

УДК 621.436

С. И. ТЫРЛОВОЙ, канд. техн. наук, доц. ВНУ им. В. Даля, Луганск**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ**

Показан подход и некоторые результаты моделирования переходных и частичных режимов, включая холостой ход высокооборотного дизельного двигателя с системой газотурбинного наддува, что позволяет оценить путевой расход таких двигателей в составе транспортной установки в городском цикле или в иных условиях эксплуатации, в том числе при использовании различных агрегатов турбонаддува, топлив, типа и степеней износа топливной аппаратуры.

Ключевые слова: газотурбинный наддув, цикловая подача, переходные процессы дизелей, путевой расход топлива, топливный насос.

Введение. Для автомобильных ДВС газотурбинный наддув (ГТН) получил практически исключительное применение, поскольку он является более эффективным с позиций повышения КПД двигателя и технологически доведен до совершенства - по сравнению с альтернативными системами наддува. ГТН современных двигателей - обеспечивает высокий КПД турбокомпрессора (ТКР), повышение массового наполнения цилиндров и соответствующих значений крутящего момента двигателя.

Моделирование переходных процессов (ПП) дизеля с турбонаддувом должно выполняться в сочетании с моделированием параметров турбокомпрессора, рабочего процесса, систем регулирования и топливоподачи. Это позволяет определять динамические качества высокооборотного турбодизеля во взаимосвязи с оценкой расхода топлива за один или несколько переходных процессов с учетом технического состояния топливной аппаратуры и применяемого топлива.

Моделирование большого количества переходных процессов требует специальных подходов к их расчету. При этом расчетные модели ТКР, топливной аппаратуры (ТА), рабочего процесса ДВС и транспортной установки не должны быть чрезмерно сложными, что связано с необходимостью выполнять даже для одного ездового цикла счет большого числа переходных процессов, каждый из которых включает в себя множество рабочих циклов. На основе полученных результатов могут быть определены путевые расходы топлива в различных условиях эксплуатации транспортного средства с ДВС. Данных, содержащихся в технических характеристиках двигателей и установок с ними, совершенно недостаточно для решения поставленной задачи. Несмотря на то, что проблеме неустановившихся режимов дизелей посвящено множество работ, отсутствуют методики и результаты исследования переходных процессов высокооборотных дизелей с газотурбинным наддувом в условиях эксплуатации.

Анализ последних исследований и публикаций. Переходные процессы автомобильных силовых установок составляют значительную долю общего времени их работы [1]. Кроме того, в эксплуатационных условиях работа транспортных двигателей внутреннего сгорания характеризуется наличием износа плунжерных пар, использованием альтернативных топлив [2]. Проблема неустановившихся режимов дизелей посвящено множество работ, например, [3-6] и другие. В работе [7] дана модель системы ДВС и ГТН применительно к двигателю автобуса ЛАЗ. В данных работах отсутствуют методики и результаты исследования переходных процессов

высокооборотных дизелей. Здесь имеют место большие градиенты изменения кинетической энергии элементов регулятора, зависящие как от момента времени переходного процесса, так и от положения названных элементов. Процессы топливоподачи описаны в работах [6-8] и других, современное и универсальное моделирование выполнено в [9]. Прикладная программа расчета рабочего процесса «Дизель» (МВТУ им. Н.Э. Баумана) имеет широкие возможности. Однако, при моделировании переходных процессах, составляющих значительную часть ездовых циклов, приходится выполнять большое количество расчетов единичных ПП, что требует экономного подхода к методам счета. Кроме того, переходные процессы могут идти по-разному в зависимости от износа плунжерных пар, вида топлива [10] и от параметров ТКР.

Цель статьи – получить инструмент, позволяющий выполнять моделирование переходных процессов дизеля с турбонаддувом для оценки показателей ДВС с ГТН, в том числе в составе транспортной установки, при различных условиях эксплуатации широкого класса автомобильных двигателей, в том числе зарубежного производства.

Материалы и результаты исследований. Известные особенности гидравлических характеристик центробежного компрессора и центростремительной турбины, позволяющие получить высокую эффективность наддува в достаточно узком диапазоне режимов турбодизеля, заставляют повсеместно применять различные способы регулирования ГТН. При моделировании газотурбинного наддува необходимо учитывать вид регулирования наддува и конструктивные особенности перепускного клапана. В разработанной модели принято наиболее распространенное количественное регулирование турбины со сбросом газа в атмосферу (глушитель) по сигналу достижения давлением наддува максимального для данного ДВС значения (0,2 МПа).

Для моделирования ТКР необходимо математическое описание компрессора, турбины и системы перепуска отработавших газов из турбины в атмосферу, которая в подавляющем случае применяется на рассматриваемых установках для ограничения давления наддува (P_k).

Математическое описание компрессора представляет собой аппроксимирующие выражения для КПД компрессора (η_k) и степени повышения давления (π_k), полученных на основе аппроксимации универсальной характеристики (рис. 1) для примененного центробежного компрессора в совокупности с известными термодинамическими зависимостями, используемыми при расчете центробежных компрессоров, а так же другие аппроксимирующие выражения, полученные на основе ранее выполненных работ кафедры ДВС ВНУ им. В. Даля [9,10] и других по моделированию ТА и рабочего процесса ДВС в переходных процессах.

Расход воздуха через компрессор, кг/с:

$$G_k = i \cdot z V_h \cdot \eta_v \cdot \varphi_a \cdot n \cdot P_s / (R_B \cdot 60 \cdot T_s),$$

где i – коэффициент тактности; $z V_h$ – литраж двигателя; η_v , φ_a – коэффициенты наполнения и продувки; P_s , T_s – давление и температура во впускном ресивере; R_B – газовая постоянная для воздуха; при наличии холодильника воздуха $P_s = P_k - \Delta P_{хол}$; n – частота вращения ДВС.

Коэффициент наполнения ДВС по результатам моделирования газообмена для двигателя 4СН91/95 Mitsubishi Pajero 2.5TD (далее числовые данные приведены для этого же двигателя):

$$\eta_v = (-6,6862 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 - 0,0000540 \cdot n + 0,9961) \cdot (-0,041 \cdot P_t / P_s + 1,03).$$

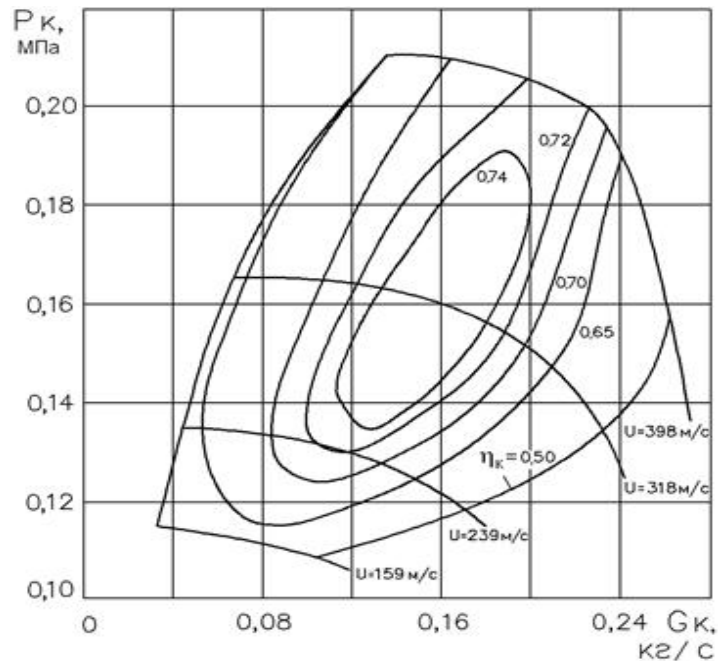


Рисунок 1 – Универсальная характеристика турбокомпрессора ТКР7Н-1

КПД компрессора η_k и степень повышения давления π_k :

$$\eta_k = (sg2 \cdot Gk^2 + sn2 \cdot Nk^2 + sgnk \cdot Gk \cdot Nk + sg \cdot Gk + sn \cdot Nk + s0),$$

$$\pi_k = (pg2 \cdot Gk^2 + pn2 \cdot Nk^2 + pgnk \cdot Gk \cdot Nk + pg \cdot Gk + pn \cdot Nk + pp0),$$

где $Nk = n_{TK} / 1100$; n_{TK} – частота вращения ротора турбокомпрессора.

Так, например, для ТКР 5,5 значения коэффициентов аппроксимации:

$$sg2=0,71892; sn2=-0,00024; sgnk=0,06048; sg=-4,099; sn=0,01842; s0=0,467;$$

$$pg2=-9,533225; pn2=0,00026; pgnk=0,054535; pg=0,49634; pn=0,010075; pp0=0,77038.$$

Давление воздуха P_k , температура после компрессора T_k и холодильника T_s :

$$P_k = 100000 \cdot \pi_k, \quad T_k = 293 \cdot \pi_k^{(m-1)/m},$$

$$(m=1.65), \quad T_s = 0.5 \cdot (363 + T_k).$$

Теплоемкость и показатель адиабаты воздуха после компрессора:

$$mC_{pk} = 8.314 + 20.35 + 0.00104 \cdot T_k,$$

$$k = mC_{pk} / (mC_{pk} - 8.314).$$

Адиабатический и действительный теплоперепад в компрессоре:

$$h_{kad} = mC_{pk} \cdot 288/8314 \cdot 293 \cdot (\pi_K^{(k-1)/k} - 1),$$

$$h_k = h_{kad} / \eta_k.$$

Мощность, потребляемая компрессором и момент сопротивления на его колесе:

$$N_k = G_k \cdot h_k / \eta_K$$

$$M_k = N_k / \omega_{TK},$$

где ω_{TK} - текущая угловая скорость ротора турбокомпрессора.

Скорость газа на входе в турбину:

$$W_t = (k1/(1k-1) \cdot 2 \cdot Rg \cdot T_T \cdot (1 - (P_1/P_t)^{(k1-1)/k1}))^{0.5},$$

где для реактивных турбин $P_t = \sqrt{P_t \cdot P_{0t}}$; P_t и P_{0t} - давление газов перед и за турбиной; показатель адиабаты газов перед турбиной: $k1 = mC_p / (mC_p - 8.314)$.

Плотность газа перед турбиной: $Rot = P_t / Rg / T_T$.

Коэффициент расхода (μ_t) проходного сечения (F_t) соплового аппарата турбины аппроксимировано в зависимости от частоты вращения (n_{TK}) ротора.

$$\mu_t = (a2 \cdot n_{TK}^2 + a1 \cdot n_{TK} + a0).$$

Расход газа через турбину:

$$Gg = \mu_t \cdot F_t \cdot W_t \cdot Rot.$$

Расход газа через турбину G_{tur} при наличии перепуска:

$$G_{tur} = Gg - Kper \cdot 0.16 \cdot F_t \cdot Wtp \cdot Ro,$$

где $Kper$ – коэффициент, учитывающий перепуск отработавших газов, $Kper$ принимает значения 1 или 0 в зависимости от величины давления наддува; Wtp – скорость выхода газа через перепускной клапан.

Удельная адиабатическая работа турбины:

$$Lt = 0.001 \cdot k1 / (k1-1) \cdot Rg \cdot T_T \cdot (1 - (P_{0t} / P_t)^{(k-1)/k}).$$

Мощность и крутящий момент турбины

$$N_t = Lt \cdot G_{tur} \cdot \eta_T \cdot 0.96,$$

$$M_{tur} = N_t / \omega_{TK}.$$

КПД (η_T) турбіни залежить від частоти обертання ротора, ступеня пониження тиску (π_T) і температури (T_T) перед турбіною. Для визначення потужного КПД турбіни виконана серія розрахунків її параметрів за методикою [11] при різних значеннях π_T , T_T і n_t при обмеженні мінімальної величини відношення (u_1/C_{ad}) окружної швидкості на колесі u_1 до адиабатическої C_{ad} ($(u_1/C_{ad})_{\min.}=0,3$). Значення потужного КПД турбіни пропорційно відношенню u_1/C_{ad} і може бути виражено рівнянням: $\eta_T = 1.82476 \cdot (u_1/C_{ad})^{1,464}$. На рис. 2 показана дана залежність.

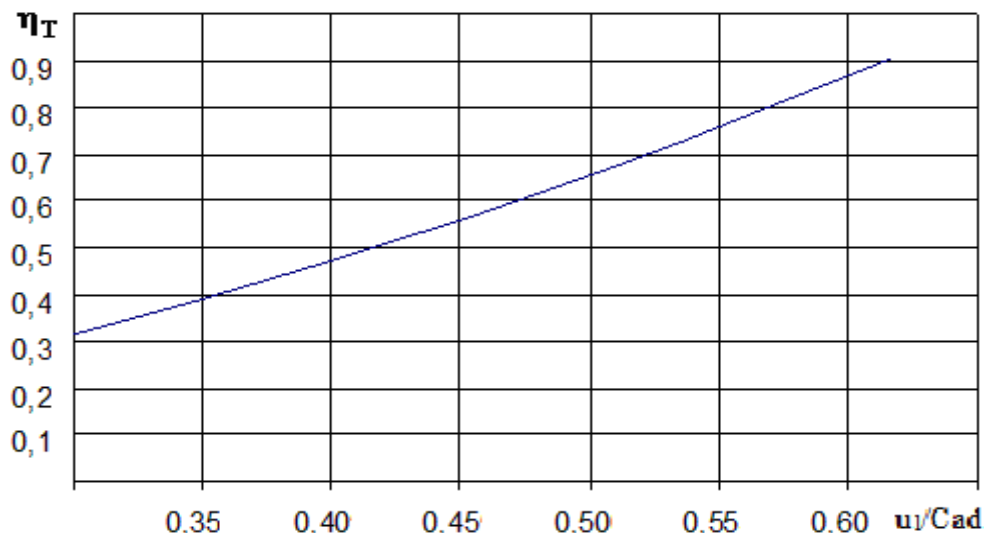


Рисунок 2 – Залежність потужного КПД турбіни від відношення u_1/C_{ad}

Отримані дані можуть використовуватися і для отримання інших взаємозв'язків КПД турбіни з параметрами її робочого процесу.

Для моделювання роботи турбіни крім використання апроксимуючих виражень для її потужного КПД (η_T), отриманого на основі серії розрахунків центробежної турбіни з використанням повнофакторного розрахункового експерименту, необхідно знати температуру газів перед турбіною. Остання залежить, в тому числі, від циклової подачі палива $V_{ц}$. Величина $V_{ц}$ визначається режимом роботи ДВС, типом паливної апаратури, фізичними властивостями палива. Так, наприклад, в разі моделювання роботи розподільного ТНВД BOSCH з механічним або електронним регулюванням регресійна залежність для $V_{ц}$ приведена нижче. Дане формула отримана для дизельного палива в'язкістю 4 сСт і нової плунжерної пари діаметром 9мм [10]:

$$V_{ц} = 17.7 \cdot H_{от}^2 - 8.33 \cdot H_{от} + 0.00605 \cdot n - 0.113 \cdot n^2 \cdot 10^{-4} + 0.0218 \cdot n \cdot H_{от} - 1.01,$$

де $H_{от}$ - координата дозатора (мм*10), $n_x = n/200$, n – частота обертання вала ДВС.

Координата дозатора встановлюється автоматичним регулятором частоти обертання [12] в залежності від режиму роботи ДВС. Зная $V_{ц}$, визначається поточний годинний витрат палива G_t і витрат в даному перехідному процесі G_{top} :

Витрат повітря через двигач в даний момент перехідного процесу апроксимований за результатами серій розрахунків робочого циклу:

$$Gb = \pi_K \cdot (-0.000005746477 \cdot n^2 + 0.09481819 \cdot n - 6.709383) \cdot 0.9 .$$

Текущий в переходном процессе коэффициент избытка воздуха в цилиндре (α) и перед турбиной (α_T): $\alpha = Gb/L_0/Gt$; $\alpha_T = \alpha \cdot \varphi_a$.

Зная эти параметры, определяется температура газов (T_T) перед турбиной из квадратного уравнения внутреннего теплового баланса двигателя. (при линейной аппроксимации теплоемкости газов):

$$\alpha_T \cdot \beta_T \cdot M_0 \cdot \mu C_p \cdot T_T = Q_H \cdot (1 - \eta_i - W_{og}) + Q_S ,$$

где β_T – коэффициент молекулярного изменения газа перед турбиной; M_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг жидкого топлива; Q_H – низшая теплота сгорания 1 кг жидкого топлива; η_i – индикаторного КПД ДВС; Q_S – энтальпия воздуха на входе в двигатель.

Наибольшее влияние на T_T оказывает α и η_i , определяемые на каждом шаге переходного процесса. Относительные потери в стенки приняты в переходном процессе разгона под нагрузкой (акселератор 100%) постоянными – 0,2. Величина α определяется по текущим значениям расхода воздуха и топлива, индикаторный КПД аппроксимирован в зависимости от n и α [13].

Давление газов в выхлопном коллекторе P_t , *при* объеме коллектора V_t :

$$dP_t = (Gb \cdot \varphi_a + Gt - G_{tur}) \cdot k \cdot P_t \cdot dt / (V_t \cdot Rot) ,$$

Текущая угловая скорость ротора турбокомпрессора (J_{TK} – его момент инерции):

$$\omega_{TK} = \omega_{TK} + (M_{tur} - M_k) \cdot dt / J_{TK} ,$$

Текущая угловая скорость коленчатого вала:

$$\omega = \omega + dt \cdot (M - M_c) / J_D ,$$

где J_D – приведенный к оси коленчатого вала момент инерции ДВС и установки; M_c – момент сопротивления вращению ведущего колеса, приведенный к оси коленчатого вала.

Для автомобиля J_D включает массу автомобиля M_a , кинетическую энергию вращающихся масс T и общее передаточное отношение i_s между валом двигателя и колесами радиусом R_k :

$$J_D = (1 + \beta) \cdot M_A \cdot \left(\frac{R_k}{i_s}\right)^2 ,$$

где $\beta=1.2$ – коэффициент, учитывающий отношение кинетических энергий вращающихся и поступательно движущихся масс автомобиля.

Приведенные расчетные зависимости позволяют моделировать переходные процессы высокооборотного автомобильного дизеля с газотурбинным наддувом. На рис. 3 показан в качестве примера переходной процесс дизеля 4D56 (4Ч91/95) при использовании дизельного топлива и среднем износе ТА в режиме разгона под нагрузкой от 1000 до 3750 мин⁻¹. (акселератор 100%).

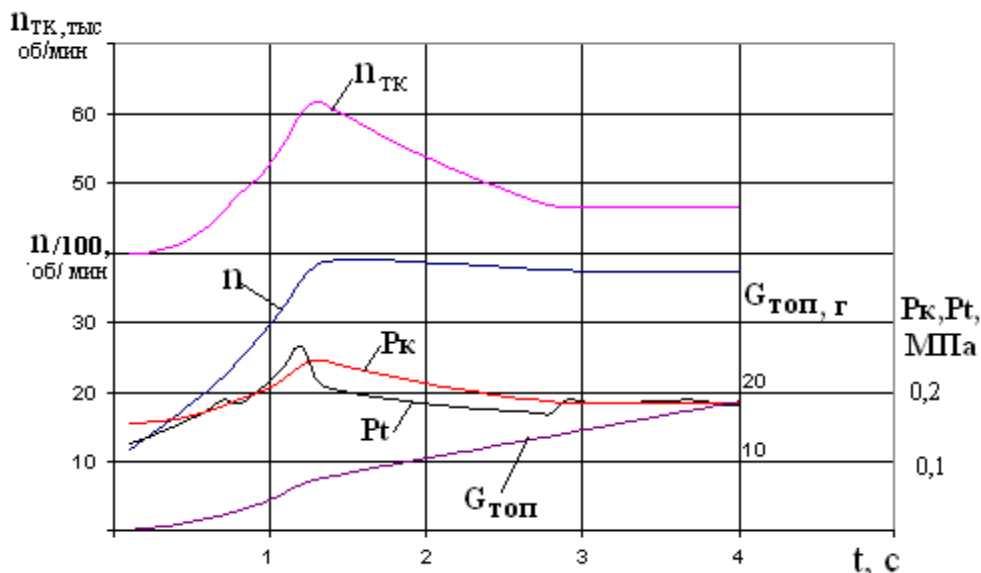


Рисунок 3 – Моделирование переходного процесса разгона дизеля 4ЧН91/95

Выводы. Выполненное моделирование неустойчивых режимов автомобильного дизеля с газотурбинным наддувом позволяет оценить расход различных топлив на один или серию переходных процессов с учетом параметров турбокомпрессора, технического состояния топливной аппаратуры, дает возможность установить взаимосвязь динамических показателей транспортной установки со стоимостью израсходованного топлива.

Список литературы: 1. Костин А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев. - Л. Машиностроение, 1989. - 284 с. 2. Семенов В. Г. Biodiesel. Фізико-хімічні показники та еколого-економічні характеристики роботи дизельного двигуна / В. Г. Семенов // НТУ "ХПІ". - Харків, 2002. - 143 с. 3. Парсаданов И. В. Исследования автомобильного дизеля при работе на альтернативных топливах. Тез. докл. первого республиканского научно-технического семинара по улучшению показателей тепловых двигателей и ресурсосбережению / И. В. Парсаданов, О. А. Кошевой. // ТГАТА. - Мелитополь, 1995 - с. 25-26. 4. Ключ О. В. Влияние добавок растительного масла на показатели дизеля и характеристики топливной аппаратуры. Международный сборник научных трудов «Повышение эффективности работы энергетических установок» / О. В. Ключ, С. И. Тырловой, И. П. Васильев // КГТУ. - Калининград, 2002. - с. 176-182. 5. M. G. Bannikov. Increase in the lifetime of a fuel pump of a diesel engine by fuel additives. GIK Institute of Engineering Sciences and Technology / M. G. Bannikov, A. J. Chattha, S. I. Tyrlovoy, I. P. Vasilev // Topi 23460, NWFP, ISBN 969-8122-16-8. - Islamabad, Pakistan, 2003. - pp. 298-300. 6. Голубков Л. Н. Топливные насосы высокого давления распределительного типа: Учебно-практическое пособие / Л. Н. Голубков, А. А. Савастенко, М. В. Эммиль. // "Легион-Автодата". - М., 2000. - 176 с. 7.

Грехов Л. В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина / *Л. В. Грехов Л. В.* // "Легион-Автodata", - М., 2001. – 176 с. **8.** *Крайнюк О. І.* Паливна апаратура автотракторних дизелів. Навчальний посібник / *О. І. Крайнюк, С. І. Тирловий* – Луганськ: Видавництво СНУ ім. В. Даля. – 2007. – 134 с. **9.** Программный комплекс «Впрыск» для исследований топливоподачи. // МГТУ им. Баумана. <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>. **10.** *Тырловой С. И.* К определению цикловой подачи топлива ТНВД при неустановившихся режимах высокооборотного автомобильного дизеля / *С. И. Тырловой* // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-технический журнал. 2010. – № 1, с. 57-61. **11.** *Степанов Г. Ю.* Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей / *Г. Ю. Степанов* // Государственное научно-техническое изд-во машиностроительной литературы. - М., 1958. - 350 с. **12.** *Тырловой С. И.* Имитационная модель электронного регулятора частоты вращения автомобильного дизеля ТНВД / *С. И. Тырловой* // XVI КОНГРЕС двигунобудівників. Тези доповідей. – Харків, «ХАІ» 2011. –с. 70. **13.** *Тырловой С. И.* К моделированию эксплуатационных режимов высокооборотных дизелей / *С. И. Тырловой* // Вісник НТУ ХПІ «Автомобіле та тракторобудування» вып. 29 (1002). – Харьков, 2013. – с. 93 – 99.

Bibliography (transliterated): **1.** *Kostin A.K.* Job diesels in operation: Manual / *A.K. Kostin, B.P. Pugachev, Yu. Yu. Cochin.* - L. Mechanical Engineering, 1989. - 284. **2.** *Semenov V.G.* Biodiesel. Physico-chemical properties and environmental-economic characteristics of the diesel engine / *V.G. Semenov* // NTU " KhPI ." - Kharkov, 2002. . – 143. **3.** *Parsadanov I.V.* Research car diesel engine when operating on alternative fuels . Tez . of reports . the first national scientific and technical seminar to improve the performance of heat engines and resource / *I.V. Parsadanov, O.A. Kosh.* // TGATA. - Melitopol, 1995 - p. 25-26. **4.** *Klyus O.V.* Effect of vegetable oil supplementation on the performance and characteristics of diesel fuel injection equipment . International collection of scientific papers "Improving the efficiency of power plants " / *O.V. Klyus, S.I. Tyrlovoy , I.P. Vasiliev* // KSTU . - Kaliningrad, 2002. - With . 176-182. **5.** *M.G. Bannikov.* Increase in the lifetime of a fuel pump of a diesel engine by fuel additives. GIK Institute of Engineering Sciences and Technology / *M.G. Bannikov, A.J. Chattha, S.I. Tyrlovoy, I.P. Vasilev* // Topi 23460, NWFP, ISBN 969-8122-16-8. - Islamabad, Pakistan, 2003. - Pp. 298-300. **6.** *Golubkov L.N.* High pressure fuel pump camshaft type: Hands-on training manual / *L.N. Golubkov, A.A. Savastenko, M.V. Emmyl.* // " Legion Avtodata." - М., 2000. - 176. **7.** *Grehov L.V.* Fuel equipment electronically controlled diesel engines and engines with direct fuel injection / *L.V. Grehov* // " Legion Avtodata " - Moscow, 2001. - 176. **8.** *Kraynyuk O.I.* Palivna Autotractor dizeliv the outfit . Navchalna posibnik / *O.I. Kraynyuk, S. I. Tirlovoy* - Luhansk: NUS Vidavnitstvo IM . Dal. - 2007. - 134. **9.** The software package "injection" for fuel research. // MSTU. Bauman. <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>. **10.** *Tyrlovoy S.I.* By definition cycle fuel injection pump at unsteady modes of high-speed automotive diesel / *S.I. Tyrlovoy* // Internal combustion engines. All-Ukrainian scientific and technical journal. 2010. - № 1, p. 57-61. **11.** *Stepanov G.Yu.* Fundamentals of the theory of blade machines , and combined gas turbine engines / *G. Yu Stepanov* // State Scientific and Technical Publishing House of the engineering literature. - М., 1958. - 350. **12.** *Tyrlovoy S.I.* simulation model of the electronic speed controller of automobile diesel fuel pump / *S.I. Tyrlovoy* // XVI CONGRESS dvigunobudivnikiv. Tesi dopovidey. - Kharkov, "HAI" 2011. -С. 70. **13.** *Tyrlovoy S.I.* To the simulation of high-speed diesel engines operating modes / *S.I. Tyrlovoy* // News NTU KhPI "Car- and tractorbuilding" MY. 29 (1002). - Kharkov, 2013. - With. 93 - 99.

Надійшла (received) 01.03.2014