

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 $n_{кул} \sim 3000$ мин⁻¹ затраты мощности на привод составляют 3,8 кВт для четырехцилиндрового двигателя OM 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 отключающей 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 подается в надплунжерный объем, 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.

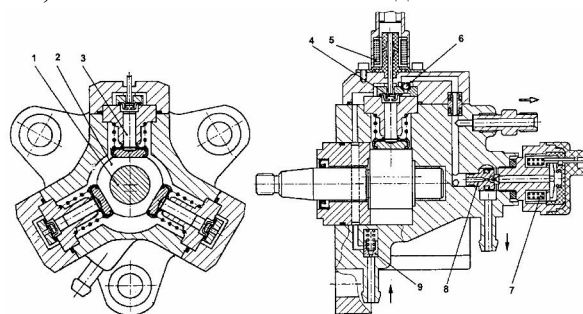


Рис. 1. Радиально-плунжерный ТНВД (CP1) аккумуляторной топливной системы Common Rail производства фирмы R.Bosch

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-

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:

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

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.

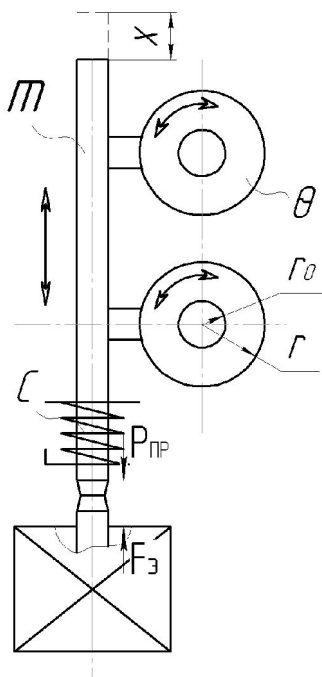


Рис. 2. Схема привода рейки ТНВД

Уравнение (1) может быть решено численно либо аналитически.

Для численного решения можно воспользоваться передаточной функцией вида:

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

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-Кутты 4-го порядка с шагом $50 \cdot 10^{-6}$ с.

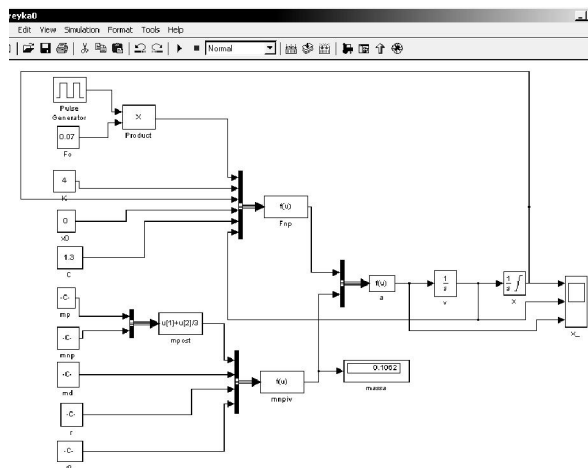


Рис. 3. Математическая модель движения рейки, ТНВД выполненная в среде SIMULINK

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

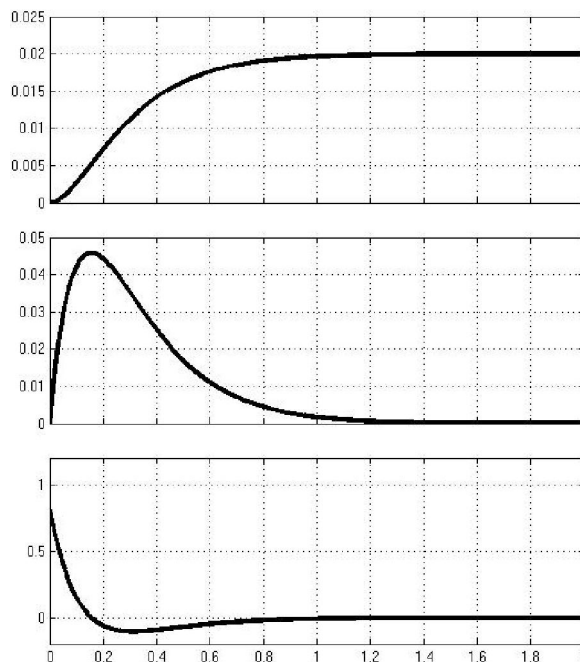


Рис. 4. Перемещение, скорость и ускорение рейки ТНВД при изменении скважности управляющего импульса на электромагнит от 0% до 100%

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

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

$$\begin{cases} \dot{Y} = -\frac{C}{m'} Y - \frac{K}{m'} x - (Kx_0 - F(t)); \\ \dot{x} = Y. \end{cases} \quad (2)$$

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 $C/m' = 0 \dots 200$ и $K/m' = 0 \dots 8000$. 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.

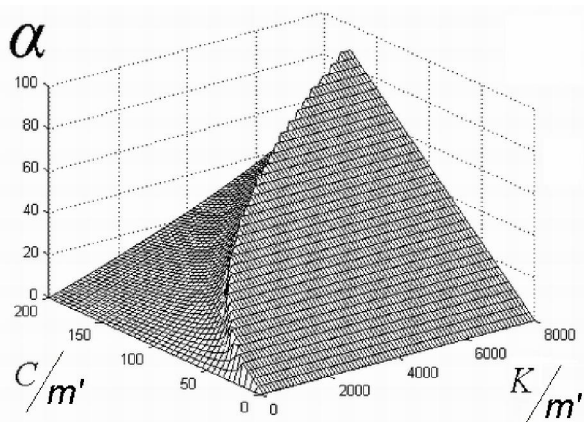


Рис. 5. Степень устойчивости динамической системы

Как видно из рисунка, функция $(-\alpha)_{\min} = f(C/m', K/m')$ 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 аperiodических 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.

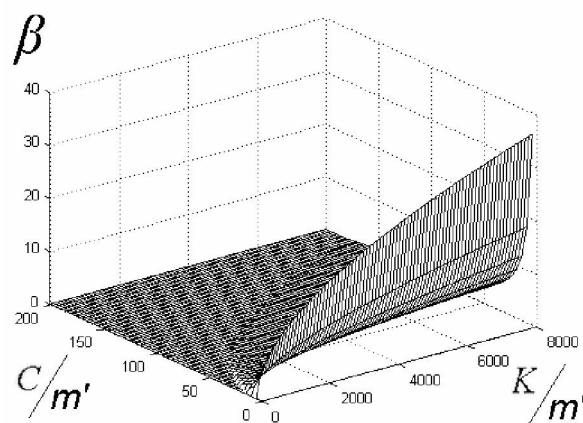


Рис. 6. Колебательность системы

Определение положения границы области оптимальности.

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

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

Его корни определяются по формуле решения квадратного уравнения:

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

Искомые корни будут иметь вещественное значение при соблюдении условия

$$\left(\frac{C}{2m'}\right)^2 - K/m' \geq 0. \quad (7)$$

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

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

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 аperiодической (см. рис. 6).

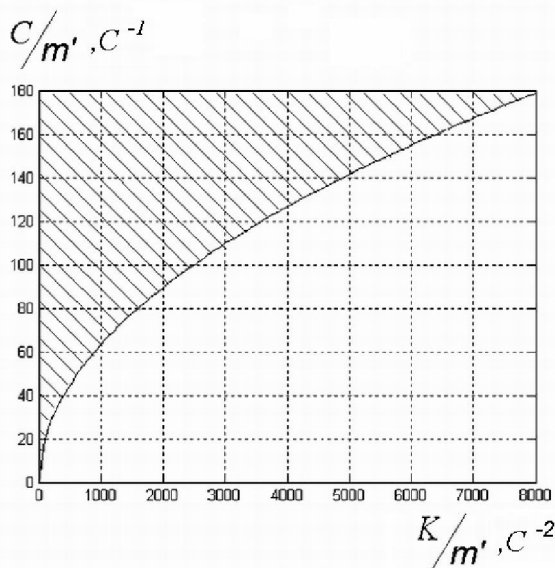


Рис. 7. Граница оптимальной области параметров системы

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:

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

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:

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

где m'' – общая приведенная масса рейки без пружины, $m'' = m' - 1/3 m_{np}$, C – диссипативный коэффициент вязкого трения, x – перемещение рейки, g – ускорение свободного падения, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$, α – угол наклона ТНВД, принято для обеспечения свободного выпадения рейки из его корпуса ($\alpha = 45^\circ$). 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:

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

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

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

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):

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

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 $C \approx 13...14$ 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 $\lim_{x \rightarrow \infty} e^{-x} = 0$, во втором слагае-

мом при $t \rightarrow \infty$ имеем $e^{-\frac{C}{m''} t} \rightarrow 0$. 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:

$$m''^2 g \sin \alpha \left(\frac{1}{C} \right)^2 - m'' t g \sin \alpha \frac{1}{C} + x = 0, \quad (16)$$

относительно $1/C$:

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

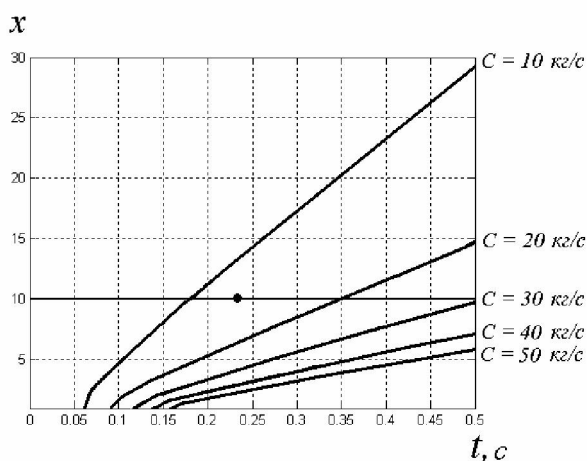


Рис. 8. К определению величины диссипативного коэффициента C

Согласно выражению (17), с учётом получен-

ных выше экспериментальных данных, величина диссипативного коэффициента составляет:

$$C = \frac{2 \cdot 0,085}{0,233 - \sqrt{0,233^2 - (4 \cdot 0,01) / (9,8 \cdot 0,707)}} = 13,5 \text{ кг/с}$$

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. Пожидаев И.Г. Проектирование ПНВД для аккумуляторной топливной системы малолитражного дизеля на базе паливного насоса двигуна 2ДТ / И.Г. Пожидаев, А.О. Прохоренко // Вісник НТУ «ХП». 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 двигателями 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. *Mechanicheskie poteri v porshnevnykh dvigatel'nykh special'nye glavy konstruirovaniya, rascheta, ispytaniy: uchebnoe posobie* / S.V. Putincev. – M., MG TU im. N. Bauman, 2011. – 288 s.
 2. Grudskij Ju.G. *Sistemy upravleniya dizel'nyimi dvigatel'nyimi / per. s nemeckogo. Ju.G. Grudskij, A.G. Ivanov. – Pervoe russkoe izdanie. – M.: ZAO «KZHI «Za rulem», 2004. – 480 s. 3. Grehov L.V. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya 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 akumuljatornoj 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 ap-****

*paratury avtotraktornykh 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 akumuljatornoj palivnoj sistemy malolitrzhnogo 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 akumuljatornoj sistemoj toplivopodachi kak ob'ekta regulirovaniya / Dvigateli vnutrennego sgoraniya, №2. – 2011 – S 81-86. 8. Krutov V.I. *Avtomatičeskoe regulirovanie i upravlenie dvigatelej vnutrennego sgoraniya / V.I. Krutov – M.: Mashinostroenie, 1989. – 416 s. 9. Vygodskij M.Ja. *Spravočnik 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

A.O. Prohorenko, I.G. Pozhidaev

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 индексирование 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 нетрадици-

онных месторождений. К таким газовым топливам, в первую очередь, относят биогазы и сланцевый газ.

В отличие от природного газа, в альтернативных газовых топливах, кроме метана (CH₄), 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].