

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВОЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН
С УСТРОЙСТВОМ РЕГУЛИРОВАНИЯ НАДДУВА**

**MATHEMATICAL MODELING OF DYNAMIC CHARACTERISTICS
OF DIESEL ENGINES OF MILITARY TRACKED VEHICLES
WITH A BOOST CONTROL DEVICE**

С.Ю. Шелпаков, д-р техн. наук А.Л. Ахтулов, Д.С. Агафонов

S.Yu. Shelpakov, D.Sc. A.L. Akhtulov, D.S. Agafonov

Омский автобронетанковый инженерный институт

В статье представлено техническое решение, позволяющее увеличить приемистость дизельного двигателя с газотурбинным наддувом, а также подробно описана динамическая математическая модель дизельного двигателя военной гусеничной машины с устройством регулирования наддува. Математическая модель основана на базе известных термодинамических, газодинамических и кинематических зависимостей параметров поршневой части дизельного двигателя, его впускных и выпускных устройств, агрегатов наддува, а также опытных зависимостей, которые определялись после статистической обработки данных, полученных при определении скоростной и нагрузочной характеристики дизельного двигателя 12Ч15/18 с газотурбинным наддувом.

Ключевые слова: дизельный двигатель, газотурбинный наддув, математическая модель, военная гусеничная машина.

The article presents a technical solution that allows increasing the acceleration of a diesel engine with a gas turbine boost, and also describes in detail a dynamic mathematical model of a diesel engine of a military tracked vehicle with a boost control device. The mathematical model is based on the well-known thermodynamic, gas-dynamic and kinematic dependences of the parameters of the piston part of a diesel engine, its intake and exhaust devices, supercharging units, as well as experimental dependences that were determined after statistical processing of the data obtained in determining the speed and load characteristics of a 12CH15/18 diesel engine with gas turbine supercharging.

Keywords: diesel engine, gas turbine boost, mathematical model, military tracked vehicle.

Укрепление боевой мощи Вооруженных Сил России, рост возможностей вооружения неразрывно связаны с совершенствованием тактико-технических показателей военной техники [1]. Специфика современных войн и военных конфликтов значительно ужесточает требования

к одному из основных свойств боевых военных гусеничных машин (ВГМ) — подвижности.

В последнее время специалисты стали уделять значительное внимание такой характеристике подвижности как маневренность, которая способствует увеличению средней скорости

движения и улучшению защищенности на поле боя ВГМ.

Маневренность характеризует динамические характеристики ВГМ, которые зависят, в первую очередь, от энергетических показателей силовой установки и возрастают с увеличением удельной мощности машины, а также с улучшением разгонных и тормозных характеристик двигателя.

Дальнейший рост удельной мощности ВГМ повышением максимальной эффективной мощности двигателя при ограниченном объеме моторно-трансмиссионного отделения становится все более сложной проблемой, которая требует поиска новых конструктивных решений [2].

В настоящее время наибольшее распространение в силовых установках ВГМ получили дизельные двигатели с газотурбинным наддувом (ГТН), которые наряду с преимуществами по мощности и топливно-экономическим характеристикам перед дизельными двигателями без агрегатов наддува [3] имеют и присущие им недостатки. Наиболее существенными из них являются недостаточная приемистость на переходных режимах работы, обусловленная в основном несогласованностью систем питания воздухом и топливом. Это приводит к ухудшению протекания рабочего процесса, увеличению времени работы двигателя на неэкономичных переходных режимах, вследствие чего увеличивается эксплуатационный расход топлива и уменьшается запас хода ВГМ.

Анализ выполненных ранее работ показывает, что к основным способам улучшения динамических характеристик дизельного двигателя с ГТН относятся: уменьшение моментов инерции агрегатов наддува [4]; применение дополнительного механического или электрического привода турбокомпрессора от двигателя через обгонную муфту [5]; применение поочередно включаемых турбокомпрессоров [6]; использование специальных систем регулирования турбокомпрессоров [3, 7]; применение дополнительного компрессора с приводом от постороннего источника или двигателя [8]; подвод сжатого воздуха из воздушного аккумулятора [9]; перепуск наддувочного воздуха после компрессора на вход турбины в зависимости от режима работы двигателя [10].

Реализация различных способов улучшения приемистости дизельного двигателя с ГТН

определяется спецификой использования ВГМ, специальными требованиями, предъявляемыми к ним, потребным уровнем надежности и т.д.

С учетом проведенного анализа было разработано техническое решение, дизельного двигателя военной гусеничной машины с устройством регулирования наддува, (рис. 1).

При равномерном движении ВГМ воздух через воздушный фильтр 4 попадает в компрессор 3, сжимается в компрессоре и под необходимым давлением через впускной коллектор 7 поступает в цилиндры двигателя 1, перепускные клапаны 5 и 8 находятся в закрытом состоянии. После рабочего процесса в цилиндрах двигателя 1 отработавшие газы через выпускной коллектор 10 поступают на турбину 2. Отработавшие газы приводят во вращение турбину 2 и далее через выпускной трубопровод выводятся в атмосферу.

При торможении двигателем (когда водитель сокращает объем подачи топлива), команды от датчика частоты вращения коленчатого вала 12 и датчика положения педали акселератора 11 поступают на блок управления перепускными клапанами 13, который открывает перепускной клапан 5 и 8 и сжатый воздух из нагнетательного патрубка компрессора 3 через трубопровод 9 подводится к турбине 2. Питание двигателя воз-

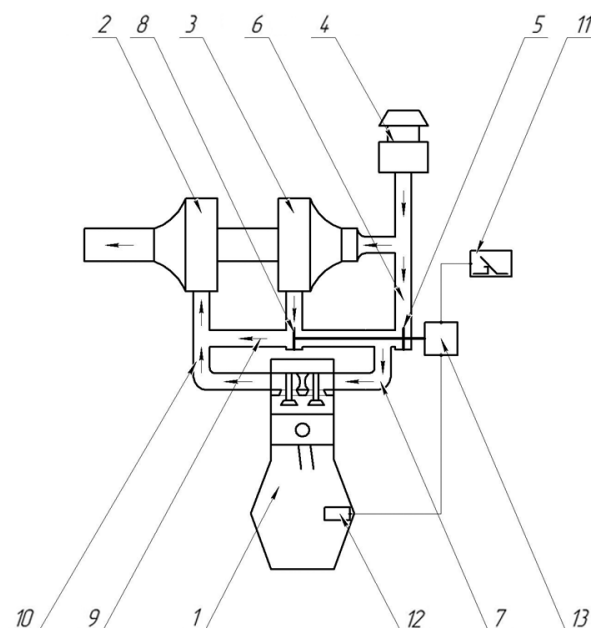


Рис. 1. Схема дизельного двигателя военной гусеничной машины с устройством регулирования наддува

духом осуществляется из атмосферы через трубопровод 6. Увеличение расхода рабочего тела через турбину, за счет подвода сжатого в компрессоре воздуха увеличивает мощность, развиваемую турбиной, а, следовательно, поддерживает частоту вращения компрессора на более высоком уровне.

При ускорении ВГМ водитель воздействует на педаль подачи топлива (увеличивает подачу топлива), от датчика частоты вращения коленчатого вала 12 и датчика положения педали акселератора 11 поступает сигнал на блок управления перепускными клапанами 13, который закрывает перепускные клапаны 5 и 8, таким образом, весь поток воздуха направляется от компрессора 3 во впускной коллектор 7 двигателя 1. Ввиду того, что при торможении двигателем число оборотов ротора турбокомпрессора 2 удерживается на более высоком уровне, его разгон до номинальных оборотов происходит быстрее, и тем самым в цилиндры поступает большее количество свежего заряда воздуха, которое необходимо для сгорания увеличенного количества топлива, подаваемого водителем при ускорении ВГМ.

К преимуществам такого способа улучшения переходного процесса дизельного двигателя с ГТН можно отнести: исключение дополнительных затрат энергии на увеличение частоты вращения турбокомпрессора; неограниченное число возможных повторных переходных процессов в двигателе; простота конструктивного исполнения и управления устройством регулирования.

Для теоретического исследования динамических характеристик дизельного двигателя с устройством регулирования наддува и оценки их влияния на показатели подвижности ВГМ в различных условиях эксплуатации разработана математическая модель [13–15].

Математическая модель основана на базе известных термодинамических, газодинамических и кинематических зависимостей параметров поршневой части дизельного двигателя, его впускных и выпускных устройств, агрегатов наддува.

При разработке модели использован ряд опытных зависимостей, которые определялись после статистической обработки данных полученных при определении скоростной и нагрузочной

характеристики дизельного двигателя 12Ч15/18 с ГТН в лаборатории двигателей внутреннего сгорания филиала Военной академии материально-технического обеспечения в городе Омске.

В процессе построения модели были приняты следующие допущения: рабочее тело — идеальный газ; поля температур, давлений и скорости в сечении потока газа однородны; процесс подачи свежего заряда в камеру сгорания, а также смесеобразование происходит практически мгновенно; процесс сгорания заменяется подводом эквивалентного количества энергии в форме тепла; утечки заряда через неплотности цилиндра не учитываются; течение через проходное сечение впускного и выпускного клапанов рассматривается как квазистационарное; воздействием волновых явлений на параметры потока во впускном и выпускном трубопроводах пренебрегаем; клапанная система безинерционна; зависимость удельной теплоемкости воздуха от температуры в связи с малой величиной ее изменения не учитывалась.

В установившихся режимах, а также при разгоне дизельного двигателя с устройством регулирования наддува давление воздуха во впускном коллекторе принимается равным давлению воздуха на выходе из компрессора ($p_B = p_K$). Изменения угловых скоростей коленчатого вала двигателя ω_d , ротора турбокомпрессора ω_{TK} , давлений в выпускном p_r и впускном p_b коллекторах рассчитываются путем решения системы дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\omega_d}{dt} = \frac{M_t - M_n - M_c}{J_d} \\ \frac{d\omega_{TK}}{dt} = \frac{M_T - M_K}{J_T} \\ \frac{dp_b}{dt} = \frac{dp_K}{dt} = \frac{R \cdot T_K \cdot (G_K - G_d)}{V_{вп}} \\ \frac{dp_r}{dt} = \frac{R_r \cdot T_r \cdot (G_d + G_{топл} - G_T)}{V_{вып}} \end{array} \right. \quad (1)$$

где M_c — момент сопротивления тормозного устройства; J_d — момент инерции двигателя с тормозным устройством; J_{TK} — момент инерции ротора турбокомпрессора; $V_{вп}$ и $V_{вып}$ — объемы выпускного и впускного коллектора соответственно.

Индикаторный момент дизельного двигателя M_i , коэффициент избытка воздуха α , массовый расход топлива $G_{\text{топл}}$, массовый расход воздуха через поршневую часть дизельного двигателя G_d , плотность воздуха, поступающего в цилиндры ρ , моменты, развиваемый турбиной M_T и необходимый для привода компрессора M_K , действительная работа сжатия воздуха в компрессоре L_K , механическая работа газов в турбине L_T , температура воздуха на выходе компрессора T_K , определяются по формулам теории рабочих процессов:

$$M_i = \frac{Hu \cdot G_{\text{топл}} \cdot \eta_i}{\omega_d};$$

$$\alpha = \frac{G_d}{l_0 \cdot G_{\text{топл}}};$$

$$G_{\text{топл}} = \frac{i \cdot q_{\text{ц}} \cdot \omega_d}{4 \cdot \pi};$$

$$G_d = \frac{\rho \cdot i \cdot V \cdot \eta_v \cdot \omega_d}{4 \cdot \pi};$$

$$\rho = \frac{p_b}{R_b \cdot T_b};$$

$$M_T = \frac{G_T \cdot L_T}{\omega_{\text{ТК}}};$$

$$M_K = \frac{G_K \cdot L_K}{\omega_{\text{ТК}}};$$

$$L_K = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{R_b \cdot T_0}{\eta_{\text{кад}}} \left(\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right);$$

$$L_T = \frac{k_r}{k_r-1} \cdot R_r \cdot T_r \cdot \eta_r \cdot \left(1 - \pi_K^{\frac{1-k_r}{k_r}} \right);$$

$$T_K = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{кад}}} \right),$$

где $Hu = 42500$ кДж/кг — низшая теплота сгорания дизельного топлива; i — число цилиндров двигателя; V — рабочий объем одного цилиндра; p_b — давления воздуха во впускном коллекторе; T_b — температура воздуха во впускном коллекторе; $k = 1,4$ — показатель адиабаты для воздуха; $R_b = 287$ Дж/(кг·К) — газовая постоянная воздуха; T_0 — температура окружающей среды; $\eta_{\text{кад}}$ — адиабатический КПД компрессора; $\pi_K = p_0/p_K$ — степень повышения давления воздуха в компрессоре; p_0 — давление окружающей среды; $k_r = 1,35$ — показатель адиабаты отработавших газов; $R_r = 286$ Дж/(кг·К) — газовая постоянная отработавших газов; η_r — эффективный КПД турбины.

Цикловая подача топлива в цилиндры двигателя $q_{\text{ц}}$ зависит от угловой скорости коленчатого вала двигателя и положения рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД) \bar{h}_p . Закон изменения $q_{\text{ц}}$ представлен в виде зависимости полученной экспериментально:

$$q_{\text{ц}} = \left(7,68 \cdot 10^{-10} \cdot \omega_d^4 - 3,517 \cdot 10^{-7} \cdot \omega_d^3 + 4,452 \times \right. \\ \left. \times 10^{-5} \cdot \omega_d^2 - 6,577 \cdot 10^{-4} \cdot \omega_d + 0,149 \right) \cdot \bar{h}_p.$$

По экспериментальным данным определялись также функциональные зависимости индикаторного КПД двигателя η_i , коэффициента наполнения η_v , расхода газов через турбину G_T , расхода воздуха через компрессор G_K и температуры газов перед турбиной T_r :

$$\eta_i = \left(0,01 \cdot \left(1 - e^{\frac{1,5-\alpha}{0,3}} \right) + 1,2 \cdot e^{\frac{\alpha}{1,6}} + 0,31 \times \right. \\ \left. \times \left(1 - e^{\frac{1,73-\alpha}{0,7}} \right) + 7 \cdot e^{\frac{\alpha}{0,25}} \right) \times \\ \times (0,877 - 7,586 \cdot 10^6 \cdot \omega_d^2 + 1,918 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_d);$$

$$\eta_v = 1,288 - 3,294 \times 10^{-8} \cdot \omega_d^3 - \frac{4,976 \times 10^4}{p_b};$$

$$G_T = 2,572 + 7,307 \cdot 10^{-6} \cdot p_r - 1,047 \cdot \log(T_r);$$

$$G_K = 7,553 \cdot 10^{-2} + 1,607 \cdot 10^{-4} \times \\ \times \omega_T + 1,182 \cdot 10^{-17} \cdot p_K^3;$$

$$T_r = \left(\begin{aligned} &4,519 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^6 - 3,573 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha^5 + 1,123 \alpha^4 - \\ &-17,76 \cdot \alpha^3 + 146,9 \cdot \alpha^2 - 594,1 \cdot \alpha + 1569 \end{aligned} \right) \times \\ \times (4,737 \cdot 10^{-6} \cdot \omega_d^2 - 1,571 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_d + 1,113).$$

Момент внутренних потерь в дизельном двигателе определялся по формуле:

$$M_{\text{п}} = \frac{P_{\text{п}} \cdot i \cdot V}{40 \cdot \pi},$$

где $P_{\text{п}} = 0,6 + (1,67 \cdot 10^{-4} \cdot n) + (0,06 \cdot v_{\text{п.ср}})$ — среднее давление внутренних потерь в двигателе [11]; $v_{\text{п.ср}}$ — средняя скорость поршня.

При работе дизельного двигателя с устройством регулирования наддува в режиме торможения сжатый воздух из нагнетательного патрубка компрессора через трубопровод подводится к турбине, а питание двигателя воздухом осуществляется из атмосферы, следовательно давление воздуха во впускном коллекторе принимается равным атмосферному ($p_{\text{в}} = p_0$).

При подводе наддувочного воздуха из компрессора на вход турбины в режиме торможения двигателем, параметры рабочего тела турбины изменяются. Подмешивание сравнительно холодного воздуха после компрессора к газам понижает температуру смеси, которая определяется из уравнения баланса тепла:

$$T_{\text{см}} = \frac{(1-b) \cdot G_r \cdot C_{p_r} \cdot T_r + b \cdot G_k \cdot C_{p_k} \cdot T_k}{(C_{p_r} \cdot (1-b) + C_{p_b} \cdot b) \cdot G_{\text{см}}},$$

где $b = G_k / (G_k + G_d + G_{\text{топл}})$ — коэффициент, определяемый отношением воздуха проходящего через компрессор G_k , к общему количеству смеси воздуха и отработавших газов $G_{\text{см}} = G_k + G_d + G_{\text{топл}}$, C_{p_r} и C_{p_b} — удельные теплоемкости газов и воздуха при постоянном давлении.

На режимах торможения коэффициент избытка воздуха α существенно увеличивается, а T_r снижается, что приводит к изменению удельной теплоемкости отработавших газов, которая рассчитывалась по зависимости, полученной путем аппроксимации табличных данных [12] полиномом третьей степени:

$$C_{p_r} = -9,528 \cdot 10^{-8} \cdot T_r^3 + 1,892 \cdot 10^{-4} \times \\ \times T_r^2 + 0,169 \cdot T_r + 983,615.$$

Изменение давление газов в выпускном трубопроводе определяется по дифференциальному уравнению:

$$\frac{dp_r}{dt} = \frac{dp_k}{dt} = \frac{R_{\text{г}} \cdot T_{\text{см}} \cdot (G_k + G_d + G_{\text{топл}} - G_r)}{V_{\text{вып}} + V_{\text{п}}},$$

где $V_{\text{п}}$ — объем трубопровода, соединяющего выпускной коллектор с компрессором.

Таким образом, система дифференциальных уравнений (1) с учётом всех возможных режимов работы дизельного двигателя, оснащенного устройством регулирования наддува принимает вид:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d\omega_d}{dt} &= \frac{M_i - M_{\text{п}} - M_c}{J_d} \\ \frac{d\omega_{\text{тк}}}{dt} &= \frac{M_{\text{т}} - M_k}{J_{\text{т}}} \\ \frac{dp_{\text{в}}}{dt} &= \frac{dp_k}{dt} = \frac{R_{\text{в}} \cdot T_{\text{к}} \cdot (G_{\text{к}} - G_{\text{д}})}{V_{\text{вп}}}, \text{ при } p_{\text{в}} = p_{\text{к}} \\ \frac{dp_r}{dt} &= \frac{R_{\text{г}} \cdot T_{\text{г}} \cdot (G_{\text{д}} + G_{\text{топл}} - G_{\text{т}})}{V_{\text{вып}}}, \text{ при } p_{\text{в}} = p_{\text{к}} \\ \frac{dp_r}{dt} &= \frac{dp_k}{dt} = \frac{R_{\text{г}} \cdot T_{\text{см}} \cdot (G_{\text{к}} + G_{\text{д}} + G_{\text{топл}} - G_{\text{т}})}{V_{\text{вып}} + V_{\text{п}}}, \\ &\text{при } p_{\text{в}} = p_0 \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Разработанная математическая модель реализована в программе для ПЭВМ, в которой был произведен расчет динамических характеристик дизельного двигателя 12Ч15/18 со свободным турбокомпрессором и с устройством регулирования наддува в цикле «торможение – разгон». В основу расчета переходного процесса (разгон или торможение) положено нарушение условий статического равновесия, в результате чего создается избыточный или недостаточный эффективный момент по сравнению с моментом, создаваемым тормозным устройством. Параметры цикла «торможение – разгон» включали начальные обороты вращения коленчатого вала двигателя n_0 , обороты вращения коленчатого вала двигателя в конце торможения $n_{\text{т}}$, обороты вращения коленчатого вала двигателя в конце разгона $n_{\text{р}}$.

Для первого этапа расчета — «торможение» в качестве начальных значений переменных, определяемых в системе дифференциальных

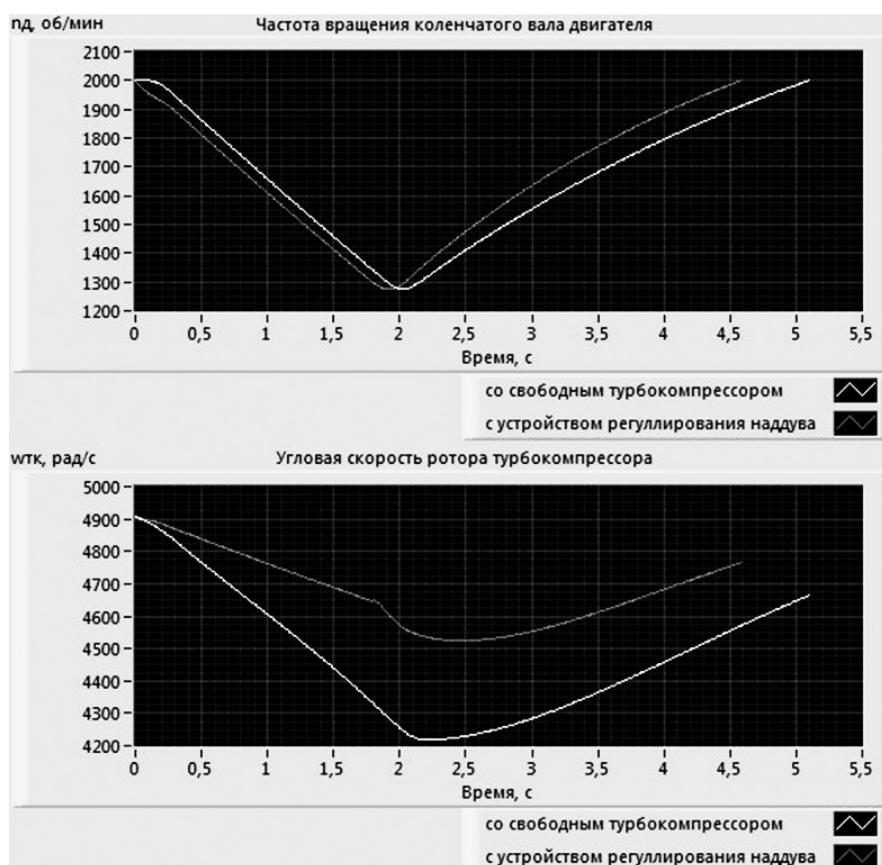


Рис. 2. Графики изменения во времени основных характеристик дизельного двигателя в цикле «торможение – разгон»

уравнений (2), брались соответствующие значения параметров на установившихся режимах, полученные экспериментально. Торможение осуществлялось путем перевода рейки ТНВД из положения $\bar{h}_p = 1$ в положение, соответствующее режиму минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала двигателя на режиме холостого хода. При этом учитывалась продолжительность перемещения рейки ТНВД, исходя из экспериментальных данных ($\tau_n = 0,3$ с).

Второй этап — «разгон после торможения» рассчитывался после достижения частоты вращения коленчатого вала величины n_t при любой величине вращения ротора турбокомпрессора. Разгон осуществлялся перемещением рейки ТНВД до упора в положение $\bar{h}_p = 1$. Расчет заканчивался при достижении частоты вращения коленчатого вала величины n_p .

На рис. 2 представлены построенные программой графики, отражающие изменение во времени частоты вращения коленчатого вала двигателя и угловой скорости ротора турбоком-

прессора для дизельного двигателя с устройством регулирования наддува и двигателя со свободным турбокомпрессором в цикле «торможение – разгон» при нагрузке, создаваемой тормозным устройством равной 2000 Н·м.

Время торможения от 2000 об/мин до 1300 об/мин для двигателя с устройством регулирования наддува изменяется незначительно, однако на режиме торможения турбокомпрессор работает на более высоком скоростном режиме, что обеспечивает его готовность к последующему разгону двигателя. В следствии этого, время разгона двигателя уменьшается на 12,8 % по сравнению с двигателем со свободным турбокомпрессором.

Выводы

Разработанная динамическая математическая модель дизельного двигателя военной гусеничной машины с устройством регулирования наддува позволяет определять изменение во вре-

мени основных характеристик дизельного двигателя при работе на переходных режимах.

Предложенное техническое решение улучшает приемистость дизельного двигателя с газотурбинным наддувом и, как следствие, способно улучшить основные показатели подвижности военной гусеничной машины.

Литература

1. Ахтулов А.Л. Методика процесса формирования тактико-технических требований к бронетанковому вооружению и технике при организации производства / А.Л. Ахтулов, Д.С. Агафонов, С.Ю. Шелпаков // Вестник ИЖГТУ им. М.Т. Калашникова. 2020. Т. 23. № 4. С. 22–28. DOI 10.22213/2413-1172-2020-4-22-28.

2. Ахтулов А.Л. Формирование требований к силовым установкам с дизельными двигателями образцов БТВТ / Д.С. Агафонов [и др.] // Наука и военная безопасность. 2019. № 4 (19). С. 5–9.

3. Патрахальцев Н.Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н.Н. Патрахальцев. — М.: Легион-Автодата. 2007 г. 178 с.

4. Курин М.С. Способ снижения инерционности системы газотурбинного наддува ДВС / М.С. Курин, А.С. Шорников // Поколение будущего: Взгляд молодых ученых: материалы Международной молодежной научной конференции: в 3-х томах, Курск, 14–20 ноября 2012 года / Редакционная коллегия: Вертакова Ю.В. (председатель), Горохов А.А. (ответственный редактор), Плотников В.А., Положенцева Ю.С., Крыжановская О.А. — Курск: ЗАО «Университетская книга». 2012. С. 78–83.

5. Агафонов Д.С. Управляемая система газотурбинного наддува силовой установки с дизельным двигателем / Д.С. Агафонов, В.Ю. Усиков, С.Ю. Шелпаков // Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта: сборник статей, Екатеринбург, 16 декабря 2020 года / Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина. — Екатеринбург: Издательство Уральского университета. 2021. С. 10–12.

6. Хрипач Н.А. Перспективные системы наддува автотранспортных двигателей внутреннего сгорания / Хрипач Н.А. [и др.] // Управление инновациями: теория, методология, практика. 2016. № 19. С. 125–138.

7. Крутов В.И. Регулирование наддува ДВС / Крутов В.И., Рыбальченко А.Г. — М.: Высшая школа. 1978. 213 с.

8. Каминский В.Р. Компрессор с электроприводом в многоступенчатых системах наддува / В.Н. Каминский [и др.] // Научноград наука производство общество. 2017. № 2. С. 7–18.

9. Крепс Л.И. Разработка и исследование системы автоматической подачи дополнительного воздуха на переходных режимах автотракторного дизеля с наддувом / Л.И. Крепс [и др.]. — М.: Двигателестроение. 1984. № 2. С. 13–15.

10. Патент № 2719775 С2 Российская Федерация, МПК F02B 29/04, F02B 33/44, F02B 37/12. Способ управления наддувом двигателя транспортного средства (варианты): № 2016122171: заявл. 06.06.2016; опубл. 23.04.2020 / Х.Р. Оссарех, Б. Сяо, А.Н. Бэнкер; заявитель Форд Глобал Текнолоджиз. ЛЛК.

11. Barnes-Moss H.W. A Designer's Viewpoint / H.W. Barnes-Moss // IMechE Paper № C343/73.

12. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. 3-е изд., репр. — М.: Изд. дом «Бастет». 2010. 342 с.

13. Атаманов Ю.Е., Плищ В.Н., Поварехо А.С., Равино В.В., Таяновский Г.А. Моделирование характеристик дизельного двигателя: учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-37 01 03 «Тракторостроение», 1-37 01 04 «Многоцелевые гусеничные и колесные машины» и 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт» / Ю.Е. Атаманов [и др.]. — Минск: БНТУ. 2014. 196 с. ISBN 978-985-550-029-3.

14. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания». — Челябинск: Изд. ЮУрГУ. 2005. 403 с.

15. Тимошенко В.Д., Каминский А.И. Математическое моделирование переходных режимов четырехтактного дизеля с газотурбинным наддувом. ВЕСТНИК ТОГУ. 2012. № 2 (25). С. 17–26.

References

1. Akhtulov A.L. Metodika processa formirovaniya taktiko-tekhnicheskikh trebovanij k bronetankovomu vooruzheniyu i tekhnike

pri organizacii proizvodstva / Akhtulov A.L., Agafonov D.S., Shelpakov S.Yu. // Vestnik IzhSTU named after M.T. Kalashnikov. 2020. Vol. 23. № 4. P. 22–28. DOI 10.22213/2413-1172-2020-4-22-28.

2. Akhtulov A.L. Formirovanie trebovanij k silovym ustanovkam s dizel'nymi dvigatelyami obrazcov BTVT / D.S. Agafonov [et al.] // Science and military security. 2019. № 4 (19). P. 5–9.

3. Patrakhaltsev N.N. Forsirovanie dvigatelej vnutrennego sgoraniya nadduvom / N.N. Patrakhaltsev. — M.: Legion-Avtodata. 2007. 178 p.

4. Kurin M.S. Sposob snizheniya inercionnosti sistemy gazoturbinnogo nadduva DVS / M.S. Kurin, A.S. Shornikov // Generation of the future: The view of young scientists: materials of the International Youth Scientific Conference: in 3 volumes, Kursk, November 14-20, 2012 / Editorial board: Vertakova Yu.V. (chairman), Gorokhov A.A. (executive editor), Plotnikov V.A., Polozhentseva Yu.S., Kryzhanovskaya O.A. — Kursk: CJSC «University Book». 2012. P. 78–83.

5. Agafonov D.S. Upravlyaemaya sistema gazoturbinnogo nadduva silovoj ustanovki s dizel'nym dvigatelem / D.S. Agafonov, V.Yu. Usikov, S.Yu. Shelpakov // Innovative development of equipment and technologies of ground transport: collection of articles, Yekaterinburg, December 16, 2020 / Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin. — Yekaterinburg: Ural University Publishing House. 2021. P. 10–12.

6. Khripach N.A. Perspektivnye sistemy nadduva avtotransportnyh dvigatelej vnutrennego sgoraniya / Khripach N.A. [et al.] // Innovation management: theory, methodology, practice. 2016. № 19. P. 125–138.

7. Krutov V.I. Regulirovanie nadduva DVS / Krutov V.I., Rybalchenko A.G. — M.: Higher school. 1978. 213 p.

8. Kaminsky V.R. Kompessor s elektropri-vodom v mnogostupenchatyh sistemah nadduva / B.N. Kaminsky [et al.] // Naukograd nauka promyshleniye obshchestvo. 2017. № 2. P. 7–18.

9. Kreps L.I. Razrabotka i issledovanie sistemy avtomaticheskoy podachi dopolnitel'nogo vozduha na perekhodnyh rezhimah avtotraktornogo dizelya s nadduvom / L.I. Kreps [and others]. — M.: Engine. 1984. № 2. P. 13–15.

10. Patent № 2719775 C2 Russian Federation, IPC F02B 29/04, F02B 33/44, F02B 37/12. Sposob upravleniya nadduvom dvigatelya transportnogo sredstva (varianty): № 2016122171: application 06.06.2016: published 23.04.2020 / H.R. Ossareh, B. Xiao, A.N. Banker; applicant Ford Global Technologies, LLK.

11. Barnes-Moss H.W. A Designer's Viewpoint / H.W. Barnes-Moss // IMechE Paper № C343/73.

12. Mikheev M.A. Osnovy teploperedachi / M.A. Mikheev, I.M. Mikheeva. 3rd ed., repr. — M.: Publishing house «Bastet». 2010. 342 p.

13. Atamanov Yu.E., Plishch V.N., Povarekho A.S., Ravino V.V., Tayanovsky G.A. Modeling the characteristics of a diesel engine: a teaching aid for students of specialties 1-37 01 03 «Tractor engineering», 1-37 01 04 «Multipurpose tracked and wheeled vehicles» and 1-37 01 05 «City electric transport» / Yu.E. Atamanov [and others]. — Minsk: BNTU. 2014. 196 p. ISBN 978-985-550-029-3.

14. Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klement'ev V.V. Internal combustion engines: theory, modeling and calculation of processes: Textbook for the course «Theory of work processes and modeling of processes in internal combustion engines». — Chelyabinsk: Ed. SUSU. 2005. 403 p.

15. Timoshenko V.D., Kaminskiy A.I. Mathematical modeling of transient modes of a four-stroke diesel engine with gas turbine supercharging. BULLETIN TOGU. 2012. № 2 (25). P. 17–26.