

УДК 630*375.4

В.И. Варава, В.П. Антипин, Г.В. Каршев, О.А. Михайлов

Варава Владимир Иванович родился в 1933 г., окончил в 1961 г. Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта, доктор технических наук, профессор кафедры теоретической механики С.-Петербургской государственной лесотехнической академии. Имеет свыше 100 печатных работ в области динамики машин.



Антипин Валерий Петрович родился в 1938 г., окончил в 1965 г. Ленинградскую лесотехническую академию, кандидат технических наук, доцент кафедры проектирования специальных лесных машин С.-Петербургской государственной лесотехнической академии. Имеет около 100 печатных работ в области динамики и энергетики двигателей и лесопромышленных машин.



Каршев Геннадий Владимирович родился в 1955 г., окончил в 1981 г. Ленинградскую лесотехническую академию, кандидат технических наук, доцент кафедры проектирования специальных лесных машин С.-Петербургской государственной лесотехнической академии. Имеет около 20 печатных работ в области проектирования лесных машин манипуляторного типа и их энергетики.



**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГОЗАТРАТ
ТРАКТОРА ВП-100 В РЕЖИМЕ ГРУЗОВОГО ХОДА**

Разработана математическая модель энергозатрат трактора ВП-100 для неустановившегося режима грузового хода. Выполнен сравнительный анализ часового расхода топлива и касательной силы тяги при работе дизеля на регуляторной и корректорной ветвях скоростной характеристики. Предложены пути снижения энергозатрат и динамической нагруженности трансмиссии.

Ключевые слова: лесопромышленный трактор, энергозатраты, частотные характеристики.

Отечественные лесопромышленные тракторы (ЛПТ) оснащены в основном дизельными двигателями, имеющими низкий коэффициент приспособляемости по крутящему моменту. В 1948 г. Е.М. Харитончиком [3] для дизеля С-80 трактора ЧТЗ-С-64 был разработан и испытан корректор, обеспечивающий обогащенную цикловую подачу топлива. Это позволило повысить коэффициент приспособляемости до 1,6. Такой дизель назван двигателем постоянной мощности (ДПМ).

В силу ряда причин эта идея получила развитие только в 1970–1980 гг., когда стали выпускать дизели с коэффициентом приспособляемости от 1,3 до 1,9, что стало возможным при переходе дизеля с регуляторной на корректорную ветвь скоростной характеристики.

В условиях рядовой эксплуатации ЛПТ свыше 90 % времени они работают в неустановившемся режиме, создаваемом неровностями микро-рельефа, характером выполняемых технологических операций и т. д. В этом отношении представляют интерес исследования энергозатрат трактора ВП-100 в режиме грузового хода с дизелем, работающим как на регуляторной, так и на коррекционной ветви скоростной характеристики, т. е. как ДПМ при неустановившихся режимах. Известны [2] выражения для определения:

– часового расхода топлива:

$$B = 3,6q_{ц}\omega_{к.в}i_{д}/(\pi\tau_{д}); \quad (1)$$

– цикловой подачи топлива:

$$q_{ц} = \pi\tau_{д}M_{e}/(\eta_{e}H_{u}i_{д}); \quad (2)$$

– эффективной мощности:

$$N_{e} = M_{e}\omega_{к.в}; \quad (3)$$

– эффективного крутящего момента:

$$M_{e} = P_{к}R/(i_{т}\eta_{м}), \quad (4)$$

где $\omega_{к.в}$ – угловая частота вращения коленчатого вала;

$i_{д}$, $\tau_{д}$ – число цилиндров и тактность двигателя соответственно;

η_{e} – эффективный КПД двигателя;

H_{u} – низшая теплота сгорания топлива;

$P_{к}$ – касательная сила тяги;

R – радиус ведущей звездочки;

$i_{т}$ – передаточное число трансмиссии;

$\eta_{м}$ – механический КПД, $\eta_{м} = \eta_{т}\eta_{двж}$ ($\eta_{т}$, $\eta_{двж}$ – КПД трансмиссии и двигателя соответственно).

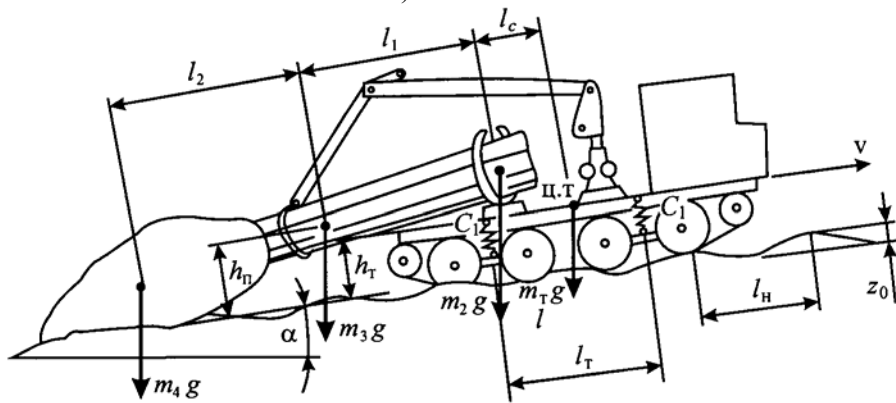


Рис. 1. Расчетная схема трактора ВП-100 в режиме грузового хода

Касательную силу тяги ($P_{к}$) в режиме грузового хода (рис. 1) найдем по формуле

$$P_k = g[(m_T + m_{\Pi}) \sin \alpha + f_{Т.к} \left(\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_T \right) \cos \alpha + f_{Т.с} m_4] + (m_T + m_{\Pi}) \frac{dv}{dt} + f_{Т.к} Q_B(t). \quad (5)$$

В формуле (5) и на рис. 1 обозначено:

- m_T, m_{Π} – массы трактора и пачки деревьев соответственно;
- $m_2 g$ – сила тяжести части пачки деревьев, размещенной на конике;
- $m_3 g$ – сила тяжести пачки деревьев;
- $m_4 g$ – сила тяжести кроны;
- $f_{Т.к}$ – коэффициент сопротивления качению трактора;
- $f_{Т.с}$ – коэффициент сопротивления скольжению кроны;
- $Q_B(t)$ – динамическая составляющая нагрузки от колебаний остова трактора с пачкой деревьев;
- t – текущее время;
- l_1 – расстояние от центра тяжести пачки деревьев до центра тяжести части пачки деревьев, размещенной на конике;
- l_2 – расстояние от центра тяжести пачки деревьев до центра тяжести кроны;
- h_{Π}, h_T – высота центра тяжести пачки деревьев и трактора соответственно;
- l_T – межосевое расстояние;
- l_H – длина неровности участка пути;
- l_c – расстояние от центра тяжести трактора до центра тяжести части пачки деревьев, расположенной на конике;
- z_0 – высота неровности.

Выразим скорость движения трактора (v) через частоту вращения коленчатого вала (n): $v = \pi R n / (30 i_T)$. Решая совместно (1)–(5), находим выражения:

– часового расхода топлива:

$$B = \frac{0,12 \pi}{\eta_e H_u} \left\{ \frac{Rg}{i_T \eta_M} [(m_T + m_{\Pi}) \sin \alpha + f_{Т.к} \left(\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_T \right) \cos \alpha + f_{Т.с} m_4] + (m_T + m_{\Pi}) \frac{R}{i_T} \frac{dn}{dt} + f_{Т.к} \frac{R}{i_T} Q_B(t) \right\} n(t); \quad (6)$$

– затрат эффективной мощности:

$$N_e = \frac{\pi R g}{30 i_T \eta_M} \left\{ [(m_T + m_{\Pi}) \sin \alpha + f_{Т.к} \left(\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_T \right) \cos \alpha + f_{Т.с} m_4] + \frac{\pi}{30} (m_T + m_{\Pi}) \frac{R}{i_T} \frac{dn}{dt} + f_{Т.к} \frac{R}{i_T} Q_B(t) \right\} n(t). \quad (7)$$

Динамическую составляющую нагрузки $Q_B(t)$ с учетом колебаний остова трактора с пачкой хлыстов определяем, решая систему уравнений Лагранжа, записанных в операторной форме:

$$\begin{pmatrix} m_5\omega^2 - 2c & m_6\omega^2 & 0 & \left| \begin{array}{l} (m_5 + m_6)e^{-s\tau} z_0\omega^2 \\ [m_6 + (m_5 + 4m_2)e^{-s\tau}]z_0\omega^2 \\ m_{\text{п}}e^{-s\tau} z_0\omega^2 \end{array} \right. \end{pmatrix}. \quad (8)$$

Решая систему уравнений (8) по Крамеру, получаем

$$Q_{\text{в}}(\omega) = \frac{8c_1 k_0^k z_0 \omega^2 (B^2 + D^2 + 4BD)}{(-a_0\omega^6 + a_2\omega^4 - a_4\omega^2 + a_6)^2 + (a_1\omega^4 - a_3\omega^2 + a_5)^2 \omega^2 \beta_3^2}. \quad (9)$$

В формулах (8) и (9):

$$m_5 = m_{\text{т}} + I_c / l_{\text{т}}^2;$$

$$m_6 = m_{\text{т}} - I_c / l_{\text{т}}^2;$$

I_c – момент инерции трактора относительно главной центральной оси инерции;

ω – частота колебания нагрузки на ведущей звездочке;

c – параметр суммарной жесткости четырех опорных пружин, $c = 4c_1$;

$S = j\omega$ ($j = \sqrt{-1}$);

β_3 – параметр демпфирования пачки хлыстов, $\beta_3 = 0,14\sqrt{c_3 m_3}$;

c_3 – жесткость пачки хлыстов;

c_1 – жесткость одной опорной пружины;

k_0^k – коэффициент осности кареток, $k_0^k = \cos \frac{\pi l}{l_{\text{н}}}$;

$$B = m_5 m_{\text{п}}^2 \omega^4 + m_{\text{т}} (c_3 - m_3 \omega^2) \left[\frac{I_c}{l_{\text{т}}^2} + \frac{m_2 m_5}{m_{\text{т}}} - c \right];$$

$$D = m_6 m_{\text{п}}^2 \omega^4 + 2m_{\text{п}}^2 \omega^2 \left(c - \omega^2 \frac{I_c}{l_{\text{т}}^2} \right) + (c_3 - m_3 \omega^2) \left[\left(\frac{I_c}{l_{\text{т}}^2} \omega^2 - c \right) (m_{\text{т}} + 2m_2) + 2m_2 m_6 \omega^2 \right];$$

$$a_0 = -4m_{\text{п}}^2 m_5 + (m_5^2 - m_6^2 + 4m_2 m_5) m_3;$$

$$a_2 = c(m_2 m_5 + 2m_2 m_3 - 2m_4^2) + c_3 (m_5^2 - m_6^2 + 4m_2 m_5);$$

$$a_4 = c[c_3 (m_5 + 2m_2) + c m_3]; \quad a_6 = c^2 c_3;$$

$$a_1 = m_5^2 - m_6^2 + 4m_2 m_5; \quad a_3 = c(m_5 + 2m_2); \quad a_5 = c^2.$$

Для сокращения объема излагаемого материала опустим промежуточные действия над формулами (5)–(7). Разделив их на возмущения $z_{\text{н}}(S)$, определим передаточные функции:

– касательной силы тяги:

$$W(S) = \frac{P_k(S)}{z_H(S)} = \frac{g}{z_H(S)} [(m_T + m_n) \sin \alpha + f_{т.к} (\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_T) \cos \alpha + f_{т.с} m_4] + (m_T + m_n) \frac{\pi R}{30 i_T} SU(S) + f_{т.к} \Theta_B(S); \quad (10)$$

– часового расхода топлива:

$$G(S) = \frac{B(S)}{z_H(S)} = \frac{0,12\pi}{\eta_e H_u} \left\{ \frac{Rg}{i_T \eta_M} [(m_T + m_n) \sin \alpha + f_{т.к} (\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_T) \cos \alpha + f_{т.с} m_4] + \frac{(m_T + m_n)R}{i_T} (n_0 S + \Phi) + f_{т.к} \frac{R}{i_T} \Theta_B(S) \right\} U(S); \quad (11)$$

– затрачиваемой мощности:

$$H(S) = \frac{N_e(S)}{z_H(S)} = \left\{ \frac{\pi Rg}{30 i_T \eta_M} [(m_T + m_n) \sin \alpha + f_{т.к} (\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_T) \cos \alpha + f_{т.с} m_4] + \frac{\pi R(m_T + m_n)}{30 i_T} (n_0 S + \Phi) + f_{т.к} \frac{R}{i_T} \Theta_B(S) \right\} U(S), \quad (12)$$

где $\Theta_B(S)$ – передаточная функция колебаний остова трактора совместно с

пачкой хлыстов, $\Theta_B(S) = \frac{Q_B(S)}{z_H(S)}$;

$U(S)$ – передаточная функция (динамическая характеристика) частоты вращения дизеля, $U(S) = \frac{n(S)}{z_H(S)}$;

$$\Phi = \left. \frac{dn}{dt} \right|_{t=0} = \text{const};$$

n_0 – постоянная составляющая частоты вращения коленчатого вала дизеля.

Согласно данным экспериментальных исследований двигателя СМД-18Н (ДПМ), передаточные функции (динамические характеристики) дизеля при работе на регуляторной и корректорной ветвях скоростной характеристики имеют существенные отличия [3]:

– на регуляторной ветви:

$$U_{\text{рег}}(S) = \frac{k_d (T_2^2 S^2 + 2T_2 \xi_1 S + 1)}{(T_1 S + 1)(T_3^2 S^2 + 2T_3 \xi_2 S + 1)(T_4 S + 1)}; \quad (13)$$

– на корректорной ветви:

$$U_{\text{кор}}(S) = \frac{k_d (\tau_2^2 S^2 + 2\tau_2 \psi_1 S + 1)(\tau_4^2 S^2 + 2\tau_4 \psi_3 S + 1)}{(T_1 S + 1)(\tau_3^2 S^2 + 2\tau_3 \psi_2 S + 1)(\tau_5^2 S^2 + 2\tau_5 \psi_4 S + 1)(\tau_6 S + 1)}, \quad (14)$$

где k_d – коэффициент передачи дизеля, $k_d = 1,80$ (Н·м·с)⁻¹;

T_1 – постоянная времени дизеля при работе на регуляторной и корректорной ветвях скоростной характеристики,

$$T_1 = \frac{\pi}{30} \left(I_d + m \frac{R^2}{i_T^2} \right) \frac{n_H^2}{N_H};$$

I_d – приведенный момент инерции подвижных элементов двигателя,
 $I_d = 2,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

N_H, n_H – номинальные мощность и частота вращения коленчатого вала соответственно;

$T_2, T_3, T_4, \tau_2, \tau_3, \tau_4, \tau_5, \tau_6$ – постоянные времени, $T_2 = 0,531 \text{ с}$; $T_3 = 0,398 \text{ с}$;
 $T_4 = 0,354 \text{ с}$; $\tau_2 = 0,53 \text{ с}$; $\tau_3 = 0,265 \text{ с}$; $\tau_4 = 0,199 \text{ с}$; $\tau_5 = 0,159 \text{ с}$;
 $\tau_6 = 0,113 \text{ с}$;

$\xi_1, \xi_2, \psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4$ – коэффициенты демпфирования, $\xi_1 = 0,20$; $\xi_2 = 0,03$;
 $\psi_1 = 0,20$; $\psi_2 = 0,03$; $\psi_3 = 0,19$; $\psi_4 = 0,13$.

В формулах (10)–(12) приравняем $S = j\omega$, определим модули передаточных функций и умножим на амплитуду входного возмущения, получим частотные характеристики с соответствующей размерностью:

– касательной силы тяги, Н:

$$P_k(\omega) = g[(m_T + m_H) \sin \alpha + f_{Т.к} \left(\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_T \right) \cos \alpha + f_{Т.с} m_4] + (m_T + m_H) \frac{\pi R}{30 i_T} \omega n(\omega) + f_{Т.к} Q_B(\omega); \quad (15)$$

– часового расхода топлива, г/ч:

$$B(\omega) = \frac{0,12\pi}{\eta_e H_u} \left\{ \frac{Rg}{i_T \eta_M} [(m_T + m_H) \sin \alpha + f_{Т.к} \left(\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_T \right) \cos \alpha + f_{Т.с} m_4] + \frac{(m_T + m_H)R}{i_T} (n_0 \omega + \Phi) + f_{Т.к} \frac{R}{i_T} Q_B(\omega) \right\} n(\omega); \quad (16)$$

– затрачиваемой мощности, Вт:

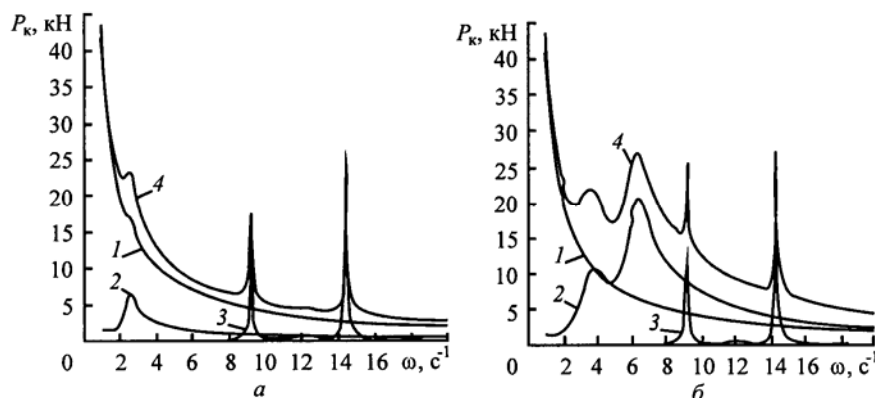


Рис. 2. Частотные характеристики касательной силы тяги трактора ВП-100 при работе дизеля на регуляторной (а) и корректорной (б) ветвях скоростной характеристики: 1 – спектр неровности пути; 2 – колебания частоты вращения дизеля; 3 – колебания остова трактора; 4 – суммарная АХЧ

$$N_e(\omega) = \left\{ \frac{\pi R g}{30 i_T \eta_M} [(m_T + m_{\Pi}) \sin \alpha + f_{Т.К} \left(\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_T \right) \cos \alpha + f_{Т.С} m_4] + \frac{(m_T + m_{\Pi}) \pi R}{30 i_T} (n_0 \omega + \Phi) + f_{Т.К} \frac{R}{i_T} Q_B(\omega) \right\} n(\omega). \quad (17)$$

В соответствии с функциями (15)–(17) и исходными конструктивными данными трактора ВП-100 в качестве примера вычислены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) при работе дизеля СМД-18Н (ДПМ) на регуляторной (рис. 2, а, 3, а) и корректорной (рис. 2, б, 3, б) ветвях скоростной характеристики при движении трактора на третьей передаче и подъеме $\alpha = 10^\circ$.

Из анализа частотных характеристик следует:

– при работе дизеля на регуляторной ветви скоростной характеристики (рис. 2, а, 3, а) собственные частоты вращения дизеля составляют $2,5 \text{ с}^{-1}$, остова трактора с пачкой хлыстов – $9,0$ и $14,5 \text{ с}^{-1}$. Пики динамической нагруженности в трансмиссии при $9,0 \text{ с}^{-1}$ равны 16 кН , при $14,5 \text{ с}^{-1}$ – 24 кН . Расход топлива при частоте $2,5 \text{ с}^{-1}$ составляет $0,95 \text{ кг/ч}$, при $9,0$ и $14,5 \text{ с}^{-1}$ – $0,18$ и $0,12 \text{ кг/ч}$, дополнительно к расходу топлива $B_0 = 18,5 \text{ кг/ч}$ при квазистатическом (среднем) режиме нагружения;

– при работе дизеля на корректорной ветви скоростной характеристики, в режиме ДПМ (рис. 2, б, 3, б) собственные частоты вращения дизеля составляют $3,6$ и $6,5 \text{ с}^{-1}$, остова трактора с пачкой хлыстов – $9,0$ и $14,5 \text{ с}^{-1}$. Близость второго диапазона резонансной частоты ($\omega = 6,5 \text{ с}^{-1}$) дизеля к первому диапазону резонансной частоты ($\omega = 9,0 \text{ с}^{-1}$) колебаний остова трактора с пачкой хлыстов увеличивает амплитуду колебаний касательной силы тяги, что способствует усилению динамической нагруженности трансмиссии и двигателя. Часовой расход топлива имеет наибольшее значение на второй

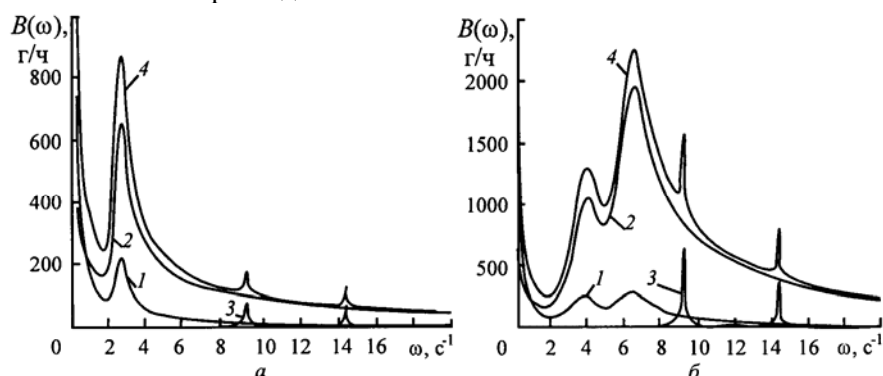


Рис. 3. Частотные характеристики часового расхода топлива на регуляторной (а) и корректорной (б) ветвях скоростной характеристики: 1 – расход дизелем без трактора; 2 – расход без учета колебаний остова трактора с пачкой хлыстов; 3 – расход от колебаний остова трактора; 4 – суммарный расход топлива от всех составляющих

резонансной частоте дизеля ($\omega = 6,5 \text{ с}^{-1}$), равное 2,24 кг/ч. Объясняется это отсутствием влияния регулятора скорости и близостью первой резонансной частоты ($\omega = 9,0 \text{ с}^{-1}$) колебаний остова трактора с пачкой хлыстов.

Нетрудно заметить, что площади под кривыми частотных характеристик $P_{\kappa}(\omega)$, $B(\omega)$ при работе дизеля на регуляторной ветви скоростной характеристики меньше, чем на корректорной ветви. Следовательно, динамическая нагруженность в силовой передаче и расход топлива в динамике больше во втором случае.

Полные значения касательной силы тяги $P_{\kappa.п}$, часового расхода топлива $B_{п}$ и затрачиваемой мощности $N_{еп}$ с учетом квазистатических величин $P_{\kappa 0}$, B_0 , N_{e0} определяют по формулам

$$P_{\kappa.п} = P_{\kappa 0} + \frac{1}{\omega_p} \int_{\omega=0}^{\omega=\infty} P_{\kappa}(\omega) d\omega; \quad (18)$$

$$B_{п} = B_0 + \frac{1}{\omega_p} \int_{\omega=0}^{\omega=\infty} B(\omega) d\omega; \quad (19)$$

$$N_{еп} = N_{e0} + \frac{1}{\omega_p} \int_{\omega=0}^{\omega=\infty} N_e(\omega) d\omega, \quad (20)$$

где ω_p – низшая резонансная частота системы;

$$P_{\kappa 0} = g[(m_{\tau} + m_{п}) \sin \alpha + f_{\tau.к} \left(\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_{\tau} \right) \cos \alpha + f_{\tau.с} m_4];$$

$$B_0 = \frac{0,12\pi}{\eta_e H_u} \left\{ \frac{Rg}{i_{\tau} \eta_{\text{м}}} [(m_{\tau} + m_{п}) \sin \alpha + f_{\tau.к} \left(\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_{\tau} \right) \cos \alpha + f_{\tau.с} m_4] \right\};$$

$$N_{e0} = \left\{ \frac{\pi Rg}{30 i_{\tau} \eta_{\text{м}}} [(m_{\tau} + m_{п}) \sin \alpha + f_{\tau.к} \left(\frac{m_3 l_2}{l_1 + l_2} + m_2 + m_{\tau} \right) \cos \alpha + f_{\tau.с} m_4] \right\}.$$

Например, согласно (19) полный расход топлива при работе дизеля на регуляторной ветви скоростной характеристики и резонансных частотах составит: $B_{п} = 18,5 + 0,3 = 18,8$ кг/ч; на корректорной ветви $B_{п} = 18,5 + 2,24 = 20,74$ кг/ч, т. е. почти на 2 кг/ч меньше.

Выводы

1. Построенная математическая модель лесопромышленной машины позволяет: на стадии проектирования определять, анализировать и снижать нагруженность в силовой передаче, затраты мощности и часовой расход топлива; в процессе эксплуатации прогнозировать энергозатраты и нормировать расход топлива.

2. Для снижения нагруженности в силовой передаче, а также часового расхода топлива и затрат мощности необходимо установить демпфирующие устройства в системе подрессоривания остова трактора и зажимного коника в соответствии с расчетными параметрами, а также гаситель колебаний рейки топливного насоса в системе регулирования скорости и подачи топлива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1.. Амплитудно-частотные характеристики крутящего момента и частоты вращения дизеля с высоким коэффициентом приспособляемости [Текст] / В.П. Антипин, М.Я. Дурманов, Г.В. Каршев, О.А. Михайлов // Двигателестроение. – 2006. – № 1 (223). – С. 31–34.
2. Крутов, В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект [Текст] / В.И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1978. – 472 с.
3. Харитончик, Е.М. Теоретические основы методов повышения эффективности тракторов с двигателями постоянной мощности (ДПМ) [Текст] / Е.М. Харитончик // Сб. науч. тр. Воронеж. с.-х. ин-та. – 1980. – Т. 109. – С. 5–18.

С.-Петербургская государственная
лесотехническая академия

Поступила 31.08.07

V.I. Varava, V.P. Antipin, G.V. Karshev, O.A. Mikhailov

Saint-Petersburg State Forest-Technical Academy

Comparative Analysis of Power Consumption of Tractor VP-100 in Load Motion Mode

Mathematical model for power consumption of tractor VP-100 is developed for unsteady load motion mode. The comparative analysis of hourly fuel consumption and tangential tractive effort is carried out under the diesel engine work at the regulatory and corrected speed ability. The ways for reducing power consumption and dynamic loading of transmission are offered.

Keywords: forest-industrial tractor, energy consumption, frequency characteristics.