

А.Ю. РЕБРОВ, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ»

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ДВИГАТЕЛЕМ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

Запропоновано метод визначення витрати пального двигуном ймовірністним методом, який базується на двовірному нормальному законі розподілу завантаження двигуна по крутному моменту і по частоті обертання колінчастого валу, а також на використанні багатопараметрової характеристики двигуна. Наведено результати обчислення ймовірності питомої витрати пального двигуном в ході виконання технологічного процесу по обробці ґрунту при навантаженні, яке має випадковий характер.

Предложен метод определения расхода топлива двигателем вероятностным методом, который базируется на двумерном нормальном законе распределения загрузки двигателя по крутящему моменту и по частоте вращения коленчатого вала, а также на использовании многопараметровой характеристики двигателя. Приведены результаты расчета вероятности удельного расхода топлива двигателем в ходе выполнения технологического процесса по обработке почвы при нагрузке, которая носит случайный характер.

The authors propose a method for determining the fuel consumption of motor probabilistic method, which is based on two-dimensional normal distribution of the motor load by torque and speed of the crankshaft, as well as the use of multiparameter characteristics of the engine. The results of calculating the probability of engine specific fuel consumption in the implementation process for the treatment of soil under load, which is random.

Введение. Моделирование расхода топлива двигателем при случайном характере нагрузки на стадии создания новых тракторов и машинно-тракторных агрегатов (МТА), а также совершенствовании имеющихся конструкций и комплектовании МТА, является актуальной задачей, которая связана с обоснованием их рациональных параметров и режимов работы.

Анализ последних исследований. Определение расхода топлива дизельным двигателем расчетным путем можно осуществить с использованием многопараметрической характеристики [1], а выбрать рациональный режим его работы возможно в соответствии с линией наибольшей экономичности [2]. Однако в реальной эксплуатации нагрузочно-скоростные режимы работы двигателя в общем случае являются величинами случайными [3]. Поэтому случайный характер загрузки двигателя требует вероятностного подхода в определении расхода топлива МТА.

Постановка задачи. Задачей данного исследования является создание и апробация методики расчета расхода топлива МТА вероятностным методом с учетом случайного характера нагрузки, действующей на трактор. Расчет вероятности расхода топлива предлагается рассмотреть на примере трактора с дизельным двигателем в составе пахотного МТА.

Математическая модель. Определение расхода топлива двигателем МТА будем проводить с использованием универсальной или многопараметрической характеристики двигателя (в частности топливной характеристики). Расход топлива определяется нагрузочными и скоростными режимами работы двигателя, которые в общем случае являются случайными.

Для каждого вида механической обработки почвы имеются данные относительно статистических характеристик тягового сопротивления орудий. Примем допущение о том, что распределения тягового сопротивления орудия и скорости движения подчиняются нормальному закону. Тогда плотность распределения вероятности нагрузочно-скоростного режима работы двигателя можно описать функцией двух переменных:

$$f(M, \omega) = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_M \cdot \sigma_\omega \cdot \sqrt{1 - \rho^2}} \times \\ \times \exp \left(\frac{1}{2 \cdot (1 - \rho^2)} \cdot \left(\frac{(M - M_M)^2}{\sigma_M^2} - \rho^2 \cdot \frac{(M - M_M)(\omega - M_\omega)}{\sigma_M \cdot \sigma_\omega} + \frac{(\omega - M_\omega)^2}{\sigma_\omega^2} \right) \right), \quad (1)$$

где M_M , M_ω , σ_M , σ_ω – статистические характеристики крутящего момента и угловой скорости двигателя; ρ – определитель ковариационной матрицы, который полагаем равным нулю.

Вероятность работы двигателя в области режимов $\omega \in [\omega_1, \omega_2]$, $M \in [M_1, M_2]$ определяется интегралом:

$$p = \int_{\omega_1}^{\omega_2} \int_{M_1}^{M_2} f(M, \omega) dM d\omega. \quad (2)$$

Однако вероятность, определенная с использованием интеграла (2), соответствует прямоугольной области на многопараметровой характеристике двигателя. Кривые равного удельного расхода топлива многопараметровой характеристики представляют собой либо замкнутые контуры, либо фрагменты контуров с выходами на внешнюю скоростную характеристику двигателя, ограничивающую все возможные режимы работы двигателя сверху по крутящему моменту, справа по угловой скорости (рис. 1 а).

Вероятность расхода топлива в интервале $g_e \in [g_{emin}, g_{eu}]$, соответствует вероятности $p = p(g_e \leq g_{eu})$. Для ее определения необходимо знать связь координат (в данном случае ω и M) в каком-либо виде по линии контура равного удельного расхода топлива, соответствующего g_{eu} .

Расход топлива двигателем внутреннего сгорания во всем диапазоне нагрузочно-скоростных режимов моделируется выражением [1]:

$$g_e = g_{ном} \cdot \left(a_\omega + b_\omega \cdot \varepsilon_\omega + c_\omega \cdot \varepsilon_\omega^2 \right) \cdot \left(a_N + b_N \cdot \varepsilon_{Nвсх} + c_N \cdot \varepsilon_{Nвсх}^2 \right), \quad (3)$$

где $a_\omega, b_\omega, c_\omega, a_N, b_N, c_N$ – коэффициенты аппроксимации; $\varepsilon_\omega = \omega / \omega_{\text{ном}}$ – коэффициент загрузки двигателя по частоте вращения; $\omega, \omega_{\text{ном}}$ – текущая и номинальная угловые скорости коленчатого вала; $\varepsilon_{N_{\text{всх}}} = N_e / N_{\text{всх}}$ – коэффициент загрузки двигателя по мощности относительно внешней скоростной характеристики на данном скоростном режиме; $N_e, N_{\text{всх}}$ – текущая мощность и мощность, соответствующая внешней скоростной характеристике на данном скоростном режиме.

Пределы интегрирования для интеграла (2) с учетом криволинейной области контура равного удельного расхода топлива можно получить согласно методике [1]. Определим значения минимальной и максимальной частоты вращения коленчатого вала, соответствующей изолинии рассматриваемого удельного расхода топлива g_{ei} . Для этого решаем уравнение (4), полученное из условия существования единственного корня параболы (5), аппроксимирующей зависимость расхода топлива от загрузки по мощности:

$$c_\omega \cdot \varepsilon_\omega^2 + b_\omega \cdot \varepsilon_\omega + \left(a_\omega - \frac{4 \cdot c_N \cdot (g_{\text{ei}} / g_{\text{ном}})}{4 \cdot c_N \cdot a_N - b_N^2} \right) = 0, \quad (4)$$

$$b_N^2 - 4 \cdot c_N \cdot \left(a_N - \frac{g_{\text{ei}}}{g_{\text{ном}}} \frac{1}{(a_\omega + b_\omega \cdot \varepsilon_\omega + c_\omega \cdot \varepsilon_\omega^2)} \right) = 0. \quad (5)$$

Искомые коэффициенты загрузки двигателя по частоте вращения и соответствующие им частоты вращения определяются выражениями:

$$\varepsilon_{\omega_{\text{max, min}}} = \frac{-b_\omega \pm \sqrt{b_\omega^2 - 4 \cdot c_\omega \cdot \left(a_\omega - \frac{4 \cdot c_N \cdot (g_{\text{ei}} / g_{\text{ном}})}{4 \cdot c_N \cdot a_N - b_N^2} \right)}}{2 \cdot c_\omega}, \quad (6)$$

$$\omega_{\text{max, min}} = \varepsilon_{\omega_{\text{max, min}}} \cdot \omega_{\text{ном}}. \quad (7)$$

Величины $\omega_{\text{min}}, \omega_{\text{max}}$ являются пределами интегрирования в (2) по частоте вращения. Определим верхний и нижний пределы интегрирования (2) по нагрузке двигателя крутящим моментом в виде функций частоты вращения коленчатого вала в интервале $\omega \in [\omega_{\text{min}}, \omega_{\text{max}}]$. С этой целью предварительно найдем пределы интегрирования для коэффициента загрузки двигателя по мощности относительно внешней скоростной характеристики на каждом скоростном режиме:

$$\varepsilon_{N_{\text{всх}}}^{\text{в.н}}(\varepsilon_\omega) = \frac{-b_N \pm \sqrt{b_N^2 - 4 \cdot c_N \cdot \left(a_N - g_{\text{ei}} / \left(g_{\text{ном}} \cdot (a_\omega + b_\omega \cdot \varepsilon_\omega + c_\omega \cdot \varepsilon_\omega^2) \right) \right)}}{2 \cdot c_N}. \quad (8)$$

Пределы интегрирования для коэффициента загрузки крутящим моментом определяются с использованием параболы, аппроксимирующей внеш-

ную скоростную характеристику двигателя в нормированном виде, так, чтобы в номинальном режиме значение крутящего момента было равно 1:

$$M_K(\varepsilon_\omega) = \frac{\nu^2 + (1-2\nu) \cdot k_M}{(1-\nu)^2} + \frac{2 \cdot (k_M - 1) \cdot \nu}{(1-\nu)^2} \cdot \varepsilon_\omega - \frac{(k_M - 1)}{(1-\nu)^2} \cdot \varepsilon_\omega^2, \quad (9)$$

где k_M – коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту:

$$k_M = M_{\max} / M_{\text{ном}}, \quad (10)$$

где M_{\max} – максимальный эффективный крутящий момент двигателя; $M_{\text{ном}}$ – номинальный эффективный крутящий момент двигателя; ν – коэффициент, обратный коэффициенту приспособляемости двигателя по частоте вращения:

$$\nu = \omega_{M_{\max}} / \omega_{\text{ном}}, \quad (11)$$

$\omega_{M_{\max}}$ – частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальному эффективному крутящему моменту;

$$\varepsilon_M^{\text{B,H}}(\varepsilon_\omega) = \varepsilon_{\text{Nвсх}}^{\text{B,H}}(\varepsilon_\omega) \cdot M_K(\varepsilon_\omega). \quad (12)$$

Окончательно пределы интегрирования (2) по крутящему моменту определяем в виде функции частоты вращения, заменив $\omega = \varepsilon_\omega \cdot \omega_{\text{ном}}$:

$$M_e^{\text{B,H}}(\omega) = \varepsilon_{\text{Nвсх}}^{\text{B,H}}(\omega) \cdot M_K(\omega) \cdot M_{\text{ном}}. \quad (13)$$

Тогда интеграл (2) получат вид:

$$p = \int_{\omega_{\min} M_e^{\text{B}}(\omega)}^{\omega_{\max} M_e^{\text{B}}(\omega)} \int f(M, \omega) dM d\omega, \quad \omega \in [\omega_{\min}, \omega_{\max}]. \quad (14)$$

Анализ результатов математического моделирования. Рассмотрим в качестве примера расчет удельного расхода топлива двигателем, приняв допущение о том, что скорость движения трактора на вспашке не выходит за пределы агротехнических норм $V \in [V_{\min}, V_{\max}]$ в интервале скоростей (1,7...3,0 м/с) с вероятностью $p \leq 0,954$. Тогда интервал скорости $[V_{\min}, V_{\max}]$ соответствует $4\sigma_V$. Математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение скорости движения $M_V = 2,35$ м/с, $\sigma_V = 0,325$ м/с, коэффициент вариации $y_V = 0,138$. Математическое ожидание момента сопротивления двигателя:

$$M_M = M_{\text{рк}} \cdot r_k / u, \quad (15)$$

где $M_{\text{рк}}$ – математическое ожидание касательной силы тяги; r_k – радиус ведущего колеса; u – передаточное число трансмиссии трактора.

Для тяговых технологий (в частности при вспашке) коэффициент вариации находится в пределах 0,12...0,16 [3].

Результаты построения многопараметрической характеристики двигателя

ля, совмещенной с изолиниями плотности распределения вероятности загрузки двигателя, в соответствии с двумерным нормальным законом распределения, приведены на рис. 1 а. На рис. 1 б показаны изолинии расхода топлива $g_{eu} = 200$ г/(кВт·ч), полученные в виде верхнего и нижнего пределов интегрирования.

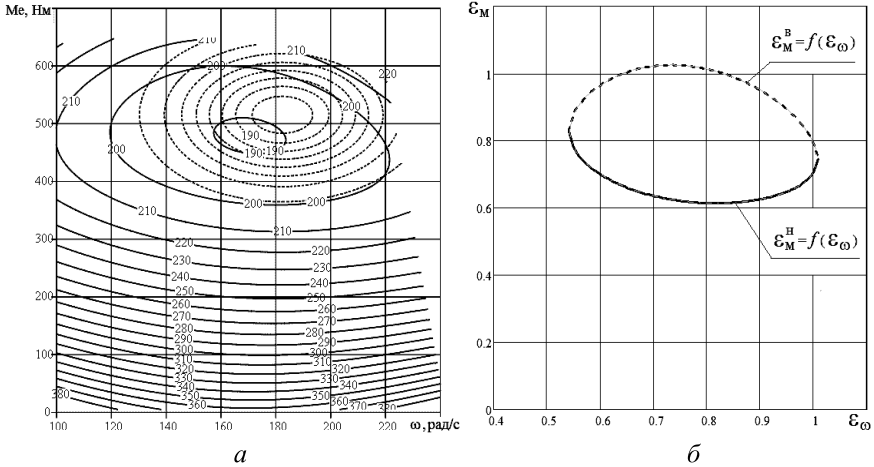


Рисунок 1 – Многопараметрическая характеристика двигателя:

- а – изолинии равного расхода топлива и изолинии равной плотности вероятности;
- б – изолинии расхода топлива g_{eu} в виде пределов интегрирования

Если поверхность плотности распределения вероятности выходит за пределы внешней скоростной характеристики двигателя, то возможны нагрузочно-скоростные режимы, превышающие максимально возможные. В этом случае двигатель переходит на внешнюю скоростную характеристику с вероятностью:

$$P_{всх} = 1 - p(g_e \leq g_{e\max}). \quad (16)$$

Расход топлива на внешней скоростной характеристике принимается по усредненному значению с вероятностью $P_{всх}$.

Вычисление вероятности $p = p(g_e \leq g_{eu})$ производилось в интервале расхода топлива $g_e \in [g_{emin}, g_{emax}]$. Поверхности расхода топлива и плотности распределения вероятности приведены на рис. 2 а.

Кривые вероятности $p = p(g_e \leq g_{eu})$ приведены на рис. 2 б, анализ которых показывает, что при выбранных статистических характеристиках загрузки двигателя вероятность $p(g_e \leq g_{eu})$ на второй передаче выше чем на первой. Так, например, $p(g_e \leq 200$ г/(кВт·ч)) равна 0,55 на первой передаче и 0,68 на второй. Вероятность выхода на внешнюю скоростную характеристику на второй передаче (рис. 2 б) равна 0,12, а на первой – 0,27. Полученные

результаты показывают, что для выбранных статистических характеристик технологического процесса вспашки рациональным с точки зрения расхода топлива МТА является движение на второй передаче. Вероятность $p(g_e \leq g_{eu})$ на второй передаче превышает соответствующую вероятность на первой передаче на величину меньшую 0,15. Это объясняется совместным изменением математических ожиданий нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя с уменьшением передаточного числа трансмиссии таким образом, что точка (M_ω, M_M) на второй передаче находится ближе к режиму $g_{e\min}$ многопараметрической характеристики двигателя.

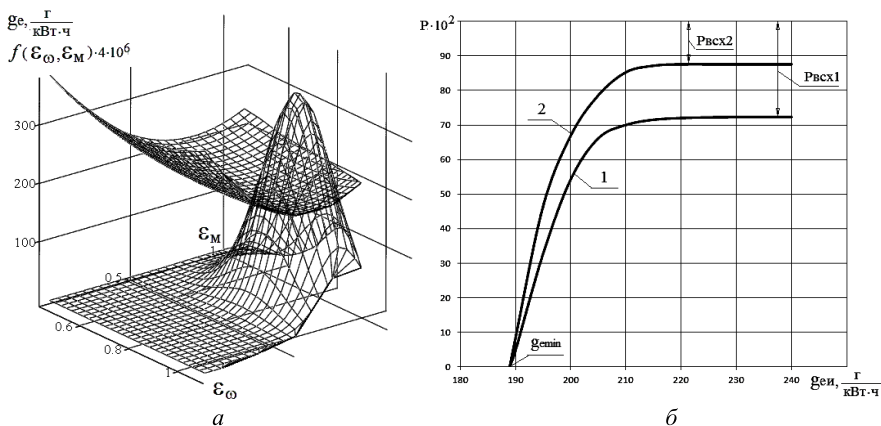


Рисунок 2 – Вероятностные характеристики расхода топлива:
 а – поверхности расхода топлива и плотности распределения вероятности;
 б – зависимости $p = p(g_e \leq g_{eu})$ на 1 и 2 передачах трактора.

Выводы. В данной работе приведена и апробирована методика расчета расхода топлива дизельным тракторным двигателем вероятностным методом. Методика позволяет выбрать рациональную передачу движения при выполнении тяговых технологий с известными статистическими характеристиками, оценить расход топлива и вероятность выхода двигателя на внешнюю скоростную характеристику.

Список литературы: 1. Шанко В.Ф., Шанко С.В. Метод розрахунку багатопараметрової характеристики автомобільного двигуна внутрішнього згорання // Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. Випуск 1. -2009. (54). Частина 1. –С. 93-96. 2. Новиков Г.В. Система адаптивной автоматической оптимизации работы двигателя на тракторе с бесступенчатой трансмиссией // Тракторы и сельскохозяйственные машины. -2006. -№ 1. –С. 17-20. 3. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.

Надійшла до редколегії 05.04.2012