



УДК. 629.114.2.001.24

В.П. Антипин, Е.Н. Власов, Г.В. Каршев, К.С. Щеголев

ВЛИЯНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ТРАНСМИССИИ НА ЭНЕРГОЗАТРАТЫ ТРАКТОРА ЛХТ-100

Получены аналитические выражения, устанавливающие взаимосвязь конструктивных параметров трактора и динамических характеристик двигателя, их влияние на энергозатраты на неустановившихся режимах.

Ключевые слова: трактор, расход, топливо, двигатель, трансмиссия, неустановившийся режим, касательная сила тяги, мощность, сопротивление движению.

При проектировании лесопромышленных и лесохозяйственных тракторов количество передач и их передаточные числа подбирают исходя из заданных значений скорости движения v трактора и касательной силы тяги P_k . При этом не корректируют передаточные числа трансмиссии i_t в зависимости от величины энергозатрат – мощности N_e , часового B и удельного g_e расходов топлива с учетом неустановившихся нагрузочного и скоростного режимов работы трактора. Это объясняется рядом причин:

- отсутствием отработанных методик расчета, учитывающих конструктивные параметры трактора, возможные неустановившиеся нагрузочные и скоростные режимы, характеристики макро- и микрорельефа местности;
- отсутствием ГОСТа на динамические характеристики двигателей внутреннего сгорания.

Известны следующие выражения:

часового расхода топлива двигателем [4]:

$$B = 3,6 g_{ц} i_{д} \omega / (\pi \tau_{д}); \quad (1)$$

цикловой подачи топлива:

$$g_{ц} = \pi \tau_{д} M_e / (\eta_i H_u i_{д}); \quad (2)$$

индикаторной мощности двигателя:

$$N_i = M_i \omega = \omega (M_e + M_{м.п.}) \quad (3)$$

и эффективного крутящего момента, развиваемого двигателем:

$$M_e = P_k R_s / (i_t \eta_t \eta_{дж}), \quad (4)$$

где i_d , τ_d – количество цилиндров и тактность двигателя соответственно;
 ω – угловая частота вращения коленчатого вала;
 η_i – индикаторный к.п.д. двигателя;
 H_u – низшая теплотворная способность топлива;
 R_3 – радиус ведущей звездочки (колеса) трактора;
 η_T – к.п.д. трансмиссии;
 $\eta_{дж}$ – к.п.д. движителя;
 $M_{м.п}$ – момент механических потерь в парах трения двигателя,

$$M_{м.п} = V_h i_d (0,8 + 0,17 r n) / \tau_d,$$

где V_h – рабочий объем одного цилиндра двигателя;
 r – радиус кривошипа коленчатого вала;
 n – частота вращения коленчатого вала.

Рассмотрим работу трактора с плугом. С учетом формулы акад. В.П. Горячкина [1] и динамической составляющей нагрузки от угловых колебаний корпуса трактора $Q_T(t)$ выражение касательной силы тяги можно записать так:

$$P_K = g[(m_T + m_{пл}) \sin \alpha + f_{Т.к} m_T \cos \alpha] + (m_T + m_{пл}) \frac{dv}{dt} + m_{пл} g f_{Т.с} + k_{п} ab + \xi abv^2 + f_{Т.к} Q(t), \quad (5)$$

где m_T – масса трактора;
 $m_{пл}$ – масса плуга;
 α – угол подъема поверхности движения трактора;
 $f_{Т.к}$ – коэффициент сопротивления качению трактора;
 $f_{Т.с}$ – коэффициент, учитывающий трение поверхности плуга о дно и стенку борозды;
 $k_{п}$ – удельное сопротивление почвы;
 a – глубина обработки почвы;
 b – ширина захвата плуга;
 ξ – коэффициент динамичности, зависящий от формы отвала и свойств почвы;
 g – ускорение свободного падения.

Выразим скорость движения трактора через частоту вращения n коленчатого вала двигателя и передаточное число трансмиссии i_T : $v = \pi R_3 n / (30 i_T)$. Решая совместно уравнения (1)–(5), находим:

B – часовой расход топлива при работе трактора на пахоте:

$$B = \frac{3,6\pi}{30 \eta_i H_u} \left\{ \frac{R_3 n}{i_T \eta_T \eta_{дж}} [(m_T + m_{пл}) g \sin \alpha + f_{Т.к} m_T \cos \alpha + m_{пл} g f_{Т.с} + k_{п} ab + \left(\frac{\pi R_3}{30 i_T \eta_T \eta_{дж}} \right)^2 \xi abn^2 + (m_T + m_{пл}) \frac{dn}{dt}] + \left[\frac{V_h i_d}{\tau_d} (0,8 + 0,17 r n) + f_{Т.к} Q(t) \right] n \right\}; \quad (6)$$

N_i – затраты мощности:

$$N_i = \frac{\pi R_3 n}{30 i_T \eta_T \eta_{ДЖ}} [(m_T + m_{шл}) g \sin \alpha + f_{Т.К} m_T g \cos \alpha + m_{шл} g f_{Т.С} + k_{п} ab + \left(\frac{\pi R_3}{30 i_T \eta_T \eta_{ДЖ}} \right)^2 \xi ab n^2 + (m_T + m_{шл}) \frac{dn}{dt}] + \left[\frac{V_h i_{дл}}{\tau_{д}} (0,8 + 0,17 m) + f_{Т.К} Q(t) \right] n. \quad (7)$$

В целях исследования влияния неустановившихся режимов на энергозатраты запишем уравнения (5)–(7) в приращениях во времени t и, используя преобразования Лапласа, представим в операторном виде. Исходя из понятия передаточной функции [3], разделив левую и правую части выражений на преобразованную по Лапласу переменную составляющую нагрузки $z_H(s)$ на ведущей звездочке трактора, получим следующие выражения:

$W_{P_k}(s)$ – касательной силы тяги:

$$W_{P_k}(s) = \frac{P_k(s)}{z_H(s)} = \frac{g}{s} [(m_T + m_{шл}) \sin \alpha + f_{Т.К} m_T \cos \alpha + f_{Т.К} Q(s) + \frac{1}{s} (m_{шл} g f_{Т.С} + k_{п} ab) + 2 \left(\frac{\pi R_3}{30 i_T} \right)^2 \xi ab n_0 U(s) + \frac{\pi}{30} i_T R_3 (m_T + m_{шл}) s U(s)]; \quad (8)$$

$W_B(s)$ – часового расхода топлива:

$$W_B(s) = \frac{B(s)}{z_H(s)} = \frac{3,6\pi}{30 \eta_i H_u} \left\{ \frac{R_3}{i_T \eta_T \eta_{ДЖ}} [(m_T + m_{шл}) g \sin \alpha + f_{Т.К} m_T g \cos \alpha + m_{шл} g f_{Т.С} + k_{п} ab + 3 \left(\frac{\pi R_3}{30 i_T \eta_T \eta_{ДЖ}} \right)^2 \xi ab n_0^2 + (m_T + m_{шл}) (\Phi + n_0 s)] U(s) + \left[\frac{V_h i_{дл}}{\tau_{д}} (0,8 + 0,34 m_0) + f_{Т.К} Q(s) \right] U(s) \right\}; \quad (9)$$

$W_{N_i}(s)$ – затрат мощности:

$$W_{N_i}(s) = \frac{\pi R_3}{30 i_T \eta_T \eta_{ДЖ}} [(m_T + m_{шл}) g \sin \alpha + f_{Т.К} m_T g \cos \alpha + m_{шл} g f_{Т.С} + k_{п} ab + 3 \left(\frac{\pi R_3}{30 i_T \eta_T \eta_{ДЖ}} \right)^2 \xi ab n_0^2 + (m_T + m_{шл}) (\Phi + n_0 s)] U(s) + [f_{Т.К} Q(s) + \frac{\pi V_h i_{дл}}{30 \tau_{д}} (0,8 + 0,34 m_0)] U(s). \quad (10)$$

Здесь $U(s) = n(s)/z_H(s)$ – передаточная функция (динамическая характеристика) двигателя;

$s = d/dt$ – оператор дифференцирования;

$\Phi = dn/dt|_{t=0}$ – константа, определяемая теоретически или из экспериментальной переходной характеристики;

n_0 – математическое ожидание постоянной составляющей частоты вращения двигателя;

$Q(s)$ – передаточная функция угловых колебаний остова трактора относительно шарнира O (рис.1).

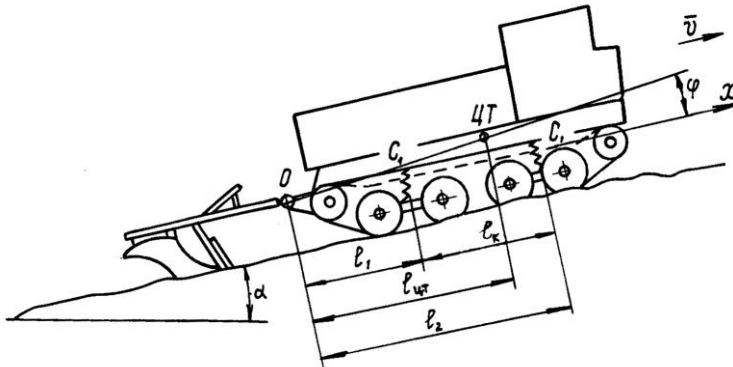


Рис. 1. Схема трактора ЛХТ-100 с плугом ПКЛ-70

Определим динамическую составляющую нагрузки $Q(t)$ от угловых колебаний корпуса трактора относительно шарнира O , соединяющего трактор с плугом. Составим выражения для кинетической (T) и потенциальной (Π) энергии, а также диссипации (R) системы трактор – плуг:

$$\left. \begin{aligned} T &= \frac{1}{2}(m_T + m_{пл})\dot{x}^2 + \frac{1}{2}I_o\dot{\varphi}^2; \\ \Pi &= \frac{1}{2}c(l_1\varphi - z_{н1})^2 + \frac{1}{2}c(l_2\varphi - z_{н2})^2; \\ R &= \frac{1}{2}\beta(l_1^2 + l_2^2)\dot{\varphi}^2. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Введя выражения T , Π , R в уравнение Лагранжа по обобщенным координатам x и φ , получим следующие дифференциальные уравнения:

$$\left. \begin{aligned} (m_T + m_{пл})\ddot{x} &= P_K - P_c; \\ I_o\ddot{\varphi} + \beta(l_1^2 + l_2^2)\dot{\varphi} + c(l_1^2 + l_2^2)\varphi &= c(l_1 + l_2)z_0k_0e^{-j\omega t}, \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где P_c – суммарные силы сопротивления;

I_o – момент инерции трактора относительно шарнира O ,

$I_o = I_c + ml_{\text{цт}}^2$ (I_c – момент инерции трактора относительно поперечной оси, проходящей через центр тяжести);

c_1 – жесткость одной пружины, $c = 4c_1$;

β – коэффициент демпфирования, $\beta = v\sqrt{cm}$ (m – подрессоренная масса трактора);

k_o – коэффициент осности, $k_o = \cos(2\pi l_k/l_n) \leq 1$, l_k – расстояние между каретками; l_n – расстояние между неровностями;

z_o – высота неровности микрорельефа;

$z_{н1}, z_{н2}$ – высота неровности под первой и второй каретками соответственно;

l_1, l_2 – расстояние от шарнира O соответственно до задней и передней оси трактора;

φ – угол колебаний трактора.

Введя $s = d/dt$, запишем (12) в операторном виде:

$$\varphi(s) = z_o k_o c (l_1 + l_2) [I_o s^2 + \beta s (l_1^2 + l_2^2) + c (l_1^2 + l_2^2)]^{-1}. \quad (13)$$

Заменяя $s = j\omega$, запишем амплитудно-фазовую частотную характеристику угловых ускорений трактора $\varepsilon(j\omega)$:

$$\varepsilon(j\omega) = z_o k_o c (l_1 + l_2) [c (l_1^2 + l_2^2) - I_o \omega^2 + j\omega \beta (l_1^2 + l_2^2)]. \quad (14)$$

Критерием динамической нагруженности от угловых колебаний трактора относительно шарнира O является главный момент сил инерции:

$$M_{\text{гл}}(\omega) = \frac{I_o z_o k_o c (l_1 + l_2)}{\sqrt{[c (l_1^2 + l_2^2) - I_o \omega^2]^2 + \omega^2 \beta^2 (l_1^2 + l_2^2)^2}}. \quad (15)$$

При этом динамическая составляющая нагрузки от угловых колебаний корпуса трактора $Q(\omega)$ определяется как отношение $M_{\text{гл}}(\omega)/l_{\text{цт}}$, где $l_{\text{цт}}$ – расстояние от шарнира O до центра тяжести трактора.

Выражение резонансной частоты угловых колебаний остова трактора имеет вид

$$\omega_{\text{рез}} = \sqrt{c (l_1^2 + l_2^2) / I_o}. \quad (16)$$

Сопротивление движению трактора с плугом представляет собой стационарный случайный процесс [5], поэтому в соответствии с теоремой Винера – Хинчина [2] и понятием математического ожидания спектральной плотности случайного процесса для исследуемых параметров можно записать:

$M_{P_k}(\omega)$ – математическое ожидание спектральной плотности касательной силы тяги:

$$M_{P_k}(\omega) = \left[\frac{1}{\pi} \int_{\omega=0}^{\omega=\infty} |W_{P_k}(j\omega)|^2 S_H(\omega) P_H(\omega) d\omega \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (17)$$

$M_B(\omega)$ – математическое ожидание спектральной плотности часового расхода топлива:

$$M_B(\omega) = \left[\frac{1}{\pi} \int_{\omega=0}^{\omega=\infty} |W_B(j\omega)|^2 S_H(\omega) P_H(\omega) d\omega \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (18)$$

$M_{N_i}(\omega)$ – математическое ожидание спектральной плотности затрат мощности:

$$M_{N_i}(\omega) = \left[\frac{1}{\pi} \int_{\omega=0}^{\omega=\infty} |W_{N_i}(j\omega)|^2 S_H(\omega) P_H(\omega) d\omega \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (19)$$

где $S_H(\omega)$ – спектральная плотность нагрузки;

$P_H(\omega)$ – плотность вероятности появления гармоник случайного процесса с частотой ω ;

$$j = \sqrt{-1}.$$

В соответствии с формулами (6), (7), (18), (19) определим полные значения:

B_{Π} – часового расхода топлива:

$$B_{\Pi} = B_o + M_B(\omega); \quad (20)$$

$N_{\text{ип}}$ – затрат мощности:

$$N_{\text{ип}} = N_{\text{io}} + M_{N_i}(\omega), \quad (21)$$

где

$$B_o = \frac{3,6\pi n_o}{30\eta_i H_u} \left\{ \frac{R_3}{i_T \eta_T \eta_{\text{дж}}} [(m_T + m_{\text{пл}})g \sin \alpha + f_{\text{т.к}} m_T g \cos \alpha + m_{\text{пл}} g f_{\text{т.с}} + k_{\text{п}} ab + \left(\frac{\pi R_3}{30i_T \eta_T \eta_{\text{дж}}} \right)^2 \xi_5 ab n_o^2] + \frac{V_h i_d}{\tau_d} (0,8 + 0,17 m_o) n_o \right\}; \quad (22)$$

$$N_{\text{io}} = \frac{\pi R_3 n_o}{30i_T \eta_T \eta_{\text{дж}}} [(m_T + m_{\text{пл}})g \sin \alpha + f_{\text{т.к}} m_T g \cos \alpha + m_{\text{пл}} g f_{\text{т.с}} + k_{\text{п}} ab + \left(\frac{\pi R_3}{30i_T \eta_T \eta_{\text{дж}}} \right)^2 \xi_5 ab n_o^2] + \frac{V_h i_d}{\tau_d} (0,8 + 0,17 m_o) n_o. \quad (23)$$

Для примера выполним расчет частотных характеристик энергозатрат трактора ЛХТ-100 при нарезании борозд плугом ПКЛ-70. Примем следующие исходные данные: $\eta_i = 0,41$; $H_u = 41,3 \cdot 10^3$ кДж/кг; $R_3 = 0,236$ м; $\eta_T = 0,85$; $\eta_{\text{дж}} = 0,8$; $\Phi = 450$ с⁻²; $n_o = 1500$ об/мин; $V_h = 1,575$ л; $i_d = 4$; $r = 0,160$ м; $m_T = 9600$ кг; $m_{\text{пл}} = 600$ кг; $f_{\text{т.к}} = 0,1$; $f_{\text{т.с}} = 0,45$; $k_{\text{п}} = 7,0 \cdot 10^4$ Н/м²;

$a = 0,15$ м; $b = 0,70$ м; $\xi = 2000$ Н·с²/м⁴; $\alpha = 10^\circ$; $I_c = 23936$ кг·м²; $m = 7750$ кг; $c = 2,8 \cdot 10^6$ Н/м; $z_0 = 0,025$ м; $k_0 = 0,7$; $\beta = 14731$ Н/м; $l_k = 1,75$ м; $l_1 = 1,35$ м; $l_2 = 3,10$ м; $l_{ц.т} = 2,73$ м.

Используем для расчета характеристик (8)–(10) формулы (15), (16), а также выражение экспериментально полученной передаточной функции $U(s)$ двигателя СМД-18Н:

$$U(s) = \frac{k(T_2^2 s^2 + 2T_2 \xi_1 s + 1)}{(T_1 s + 1)(T_3^2 s^2 + 2T_3 \xi_2 s + 1)(T_4 s + 1)}. \quad (24)$$

Здесь k – коэффициент передачи, $k = 1,85$;
 ξ_1, ξ_2 – коэффициенты затухания, $\xi_1 = 0,30$; $\xi_2 = 0,25$;
 T_1, T_2, T_3, T_4 – постоянные времени трактора, $T_2 = 0,531$ с;
 $T_3 = 0,398$ с; $T_4 = 0,354$ с;

$$T_1 = (\pi/30)[I_d + (m_t + m_{ш})R_3^2/i_t^2]n_n^2/N_n,$$

где I_d – приведенный момент инерции двигателя, $I_d = 2,04$ кг·м²;

n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, $n_n = 1800$ об/мин;

N_n – номинальная мощность двигателя, $N_n = 75$ кВт.

Допустим, что трактор работает на III передаче, передаточное число трансмиссии $i_t = 34,84$. Тогда постоянная времени трактора $T_1 = 11,34$ с. Соответственно, с учетом выражения (24) получим частотные характеристики при работе трактора на III передаче (рис. 2).

На рис. 3 приведены графики часового расхода топлива, затрат мощности и математического ожидания спектральной плотности касательной силы тяги $M_{P_k}(\omega)$ в зависимости от передаточного числа трансмиссии.

В таблице представлены значения удельных расходов топлива по передачам: в статике $g_{eo} = B_0/N_{i0}$; в динамике $g_e(\omega) = M_B(\omega)/M_{Ni}(\omega)$; их процентное соотношение $g_e(\omega)/g_{eo} \cdot 100$.

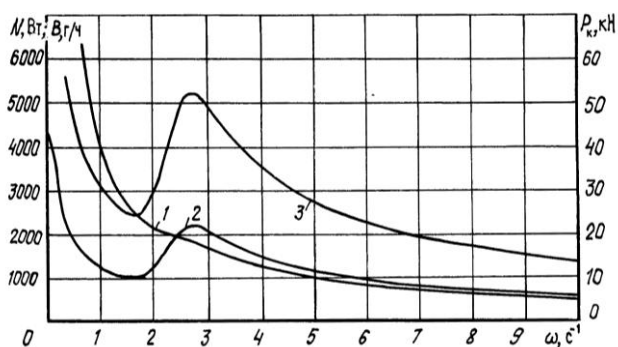
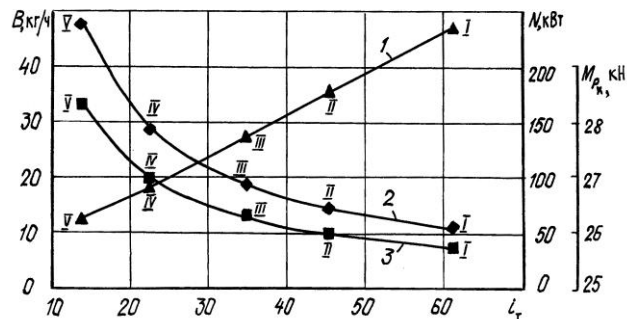


Рис. 2. Частотные характеристики энергосъема трактора ЛХТ-100 при работе с плугом ПКЛ-70 на III передаче: 1 – $P_k(\omega)$; 2 – $B(\omega)$; 3 – $N(\omega)$;

Рис. 3. Графики энергонагруженности по передачам:
 I – V – номера передач;
 1 – $M_{P_k}(i_T)$; 2 – $B_{II}(i_T)$;
 3 – $N_{in}(i_T)$



№ передачи	Передаточное число i_T	g_{eo} , кг/(кВт·ч)	$g_e(\omega)$, кг/(кВт·ч)	$\frac{g_e(\omega)}{g_{eo}} \cdot 100, \%$
I	61,19	0,281	0,403	143,4
II	45,46	0,281	0,408	145,2
III	34,84	0,281	0,416	148,0
IV	22,52	0,281	0,415	147,6
V	13,81	0,281	0,417	148,4

Очевидно, пересечение кривых $M_{P_k}(i_T)$, $B(i_T)$, $N_{in}(i_T)$ на рис. 3 указывает на диапазон передаточных чисел трансмиссии с оптимальным расходом топлива и затратами мощности при незначительной динамической нагруженности в силовой передаче на пахоте.

Выводы

1. Построенная математическая модель устанавливает взаимосвязь конструктивных параметров трактора и динамических характеристик двигателя, их влияние на энергозатраты.
2. Динамические характеристики двигателя являются основными факторами, определяющими энергозатраты трактора при работе в неустановившемся режиме.
3. При выборе передаточного ряда трансмиссии необходима коррекция передаточных чисел в соответствии с часовым расходом топлива и затратами мощности.
4. Снижение динамической нагруженности позволит расширить диапазон оптимальных передаточных чисел трансмиссии, при котором уменьшатся затраты мощности, часового и удельного расходов топлива в динамике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Албяков М.П. Справочник механизатора лесного хозяйства / М.П. Албяков [и др.]. – М.: Лесн. пром-сть, 1977. – 296 с.
2. Вентцель Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель. – М.: Высш. шк., 2000. – 575 с.

3. Деруссо П. Пространство состояний в теории управления / П. Деруссо [и др.]. – М.: Наука, 1970. – 620 с.
4. Крутов В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект / В.И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1978. – 472 с.
5. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А.Б. Лурье. – Л.: Колос, 1970. – 376 с.

С.-Петербургская государственная
лесотехническая академия
Архангельский государственный
технический университет

Поступила 26.08.03

V.P. Antipin, E.N. Vlasov, G.V. Karshev, K.S. Shchegolev
**Influence of Transmission Gear-ratio on Power Inputs
of Tractor LHT-100**

The analytical formulae have been received setting the interrelation of tractor constructive parameters and engine dynamic behavior, their influence on energy inputs under unsteady modes of operation.
