

Victor Zaharchuk*, Krzysztof Plizga**

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Аннотация. Приведена методика расчетного исследования влияния конструктивных, дорожных, климатических и других факторов на расход топлива и вредные выбросы колесного трактора

Ключевые слова: математическая модель, расход топлива, токсичность тракторных дизелей

ВВЕДЕНИЕ

Сравнительные испытания транспортных машин в эксплуатационных условиях по топливной экономичности и токсичности отработавших газов представляют сложную организационно-техническую задачу. Значительно проще это сделать с использованием математических моделей. Такие модели широко используются при исследовании экономических и экологических показателей автомобилей [1, 2].

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

Нами разработана математическая модель системы "оператор-тракторный поезд-дорога". Подсистема первого уровня "оператор" характеризует его квалификацию такими показателями как величина перемещения рычага φ_p топливного насоса, скорость перемещения рычага $\dot{\varphi}_p$, выбор передаточного числа U_i коробки передач, время переключения передач t_{cki} и частота вращения

* Dr inż. Victor Zaharchuk Lucki Gosudarstvienny Tekhnicheski Universytet, Ukraina

** Mgr inż. Krzysztof Plizga Akademia, Rolnicza w Lublinie, Polska

дизеля $n_{\partial ki}$, при которой оператор включает более высокую передачу при разгонах. Подсистема первого уровня "тракторный поезд" включает три подсистемы второго уровня, которые приняты равнозначными: двигатель, трансмиссию, ходовую часть трактора и прицепа.

Подсистема "двигатель" характеризуется моментом инерции I_d , расходом топлива G_T и воздуха G_B , объемом отработавших газов $V_{ог}$, содержанием в них оксида углерода CO , углеводородов C_mH_n , оксидов азота NO_x , дымности.

"Трансмиссия" характеризуется передаточными числами U_i коробки передач, главной передачи U_p , конечной передачи U_k и к.п.д. трансмиссии η_T . "Ходовая часть" характеризуется динамическим радиусом r_d , радиусом качения ведущих колес r_k и их моментом инерции I_k . Передаваемый момент расходуется на преодоление сил сопротивления качению P_f , подъему P_i , воздуха P_w , инерции и силы тяги на крюке P_{kp} .

Подсистемами третьего уровня для двигателя являются топливный насос высокого давления (ТНВД) и система питания воздухом. Подсистема "тракторный поезд" характеризуется фактором сопротивления воздуха k_F , собственной массой трактора G_{TP} , прицепа G_{np} и массой груза $G_{Гр}$.

Подсистема первого уровня "дорога" характеризуется коэффициентом сопротивления качению колес тракторного поезда f и продольным уклоном i .

Выходными параметрами системы являются транспортная работа P (ткм/ч) и массовые выбросы вредных веществ, а также расход топлива.

Наиболее сложным для описания является режим разгона трактора.

Уравнение дизеля при разгоне в режиме холостого хода от минимальной частоты вращения $n_{xx \min}$ до частоты вращения, при которой оператор отпускает педаль сцепления n_{do}

$$\frac{dn_d}{dt} = [M_i(q_u, n_d) - M_m(n_d)] \frac{30}{I_d} \quad (1)$$

где M_i - индикаторный крутящий момент дизеля;

M_m - момент механических потерь;

q_u - цикловая подача топлива;

n_d - частота вращения коленчатого вала дизеля;

I_d - приведенный к коленчатому валу момент инерции вращающихся масс дизеля и присоединенной к нему машины.

Величина индикаторного крутящего момента дизеля M_i описывается полиномом второго порядка вида

$$M_i = A_0 + A_1 q_u + A_2 n_d + A_{11} q_u^2 + A_{22} n_d^2 + A_{12} q_u n_d \quad (2)$$

где: $A_0 - A_{12}$ - коэффициенты аппроксимирующего уравнения

Момент механических потерь дизеля практически не зависит от нагрузки и может быть описан полиномом

$$M_m = A_M + B_M n_{Д}^2 \quad (3)$$

Цикловая подача топлива ТНВД, определяющая величину крутящего момента зависит от положения рейки h_H и частоты вращения кулачкового вала насоса n_H [4]. Эта зависимость может быть описана полиномом второй степени

$$q_u = B_0 + B_1 h_H + B_2 n_H + B_{11} h_H^2 + B_{22} n_H^2 + B_{12} h_H n_H \quad (4)$$

Частота вращения вала насоса определяется частотой вращения коленчатого вала дизеля $n_{Д}$ с учетом передаточного отношения

$$n_H = i_H n_{Д}$$

Уравнение механического регулятора прямого действия

$$\frac{dz}{dt} = \frac{1}{\nu} [P_u(z, n_H) - E(\varphi_p, z)] \quad (5)$$

где ν - коэффициент вязкого трения в соединениях,

P_u - центробежная (поддерживающая) сила грузов, определяемая положением муфты z и частотой вращения грузов n_H ;

E - восстанавливающая сила, определяемая деформацией пружин, используемых в регуляторе;

φ_p - положение рычага управления топливоподачей.

Путем аппроксимации, с использованием опытных зависимостей центробежной силы P_u [5] грузов регулятора топливного насоса 4УТНМ от частоты вращения при различных положениях муфты z получено уравнение центробежной (поддерживающей) силы механического регулятора

$$P_u = (226,8 + 8,17 z) 10^{-6} n_H^2 \quad (6)$$

Восстанавливающая сила в случае всережимного регулирования описывается уравнением

$$E_{ep} = C_0 + C_1 \varphi_p + C_2 z + C_{11} \varphi_p^2 + C_{22} z^2 + C_{12} \varphi_p z \quad (7)$$

Таким образом, процесс повышения частоты вращения дизеля перед отпусканьем педали сцепления описывается системой дифференциальных уравнений (1 и 5) и алгебраических уравнений (2-7).

Решение этой системы уравнений проводится до достижения дизелем заданной частоты вращения $n_{до}$. При этом $t = t_{xx}$, $\varphi_p = \varphi_{рном}$, $z = z_n$, $h_H = h_{HH}$.

В этот период оператор отпускает педаль сцепления, продолжая перемещать рычаг топливоподачи и начинается первый этап трогания тракторного поезда с места - с пробуксовки сцепления. Этот этап описывается системой уравнений:

Дизель

$$\frac{dn_d}{dt} = [M_i(q_u, n_d) - M_m(n_d) - M_{сц}] \frac{30}{I_d \pi} \quad (8)$$

где: $M_{сц}$ - момент сцепления.

Ведомая часть сцепления

$$\frac{dn_c}{dt} = \frac{30(M_{сц} - M_{сТ})}{I_{ТШ} \pi} \quad (9)$$

где: $I_{ТШ}$ - момент инерции ведомой части сцепления с учетом движущихся масс тракторного поезда, $кг \cdot м^2$;

$\frac{dn_c}{dt}$ - ускорение ведомой части сцепления, $мин^{-1} \cdot с^{-1}$;

$M_{сТ}$ - момент сопротивления движения тракторного поезда, $Н \cdot м$;

Входящие в систему дифференциальных уравнений величины определяются по алгебраическим уравнениям (2-7), значение момента сопротивления движению тракторного поезда по уравнению:

$$M_{сТ} = \frac{M_{сопр}}{U_T U_P U_K \eta_T} = \frac{\sum P_{сопр} r_d}{U_i U_P U_K \eta_T} \quad (10)$$

где: $M_{сопр}$ - момент сопротивления движению тракторного поезда;

η_T - механический КПД трансмиссии трактора;

$\sum P_{сопр}$ - суммарная сила сопротивления движению тракторного поезда;

$U_i U_P U_K$ - передаточные отношения коробки передач, главной и конечной передачи;

r_d - радиус колеса.

На каждом участке Δt определяется скорость трактора по зависимости:

$$v = \frac{\pi r_k n_c}{30 U_i U_P U_k} \quad (11)$$

Расчет по данной системе уравнений проводится до момента, когда $n_D = n_c$. При этом $t = t_T$, $\varphi_{p(t)} = \varphi_{PT}$, $h_H = h_{HT}$, скорость трактора $v = v_T$.

После выравнивания частот вращения двигателя и ведомой части сцепления происходит второй период трогания тракторного поезда с заблокированным сцеплением. Движение тракторного поезда описывается уравнением:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{\delta(G_{TP}G_{ПП}G_{ГР})} \left\{ \frac{[M_i(q_u, n_D) - M_m(n_D)]U_iU_pU_k}{r_D} - \sum P_{соп} \right\} \quad (12)$$

Коэффициент учета вращающихся масс тракторного поезда

$$\delta = 1 + \frac{I_{кш} + I_D U_i^2 U_p^2 U_k^2 \eta_T}{(G_{TP} + G_{ПП} + G_{ГР}) r_D^2} \quad (13)$$

Расчет по системе уравнений (1-13) при конечном положении рычага управления топливоподачей φ_{PK} ведется до $\frac{dv}{dt} = 0$ или заданной частоты вращения коленчатого вала дизеля, определяемой по зависимости:

$$n_{Дкi} = \frac{30v_{ki}U_iU_pU_k}{r_k} \quad (14)$$

В конце разгона $n_D = n_{Дкi}$

Средние значения эффективного крутящего момента M_k и частоты вращения n_D на каждом участке Δt разгона можно определить путем решения системы дифференциальных уравнений, описывающих разгон тракторного поезда на различных этапах. Другие показатели работы дизеля (расход воздуха, топлива, выбросы вредных веществ) описываются в зависимости от этих параметров полиномами второго порядка:

$$X = A_0 + A_1 n_D + A_{11} n_D^2 + A_{22} M_k^2 + A_{12} n_D M_k \quad (15)$$

Общие выбросы вредных веществ и расход топлива за весь период разгона определяется суммированием масс вредных выбросов и расхода топлива на отдельных участках.

При разгоне дизеля в режиме холостого хода указанные величины определяются по скоростной характеристике холостого хода и описываются полиномом:

$$X = A_0 + A_1 n_D + A_2 n_D^2 \quad (16)$$

Показатели дизеля и тракторного поезда при движении с постоянной скоростью и в режиме замедления определить значительно проще [6].

Выбросы вредных веществ и расход топлива за период движения тракторного поезда в данном режиме или за весь цикл:

$$G_{ic} = \sum_{i=1}^n G_i \quad G_{TC} = \sum_{i=1}^n G_{Tci} \quad (17)$$

Путь, пройденный тракторным поездом за период Δt на данном режиме или за весь ездовой цикл (м):

$$\Delta S_i = v \Delta t; \quad S = \sum_{i=1}^n S_i \quad (18)$$

Выбросы вредных веществ и расход топлива на 1км пробега (г/км):

$$g_i = \frac{10^3 G_{ic}}{S}; \quad g_T = \frac{10^3 G_{TC}}{S}; \quad (19)$$

Выбросы вредных веществ и расход топлива на 1 ткм транспортной работы (г/ткм):

$$g_i' = \frac{10^3 G_{ic}}{SG_{TP}}; \quad g_T' = \frac{10^3 G_{TC}}{SG_{TP}}; \quad (20)$$

ВИСНОВОК

С помощью разработанной математической модели можно исследовать влияние различных факторов на расход топлива и токсичность тракторных дизелей. Сюда относятся факторы, определяющие конструктивные особенности трактора и его дизеля; дорожные и климатические факторы; факторы, определяющие влияние оператора.

ЛІТЕРАТУРА

1. Безбородова Г.Б., Галушко В.Г., 1978: Моделирование движения автомобиля. - Киев, "Вища школа",.
2. Гутаревич Ю.Ф., 1986: Математическая модель системы "водитель-автомобиль-дорога" для исследования влияния эксплуатационных факторов на расход топлива и загрязнение среды автомобилями. Киев, , 22с. КАДИ.- Деп. в Укр. НИИНТИ.
3. Гуськов В.В., 1977: Тракторы, часть 2. Теория. Минск, Высшая школа,.
4. Голод И.И., Захарчук В.И., 1994: Имитационное моделирование механического регулятора частоты вращения дизеля, SAKON'94. Metody obliczeniowe i badawcze

w rozwoju systemow pojazdow samochodowych i maszyn roboczych samojezdnych: materialy, V sympozjum, Rzeszow, , s.69-74.

5. Технические требования на переоборудование дизельного автомобиля в газодизельный и разработка универсального регулятора для транспортных машин.: Отчет о НИР (кафедральный госбюджет). К.Е. Долганов, Ю.Ф. Гутаревич, А.Г. Говорун, В.И.Захарчук и др.; N госрегистрации UA01012480P, Киев, КАДИ, 1993, 42 с.
6. **Захарчук В.И.**, 1993: Математическая модель транспортной машины с дизелем при безрегуляторном управлении топливоподачей. Луцк,- 15 с. – Рукопись представлена ЛИИ, Деп. ГНТБ Украины 12.11.93 г., N2237.

THE MATHEMATICAL MODEL FOR THE INVESTIGATION OF DIFFERENT FACTORS INFLUENCE ON THE ECONOMIC AND ECOLOGICAL INDICES OF A WHEEL TRACTOR.

Summary. The methodology of scientific research on the influence of constructive, road, kinematic and other factors on the charge of fuel and harmful emissions of a wheel tractor is presented.

Keywords: mathematical model, fuel, harmful emissions

Recenzent: prof. dr hab. inż. Eugeniusz Krasowski