

УДК 630\*375.4

## ОЦЕНКА ЧАСОВОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ДИЗЕЛЯ ЛЕСОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА В РЕЖИМЕ ПАХОТЫ

Мартынов Б. Г., проф., д.т.н., Михайлов О. А., доц., к.т.н., Спиридонов С. В., доц., к.т.н.,  
Дурманов М. Я., ст. преп.

Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова  
(Санкт-Петербург, Россия), e-mail: lesbisnes@mail.ru; kerro07@mail.ru; svslta@yandex.ru;  
PSLM218@yandex.ru

## ESTIMATION OF HOURLY FUEL CONSUMPTION OF A DIESEL ENGINE OF A FORESTRY MACHINE-TRACTOR UNIT IN PLOUGHING MODE

Martynov B. G., Prof., D.Sc., Mikhaylov O. A., Assoc. Prof., PhD,  
Spiridonov S. V., Assoc. Prof., PhD, Durmanov M. Ya., senior lecturer

S.M. Kirov Saint Petersburg State Forest Technical University  
(St. Petersburg, Russian Federation)

**Аннотация.** Минимизация энергии, необходимой для выполнения технологических операций, снижает количество требуемого топлива и эксплуатационные затраты машинно-тракторного агрегата (МТА), что в конечном итоге удешевляет стоимость лесохозяйственных и лесовосстановительных работ. Цель заключается в исследовании влияния эксплуатационных и конструктивных параметров МТА на часовой расход топлива дизеля. Разработка и практическое использование различных методик оценки расхода топлива МТА актуальны на этапе проектирования трактора, например, при выборе марки двигателя и определению передаточных чисел трансмиссии и коробки перемены передач, и служат повышению качества проектных и конструкторских работ, совершенствованию конструкции МТА. В качестве эксплуатационного параметра выбрана скорость движения МТА, а в качестве конструктивного – жесткость подвеса. Построение поверхности состояния частотной характеристики (ЧХ) часового расхода топлива дизеля МТА и использование метода сечений ЧХ при любом фиксированном значении регулярной скорости движения МТА и по всему диапазону частот колебаний нагрузки на ведущих звездочках можно вычислить регулярную составляющую и динамическую составляющую часового расхода топлива.

**Ключевые слова:** машинно-тракторный агрегат; часовой расход топлива; дизель; скорость движения; жесткость подвеса; частотные характеристики

**Abstract.** Minimizing the energy required to perform technological operations reduces the amount of fuel required and the operating costs of the machine-tractor unit (MTU), which ultimately reduces the cost of forestry and reforestation. The goal is to study the influence of operational and design parameters of the MTU on the hourly fuel consumption of diesel. The development and practical use of various methods for estimating fuel consumption of MTU is relevant at the design stage of a tractor, for example, when choosing the engine brand and determining the transmission and gearbox ratios, and serve to improve the quality of design and engineering work, improving the design of the MTU. The travel speed of the MTU is selected as the operational parameter, and the suspension stiffness is selected as the structural parameter. The construction of the surface state of the frequency characteristic (FC) watch fuel consumption diesel MTU and use method of sections FC, for any fixed value of the regular speed MTU and across the range of frequencies load at the leading stars, you can calculate the regular component and a dynamic component of hourly fuel consumption.

**Key words:** Machine and tractor unit; Hourly fuel consumption; Diesel engine; Travel speed; Suspension stiffness; Frequency characteristics

**Введение.** В условиях эксплуатации автотракторные дизели продолжительное время работают в неустановившихся режимах [1,2]. Исследованиями [3–6] установлено, что часовой расход топлива представляет собой сумму регулярной  $B_0^n$  (1) и переменной  $B^n(\omega)$  (2) составляющих, затрачиваемых в процессе преодоления регулярной и переменной сил сопротивления движению МТА. Исследования [7, 8] влияния динамических режимов нагружения показали, что существует диапазон частот колебаний нагрузки на коленчатом валу, сопровождаемый повышенным часовым расходом топлива.

Задача исследования заключается в разработке методики оценки регулярной и динамической составляющих часового расхода топлива на стадии проектирования трактора, например, при выборе марки двигателя и определению передаточных чисел трансмиссии и коробки перемены передач, оценке производительности и эксплуатационных затрат МТА при работе на разных режимах в агрегате с навесными почвообрабатывающими машинами. Необходимо также выявить резонансные частоты колебаний частоты вращения коленчатого вала двигателя, соответствующие наибольшим энергозатратам и расходу топлива, вследствие несоответствия динамических характеристик дизеля и силовой передачи МТА.

**Материалы и методы.** Основными внешними воздействиями в моделях функционирования МТА являются: профиль поверхности вырубki, задаваемый корреляционной функцией и спектральной плотностью; факторы разнообразия физико-механических свойств почвы; скорость движения. Моделируется неустановившейся характер сил сопротивления движению МТА, описываемый эргодическим стационарным случайным процессом, для всего спектра частот входного момента нагрузки. В работе рассматривается пахотный режим работы трактора ЛХТ-100 с плугом ПКЛ-70 на легких и тяжелых почвах. Для рассматриваемого МТА накоплен достаточный объём эксплуатационных показателей, необходимых для оценки погрешностей моделирования, т.к. он широко использовался на лесохозяйственных и лесовосстановительных работах. Методика вычислений описана ниже.

*Аналитические выражения для определения часового расхода топлива дизеля МТА в пахотном режиме*

Выражение для часового расхода топлива, составленное с учетом формулы академика В.П. Горячкина [9] для касательной силы МТА в пахотном режиме, имеет две составляющих – регулярную  $B_0^n$  и переменную  $B^n(\omega)$ , записанные в операторном виде (при  $s = j\omega$ ):

$$B_0^n = E_1 n_0 \left[ \frac{R}{i_t \eta_m} (A_1^n + A_2 + A_3 n_0^2) + D_1 (a_1 + b_1 n_0) \right]; \quad (1)$$

$$B^n(\omega) = E_1 \cdot M_H^a \cdot \omega \cdot |U_{11}(j\omega)| \left\{ \frac{R}{i_t \eta_m} [A_1^n + A_2 + 3A_3 |U_{11}^2(j\omega)| + 2f_{тк} \cdot |\Theta_B^n(j\omega)| + 2A_4 \omega \cdot |U_{11}(j\omega)|] + D_1 \cdot \left[ \frac{a_1}{P_{MH}} \sqrt{\frac{4\omega^2 + \gamma^2}{\omega^2 + \gamma^2}} \cdot |G_{61}(j\omega)| + 2b_1 \omega \cdot |U_{11}(j\omega)| \right] \right\}. \quad (2)$$

где  $E_1 = \frac{3,6\pi}{30\eta_i H_u}$ ;  $A_1^n = mg \sin \alpha + f_{тк} m_t g \cos \alpha$ ;  $A_2 = f_{тс} m_{ин} g \cos \alpha + k_{п} ab$ ;

$$A_3 = \left( \frac{\pi R}{30i_t} \right)^2 \xi ab; \quad A_4 = \frac{\pi R}{30i_t} m; \quad D_1 = \frac{V_{пд} i_d}{\pi \tau_d},$$

где  $n_0 = 0,8n_n$ ;  $n_n$  – номинальная частота вращения коленчатого вала дизеля;  $R$  – радиус ведущих звездочек;  $i_t$  – передаточное число трансмиссии;  $\eta_m$  – механический КПД,  $\eta_m = \eta_{тр} \cdot \eta_{дв}$ ;  $\eta_{тр}$ ,  $\eta_{дв}$  – КПД трансмиссии и двигателя, соответственно;  $\eta_i$  – индикаторный КПД двигателя;  $H_u$  – низшая теплотворная способность топлива;  $M_n^a$  – амплитудное значение входного возмущающего воздействия;  $M_n^a = 0,15M_{ен}$ ;  $M_{ен}$  – номинальный эффективный крутящий момент;  $\omega$  – угловая скорость вращения коленчатого вала;  $m$  – масса МТА;  $m = m_t + m_{пл}$ ;  $m_t$  – масса трактора;  $m_{пл}$  – масса плуга;  $\alpha$  – угол подъема участка пути;  $f_{тк}$ ,  $f_{тс}$  – коэффициенты трения качения двигателя и трения скольжения плуга о дно и стенку борозды, соответственно;  $k_{п}$  – удельное сопротивление почвы;  $a$ ,  $b$  – глубина обработки почвы и ширина захвата плуга;  $\xi$  – коэффициент динамичности;  $|G_{61}(j\omega)|$  – передаточная функция давления масла в главной масляной магистрали (ГММ);  $|U_{11}(j\omega)|$  – передаточная функция частоты вращения коленчатого вала энергосиловой установки МТА;  $|\Theta_b^n(j\omega)|$  – передаточная функция колебаний остова МТА в продольно-вертикальной плоскости в пахотном режиме;  $V_{ц}$  – рабочий объем одного цилиндра двигателя;  $i_d$ ,  $\tau_d$  – количество цилиндров и тактность двигателя, соответственно;  $a_1$ ,  $b_1$  – коэффициенты, получаемые экспериментальным путем для каждого типа двигателей;  $P_{мн}$  – давление масла в ГММ при номинальной частоте вращения;  $\gamma = 10^{-3}\omega_n$ ;  $\omega_n$  – номинальная угловая скорость вращения коленчатого вала.

Передаточная функция частоты вращения коленчатого вала энергосиловой установки МТА по возмущающему воздействию (при фиксированном положении органа  $h(t)$ ), задающего величину цикловой подачи топлива: ( $h_0 = const$ ) [7, 8]:

$$|U_{11}(j\omega)| = \frac{k_{д1}(T_2^2 s^2 + 2T_2 \xi_1 s + 1)}{(T_1 s + 1)(T_3^2 s^2 + 2T_3 \xi_2 s + 1)(T_4 s + 1)}, \quad (3)$$

где  $k_{д1}$  – коэффициент передачи частоты вращения;  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  – постоянные времени;  $\xi_1$ ,  $\xi_2$  – коэффициенты затухания.

Для двигателя СМД-20Т.04:  $k_{д1} = 1,80$ ;  $T_1 = 1,073$  с;  $T_2 = 0,531$  с;  $T_3 = 0,398$  с;  $T_4 = 0,354$  с;  $\xi_1 = 0,300$ ;  $\xi_2 = 0,250$  [7,8].

Заметим, что для МТА с учетом его массы  $m$  приведенный к коленчатому валу момент инерции  $I_{п}$  и постоянная времени  $T_1$  имеют вид

$$I_{п} = I_d + \frac{mR^2}{i_t^2}; \quad T_1 = \frac{\pi}{30} I_{п} \frac{n_n^2}{N_n}, \quad (4)$$

где  $I_d$  – момент инерции двигателя;  $N_n$  – номинальная мощность двигателя.

Передаточная функция колебаний остова МТА в продольно-вертикальной плоскости в пахотном режиме определяется амплитудно-фазовыми частотными характеристиками деформации подвеса кареток на единицу возмущения неровности пути при  $s = j\omega$  [3, 8]:

$$|\Theta_{\text{в}}^{\text{п}}(j\omega)| = k_0' c_1 \omega^2 \sqrt{\frac{[\mu_0 m_1 m_2 \omega^2 (\frac{1}{\tau \lambda_{\text{н}}} - 1) + c_1 (m' + \frac{1}{\tau \lambda_{\text{н}}} m'')]^2 + [\mu_0 m_1 m_2 \omega^4 - \omega^2 (m_1 c_1 + m_2 c_1 + \beta_1^2) + c_1^2]^2 + \dots}{\dots + \omega^2 \beta_1^2 (m' - \frac{1}{\tau \lambda_{\text{н}}} m'')^2 \dots + \omega^2 [\beta_1 (c_1 - m_2 \omega^2) - \beta_1 (c_1 - m_1 \omega^2)]^2}} \dots} \quad (5)$$

где  $k_0' = \cos(2\pi l_{\text{к}}/l_{\text{н}}) \approx 0,7$ ;  $l_{\text{к}}$  – расстояние между осями кареток;  $l_{\text{н}}$  – длина неровности микрорельефа пашни;  $c_1$  – жесткость подрессоривания опор,  $c_1 = 1400$  кН/м;  $\omega$  – частота повторения неровности,  $\omega = 2\pi v/l_{\text{н}}$ ;  $v$  – скорость движения МТА;  $\beta_1$  – параметр демпфирования,  $\beta_1 = 2v_{\text{н}} \sqrt{c_1 m}$ ;  $v_{\text{н}} = 0,3$ ;  $\mu_0 = 1 - \frac{m_0}{m_1 + m_2} = 0,66$ ;  $m_0 = \frac{I_c - m_{\text{тп}} l_1 l_2}{l^2} = 5544,5$  кг;  $m_1 = \frac{I_c + m_{\text{по}} l_2^2}{l^2} = 9599,2$  кг;  $m_2 = \frac{I_c + m_{\text{зо}} l_1^2}{l^2} = 7003,7$  кг;  $m_{\text{тп}}$  – подрессоренная масса трактора,  $m_{\text{тп}} = 8400$  кг;  $m_{\text{по}}$  – масса трактора, приходящаяся на ось передних кареток,  $m_{\text{по}} = 4400$  кг;  $m_{\text{зо}}$  – масса трактора, приходящаяся на ось задних кареток,  $m_{\text{зо}} = 4000$  кг;  $l$  – межосевое расстояние,  $l = l_1 + l_2 = 1,75$  м;  $l_1 = 0,31$  м;  $l_2 = 1,44$  м;  $I_c$  – момент инерции системы,  $I_c \approx m_{\text{тп}} l_1 l_2$ ,  $I_c = 23936$  кг·м<sup>2</sup>;  $m' = m_0 + m_1$ ;  $m'' = m_0 + m_2$ ;  $\tau = l/v$ ;  $\lambda_{\text{н}}$  – доминирующая низшая частота собственных колебаний остова трактора.

Передачная функция давления масла в ГММ двигателя:

$$|G_{61}(j\omega)| = k_{\text{м1}} s \cdot U_{11}(j\omega), \quad (6)$$

где  $k_{\text{м1}}$  – коэффициент передачи давления масла в ГММ:  $k_{\text{м1}} = 1,20$ .

**Результаты.** Подставляя в (2) значения  $|U_{11}(j\omega)|$  из (3),  $|\Theta_{\text{в}}^{\text{п}}(j\omega)|$  из (5),  $|G_{61}(j\omega)|$  из (6) определяем поверхность состояния частотных характеристик (ЧХ) часового расхода топлива дизеля МТА в пахотном режиме (рисунок 1). Численные значения часового расхода топлива определяются подстановкой в (1) и (2) следующих исходных данных:  $V_{\text{ц}} = 1,575$  л;  $i_{\text{д}} = 4$ ;  $\tau_{\text{д}} = 2$ ;  $a_1 = 0,45$ ;  $b_1 = 0,97 \cdot 10^{-3}$ ;  $\eta_i = 0,40$ ;  $H_u = 41300$  кДж/кг;  $P_{\text{мн}} = 0,6$  МПа;  $n_{\text{н}} = 1900$  мин<sup>-1</sup>;  $N_{\text{ен}} = 88$  кВт;  $I_{\text{д}} = 2,40$  кг·м<sup>2</sup>;  $M_{\text{ен}} = 480$  Н·м;  $\gamma = 0,188$  с<sup>-1</sup>;  $F_c^a = 0,15 M_{\text{ен}}$ ;  $\eta_{\text{м}} = 0,68$ ;  $R = 0,238$  м;  $m_{\text{т}} = 10400$  кг;  $m_{\text{пл}} = 520$  кг;  $a = 0,15$  м;  $b = 0,70$  м [4, 6, 8]. При пахоте легкого грунта примем следующие условия функционирования МТА:  $f_{\text{тк}} = 0,15$ ;  $f_{\text{тс}} = 0,40$ ;  $k_{\text{п}} = 5 \cdot 10^4$  Н/м;  $\xi = 1600$  кг/м<sup>3</sup>;  $\delta_s = 0,03$ ;  $q_k = 2 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>;  $z_0 = 0,06$  м;  $\alpha = 5^\circ$ . Для тяжелого грунта:  $f_{\text{тк}} = 0,20$ ;  $f_{\text{тс}} = 0,60$ ;  $k_{\text{п}} = 6 \cdot 10^4$  Н/м;  $\xi = 2000$  кг/м<sup>3</sup>;  $\delta_s = 0,05$ ;  $q_k = 3 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>.

Выполняя сечения в продольно-вертикальной плоскости (рисунок 2) при любом фиксированном значении регулярной скорости  $v_0$  движения МТА и по всему диапазону частот  $\omega$  колебаний нагрузки на ведущих звездочках можно вычислить регулярную составляющую  $B_0^{\text{п}}$  и динамическую составляющую часового расхода топлива  $B^{\text{п}}(\omega)$ .

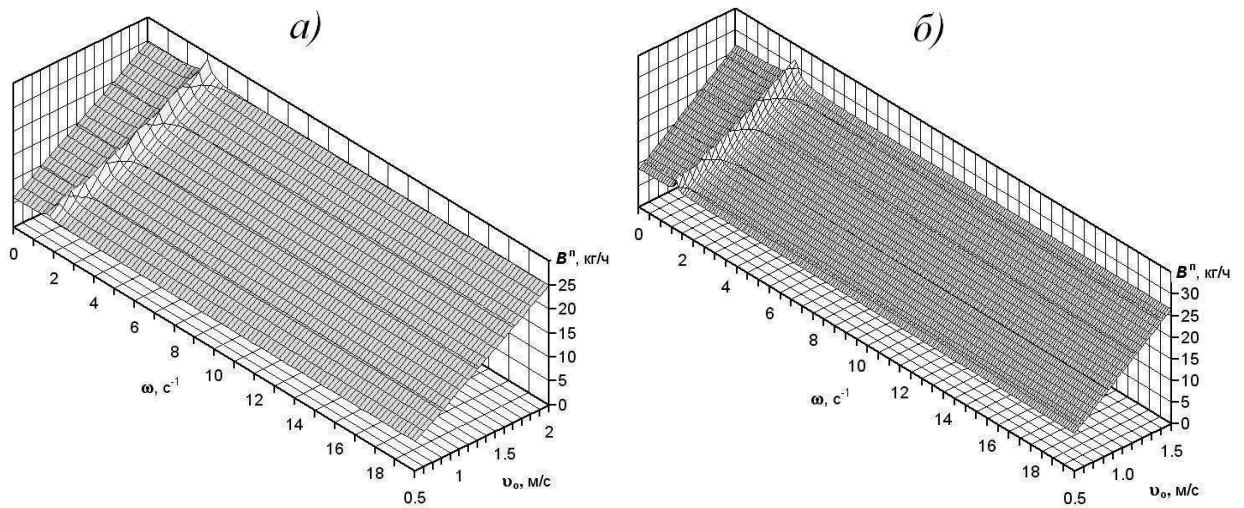
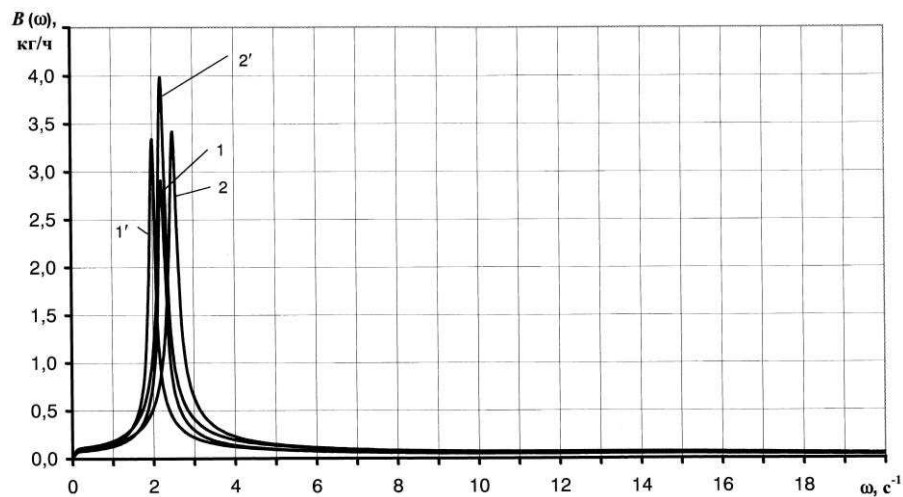


Рисунок 1 – Поверхности состояния ЧХ часового расхода топлива дизеля МТА на базе трактора ЛХТ-100 с плугом ПКЛ-70 при пахоте легких (а) и тяжелых (б) почв в зависимости от скорости движения, при штатной жесткости подвеса  $c_1=1400$  кН/м



1, 2 – для легких грунтов, соответственно, на II и III передачах; 1', 2' – для тяжелых грунтов, соответственно, на I и II передачах

Рисунок 2 – АЧХ суммарной динамической составляющей часового расхода топлива МТА в режиме пахоты легких и тяжелых грунтов, при штатной жесткости подвеса  $c_1=1400$  кН/м

**Заключение.** Максимальные значения суммарной динамической составляющей часового расхода топлива в пахотном режиме наблюдаются на частотах, близких к  $2,5 \text{ с}^{-1}$ , – собственной, энергозатратной частоте колебаний частоты вращения коленчатого вала двигателя СМД-20Т.04.

Заглубленное положение плуга в пахотном режиме ограничивает перемещение задней каретки трактора и амплитуду колебаний МТА в продольно-вертикальной плоскости, поэтому варьирование жесткости подвеса на  $\pm 400$  кН/м относительно штатной жесткости, при пахоте легких и тяжелых грунтов, незначительно сказывается на значении составляющей суммарного расхода на динамические нагрузки и не превышает  $4,0 \text{ кг/ч}$  (рисунок 2).

**Благодарность.** Авторы выражают глубокую благодарность доценту Антипину Валерию Петровичу и к.т.н. Каршеву Геннадию Владимировичу за неоценимую помощь в процессе работы над рукописью статьи.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Барский И. Б., Анилович В. Я., Кутьков Г. М. Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973.– 280 с.
2. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. – М.: Колос, 2004.– 504 с.
3. Власов Е.Н., Михайлов О.А., Дурманов М.Я., Епифанова А.Ю. *Определение количества энергии, затрачиваемой на реализацию касательной силы трактора ЛХТ-100 в пахотном режиме* / Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. Вып. 212.- СПб.: СПбГЛТУ, 2015.- С. 104-112.
4. Дурманов М.Я., Спиридонов С.В., Михайлов О.А. *Оценка часового расхода топлива лесохозяйственного машинно-тракторного агрегата на стадии проектирования* / Леса России: политика, промышленность, наука, образование / материалы третьей международной научно-технической конференции. Том 2 / Под. ред. В.М. Гедьо. - СПб.: СПбГЛТУ, 2018. – С.164-167.
5. Мартынов Б.Г., Дурманов М.Я., Михайлов О.А. *Оценка затрат мощности лесохозяйственного машинно-тракторного агрегата в пахотном режиме* / Леса России: политика, промышленность, наука, образование / материалы третьей международной научно-технической конференции. Том 2 / Под. ред. В.М. Гедьо. - СПб.: СПбГЛТУ, 2018. – С.191-195.
6. Martynov B. G., Spiridonov S. V., and Durmanov M. Ya. Influence of the parameters of a forestry machine-tractor unit on the hourly fuel consumption of a diesel engine IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 316 (2019) 012035 IOP Publishing doi:10.1088/1755-1315/316/1/012035
7. Антипин В. П. Энергозатраты машинно-тракторного агрегата. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 324 с.
8. Антипин В.П. Производительность, энергозатраты и ресурс машинно-тракторного агрегата / В. П. Антипин, М. Я. Дурманов, Г. В. Каршев – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2017. – 484 с.
9. Горячкин В. П. Собрание сочинений. 2-е изд., т. 1. – М.: Колос, 1968. – 720 с.