

УДК 621.436

**С.И. Тырловой, доцент, канд. техн. наук,  
Л.Г. Косоногова, доцент, канд. техн. наук,  
А.С. Ковтун, аспирант**

*Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля  
кв. Молодежный, 20А, г. Луганск, Украина, 91034  
dvs.snu.edu.ua*

## **К МОДЕЛИРОВАНИЮ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА ПРИ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ ВЫСОКОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ**

*Показан подход и некоторые результаты моделирования системы газотурбинного высокооборотного дизельного двигателя на переходных и частичных режимах, включая холостой ход, что позволяет оценить путевой расход в городском цикле или в иных условиях эксплуатации, в том числе при использовании различных топлив и степеней износа топливной аппаратуры.*

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

**Постановка проблемы.** В настоящее время значительная часть автопарка стран СНГ представлена установками с экономичными высокооборотными дизельными двигателями, оснащенными различными типами топливной аппаратуры (ТА): распределительными ТНВД с механическими и электронными регуляторами, аккумуляторными системами питания и насос-форсунками, а также оборудованные, в ряде случаев, системами газотурбинного наддува (ГТН). Работа этих двигателей при переходных процессах (ПП) практически не исследована, поэтому невозможно прогнозировать расход топлива в эксплуатации, поскольку переходные процессы составляют значительную часть общего времени работы транспортных ДВС.

Ставя задачу моделирования параметров турбокомпрессора (ТКР) при ПП высокооборотных дизелей, а впоследствии и расчетного определения эксплуатационного расхода топлива транспортных установок с высокооборотными дизелями, необходимо иметь расчетную модель ТКР высокооборотного дизеля, позволяющую достоверно оценить параметры турбонаддува. Для этого необходимо знать подачу топлива за рабочий цикл с учетом типа и износа ТА, физических свойств топлива. Причем расчетные модели ТКР, ТА, ДВС и установки не должны быть чрезмерно сложными, что связано с необходимостью выполнять 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 транспортных средств с ДВС зарубежного производства.

**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]. Проблеме 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. Однако 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 и от параметров ТКР.

**Цель статьи** – моделирование системы турбонаддува для получения результатов, позволяющих определять расходы топлива в различных переходных процессах широкого класса автомобилей, в том числе зарубежного производства. При этом должны учитываться такие эксплуатационные факторы, как вид и техническое состояние ТА, применяемое топливо, загрузка транспортного средства, маршрут движения.

**Материалы и результаты исследований.** 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 (Рк).

Математическое описание компрессора представляет собой аппроксимирующие выражения для  $P_k$ , КПД, полученных на основе универсальной характеристики требуемого центробежного компрессора, в совокупности с известными термодинамическими зависимостями, используемыми при расчете центробежных компрессоров, а так же другие аппроксимирующие выражения, полученные на основе ранее выполненного моделирования ТА и рабочего процесса ДВС.

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;  $\eta_v$ ,  $\varphi_a$  – 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):

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

КПД компрессора  $\eta_k$  и степень повышения давления  $\pi_k$ :

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

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

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  $T_s$ :

$$P_k = 100000 \cdot \pi_k, \quad T_k = 293 \cdot \pi_k^{(m-1)/m} \quad (m=1,65), \quad T_s = 0,5 \cdot (363 + T_k).$$

Адиабатический и действительный теплоперепады в компрессоре:

$$h_{kad} = C_{pk} \cdot T_0 \cdot (\pi_k^{(k-1)/k} - 1), \quad h_k = h_{kad} / \eta_k.$$

Мощность, потребляемая компрессором и момент сопротивления на его колесе:  $M_k = N_k / \omega_{TK}$ ,

где  $\omega_{TK}$  – текущая угловая скорость ротора турбокомпрессора.

Для моделирования работы турбины кроме использования аппроксимирующих выражений для ее мощностного КПД ( $\eta_T$ ), полученного на основе серии расчетов центробежной турбины с применением полнофакторного расчетного эксперимента, необходимо знать расход и температуру газов перед турбиной. Последняя зависит от давления  $P_t$  в выхлопном коллекторе и цикловой подачи топлива  $V_{ц}$ . Величина  $V_{ц}$  определяется режимом работы ДВС, типом топливной аппаратуры, физическими свойствами топлива. Так, например, в случае распределительного ТНВД BOSCH с механическим или электронным регулированием регрессионная зависимость [10] для  $V_{ц}$  имеет вид.

$$V_{ц} = 17,7 \cdot H_{от}^2 - 8,33 \cdot H_{от} + 0,00605 \cdot n_x - 0,113 \cdot n^2 \cdot 10^{-4} + 0,0218 \cdot n_x \cdot H_{от} - 1,01,$$

где  $H_{от}$  – координата дозатора (мкм·10),  $n_x = n / 200$ ,  $n$  – частота вращения вала ДВС.

Формула получена для дизельного топлива и новой плунжерной пары диаметром 9мм.

Зная  $V_{ц}$ , определяется текущий часовой расход топлива  $G_t$  и суммарный расход топлива в данном переходном процессе  $G_{top}$ :

$$G_t = 30 \cdot V_c \cdot n \cdot Z_{ц} \quad G_{top} = \sum G_t \cdot dt / 3,6,$$

где  $Z_{ц}$  – число цилиндров,  $dt$  – шаг интегрирования ПП.

Расход воздуха через двигатель в данный момент переходного процесса аппроксимирован по результатам серий расчетов рабочего цикла:

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

Текущий коэффициент избытка воздуха в цилиндре ( $\alpha$ ) и перед турбиной ( $\alpha_T$ ):

$$\alpha = G_b / L_o / G_t , \quad \alpha_T = \alpha \cdot \phi_a .$$

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

Скорость газа на входе в турбину:

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

где  $P_1 = \sqrt{P_t \cdot P_{0t}}$ ,  $P_t$  и  $P_{0t}$  - давление газов перед и за турбиной.

Эффективное проходное сечения  $F_t$  соплового аппарата турбины аппроксимировано в зависимости от частоты вращения ротора, тогда:

$$G_g = F_t \cdot W_t \cdot R_{ot} ,$$

где  $R_{ot}$  - плотность газа перед турбиной..

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

$$G_{tur} = G_g - K_{per} \cdot 0.16 \cdot F_t \cdot W_{tp} \cdot R_{ot} ,$$

где  $K_{per}$  – коэффициент, учитывающий перепуск отработавших газов,  $K_{per}$  принимает значения 1 или 0 в зависимости от величины давления наддува;  $W_{tp}$  – скорость выхода газа через перепускной клапан.

Удельная адиабатическая работа турбины:

$$L_t = C_p \cdot T_T \cdot (1 - (P_{0t} / P_t)^{(k-1) / k})$$

Мощность и крутящий момент турбины

$$N_t = L_t \cdot G_{tur} \cdot \eta_T \cdot 0.96 , \quad M_{tur} = N_t / \omega_{TK} .$$

КПД ( $\eta_T$ ) турбины зависит от частоты вращения ротора, степени понижения давления ( $\pi_T$ ) и температуры ( $T_T$ ) перед турбиной. Например, для ТКР 5,5 на рисунке 1 показана зависимость  $\eta_T$  от  $T_T$  и  $\pi_T$ .

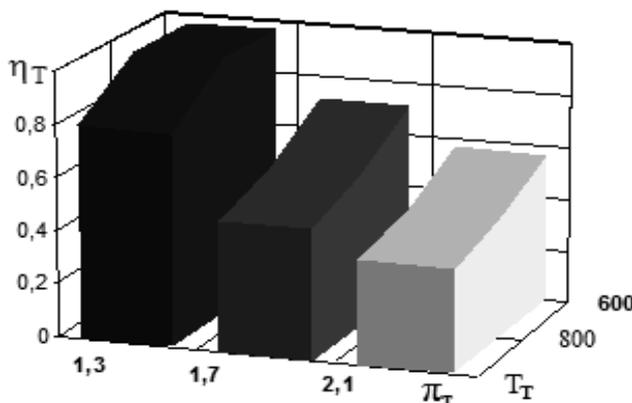


Рисунок 1 – Зависимость КПД турбины от  $T_T$  и  $\pi_T$

Наиболее просто и достаточно точно определять КПД турбины в зависимости от отношения окружной скорости газа ( $U_2$ ) на колесе к адиабатической ( $C_{ад}$ ). Например, для ТКР 5,5 получена зависимость:

$$\eta_T = 1.82476 \cdot (u_2 / C_{ад})^{1.4640095}.$$

Текущая угловая скорость ротора турбокомпрессора:

$$\omega_{ТК} = \omega_{ТК} + (M_{тур} - M_k) \cdot dt / J_{ТК}, \text{ здесь } J_{ТК} \text{ - момент инерции ротора.}$$

Давление в выхлопном коллекторе  $P_t$  определяется из уравнения:

$$dP_t = (G_b \cdot \varphi_a + G_t - G_{тур}) \cdot k \cdot P_t \cdot dt / (V_t \cdot Rot), \text{ здесь } V_t \text{ - объем коллектора.}$$

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 коленчатого вала. Для автомобиля  $J_D$  включает массу автомобиля  $M_A$ , кинетическую энергию вращающихся масс и общее передаточное отношение  $i_s$  между валом двигателя и колесами радиусом  $R_k$ :  $J_D = (1 + \beta) \cdot M_A \cdot (\frac{R_k}{i_s})^2$  (здесь  $\beta=1.2$ ).

Приведенные расчетные зависимости позволяют моделировать переходные процессы высокооборотного автомобильного дизеля. На рисунке 2 показан в качестве примера переходной процесс дизеля автомобиля Mitsubishi Pajero (4ЧН91/95) с механическим регулятором распределительного ТНВД при использовании дизельного топлива и среднем износе ТА в режиме разгона под нагрузкой от 1000 до 3750 мин<sup>-1</sup> (акселератор 100%).

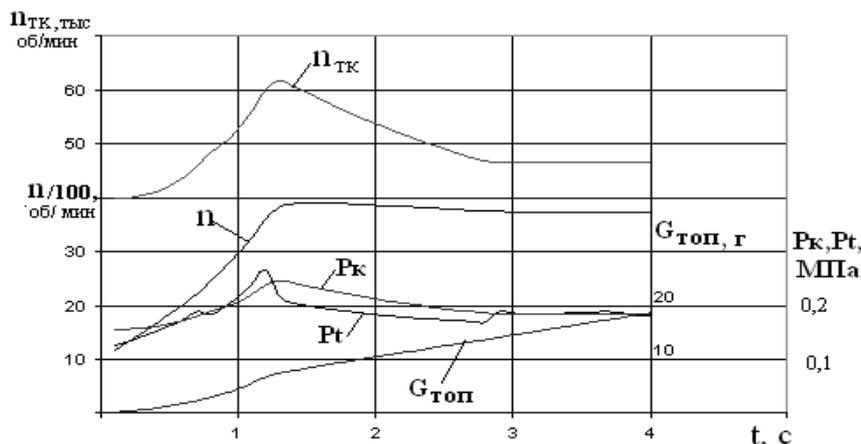


Рисунок 2 – Моделирование переходного процесса разгона дизеля 4ЧН91/95

**Выводы.** Выполненное моделирование позволяет оценить расход различного топлива на один или серию различных переходных процессов высокооборотного автомобильного турбодизеля с учетом технического состояния топливной аппаратуры, дает возможность установить взаимосвязь динамических показателей транспортной установки со стоимостью израсходованного топлива.

#### Библиографический список использованной 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. Бюдизель. Фізико-хімічні показники та еколого-економічні характеристики роботи дизельного двигуна / В.Г. Семенов. – Харків.: НТУ "ХПІ", 2002. – 143 с.
3. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление ДВС / В.И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.

4. Марков В.А. Разработка математических моделей для расчета переходных процессов транспортных дизелей / В.А. Марков, Е.Е. Полухин, М.И. Шленов [и др.]: Тезисы доклада на ВНТС в МГТУ им. Н.Э. Баумана // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. М.: Машиностроение. – 2007. – № 4. – С. 115.
5. Марков. В. А. Улучшение показателей качества системы автоматического регулирования частоты вращения дизель-генератора / В. А. Марков, Е. Ф. Поздняков, М. И. Шленов // Известия ВУЗов. – М.: Машиностроение. 2007. – № 1. – С. 29-39.
6. Емельянов Л. А. Развитие комплекса математических моделей дизеля, оснащенного аккумуляторной топливной системой с электронным управлением.- автореф. дис. на получение науч. степени канд. техн. наук.: спец. 05.02.08. «Технология машиностроения»/ Емельянов Л. А. - М.: МАДИ (ГТУ), 2007. – 18 с.
7. Лісовал А. А. Теоретичні основи управління подачею палива і повітря в дизелях з газотурбінним наддувом. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук : 05.05.03 / А. А. Лісовал. – К.: НТУ, 2011. – 36 с.
8. Грехов Л. В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина / Л. В. Грехов Л. В. – М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2001. – 176 с.
9. Программный комплекс «Впрыск» для исследований топливоподачи. МГТУ им. Н.Э. Баумана [Электронный ресурс]. –Режим доступа: <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.

*Поступила в редакцию 23.06.2013 г.*

**Тырловий С.І., Косоногова Л.Г., Ковтун А.С. До моделювання параметрів турбокомпресора при перехідних процесах високооборотним дизеля**

Показаний підхід і деякі результати моделювання системи газотурбінного високооборотного дизельного двигуна на перехідних та часткових режимах, включаючи холостий хід, що дозволяє оцінити шляхової витрати в міському циклі або в інших умовах експлуатації, у тому числі при використанні різних палив і ступенів зносу паливної апаратури.

**Ключові слова:** газотурбінний наддув, циклова подача, перехідні процеси дизелів, шляховий витрата палива, паливний насос.

**Tyrlovoy S.I. Kosonogova L.G., Kovtun A.S. parameters to modeling turbo transient high-speed diesel.**

Approach and shows some of the results of modeling the system of gas turbine high-speed diesel engine transients, including idling, enabling you to check the travel expenses in urban or other conditions, including the use of various fuels and fuel equipment wear.

**Keywords:** gas turbine charging, cyclic pitch, transient diesel engines, track fuel consumption, fuel pump.