напряжения на клеммах АБ, зависит от степени заряженности Q. В табл. 1 приведена зависимость напряжения на клеммах стартерной (свинцово – кислотной) АБ от степени заряженности Q при температуре окружающей среды +20 °С (по техническим материалам отечественного производителя аккумуляторов завода «Владар»).

Таблица 1. Зависимость напряжения на клеммах стартерной (свинцово – кислотной) АБ от степени заряженности Q

Степень заряж., Q	Номинальное напряжение АБ			
	12 В	24 В	90 В	96 В
1,00	12,70	25,40	95,25	101,60
0,95	12,64	25,25	94,80	101,12
0,90	12,58	25,16	94,35	100,64
0,85	12,52	25,04	93,90	100,16
0,80	12,46	24,92	93,45	99,68
0,75	12,40	24,80	93,00	99,20
0,70	12,36	24,72	92,70	98,88
0,65	12,32	24,64	92,40	98,56
0,60	12,28	24,56	92,10	98,24
0,55	12,24	24,48	91,80	97,92
0,50	12,20	24,40	91,50	97,60
0,40	12,12	24,24	90,90	96,96
0,30	12,04	24,08	90,30	96,32
0,20	11,98	23,96	89,86	95,84
0,10	11,94	23,88	89,55	95,52

В табл. 2 приведены результаты авторских расчетов зависимости $r_{АБр}$ от величины номинальной (паспортной) емкости стартерных свинцово – кислотных АБ и степени заряженности Q. Расчеты произведены на основании материалов [5, 6].

Вычисления проводились для аккумуляторных модулей различной электрической емкости $Q_{эл}$ номинальным напряжением 2 В. Из табличного материала несложно определить примерное значение внутреннего сопротивления тепловозной АБ, которая состоит из 24-х последовательно соединенных аккумуляторных модулей с паспортными параметрами – «450 А·ч; 4 В». Внутреннее сопротивление одного блока на 4 В близко по значению табличному, которое приведено в табл. 2 для емкости 450 А·ч. Таким образом, сопротивление всей АБ номинальным напряжением 96 В составляет величину 0,05328 Ом (24·0,00222) для степени заряженности модуля Q 100 % (т.е. $Q = 1{,}0$) при температуре окружающей среды +20 °С.

Общее сопротивление цепи разряда АБ при запуске дизеля $r_р$ с учетом (4) и (5) можно представить в виде

$$r_р = r_{АБр} + r_Я + r_{доб} + r_{пв} \ . \qquad (6)$$

Таблица 2. Зависимость изменения $r_{АБр}$ стартерной (свинцово – кислотной) АБ от степени заряженности Q для различных значений электрической емкости $Q_{эл}$

$r_{АБр}$, Ом	$Q_{эл}$, А-ч							
Q	**7**	**20**	**44**	**60**	**80**	**100**	**450**	**900**
1	0,1430	0,05000	0,023000	0,017000	0,012500	0,010000	0,00222	0,001110
0.95	0,1498	0,05238			0,013096	0,010476	0,002326	
0.90	0,1574	0,05503			0,013758	0,011006	0,002443	
0.85	0,16585	0,05799			0,014497	0,011600	0,002575	
0.80	0,17537	0,06132			0,015330	0,012264	0,002723	
0.75	0,18616	0,065092			0,016273	0,013018	0,00289	
0.70	0,19882	0,069516	0,031606	0,023170	0,017379	0,013903	0,003086	0,001545
0.65	0,21342	0,074621			0,018655	0,014924	0,003313	
0.60	0,23045	0,080577			0,020144	0,016115	0,003577	
0.55	0,25058	0,087616			0,021904	0,017523	0,003890	
0.50	0,27474	0,096063			0,024016	0,019212	0,004265	
0.40	0,34117	0,119291			0,029823	0,023858	0,005296	
0.30	0,45189	0,158000			0,039501	0,031601	0,007015	
0.20	0,67446	0,235830			0,058957	0,047165	0,010471	
0.10	1,34443	0,470079	0,214000	0,157000	0,11752	0,094016	0,020871	0,010436

Для основной массы тепловозов общее сопротивление разряда составляет величину порядка 0,07÷0,08 Ом. Для тепловоза 2ТЭ116 величина этого сопротивления составляет 0,07123 Ом.

Необходимую энергию для одного запуска тепловозного дизеля $W_{зап}$ можно представить в виде суммы

$$W_{зап} = W_{мп} + W_1 + W_2 , \qquad (7)$$

где $W_{мп}$ – энергия на прокачку масла перед запуском в течение около 60 с, мощность насоса прокачки составляет 1,0 кВт; W_1 – энергия на трогание стартера (и собственно дизеля), длительность отрезка времени 0,3 с; W_2 – энергия на вращение стартера в течение 12 с.

Ориентировочные значения составляющих выражения (7) можно определить из приведенных формул

$$\begin{aligned} W_1 &= U_{АБном} \cdot I_{ст.макс.} \cdot t_{тр}, \\ W_2 &= U_{АБном} \cdot I_{ст.ном..} \cdot t_{вр}, \\ W_2 &= P_{мп} \cdot t_{мп}, \end{aligned} \qquad (8)$$

где $U_{АБном}$ – номинальное значение напряжения АБ, В; $I_{ст.макс.}$ – максимальное значение тока через стартерную обмотку, составляет величину от 1300 А для ЧМЭ3 до 1600 А для 2ТЭ116; $I_{ст.ном..}$ - номинальный ток стартера, составляет величину для 2ТЭ116 800 А; $P_{мп}$ – мощность насоса прокачки масла; $t_{тр}$, $t_{вр}$, $t_{мп}$ - время трогания, вращения стартера и прокачки масла, соответственно.

Затраты электрической энергии на один пуск тепловозного дизеля по выражениям (8) составляют величину 285, 5 Вт·час (расчет сделан для случая тепловоза 2ТЭ116). Такие же примерно затраты имеют место в случае других моделей тепловозов.

Для дальнейших рассуждений необходимо учитывать, что в АБ должна быть запасена энергия на 10–12 последовательных запусков. При этом степень разряда батареи не должна быть более 0,5, так как в противном случае в батарее будут иметь место невосстановимые в процессе заряда разрушения. С учетом изложенного можно утверждать, что энергия, запасенная в АБ на 10–12 последовательных запусков, должна составлять величину 5710 – 6852 Вт·час.

Расчеты затрат энергии на несколько последовательных запусков (без восстановления энергии после пуска) следует проводить с учетом снижения значения запасенной энергии, так как после каждого цикла запуска изменяется в сторону увеличения внутреннее сопротивление АБ и в сторону уменьшения – напряжение на клеммах АБ в соответствии с табл. 1 и 2.

При расчете электрических параметров на каждом из последовательных циклов запуска необходимо учитывать напряжение и внутреннее сопротивление АБ на начало цикла с учетом степени разряда. Каждый последовательный запуск снижает степень заряженности АБ примерно на 5 %.

Результаты оценочного расчета некоторых электрических величин при нескольких последовательных запусках приведены в табл. 3.

За каждый запуск АБ тепловоза теряет, как было сказано выше, около 300 Вт·час энергии.

Возврат энергии в АБ при заряде после запуска обеспечивается от тепловозного регулятора напряжения, который формирует постоянное бортовое напряжение величиной 110 В. На ток в цепи

заряда влияют как напряжение на клеммах батареи, так и сопротивление цепи заряда АБ. Напряжение на клеммах АБ в процессе возврата энергии изменяется в сторону увеличения по мере роста степени заряженности (см. табл. 1). Сопротивление заряда состоит из постоянного ограничивающего балластного сопротивления $R_{бал}$ и внутреннего сопротивления заряда АБ $r_{АБз}$.

Таблица 3.Результаты расчета электрических параметров АБ при последовательных пусках

Номер запуска	Степень заряженности, Q	$U_{АБ}$, В	$r_{АБр}$, Ом	$I_{ст.макс.}$, А
1	1,0	101,60	0,05328	1426,4
2	0,95	101,00	0,05582	1369,1
3	0,90	100,70	0,05864	1314,7
4	0,85	100,16	0,06180	1256,1
5	0.80	99,70	0,06534	1196,8
6	0,75	99,20	0,06936	1136,2

Величина балластного сопротивления в различных типах тепловозов составляет величину 0,175 Ом (для ЧМЭ3) и 0,178 Ом (для 2ТЭ116).

Характер изменения внутреннего сопротивления заряда АБ $r_{АБз}$ как элемента электрической цепи в литературе практически не освещен. Эксперимент позволил установить, что в процессе заряда $r_{АБз}$ изменяется от величины, которая значительно меньше величины $R_{бал}$, до величины, которая существенно больше, чем величина $R_{бал}$. Случай $r_{АБз} \ll R_{бал}$ имеет место в начале процесса заряда; случай $r_{АБз} \gg R_{бал}$ имеет место в конце процесса заряда. Ток заряда изменяется от максимальной величины, которая определяется величиной балластного сопротивления, до минимальной величины, которая определяется уже величиной внутреннего сопротивления заряда АБ $r_{АБз}$.

Учитывая сложный характер изменения $r_{АБз}$ в процессе заряда АБ, оценка временных затрат работы дизеля на холостом ходу для восстановления заряда, в данной статье, произведена в предположении, что ток заряда определяется постоянным сопротивлением $R_{бал}$. Результаты оценки необходимого времени работы дизеля на холостом ходу для восстановления энергии АБ после запуска приведены в табл. 4.

Время $t_{зар}$ соответствует технологически необходимому времени работы двигателя на холостом ходу после пуска в выражении (2). Расчет проводился для температуры окружающей среды +20 °С.

При расчете принималось, что за каждый цикл происходит возврат энергии и, соответственно, степень заряженности увеличивается на 5 %.

Данные табл. 4 позволяют увидеть, что если степень заряженности АБ составляет 0,75, то для восстановления энергии АБ дизель тепловоза должен проработать на холостом ходу не менее 19,09 мин.

Таблица 4. Результаты оценки времени восстановления энергии АБ в процессе заряда

Номер цикла заряда	Степень заряженности, Q	$U_{АБ}$, В	Ток заряда $I_з$, А	Время заряда, $t_{зар}$, мин.
1	0,75	99,20	60,70	2,84
2	0, 80	99,70	57,86	2,97
3	0, 85	100,16	55,28	3,10
4	0, 90	100,70	52,247	3,36
5	0,95	101,00	50,56	3,35
6	1,00	101,60	47,19	3,57
			Σ	19,09

Также необходимо отметить, что к батарее постоянно подключены различные потребители, а именно: цепи автоматической локомотивной сигнализации (АЛСН), радиостанция, балластные выравнивающие сопротивления, цепи освещения тепловоза. Т.е. имеем одновременное протекание процессов как заряда АБ от регулятора напряжения, так и разряда для питания указанных потребителей. Указанное обстоятельство, а также наличие внутреннего сопротивления заряда АБ $r_{АБз}$ со сложным характером изменения, безусловно повлияют на увеличение расчетных времен, которые приведены в табл. 4 Таким образом, полученные в таблице оценки времени работы дизеля на холостом ходу представляют собой минимально необходимые величины.

Полученное минимальное технологически необходимое время работы дизеля тепловоза на холостом ходу после пуска (среднее значение по данным табл. 4 составляет не менее 3 мин) позволяет убедиться в том, что затраты топлива на процесс запуска незначительны в сравнении общими эксплуатационными затратами. Это время является одним из контрольных параметров алгоритма работы системы управления пусками и остановами дизель – генератора. Через указанное время система управления контролирует температуру масла и давление в тормозной системе. Если эти величины достигли требуемых значений, то система выдает сигнал разрешения на нагружение дизель - генератора. Если температура масла и давление в тормозной системе не достигли необходимых для работы величин, то время работы на х.х. после запуска

длится до момента достижения параметрами требуемых величин. В случае холодной машины время работы после запуска может быть существенно больше, чем 3 мин.

В то же время проведенный анализ позволяет оценить влияние на возможность экономии топлива при запуске за счет применения алгоритма ограничения выхода реек топливных насосов. Использование алгоритмов ограничения максимальной цикловой подачи топлива (выхода реек топливных насосов) возможно по той причине, что предприятие - изготовитель дизеля механически ограничивает выход реек на уровне, который обеспечивает номинальную мощность. Однако для запуска, такой выход реек является избыточным, даже для запуска холодной машины. Как показали проведенные авторами испытания, в случае запуска прогретой машины достаточно обеспечить 60 % выхода реек от максимально разрешенного хода.

Выражение (1) можно представить в виде

$$B_{ЗАП} = g_{xx} \cdot t_{T,xx} \cdot (1 + k_2) \cdot n, \qquad (9)$$

где $K_2 = g_{П} \cdot t_{П} / g_{XX} \cdot t_{T.XX}$.

Для дальнейшего анализа введем коэффициент $K_{g\,зап}$ - коэффициент снижения расхода топлива на запуск в течение вращения стартера ($K_{g\,зап} \le 1$).

В относительной форме выражение для снижения расхода топлива во время вращения стартера имеет вид

$$\Delta_{зап}, \% = \frac{1 - K_{g\,зап}}{1 + K_2} \cdot 100 . \qquad (10)$$

В табл. 5 приведен числовой материал исследований по выражению (10).

Таблица 5. Зависимость $\Delta_{g\ зап}$ от $K_{g\,зап}$ и K_2

K_2	$K_{g\,зап}$	$\Delta_{g\ зап}$, %
0,220	1,0	0
0,200	0,9	8,33
0,172	0,8	17,00

Из материалов таблицы следует, что ограничение подачи топлива при пуске ведет к экономии топливных ресурсов на фазе вращения стартера, а, следовательно снижается дымность отработанных газов при пуске. С экологической точки зрения это особенно важно для тепловозов, которые работают в условиях карьеров, расположенных вблизи от жилых кварталов. При реостатных испытаниях снижение дымности отработанных газов можно оценивать даже визуально. Однако необходимо учитывать, что большее, чем на 20 %, ограничение подачи топлива ($K_{g\,зап} = 0{,}8$) технически может не обеспечить пуск среднестатистического дизеля тепловоза, особенно в холодное время года.

Заключение. Полученные в исследованиях статьи выражения и числовой материал позволяют оценить в относительной форме затраты топлива и затраты энергии АБ в процессе запуска дизеля тепловоза. Полученные результаты могут быть использованы при обосновании характеристик алгоритмов функционирования систем управления и контроля тепловозных дизель – генераторов.

Список литературы:

1. Богаевский А.Б. Оценка возможности снижения расхода топлива дизель – генератора маневрового тепловоза за счет совершенство- вания управления / А.Б. Богаевский, А.М. Борисенко, М.С. Войтенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. - № 1. – С. 105 - 109. 2. Богаевский А.Б. Исследование влияния технических средств управления на повышение эксплуатационной экономичности маневрового тепловоза / А.Б. Богаевский, А.В. Осичев, М.С. Войтенко // Вісник СНУ ім. В.Даля. Луганськ: СНУ ім. В.Даля. – 2013. – № 18(207). Ч.2. – С. 177 – 182. 3. Богаевский А.Б. Компьютерная модель мощного транспортного дизель-генератора с электронной системой управления./ А.Б. Богаевский.// Открытые информационные и компьютерные интегральные технологии. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ». – 2008.– Вып. 38. – С. 150 – 169. 4. Байрачний Б.І. Технічна електрохімія. Ч.2. Хімічні джерела струму: Підручник.– Харків: НТУ "ХПІ", 2003. – 174с. 5. В.И. Косюк, И.Б. Широков. Устройство для измерения электрической емкости химических источников тока // Патент РФ №2328011 С2, опубликован в БИ № 17 2007 г. 6. В.И. Косюк. Устройство для измерения электрической емкости химических источников тока// Патент РФ №2248073 С9, опубликован в БИ № 14 2005 г. 7. Нечитайло Ю.А. Методика определения состояния аккумуляторной батареи гибридного автомобиля / Ю.А. Нечитайло // Вісник СевНТУ. – 2012. – Вип.134/2012. – Севастополь. - С.139-142.

Bibliography (transliterated):

1. Bogaevskij A.B. Ocenka vozmozhnosti snizhenija rashoda topliva dizel' – generatora manevrovogo teplovoza za schet sovershenstvo- vanija upravlenija / A.B. Bogaevskij, A.M. Borisenko, M.S. Vojtenko // Dvigateli vnutrennego sgoranija. – 2013. - № 1. – S. 105 - 109. 2. Bogaevskij A.B. Issledovanie vlijanija tehnicheskih sredstv upravlenija na povyshenie jekspluatacionnoj jekonomichnosti manevrovogo teplovoza / A.B. Bogaevskij, A.V. Osichev, M.S. Vojtenko // Visnik SNU im. V.Dalja. Lugans'k: SNU im. V.Dalja. – 2013. – № 18(207). Ch.2. – S. 177 – 182. 3. Bogaevskij A.B. Komp'juternaja model' moshhnogo transportnogo dizel'-generatora s jelektronnoj sistemoj upravlenija./ A.B. Bogaevskij.// Otkrytye informacionnye i komp'juternye integral'nye tehnologii. – Har'kov: Nac. ajerokosm. un-t «HAI». – 2008.– Vyp. 38. – S. 150 – 169. 4. Bajrachnij B.I. Tehnichna elektrohimija. Ch.2. Himichni dzherela strumu: Pidruchnik. Harkiv: NTU "HPI", 2003. ¬ □ 174s. 5. V.I. Kosjuk, I.B. Shirokov. Ustrojstvo dlja izmerenija jelektricheskoj emkosti himicheskih istochnikov toka // Patent RF №2328011 S2, opublikovan v BI № 17 2007 g. 6. V.I. Kosjuk. Ustrojstvo dlja izmerenija jelektricheskoj emkosti himicheskih istochnikov toka// Patent RF №2248073 S9, opublikovan v BI № 14 2005 g. 7. Nechitajlo Ju.A. Metodika opredelenija sostojanija akkumuljatornoj batarei gibridnogo avtomobilja / Ju.A. Nechitajlo // Visnik SevNTU. – 2012. – Vip.134/2012. –Sevastopol'. - S.139-142.

Поступила в редакцию 12.06.2014

Богаевский Александр Борисович – доктор технических наук, прфессор, профессор кафедры автомобильной электроники Харьковского национального автомобильно-дорожного университета, Харьков, Украина, e-mail: bogaevski@mail.ru.

Осичев Александр Васильевич – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры автоматизированных электромеханических систем Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: avo1957@yandex.ru.

Войтенко Максим Сергеевич – научный сотрудник кафедры автоматики и управления в технических системах Национального технического университета «ХПИ», Харьков, Украина, e-mail: m.s.voytenko@gmail.com.

ОЦІНКА ЕНЕРГОВИТРАТ В ПРОЦЕСІ ЗАПУСКУ ДИЗЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА І ЗАРЯДУ АКУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЙ

О.Б. Богаєвський, О.В. Осічев , М.С. Войтенко

Теоретично виконано аналіз енергетичних витрат у процесах запуску дизеля тепловоза і заряду акумуляторної батареї після запуску. Запропоновано вирази для визначення параметрів акумуляторної батареї як елемента електричного кола в зазначених процесах розряду - заряду. Отримано вирази, що дозволяють у відносній формі зробити оцінку можливості зниження витрат палива при пуску за рахунок застосування сучасних систем управління. Отримані результати можуть бути використані при обгрунтуванні характеристик алгоритмів функціонування систем управління і контролю тепловозних дизель-генераторів.

EVALUATION OF ENERGY CONSUMPTION DURING THE START OF DIESEL LOCOMOTIVE AND BATTERY CHARGEING

A.B. Bogaevskiy, A.V. Osichev, M.S. Voytenko

Theoretically, the analysis of energy consumption in the process of locomotive diesel engine start and battery charge after launch was made. Expressions to determine parameters of the battery as a circuit element in these processes discharge – charge are proposed . Expressions for relative form to assess the possibility of reducing the cost of fuel at start due to the use of modern control systems was obtained. The results can be used in the justification of algorithms characteristics functioning management and control systems of diesel generators.

УДК 621.438

А.И. Тарасенко, А.А. Тарасенко

ВЫБОР РАСЧЕТНОЙ КРУТИЛЬНОЙ СХЕМЫ ПРОПУЛЬСИВНОГО СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА

Судовой пропульсивный комплекс рассматривается как крутильная система с распределенными параметрами, состоящая из маховиков (отсеков цилиндра, гребного винта), соединенных валами. Валы могут быть приняты невесомыми (учитывается только жесткость) либо иметь распределенные параметры. Проведен сравнительный анализ результатов расчетов по определению собственных частот и форм для случаев невесомых валов, соединяющих маховики, и валов с распределенными параметрами. Сделан вывод о необходимости рассмотрения крутильной системы как системы с распределенными параметрами, если число рассматриваемых форм больше двух. Предложено две расчетные схемы, позволяющие выполнить расчеты крутильной системы как системы с распределенными параметрами.

Введение

В работе [2] рассмотрена крутильная система, состоящая как из участков с распределенными параметрами, так и из невесомых участков без распределенных параметров. При формировании крутильной схемы с невесомыми параметрами участки валов (их моменты инерции) присоединяются к дискам.

Известны расчеты, в которых крутильная схема дизеля взята из документов фирмы-производителя и приведены чертежи валопровода. Также приводят математические выкладки, на основе которых валы валопровода заменяют дисками. Указанных данных достаточно для выполнения сравнительного анализа.

Формулирование проблемы

Требуется на основе решения волнового уравнения, согласно методикам, изложенным в [2], провести сравнительный анализ конкретного судна, как для схемы с невесомыми валами, так и для схемы с распределенными параметрами. Желательно сравнить полученные результаты с расчетом, взятым за базовый (например, по методике АО БМЗ).

Цель работы – обосновать необходимость учета распределенных параметров валопровода при определении форм и частот собственных колебаний и предложить соответствующую расчетную схему, позволяющую учесть распределенные параметры.

Общие соотношения

Решение волнового уравнения для случая свободных колебаний имеет вид [1,2]

$$\phi_j = f_j(t)\cdot Z_j(y), \qquad (1)$$

где j – номер, рассматриваемой формы колебаний; $f_j(t)$ – функция времени для формы с номером j; $Z_j(y)$ – функция от координаты сечения y – форма колебаний с номером j.

Участок вала постоянного диаметра имеет податливость

$$e_k = \frac{S_k}{G_k \cdot I_k} = \frac{S_k^2}{V_k^2 \cdot J_k}, \qquad (2)$$

где S_k – длина участка с номером k; I_k – полярный момент инерции сечения вала, $J_k = I_k \cdot \rho_k \cdot S_k$ – полярный момент инерции вала; ρ_k – плотность материала вала; $V_k = \sqrt{\frac{G_k}{\rho_k}}$ – скорость распространения малых возмущений для участка вала с номером k.

Для вала постоянного диаметра можно записать следующее уравнение

$$z'' + z\left(\frac{\beta_{j,k}}{S_k}\right)^2 = 0, \qquad (3)$$

где $\beta_{j,k} = P_j\sqrt{J_k \cdot e_k}$.

Используя выражение (2), получим

$$\beta_{j,k} = \frac{P_j}{V_k}S_k \text{ или } \frac{\beta_{j,k}}{S_k} = \frac{P_j}{V_k}. \qquad (4)$$

Если ввести параметр

$$\Delta Z_{j,k}(\bar{y}) = S_k \cdot Z'_{j,k}(\bar{y}), \qquad (5)$$

то решение уравнения (3) примет следующий вид:

$$Z_{j,k}(\bar{y}_k) = \bar{y}\cdot\Delta Z_{j,k}(0)\cdot\frac{\sin(\beta_{j,k}\cdot\bar{y}_k)}{\beta_{j,k}\cdot\bar{y}_k} + $$
$$+Z_{j,k}(0)\cdot\cos(\beta_{j,k}\cdot\bar{y}_k), \qquad (6)$$

$$\Delta Z_{j,k}(\bar{y}_k) = \Delta Z_{j,k}(0)\cdot\cos(\beta_{j,k}\cdot\bar{y}_k) - $$
$$-Z_{j,k}(0)\cdot\beta_{j,k}\cdot\sin(\beta_{j,k}\cdot\bar{y}_k). \qquad (7)$$

Для случая невесомого вала $\beta_{j,k} = 0$. Тогда уравнение (7) примет вид

$$\Delta Z_{j,k}(\bar{y}_k) = \Delta Z_{j,k}(0) = const,$$

где $\bar{y}_k = \frac{y_k}{S_k} = 0 \div 1$ – относительная координата внутри участка с номером k.

© А.И. Тарасенко, А.А. Тарасенко, 2014

Это означает, что для невесомых валов значения $\Delta Z_{j,k}(\overline{y}_k)$ постоянны, а выражение (6) для случая невесомого вала примет вид

$$Z_{j,k}(\overline{y}_k) = \overline{y} \cdot \Delta Z_{j,k}(0) + Z_{j,k}(0).$$

Из записанного уравнения следует, что соединение дискретных точек формы прямыми линиями теоретически оправдано.

Собственные частоты представляют в виде числа колебаний в минуту

$$N_j = 30\,P_j/\pi.$$

Число частот может быть сколь угодно большим, но на практике рационально принять $j < 7$. При расчетах по методике Терских ограничиваются двумя формами ($j < 3$).

Крутильная схема представлена в виде набора валов, соединенных друг с другом. Каждый вал с номером k начинается сосредоточенным полярным моментом инерции θ_k, имеет податливость e_k и длину S_k. Если вал невесомый, то его длина задается отрицательной.

В таблице 1 приведены исходные данные для расчетов по крутильной схеме с сосредоточенными параметрами. В конце таблицы приведены исходные данные для расчетов по крутильной схеме с распределенными параметрами. Отличие исходных данных для схемы с распределенными параметрами в том, что часть момента инерции находится в валах.

Таблица 1. Сравнительный анализ результатов расчетов по методике БМЗ, случая сосредоточенных параметров (СП) и случая распределенных параметров (РП)

k	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	винт
θ_k	7,73	7,71	7,49	7,61	7,49	7,71	7,49	7,71	3,06	4,92	0,89	7,24	10,2	116
e_k	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,69	0,49	3,89	5,83	1,31	2,24	
S_k	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-3	-4,61	-5,2	-11,2	
Первая форма ($j = 1$) $N_{1,БМЗ} = 361{,}9$ мин$^{-1}$; $N_{1,СП} = 360{,}8$ 1/мин; $N_{1,РП} = 362{,}8$ мин$^{-1}$														
БМЗ	1	0,99	0,97	0,94	0,90	0,85	0,80	0,73	0,68	0,64	0,3	-0,2	-0,3	-0,5
СП	1	0,99	0,97	0,94	0,90	0,85	0,80	0,73	0,68	0,64	0,31	-0,2	-0,3	-0,5
РП	1	0,99	0,97	0,94	0,90	0,85	0,80	0,73	0,68	0,64	0,31	-0,2	-0,3	-0,5
Вторая форма ($j = 2$) $N_{2,БМЗ} = 1296{,}6$ мин$^{-1}$; $N_{2,СП} = 1295{,}8$ 1/мин; $N_{2,РП} = 1320{,}67$ мин$^{-1}$														
БМЗ	1	0,87	0,63	0,31	-0,1	-0,4	-0,7	-0,9	-1	-1,0	-0,8	-0,5	-0,3	0,09
СП	1	0,87	0,63	0,31	-0,1	-0,4	-0,7	-0,9	-1	-1,0	-0,8	-0,5	-0,3	0,09
РП	1	0,87	0,61	0,28	-0,1	-0,4	-0,7	-0,9	-1	-1,0	-0,7	-0,3	-0,2	0,05
Третья форма ($j = 3$) $N_{3,СП} = 1748{,}8$ мин$^{-1}$; $N_{3,РП} = 2480{,}3$ мин$^{-1}$														
СП	1	0,76	0,35	-0,2	-0,6	-0,9	-1	-0,9	-0,6	-0,4	1,58	4,30	3,55	-0,5
РП	1	0,53	-0,2	-0,8	-1,1	-0,8	-0,2	0,54	0,90	1,06	0,98	0,69	0,53	-0,1
Исходные данные для случая распределенных параметров (РП)														
θ_k	7,73	7,71	7,49	7,61	7,49	7,71	7,49	7,71	3,06	4,92	0,28	0,37	0,65	113
e_k	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,91	0,69	0,49	3,89	5,83	1,31	2,24	
S_k	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-3	4,61	5,2	11,2	

В качестве результатов приведены значения собственных частот и форм колебаний. Для первой и второй форм эти значения, полученные по различным методикам, практически совпадают. Для третьей формы результаты, полученные для случаев сосредоточенных и распределенных параметров, существенно отличаются.

Полученные значения форм проиллюстрированы на рис.1. и рис.2.

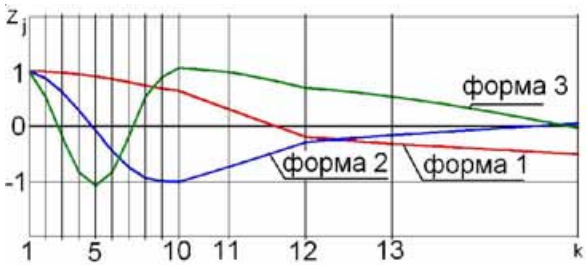


Рис.1. Формы для случая распределенных параметров

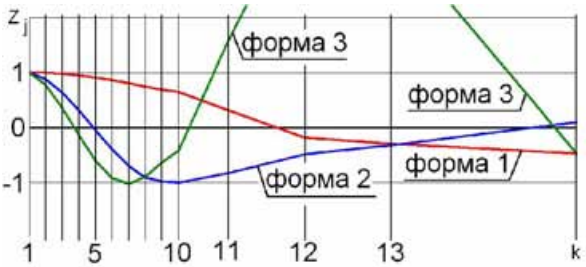


Рис.2. Формы для случая сосредоточенных параметров

Следует отметить, что для первой и второй форм результат на рис.2 практический такой же как при применении методик Терских или АО БМЗ. Эти методики характерны тем, что базируются на сосредоточенных параметрах (невесомые валы и диски в начале вала). Реальная судовая крутильная система имеет в своем составе длинные и тяжелые (весомые) валы, которые имеют распределенные параметры.

Сравнение графиков рис.1 и рис.2 показывает, что для первой и второй форм учет распределенных параметров не обязателен. Однако для старших форм учет распределенных параметров необходим. Алгоритм, по которому вычислялись все формы колебаний, один и тот же.

Результаты, полученные для системы с сосредоточенными параметрами, можно считать достоверными, потому, что они практически совпадают с результатами известных расчетов. Для случая распределенных параметров достаточно сравнить результат с теоретическим решением для гладкого вала. Для гладкого вала со свободными торцами решение уравнения (3) будет иметь вид $Z = \cos\frac{P_j}{V}$y . Граничные условия на торцах будут удовлетворены, если первые производные от формы на торцах будут равны нулю. Поэтому для вала, длина которого S, собственная круговая частота $P_j = J \cdot \pi \cdot V / S$.

Результаты расчета для V=3160 м/с и длины вала 12 метров приведены на рис.3. Вал был представлен тремя участками длинной по 4 метра каждый. Значения сосредоточенных масс на границах участков и масса винта считались равными нулю, жесткости участков одинаковы.

На рис.3 приведены результаты расчета для гладкого вала. Значение круговой частоты, полученной при расчете по первой форме составляет 7900,54 мин$^{-1}$. Теоретическое значение -7900,6 мин$^{-1}$. Частоты по остальным формам практически совпадают.

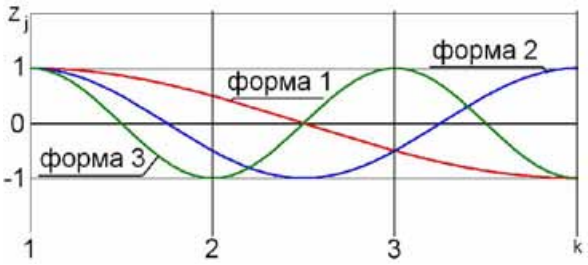


Рис.3. Формы для гладкого вала

Выбор расчетной схемы

Выбор расчетной схемы усложняется тем, что моменты инерции отсеков дизеля переменны. В качестве примера рассмотрим дизель производства Брянского завода 8ДКРН 60/195. Это лицензионная копия дизеля L60MC. Изменение момента инерции этого дизеля показано на рис.4.

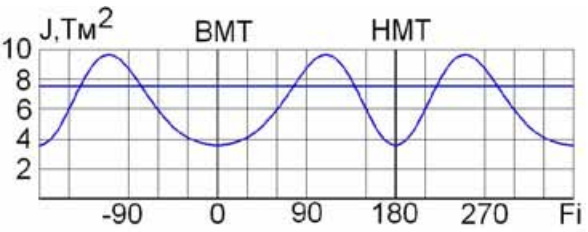


Рис.4. Зависимость приведенного момента инерции отсека дизеля от угла поворота кривошипа

На рис. 4 горизонтальная линия – это значение момента инерции, рекомендованное фирмой для крутильной схемы (7,5т·м^2). Из рисунка видно, что момент инерции отсека изменяется более, чем в два раза. Уравнение движения отсека переменного момента инерции [1]

$$\ddot{\phi}_k \cdot (\theta_k + J_{\text{к пр}}) = \Sigma M_k - \frac{\omega_k^2}{2}\frac{d}{d\phi}(J_{\text{к пр}}),$$

где $J_{\text{к пр}}$ - переменная часть момента инерции, θ_k - постоянная часть момента инерции отсека, M_k - крутящий момент, приложенный к отсеку.

Изменение момента инерции отсека влияет на все приложенные к отсеку крутящие моменты. Расчетная схема должна учитывать изменение моментов инерции и распределенные параметры.

Такие комбинированные схемы, показанные на рис.5 и рис.6, позволяют исследовать стационарное и внезапное воздействие, но требуют математического описания мест стыковки.

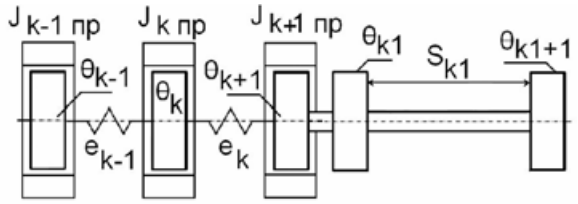


Рис.5. Расчетная схема с использованием составных дисков

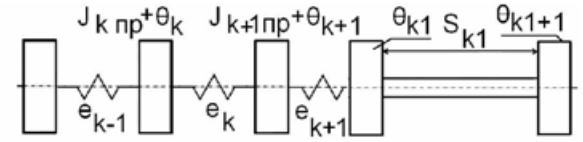


Рис.6. Расчетная схема с составными валами

Выводы

Крутильную систему необходимо рассматривать как систему с распределенными параметрами.

Расчетные схемы должны учитывают распределенные параметры валопровода и переменные параметры отсеков дизеля.

Список литературы:

1.Теория механизмов и машин [Текст]: учеб. пособие / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов, – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с. 2. Тарасенко А.И. Крутильные колебания в судовых валопроводах с малооборотными дизелями с учетом распределенных крутящих моментов [Текст] /А.И. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 10 (87). – С. 184–187.

Bibliography(transliterated):

1.Theory of Mechanisms and Machines. [Tekst]/Frolov K.V.,PopovS.A.,Musatov A.K. – M.: 1987. – 496s.
2.Tarasenko A.I. Torsion vibrations in the ship shafts with the low speed diesel engine accounitng torque distributions. [Tekst]/ A.I. Tarasenko //Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – 2011. - № 10/87. – S. 184-187.

Поступила в редакцию 03.07.2014

Тарасенко Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры механики и конструирования машин Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tai777@ukrpost.net.

Тарасенко Андрей Александрович – инженер кафедры теоретической механики Национального университета кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tai777@ukrpost.net.

ВЫБІР РОЗРАХУНКОВОЇ КРУТИЛЬНОЇ СХЕМИ ПРОПУЛЬСИВНОГО СУДНОВОГО МАЛООБЕРТОВОГО ДИЗЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ

О.І. Тарасенко А.О. Тарасенко

Судновий пропульсивний комплекс розглядається як крутильна система з розподіленими параметрами, яка має маховики(циліндрові відсіки, гребний гвинт), поєднані валами. Вали можуть бути прийняті невагомими (враховується тільки жорсткість) або мати розподілені параметри. Наведено порівняльний аналіз результатів розрахунків по визначенню власних частот і форм для випадків невагомих валів, якими з'єднано маховики, і валів з розподіленими параметрами. Зроблено висновок про необхідність розглядання крутильної системи з розподіленими параметрами, якщо число форм, які розглядаються, більше двох. Запропоновано дві розрахункові схеми, які дозволяють робити розрахунки крутильної системи як системи з розподіленими параметрами.

SELECTION OF THE CALCULATING TORSION SCHEME FOR THE PROPULSIVE SYSTEM ON A LOW SPEED MARINE DIESEL

A.I. Tarasenko A.A. Tarasenko

Ship propulsion system is considered as a torsional system with distributed parameters, consisting of flywheels (compartments cylinder propeller) connected shafts. Shafts can be weightless (only hardness) or have distributed parameters. A comparative analysis of the calculation results to determine the natural frequencies and shapes for cases weightless shafts connecting flywheels and shafts with distributed parameters. It is concluded that the torsional system has to be considered as a system with distributed parameters, if the number of pending more than two forms. Two calculation schemes that allows to make a calculation of torsional system as a system with distributed parameters was proposed.

УДК 621.

И.В. Парсаданов, А.Г. Косулин, Н.И. Литвинцева

ГЕНЕРАЛЬНЫЙ КОНСТРУКТОР

к столетию со дня рождения КОВАЛЯ Ивана Андреевича

Посвящается генеральному конструктору по двигателям средней мощности И.А. Ковалю. Приведены основные этапы и направления конструкторской и научной деятельности, достигнутые результаты в создании и обеспечении технического уровня дизелей для сельхозтехники.

Коваль И.А. родился 9 декабря 1914 года. После окончания семилетней школы учился в запорожском авиационном техникуме (моторостроительное отделение), закончив с отличием который поступил в Харьковский авиационный институт, конечно же, на моторостроительный факультет.

Преддипломную практику проходил в опытно-конструкторском бюро авиамоторного завода им. Баранова в г. Запорожье. Там и застала Ивана Андреевича война.

С коллективом КБ Иван Андреевич был эвакуирован в Омск. Всю войну работал не жалея себя для будущей Победы, обеспечивая фронт двигателями для боевых машин. Проявил себя как инициативный и знающий специалист. Интересные разработки и предложения молодого конструктора не раз отмечались руководством КБ и были внедрены в производство. Учитывая продолжительную «боевую» производственную практику и приобретенный опыт, диплом об окончании института ему выдали без формальной защиты.

После окончания войны необходимо было восстанавливать разрушенную экономику, в том числе и сельское хозяйство. Среди других, правительством было принято решение о создании производства зерноуборочных комбайнов и комбайновых двигателей. Организация производства двигателей было поручено харьковскому заводу «Серп и молот», специализировавшегося до этого на выпуске молотилок. Решение о производстве двигателей в Харькове не было случайным, ибо в Харькове еще до войны на базе ХПИ, ХАИ и завода транспортного машиностроения сформировалась научная школа двигателестроения.

В 1949 году при заводе «Серп и молот» было создано Специализированное конструкторское бюро по двигателям для сельскохозяйственных машин, куда в 1950 году по приказу Министерства был переведен в качестве руководителя конструкторской группы И.А. Коваль. Первой задачей для вновь созданного конструкторского бюро было освоение в производстве карбюраторных двигателей У-5М мощностью 40 л.с. и создание на его базе форсированного комбайнового двигателя СМ-1 мощностью 52 л.с.

Углубляясь в суть поставленной задачи, изучая особенности работы карбюраторного двигателя на комбайне, у молодого конструктора возникли сомнения о целесообразности такого решения. Почему не дизель? Дизель в сравнении с карбюраторным двигателем более экономичен, легче поддается форсированию, пожаробезопасен. Своими соображениями И.А. Коваль поделился с руководством КБ и …не получил поддержки.

Вместе с тем, среди сотрудников конструкторского бюро нашлись единомышленники. Иван Андреевич создает инициативную группу, с которой в нерабочее время занимается проектированием комбайнового дизеля. Работа была трудной. Необходимо было принимать новаторские и ориги-

© И.В. Парсаданов, А.Г. Косулин, Н.И. Литвинцева, 2014

нальные решения никем и нигде не апробированные. В мировой практике разработок комбайнового двигателя для массового производства еще не было. Впервые была предложена концепция и создан дизель высокой мощности и малой массой (относительно выпускающихся дизелей для сельскохозяйственных машин). Уже в 1952 году первый дизель СМД-7 был собран, а Ивану Андреевичу было предложено возглавить конструкторское бюро.

В 1957 году дизель СМД-7 мощностью 65 л.с. был внедрен в серийное производство. Двигатель соответствовал всем требованиям того времени и нашел широкое применение в комбайностроении и в других отраслях народного хозяйства.

С дизелизацией наступил новый этап в развитии комбайностроения, обеспечивший существенное повышение производительности комбайнов и значительную экономию топлива в масштабах страны. СКБ было реорганизовано в Государственное конструкторское бюро по двигателям средней мощности, а его главный конструктор – Коваль Иван Андреевич приступил к практической реализации новой идеи, связанной с созданием унифицированного дизеля для тракторов и комбайнов. Основным принципом, который Иван Андреевич исповедовал на протяжении всей своей творческой деятельности, является курс на унификацию и универсализацию двигателей, повышение их мощности при высокой экономичности и минимальной стоимости.

Концептуальные основы такого дизеля были заложены в технических решениях, апробированных в СМД-7, и наработках, выполненных специалистами и научными сотрудниками ГСКБД, НАТИ, ХПИ, ХИИТ и ХИМЭСХ. В начале 60-х годов завод «Серп и молот» приступил к производству первого унифицированного дизеля СМД-14. Дизель СМД-14 стал универсальным и наиболее массовым в стране по объему производства. Его широкое применение в народном хозяйстве обеспечили небольшие габариты и масса, хорошая топливная и масляная экономичность в широком диапазоне нагрузок и частот вращения, приспособленность к работе в условиях сильной запыленности воздуха, пригодность для установки на разные типы машин.

Для отечественного тракторного дизелестроения организация производства дизелей СМД-14 явилась крупным шагом вперед, позволившим всей отрасли выйти на мировой уровень, а завод «Серп и Молот» стал крупнейшей опытной базой, на которой отрабатывалась технология массового производства дизелей, что позволило полностью освободить от производства двигателей два крупнейших тракторных завода – Харьковский и Волгоградский.

Базовая модель дизеля СМД-14 послужила основой для разработки форсированных 4-х и 6-ти цилиндровых рядных дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива, охватывающих диапазон мощностей о 75 до 220 кВт. За создание самоходного зерноуборочного комбайна СК-4 с дизелем СМД-15К главному конструктору ГСКБД Ивану Андреевичу Ковалю в 1964 году присуждена Ленинская премия.

В 1965 году благодаря настойчивой и целеустремленной организаторской деятельности И.А. Коваля в ГСКБД был веден в эксплуатацию современнейший опытный цех и лабораторный корпус на 15 моторных стендов и двумя одноцилиндровыми отсеками, лабораторией топливной аппаратуры, турбокомпрессоров, воздухоочистителей, пусковых двигателей, вибрации и шума, токсичности, газодинамических исследований впускных и выпускных каналов, исследований водяных и масляных систем.

Важнейшим этапом деятельности И.А.Коваля стало внедрение под его непосредственным руководством на дизелях СМД впервые в мире в сельскохозяйственном машиностроении газотурбинного наддува и охлаждения наддувочного воздуха.

Решению о применении газотурбинного наддува предшествовали многочисленные теоретические и экспериментальные исследования, направленные на выбор пути повышения мощности дизелей СМД. Увеличение частоты вращения коленчатого вала ухудшало топливную экономичность из-за роста механических потерь и снижения коэффициента наполнения. Увеличение рабочего объема цилиндров за счет применения диаметра цилиндра 130 вместо 120 мм требовал коренной перестройки отлаженного производства двигателей. В результате для мощных тракторных и комбайновых дизелей как наиболее рациональное было обосновано решение применение газотурбинного наддува, что дополнительно позволяло снижать расход топлива.

Необходимо отметить, что в середине 60-годов прошлого столетия среди ведущих специалистов в области двигателестроения в нашей стране и за рубежом существовало устойчивое мнение о нецелесообразности применения газотурбинного наддува на автотракторных дизелях. Выполненные к этому времени исследования в ЦНИДИ по применению турбокомпрессоров на дизелях специального назначения КДМ-46, не убеждали в перспективности применения газотурбинного наддува. Считалось, что в малогабаритном турбокомпрессоре невозможно обеспечить удовлетворительные

значения КПД. Кроме того, бытовало распространенное мнение о том, что тракторные дизели для обеспечения требуемого ресурса должны быть тяжелые и тихоходные.

Нет, наверное, необходимости перечислять все перипетии, которые прошел Главный конструктор и возглавляемое им конструкторское бюро на пути внедрения газотурбинного наддува. Это было решение сложнейшей научно-технической проблемы, связанной с моделированием, исследованием, совершенствованием и адаптацией дизелей с наддувом в эксплуатации. Дополнительные трудности заключались в том, что реализовывать разработки приходилось на двигателях, находящихся в массовом производстве. Отметим лишь достигнутое.

Став головной конструкторской организацией по развитию агрегатов газотурбинного наддува, ГСКБД под руководством И.А. Коваля обеспечило разработку конструкции семейства унифицированных турбокомпрессоров ТКР-11, ТКР-8,5 и ТКР-7. Был освоен выпуск дизелей с наддувом и массовое производство агрегатов наддува на Дергачевском турбокомпрессорном и Борисовском агрегатном заводах, удовлетворена потребность в турбокомпрессорах для дизелей ЧТЗ, АМЗ, ВГМЗ, ММЗ, ВТЗ.

Опыт создания дизелей СМД с газотурбинным наддувом был в последующем использован на Минском моторном заводе при создании дизелей Д240Т и Д260Т, Владимирском тракторном заводе при создании дизеля Д-144 и на Алтайском моторном заводе.

Применение газотурбинного наддува, а в последующие годы охлаждения наддувочного воздуха, позволило повысить мощность выпускаемых дизелей, существенно снизить удельную массу и расход топлива. Целесообразность применения на автотракторных дизелях газотурбинного наддува была признана через 20 лет после его внедрения и подтверждена практикой.

Следующим этапом научно-исследовательских и конструкторских работ, которые проводились под руководством И.А. Коваля, была разработка и внедрение в серийное производство семейства 6-ти цилиндровых V-образных, короткоходных дизелей с газотурбинным наддувом. Эта работа была направлена на обеспечение потребностей народного хозяйства в современных энергонасыщенных пахотных тракторах и высокопроизводительных зерно- и кормоуборочных комбайнах. Разработанные для тракторов Т-150, ДТ-175, комбайнов КС-6 «Колос», «Гомсельмаш» и других машин двигатели семейства СМД-60 оказались настолько универсальными, что нашли применение в судостроении, на железнодорожном транспорте, в подъемно-транспортном машиностроении и других отраслях народного хозяйства

Тракторы Т-150 с двигателями СМД-62 успешно прошли сертификационные испытания на полигоне института штата Небраска (США) и обеспечили лучшую топливную экономичность в своем классе.

За большие достижения в создании высокоэффективных тракторных и комбайновых двигателей Ковалю И. А. в 1982 году присвоено звание Героя Социалистического Труда с вручением ему ордена Ленина и золотой медали «Серп и Молот».

Заслуги в развитии тракторного и сельскохозяйственного машиностроения и авторитет Ивана Андреевича были настолько высоким, что его назначают Генеральным конструктором, а возглавляемое им ГСКБД становится Головной конструкторской организацией отрасли. И здесь уместно отметить несомненные заслугу Генерального конструктора в создании главного своего детища – конструкторско-исследовательского коллектива. Как бы не был талантлив, прозорлив и энергичен руководитель, без надежных, грамотных и инициативных исполнителей сложнейшие задачи, стоящие перед двигателестроением, не могли быть решены.

Иван Андреевич обладал исключительным даром – притягивать и концентрировать вокруг себя неординарных, высококвалифицированных, исключительно талантливых и порядочных помощников-единомышленников. Сорок работников ГСКБД стали лауреатами Государственных премий СССР и Украины. Многие из них за время работы в ГСКБД стали известными специалистами, внесшими заметный вклад в развитие отечественного машиностроения, своим трудом обогатившие теорию и практику конструирования и исследования дизелей. Мы сознательно не называем здесь имена этих заслуженных и одаренных специалистов и профессионалов. Их немало и чье-то имя можно упустить. Несомненным является то, что в ГСКБД была создана научная конструкторско-исследовательская школа.

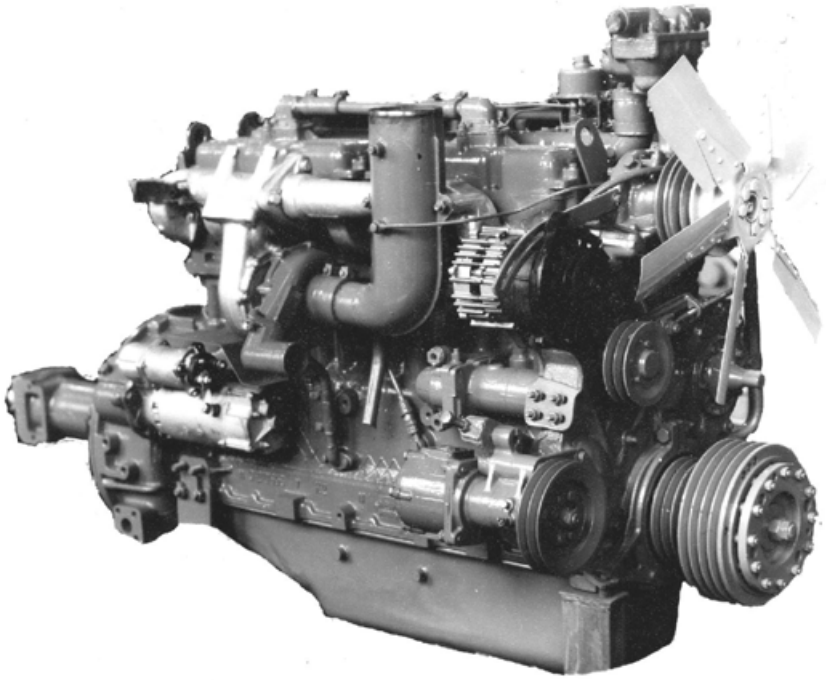
Понятие «научная школа» – емкое. Оно включает в себя наличие определенного теоретического багажа, личного вклада в науку и технику, свой стиль работы, наличие учеников, последователей. Все это присуще в понятии «школа Коваля». Ученики и последователи, как известно, всегда есть там, где есть чему учиться и к чему стремиться. У Ивана Андреевича, было чему учиться.

Атмосфера деловитости, новаторства, высокой рабочей напряженности, создаваемая и поддерживаемая И.А. Ковалем, позволяла не только

создавать новую высокоэффективную технику, но и соответствующим образом воспитывать людей, прививать им вкус к творчеству. А уже помощь со стороны Ивана Андреевича каждому, кто готов был взять на себя нелегкий труд создателя двигателей, всегда была обеспечена: и проконсультирует, и посоветует, и условия для разработок и исследований создаст.

Под научным руководством И.А. Коваля сотрудниками конструкторского бюро защищены более 20 кандидатских и докторских диссертаций.

Иван Андреевич был принципиален и последователен, умел правильно поставить цель и добиваться ее исполнения. С ним охотно и плодотворно сотрудничали научные сотрудники и специалисты ХПИ, ХИИТ, ХАИ, ХИМЭСХ, НАТИ, НАМИ, ЦНИТА, ЯМЗ, НИКТИД, ИПМаш НАНУ, ИПМ НАНУ, ХАДИ, КАДИ и многих других организаций.



Использование накопленного опыта в создании и доводке дизелей с газотурбинным наддувом, промежуточным охлаждением надувочного воздуха и непосредственным впрыскиванием топлива позволило в кратчайшие сроки разработать и подготовить к производству, пожалуй, лучший дизель, созданный под руководством И.А.Коваля – СМД-31. Рядный 6-ти цилиндровый дизель обеспечивал рекордные для отечественных автотракторных дизелей показатели по уровню форсирования, топливной и масляной экономичности, токсичности отработавших газов. Интересно, что в начале разработки дизель СМД-31 рассматривался как возможная перспектива развития завода «Серп и молот», не имея конкретного потребителя. В течение 2-х лет была разработана конструкторская документация, изготовлены детали и узлы дизеля, собраны опытные образцы, проведены предварительные испытания. И когда в 1982 году поднялся вопрос о создании высокопроизводительного комбайна «Дон-1500» и двигателя к нему, то Генеральный конструктор на коллегии Министерства представил не только конструкцию, но конкретно достигнутые показатели такого дизеля. К 1986 году на заводе «Серп и молот» был введен в строй новый сборочно-испытательный корпус и начато производство дизелей СМД-31 для зерно- и кормоуборочных комбайнов. Позднее были разработаны модификации этого дизеля для тракторов, стационарных установок, автомобильного и железнодорожного транспорта, дорожно-строительных и горных машин.

Доведенные образцы двигателей СМД-31 в конце 80-х годов на Государственных испытаниях обеспечили удельный расход топлива на режиме номинальной мощности 203 г/кВт·час. И сегодня для многих автотракторных дизелей такой уровень топливной экономичности недосягаем.

За сравнительно короткий промежуток времени созданные и внедренные в производство тракторные и комбайновые дизели обеспечили снижение удельного эффективного расхода топлива на 20 %, увеличение литровой мощности в 3 раза, уменьшение удельной массы в 5 раз. Мощность дизелей СМД с начала создания и постановки на производство возросла с 48 кВт (65 л.с.) до

190…220 кВт (260…300 л.с.). Несмотря на столь разительные изменения уровня форсирования за этот же период времени более чем в 2 раза увеличился ресурс двигателей.

Дизели СМД устанавливались на всех зерноуборочных, кормоуборочных, свеклоуборочных комбайнах, выпускавшихся в стране Ростовским, Таганрогским, Красноярским, Гомельским, Херсонским, Тернопольским и Днепропетровским заводами. Около 60 % тракторов выпускавшихся на Харьковском, Волгоградском, Онежском и Липецком заводах были оснащены дизелями СМД, конструкции которых разработаны под руководством Коваля И.А.

Время подтвердило, рациональность и перспективность направлений развития двигателестроения, предложенных и реализованных Генеральным конструктором.

К сожалению, в эти дни, отмечая юбилей Генерального конструктора трудно сказать, что его дело продолжается успешно. Исчезни заводы, выпускавшие дизели СМД, перестало существовать и само ГСКБД. Украина из ведущей двигателестроительной державы превращается в энергозависимую страну с отсталой экономикой. Остается надеяться на позитивные изменения в будущем. И если они произойдут, то с уверенностью можно сказать: школа, база и традиции для возрождения двигателестроения в Украине есть! И свидетельство этому – творческий путь и результаты деятельности Генерального конструктора, Ученого, Человека, доктора технических наук, профессора Коваля Ивана Андреевича.

Поступила в редакцию 24.07.2014

Парсаданов Игорь Владимирович – доктор техн. наук, главный научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина, e-mail: parsadanov@kpi.kharkov.ua.

Косулин Анатолий Григорьевич – канд. техн. наук, старший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

Литвинцева Наталья Ивановна – младший научный сотрудник кафедры двигателей внутреннего сгорания Национального технического университета «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина.

ГЕНЕРАЛЬНИЙ КОНСТРУКТОР

І.В. Парсаданов, А.Г. Косулін, Н.І. Літвінцева

Присвячується генеральному конструктору по двигунах середньої потужності І.А. Ковалю. Наведені основні етапи і напрямки конструкторської і наукової діяльності, досягнуті результати в створенні та забезпеченні технічного рівня дизелів для сільгосптехніки.

GENERAL DESIGNER

I.V. Parsadanov, A.G. Kosulin, N.I. Litvintseva

Dedicated to the general designer for the average power engines I.A. Koval. The a-main steps and direction of design and research activities, the results achieved in the creation, research institutes and providing technical level diesel engines for agricultural machinery are given.

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

Підписано до друку 01.09.2014 р. Формат 60х84 1/8 . Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman Cyr. Віддруковано на ризографі.
Умовн. друк. арк. 13,75. Обл.-вид арк. 12,8.
Замовлення № 04/09/14. Наклад 300 прим. Ціна договірна.

Віддруковано ФОП Крамаренко Ю.М.
Свідоцтво про держреєстрацію АБ № 815827
від 22.03.2013 р.

ДВС 2014 №2