

ОБОСНОВАНИЕ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕЙСЯ НАГРУЗКЕ

САВЕЛЬЕВ Анатолий Петрович, Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева

ШКРАБАК Владимир Степанович, Санкт-Петербургский государственный аграрный университет

ШКРАБАК Роман Владимирович, Санкт-Петербургский государственный аграрный университет

ГЛОТОВ Сергей Викторович, Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева

ЕНАЛЕЕВА Светлана Анатольевна, Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева

Для повышения достоверности диагностирования двигателей тракторов предложен динамический режим нагружения в стендовых условиях. Обоснованы режимы нагружения с точки зрения динамики входного воздействия и наиболее информативного режима работы двигателя.

Введение. С ростом энергонасыщенности сельскохозяйственного производства, тракторов и расширения их функций в составе машинно-тракторного агрегата (МТА) вопросы оптимального использования энергии приобретают особую актуальность. Оценкой работоспособности, технического состояния тракторов в целом и ДВС в частности вынуждены заниматься многие высококвалифицированные специалисты с привлечением современных методов и средств. Контроль эффективности использования тракторов может быть обеспечен путем их диагностирования по функциональным параметрам. В то же время многими исследованиями доказано, что значения функциональных параметров тракторов, параметров, определяющих условия труда, в реальной эксплуатации значительно отличаются от показателей в стендовых условиях [1, 2]. Причинами этого являются нелинейность регуляторной характеристики двигателя, нарушение регулировок систем и узлов, особенно системы питания и случайный характер внешней нагрузки. Установившийся режим работы двигателя при диагностировании не оптимален с точки зрения достоверности контроля, так как не обеспечивает охват всей совокупности значений контролируемых параметров в реальной эксплуатации. В этой связи для повышения эффективности диагностирования тракторов по функциональным параметрам необходимо обеспечить динамический режим нагружения в стендовых условиях [1–5]. Для обеспечения точности измерительного процесса параметры динамической нагрузки должны быть фиксированными и соответствовать условиям реальной эксплуатации.

Методика исследований. В статье применяли следующие методы исследования: вероятностный, функционального преобразования случайных величин, исследования функций на экстремум с помощью производных, экспериментальный, статистический.

Результаты исследований. Закон распределения тестового или рабочего воздействия не является полной его характеристикой с точки зрения динамики процесса. Входное воздействие имеет среднее значение, степень неравномерности, частоту или спектр частот. Обобщенной характеристикой динамики входного воздействия (D) может служить приращение момента сопротивления (ΔM_c) в единицу времени (Δt):

$$D = \Delta \frac{\Delta M_c}{\Delta t}. \quad (1)$$

Эта характеристика может одновременно учитывать степень неравномерности и частоту входного воздействия. Поскольку количественно значение характеристики D может изменяться в широких пределах, то целесообразнее ввести понятие «среднеквадратическое отклонение» σ_d .

Трактор или машинно-тракторный агрегат в целом обладают различными динамическими показателями и по-разному «отрабатывают» входное воздействие, имеющее постоянную характеристику D .

Обобщенной динамической характеристикой трактора (агрегата) может служить среднеквадратическое отклонение углового ускорения вала двигателя σ_ω при известных и фиксированных значениях математического ожидания входного воздействия $\overline{M_c}$ и интенсивности его изменения σ_d .





Этот показатель особенно важен при тестовом диагностировании, так как любая тормозная установка, формирующая тестовое воздействие, имеет отличные от агрегата приведенный момент инерции, суммарные податливость и сопротивление.

Таким образом, при выборе режима нагружения для диагностирования в динамических режимах основой является выполняемая технологическая операция. При рабочем диагностировании параметры агрегата и входного воздействия остаются неизменными, поэтому корректировка не нужна.

При тестовом диагностировании главными условиями выбора режима нагружения являются: равенство средних значений момента сопротивления при диагностировании и выполнении технологической операции ($\overline{M_c^d} = \overline{M_c^o}$);

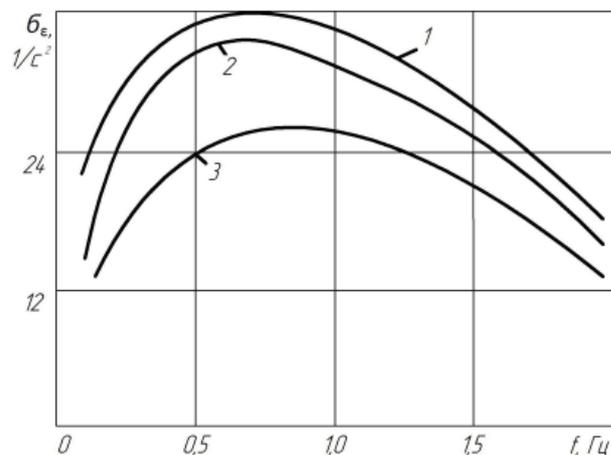
равенство среднеквадратических отклонений интенсивности изменения момента сопротивления при диагностировании и выполнении технологической операции ($\sigma_{M_c^d} = \sigma_{M_c^o}$);

равенство среднеквадратических отклонений углового ускорения вала двигателя при диагностировании и выполнении технологической операции (необходимые условия - $\overline{M_c^d} = \overline{M_c^o}$; $\sigma_{M_c^d} = \sigma_{M_c^o}$; $t_{\text{мк}} = 0$).

Диапазон среднеквадратических отклонений углового ускорения частоты вращения вала двигателя для условий реальной эксплуатации устанавливается экспериментально при выполнении основных технологических операций агрегатами или расчетным путем для известного спектра частот момента сопротивления путем применения теории случайных процессов к параметрическим цепям.

Проведенные нами исследования агрегатов с трактором МТЗ-80 показали, что среднеквадратическое отклонение углового ускорения частоты вращения вала двигателя изменяется от 10,2 до 25,6 рад/с² в полевых условиях (спектр частот момента сопротивления изменялся от 0 до 2,4 Гц) и от 9,8 до 36,2 рад/с² при гармоническом нагружении в стендовых условиях (частота гармоник изменялась от 0,125 до 2 Гц). Стандарт углового ускорения σ_ε , имеет экстремум в области частот от 0,5 до 1,0 Гц в зависимости от амплитуды гармонического воздействия (см. рисунок).

Частоту гармонического воздействия, при которой достигается экстремум стандарта углового ускорения, наиболее целесообразно применять для тестового диагностирования. Ее увеличение заметно снижает чувствительность двигателя к отклонению функциональных параметров. Частота нагружения, соответствующая максимуму стандарта углового ускорения определяется расчетным путем или экспериментально.



Зависимости стандарта углового ускорения вала двигателя Д-240 σ_ε от частоты и амплитуды гармонического воздействия: 1 - $A_m = 100$ Н·м; 2 - $A_m = 80$ Н·м; 3 - $A_m = 60$ Н·м

Степень загрузки двигателя выбирается из условия обеспечения максимальной информативности. Максимальная информативность достигается в режиме максимальной мощности. При отсутствии необходимых средств измерения непосредственно на тракторе или на испытательном стенде, особенно для измерения момента нагружения, могут использоваться максимум расхода топлива и удельного расхода топлива. В условиях эксплуатации режим максимальной мощности, смещается в сторону нуля от номинального режима в зависимости от коэффициента вариации тестового воздействия. Для определения количественных характеристик функциональных параметров машинно-тракторного агрегата использовался метод функционального преобразования случайных величин при входном воздействии в виде суммы гармонического и гаусовского процессов. Математическое ожидание эффективной мощности при входном воздействии в виде суммы гармонического и гаусовского процессов определялось следующим выражением [1]:

$$M(N_\varepsilon) = C \cdot \left\{ A_1^* (m + M_0) + B_1^* [\sigma^2 + 0,5A_M^2 + (M_0 + m)^2] + a_1^* \int_0^\pi \left[\frac{\sigma}{\pi} \varphi(d_n) + \frac{0,5\eta}{\pi} - \frac{\eta}{\pi} \Phi(d_n) \right] d\Theta + b_1^* \int_0^\pi \left[(0,5 - \Phi(d_n)) + \frac{\sigma^2 + \eta^2}{\pi} + \frac{\sigma^2 d_n + 2\sigma\eta}{\pi} \varphi(d_n) \right] d\Theta \right\}, \quad (2)$$

где m – математическое ожидание входного воздействия, подчиняющаяся закону Гауса (составляющая); M_0 – математическое ожидание входного воздействия, подчиняющаяся закону арксинуса (составляющая); σ – среднеквадратическое отклонение случайного процесса; A_M – амплитуда гармонического входного воздействия

$$\eta = m + M_0 + \cos\Theta;$$

Θ – начальная фаза гармонической составляющей; $\Psi(d_n)$ – функция Лапласа; $\Phi(d_n)$ – табулированная функция;

$$a^* = A_1^* + A_2^*; a_1^* = A_2^* - A_1^*;$$

$$b^* = B_1^* + B_2^*; b_1^* = B_2^* - B_1^*; A_1^* = n_x A_1^* = n_x;$$

$$B_1^* = -(n_x - n_n)/M_n;$$

$$A_2^* = n_x + [(n_n - n_{min})/(K - 1)];$$

$B_2^* = -(n_n - n_{min})/[M_n(K - 1)]$ – коэффициенты, определяемые по типовым стендовым характеристикам (см. таблицу);

$K = M_{max}/M_n$ – коэффициент приспособляемости двигателя;

M_n, M_{max} – номинальный и максимальный крутящиеся моменты на валу двигателя;

$\overline{M_n}, \sigma_M$ – математическое ожидание и стандарт крутящегося момента на валу двигателя;

n_n, n_x, n_{min} – частота вращения двигателя (номинальная, холостого хода, при максимальном крутящемся моменте).

Для определения экстремальных значений эффективной мощности выражение (2) преобразуем с учетом условия $\overline{X} = M_0 + m$ запишем в следующем виде:

$$M(N_e) = \left\{ 0,5a^*\overline{X} + 0,5b^*\overline{X}^2 + 0,5b^*(\sigma^2 + 0,5A_n^2) + \frac{1}{\pi} \int_0^\pi b_1^* \eta(d_n) \varphi(d_n) - - \frac{1}{\pi} \int_0^\pi [a_1^* \eta(d_n) + b_1^* \eta^2(d_n) + b_1^* \sigma^2] \Phi(d_n) d\Theta \right\} / 9554. \quad (3)$$

Экстремум функции (3) определим путем нахождения первой производной по параметру \overline{X} и получим соотношение для вычисления оптимального значения параметра, которое обозначим X_0 .

Поскольку функции, $\eta(d_n), \varphi(d_n), \Phi(d_n)$ непрерывно зависят от параметра \overline{X} , то

$$\int \eta(d_n) \varphi(d_n) d\Theta$$

и

$$\int [a_1^* \eta(d_n) + b_1^* \sigma^2 \Phi(d_n)] d\Theta$$

удовлетворяют условиям дифференцируемости интегралов по параметру \overline{X} , в связи с чем справедливы следующие выражения:

$$\frac{d}{d\overline{X}} \int_0^\pi \eta(d_n) \varphi(d_n) d\Theta = \int_0^\pi \frac{d}{d\overline{X}} \eta(d_n) \varphi(d_n) d\Theta;$$

$$\frac{d}{d\overline{X}} \int_0^\pi [a_1^* \eta(d_n) + b_1^* \eta^2(d_n) + b_1^* \sigma^2] \Phi(d_n) d\Theta = \int_0^\pi \frac{d}{d\overline{X}} \times [a_1^* \eta(d_n) + b_1^* \eta^2(d_n) + b_1^* \sigma^2] \Phi(d_n) d\Theta. \quad (4)$$

С учетом уравнения (4) первая производная определяется формулой

$$\frac{dM(N_e)}{d\overline{X}} = 0,5a^* + b^*\overline{X} + \frac{2}{\pi} b_1^* \sigma \int_0^\pi \varphi(d_n) d\Theta - \frac{1}{\pi} \int_0^\pi [a_1^* + 2b_1^* \eta(d_n)] \Phi(d_n) d\Theta = 0. \quad (5)$$

Покажем, что функционал (2) действительно имеет максимальное значение в точке $\overline{X} = X_0$, для чего вычислим вторую производную этого выражения, которая запишется в следующем виде:

$$\frac{d^2 M(N_e, \overline{X})}{d^2 \overline{X}} = b^* - \frac{a_1^*}{\pi} \int_0^\pi \varphi(d_n) d\Theta - \frac{2b_1^*}{\pi} \int_0^\pi \Phi(d_n) d\Theta, \quad (6)$$

где b^*, a_1^* , – постоянные коэффициенты (см. таблицу).

К интегралу

$$\int_0^\pi \Phi(d_n) d\Theta$$

применим теорему о среднем и получим выражение

$$\int_0^\pi \Phi(d_n) d\Theta = \pi \cdot \Phi(d_n^0), \quad (7)$$

$$\text{где } d_n^0 = \frac{M_n - X_0 - A_n \cos \Theta}{\sigma} \Big|_{\Theta = \frac{\pi}{2}} = \frac{M_n - X_0}{\sigma}.$$

Функция $\Phi(d_n^0)$ выражается посредством стандартной функции erf (d_n) в виде формулы

$$\Phi(d_n^0) = 0,5 \operatorname{erf} \left(\frac{d_n^0}{\sqrt{2}} \right), \text{ которая меньше единицы}$$

для любых $\frac{d_n^0}{\sqrt{2}}$, т.е.

$$0 < \operatorname{erf} \left(\frac{d_n^0}{\sqrt{2}} \right) \leq 1. \quad (8)$$

В соответствии с условием (8) выражение (7) меньше единицы, следовательно, вторая производная $M_e(N_e, X_0)$ в точке $\overline{X} = X_0$ отрицательна. Это свидетельствует о том, что функционал

(2) в точке $\overline{X} = X_0$, достигает своего максималь-

ного значения.

Постоянные величины, определяемые по типовым характеристикам двигателей

Постоянные величины Марка двигателя (трактора)	a	a_1	$b \cdot 10^2$	$b_1 \cdot 10^2$	a^*	a_1^*	b^*	b_1^*
Д-240 (МТЗ-80,82)	35,223	26,723	2,391	10,651	9069	4449	-18,619	-17,741



ного значения.

Для численного нахождения экстремальных значений X_0 было разработано программное обеспечение для ЭВМ и формулы:

$$|\bar{X} - X_0| \leq \frac{|M'(N_e) X_0|}{\left| \frac{d^2 M(N_e, X_0)}{dX^2} \right|}, \quad (9)$$

где $M(N_e, X_0)$ – значение производной математического ожидания эффективной мощности при найденном X_0 ;

минимум второй производной в точке $\bar{X} = X_0$.

Расчеты показали высокую и быструю сходимость применяемого метода. Погрешность расчетов не превышала 0,1 %. Кроме того, значение второй производной в ходе расчетов было отрицательным. Из формулы (5) общего решения могут быть получены выражения для частных случаев при $A_m = 0$ и $\sigma = 0$ [1].

С учетом условия $\bar{X} = M_0 + m$ запишем функционал математического ожидания расхода топлива двигателя

$$M(G_T) = 0,5a + 0,5\bar{X}b + \frac{\sigma b_1}{\pi} \int_0^\pi \varphi(d_n) d\Theta + \frac{\sigma b_1}{\pi} \int_0^\pi d_n \Phi(d_n) d\Theta \quad (10)$$

и, исследовав его на экстремум, получим

$$\frac{dM(G_T)}{d\bar{X}} = 0,5b - \frac{b_1}{\pi} \int_0^\pi \Phi(d_n) d\Theta = 0. \quad (11)$$

где $a = A_1 + A_2$; $a_1 = A_2 - A_1$; $b = B_1 + B_2$;

$$b_1 = B_2 - B_1; \quad A_1 = G_{mx}; \quad A_2 = G_{mn} + \frac{(G_{mn} - G_{mo})}{K - 1};$$

$$B_1 = \frac{(G_{mn} - G_{mx})}{M_n}; \quad B_2 = \frac{(G_{mn} - G_{mo})}{M_n \cdot (K - 1)}$$

коэффициенты, вычисляемые по стендовой характеристике двигателя;

G_{mo} , G_{mx} , G_{mn} – расход топлива при максимальном крутящем моменте, на холостом ходу двигателя и при номинальной нагрузке, кг/ч.

Вторая производная для функционала (10) запишется в виде

$$\frac{d^2 M(G_T)}{d\bar{X}^2} = -\frac{b_1}{\pi \sigma} \int_0^\pi \Phi(d_n) d\Theta < 0. \quad (12)$$

В силу отрицательности второй производной функционал (10) в точке $\bar{X} = X_0$ достигает

своего максимума, который определяется выражением

$$M^*(G_T) = 0,5a + 0,5bX_0 + \frac{\sigma b_1}{\pi} \int_0^\pi \varphi(d_n^0) d\Theta + \frac{\sigma b_1}{\pi} \int_0^\pi d_n^0 \Phi(d_n^0) d\Theta. \quad (13)$$

Из формулы (13) могут быть получены известные выражения для частных случаев при $A_m = 0$ и $\sigma = 0$ [1]. Численные значения X_0 и $M(G_T)$ определялись с использованием программного обеспечения для исследования экстремума математического ожидания эффективной мощности. Экстремум математического ожидания удельного расхода топлива определяется путем вычисления первой производной следующего выражения:

$$M(g_e) \approx 10^3 \cdot \frac{M(G_T)}{M(N_e)}, \quad (14)$$

где $M(g_e)$ – математическое ожидание расхода топлива; $M(N_e)$ – математическое ожидание эффективной мощности двигателя.

С учетом выражения (14) экстремум математического ожидания удельного расхода топлива находится в виде:

$$\frac{dM(g_e)}{d\bar{X}} = 10^3 \cdot \frac{M(N_e) \frac{dM(G_T)}{d\bar{X}} - M(G_T) \frac{dM(N_e)}{d\bar{X}}}{M^2(N_e)} = 0. \quad (15)$$

Так как $M_2(N_e) > 0$ для любых значений \bar{X} ,

то исходя из условия $\frac{dM(g_e)}{d\bar{X}} = 0$ запишем уравнение, эквивалентное выражению (14)

$$M(N_e) \frac{dM(G_T)}{d\bar{X}} - M(G_T) \cdot \frac{dM(N_e)}{d\bar{X}} = 0. \quad (16)$$

Из уравнения (16) с учетом производных математических ожиданий эффективной мощности (5) и расхода топлива (11) получим формулу экстремума математического ожидания удельного расхода топлива в виде

$$M^*(g_e) = 10^3 \cdot 9554 \left[0,5(a + b\bar{X}_0) + \frac{\sigma b_1}{\pi} \int_0^\pi \varphi(d_n^0) d\Theta + \frac{\sigma b_1}{\pi} \int_0^\pi d_n^0 \Phi(d_n^0) d\Theta \right] : \left[0,5(a^* \bar{X}_0 + b^* \bar{X}_0^2 + b^* \sigma^2 + 0,5A_M^2 b^*) + \frac{\sigma b_1^*}{\pi} \int_0^\pi \eta^0 \varphi(d_M^0) d\Theta - \frac{1}{\pi} \int_0^\pi [a_1^* \eta^0 + b_1^* \eta^2 + b^* \sigma^2] \Phi(d_n^0) d\Theta \right], \quad (17)$$



где X_0 – значение аргумента, соответствующее экстремуму функции;

$$d_n^0 = \frac{M_n - \eta^0}{v}; \quad \eta^0 = X_0 + A_M \cos \Theta. \quad (18)$$

Численные значения $M^*(g_c)$ и X_0 определялись на ЭВМ.

Заключение. Таким образом, нами сформулированы необходимые и достаточные условия по характеристикам входного воздействия при тестовом диагностировании в динамических режимах и для этого обоснованы наиболее информативные режимы работы двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Готов С.В. Оценка эффективности функционирования тракторов. – Саранск, 2003. – 188 с.
2. Савельев А.П. Диагностирование тракторов по динамическому состоянию машинно-тракторных агрегатов. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 1993. – 220 с.
3. Савельев А.П. Повышение достоверности диагностирования дизелей по функциональным параметрам // Сельский механизатор. – 2019. – № 2. – С. 34.
4. Савельев А.П., Готов С.В., Готов В.С. Теоретические предпосылки диагностирования топливных насосов в неустановившихся режимах // Сельский механизатор. – 2019. – № 3. – С. 42–43, 48.
5. Савельев А.П., Калачин С.В., Шкрабак Р.В. Обоснование допустимых значений эксплуатационных параметров в системе «Оператор – машинно-тракторный агрегат» // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. – 2011. – № 22. – С. 302–305.

Савельев Анатолий Петрович, д-р техн. наук, проф., Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева. Россия.

430005, Республика Мордовия, г. Саранск, ул. Большевикская, 68.

Тел.: 89272768168.

Шкрабак Владимир Степанович, д-р техн. наук, проф. кафедры «Безопасность технологических процессов и производств», Санкт-Петербургский государственный аграрный университет. Россия.

Шкрабак Роман Владимирович, канд. техн. наук, доцент, зав. кафедрой «Безопасность технологических процессов и производств», Санкт-Петербургский государственный аграрный университет. Россия.

196601, г. Санкт-Петербург – Пушкин, Петербургское шоссе, 2.

Тел.: (812) 451-76-18.

Готов Сергей Викторович, д-р техн. наук, проф., Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева. Россия.

Еналеева Светлана Анатольевна, канд. техн. наук, доцент, Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева. Россия.

430005, Республика Мордовия, г. Саранск, ул. Большевикская, 68.

Тел.: 89272768168.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания (ДВС); машинно-тракторный агрегат (МТА); диагностирование; неустановившаяся нагрузка; режимы нагружения.

THE RATIONALE FOR THE LOADING MODES OF DIESEL ENGINES FOR THE DIAGNOSIS AT UNSTEADY LOAD

Saveliev Anatoly Petrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, National Research Mordovia State University named after N.P. Ogaryov. Russia.

Shkrabak Vladimir Stepanovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the chair “Safety of Technological Processes and Productions”, St. Petersburg State Agrarian University. Russia.

Shkrabak Roman Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the chair “Safety of Technological Processes and Production”, St. Petersburg State Agrarian University. Russia.

Glotov Sergey Viktorovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, National Research Mordovia State University named after N.P. Ogaryov. Russia.

Enaleeva Svetlana Anatolyevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, National Research Mordovia State University named after N.P. Ogaryov. Russia.

Keywords: Internal combustion engine; machine-tractor unit; diagnostics; unsteady load; loading modes.

To increase the reliability of diagnosing tractor engines, a dynamic loading mode is proposed under bench conditions. The loading modes are substantiated from the point of view of diagnostics of the input action and the most informative mode of engine operation.

