

НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ РАБОТ

In article questions of research loading transmissions of a caterpillar are considered at performance harvesting works. The mathematical model is resulted, the area of its applicability is shown.

При выполнении лесозаготовительных работ трансмиссия трактора постоянно подвергается переменным динамическим нагрузкам. Поэтому вопрос об оценке нагруженности является актуальным.

Для определения нагруженности составляется динамическая схема, по которой и производится оценка основных параметров. Оценочными критериями выступают силы и моменты, действующие на соответствующие звенья трансмиссии.

Гусеничный трактор в целом и трансмиссия, как его составная часть, являются системами с распределенными параметрами, но при разработке расчетной схемы трансмиссия представляется в виде колебательной системы с дискретными параметрами. Основанием для возможности дискретизации является наличие в трансмиссиях выраженного дискретного спектра собственных частот колебаний в диапазоне до 200 Гц [1, с. 17]. В системах, приведенных к дискретному виду, все детали заменяются элементами, каждый из которых характеризуется только одним из параметров: инерционностью, податливостью или демпфированием. После дискретизации трансмиссия представляется в виде механической колебательной системы, состоящей из множества сосредото-

ченных масс, соединенных безинерционными упругими и демпфирующими связями. В процессе колебаний инерционные звенья системы обладают только кинетической энергией, податливые – потенциальной, демпфирующие – диссипативной. В модели трансмиссии силы неупругого сопротивления принимаются пропорциональными скоростям относительного перемещения масс [2, с. 103].

С учетом вышеизложенного разработана расчетная динамическая схема трансмиссии (рис. 1).

В данной расчетной схеме приняты следующие обозначения: I_1 – момент инерции двигателя вместе с ведущими частями сцепления; I_2 – момент инерции ведомых частей сцепления; I_3 – момент инерции элементов коробки передач; I_4 – момент инерции центральной шестерни привода механизма поворота; I_5, I_6 – моменты инерции ведущих шестерен механизма поворота; I_7, I_8 – моменты инерции коронной шестерни механизма поворота; I_9, I_{10} – моменты инерции солнечной шестерни механизма поворота; I_{11}, I_{12} – моменты инерции участков трансмиссии от ведомых элементов механизма поворота до ведомых шестерен главных передач; I_{13}, I_{14} – моменты инерции главных передач; I_{15}, I_{16} – моменты инерции бортового редуктора; I_{17}, I_{18} –

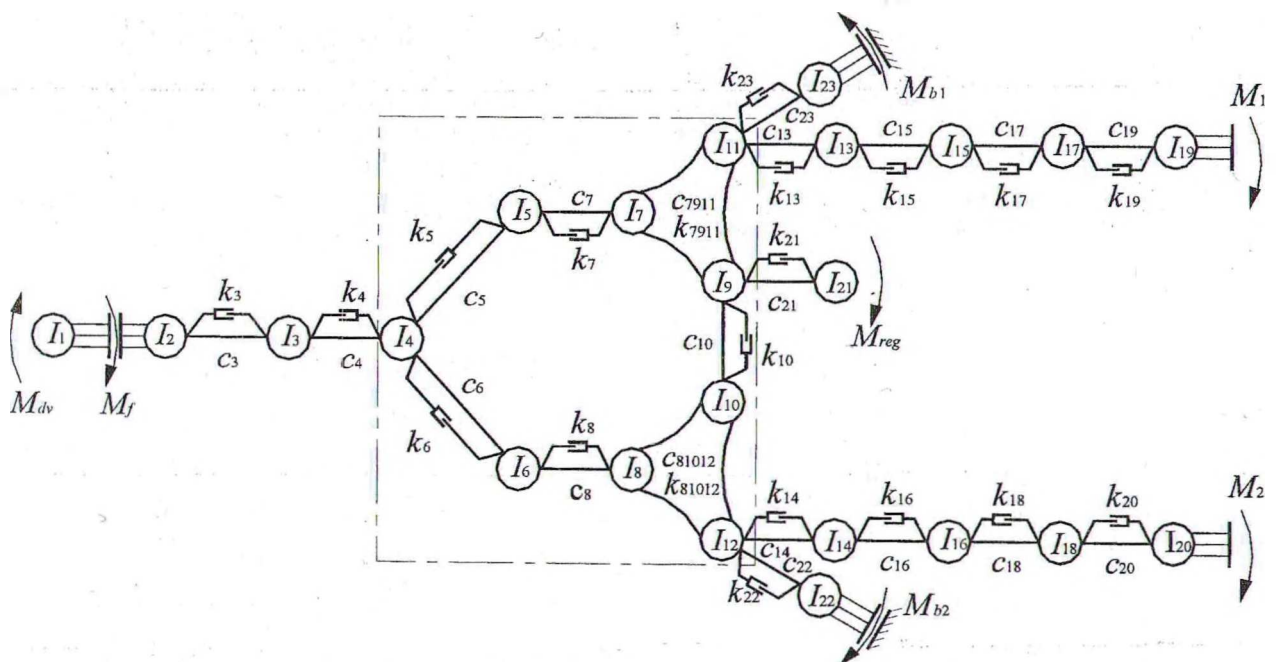


Рис. 1. Расчетная схема трансмиссии гусеничного трактора

моменты инерции бортовой передачи; I_{19} , I_{20} – моменты инерции движителя; I_{21} – момент инерции регулирующей шестерни; I_{22} , I_{23} – моменты инерции вращающихся деталей тормозных механизмов; c_3 , k_3 – крутильная жесткость и демпфирование ведомых частей сцепления и первичного вала коробки передач; c_4 , k_4 – крутильная жесткость и демпфирование элементов коробки передач; c_5 , k_5 , c_6 , k_6 – крутильные жесткости и демпфирования зацепления центральной шестерни с ведущими шестернями механизма поворота; c_7 , k_7 , c_8 , k_8 – крутильные жесткости и демпфирования участка механизма поворота от ведущей шестерни до коронной шестерни механизма поворота; c_{10} , k_{10} – крутильная жесткость и демпфирование зацепления солнечных шестерен планетарных механизмов; c_{7911} , c_{81012} , k_{7911} , k_{81012} – крутильные жесткости и демпфирования планетарных механизмов; c_{13} , c_{14} , k_{13} , k_{14} – крутильные жесткости и демпфирования участков трансмиссии от ведомых элементов планетарных механизмов поворота до ведущих шестерен главных передач; c_{15} , c_{16} , k_{15} , k_{16} – крутильные жесткости и демпфирования участков

трансмиссии от главных передач до бортовых редукторов; c_{17} , c_{18} , k_{17} , k_{18} – крутильные жесткости и демпфирования участков трансмиссии от бортовых редукторов до бортовых передач; c_{19} , c_{20} , k_{19} , k_{21} – крутильные жесткости и демпфирования движителей; c_{21} , k_{21} – крутильная жесткость и демпфирование привода регулирующей шестерни; c_{22} , k_{22} , c_{23} , k_{23} – крутильные жесткости и демпфирования участков трансмиссии от водила до тормозных механизмов; M_{dv} , M_f – моменты, развиваемые двигателем и сцеплением соответственно; M_{b1} , M_{b2} – моменты, развиваемые тормозными механизмами; M_1 , M_2 – моменты, действующие со стороны опорной поверхности на движители отстающего и забегающего бортов соответственно, величины данных моментов ограничены условиями сцепления движителя с почвой; M_{reg} – крутящий момент на регулирующем звене механизма поворота; ω_i – угловые скорости соответствующих инерционных звеньев.

Тогда математическая модель трансмиссии трактора в принятых на схеме обозначениях будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned}
 I_1 \dot{\omega}_1 &= M_{dv} - M_f; \quad I_2 \dot{\omega}_2 = M_f - M_{23} - k_3 (\omega_2 - \omega_3); \quad I_3 \dot{\omega}_3 = M_{23} + k_3 (\omega_2 - \omega_3) - M_{34} - k_4 (\omega_3 - \omega_4); \\
 I_4 \dot{\omega}_4 &= M_{34} + k_4 (\omega_3 - \omega_4) - M_{45} - k_5 (\omega_4 - \omega_5) - M_{46} - k_6 (\omega_4 - \omega_6); \\
 I_5 \dot{\omega}_5 &= M_{45} + k_5 (\omega_4 - \omega_5) - M_{57} - k_7 (\omega_5 - \omega_7); \quad I_6 \dot{\omega}_6 = M_{46} + k_6 (\omega_4 - \omega_6) - M_{68} - k_8 (\omega_6 - \omega_8); \\
 I_7 \dot{\omega}_7 &= M_{57} + k_7 (\omega_5 - \omega_7) - M_{7911} - k_{7911} (\omega_7 - \omega_9/k - \omega_{11} (k+1)/k); \\
 I_8 \dot{\omega}_8 &= M_{68} + k_8 (\omega_6 - \omega_8) - M_{81012} - k_{81012} (\omega_8 - \omega_{10}/k - \omega_{12} (k+1)/k); \\
 I_9 \dot{\omega}_9 &= M_{7911} + k_{7911} (\omega_7 - \omega_9/k - \omega_{11} (k+1)/k) - M_{910} - k_{10} (\omega_9 - \omega_{10}) - M_{923} - k_{23} (\omega_9 - \omega_{23}); \\
 I_{10} \dot{\omega}_{10} &= M_{81012} + k_{81012} (\omega_8 - \omega_{10}/k - \omega_{12} (k+1)/k) - M_{910} - k_{10} (\omega_9 - \omega_{10}); \\
 I_{11} \dot{\omega}_{11} &= M_{7911} + k_{7911} (\omega_7 - \omega_9/k - \omega_{11} (k+1)/k) - M_{1123} - k_{23} (\omega_{11} - \omega_{23}) - M_{1113} - k_{13} (\omega_{11} - \omega_{13}); \\
 I_{12} \dot{\omega}_{12} &= M_{81012} + k_{81012} (\omega_8 - \omega_{10}/k - \omega_{12} (k+1)/k) - M_{1222} - k_{22} (\omega_{12} - \omega_{22}) - M_{1214} - k_{14} (\omega_{12} - \omega_{14}); \\
 I_{13} \dot{\omega}_{13} &= M_{1113} + k_{13} (\omega_{11} - \omega_{13}) - M_{1315} - k_{15} (\omega_{13} - \omega_{15}); \\
 I_{14} \dot{\omega}_{14} &= M_{1214} + k_{14} (\omega_{12} - \omega_{14}) - M_{1416} - k_{16} (\omega_{14} - \omega_{16}); \\
 I_{15} \dot{\omega}_{15} &= M_{1315} + k_{15} (\omega_{13} - \omega_{15}) - M_{1517} - k_{17} (\omega_{15} - \omega_{17}); \\
 I_{16} \dot{\omega}_{16} &= M_{1416} + k_{16} (\omega_{14} - \omega_{16}) - M_{1618} - k_{18} (\omega_{16} - \omega_{18}); \\
 I_{17} \dot{\omega}_{17} &= M_{1517} + k_{17} (\omega_{15} - \omega_{17}) - M_{1719} - k_{19} (\omega_{17} - \omega_{19}); \\
 I_{18} \dot{\omega}_{18} &= M_{1618} + k_{18} (\omega_{16} - \omega_{18}) - M_{1820} - k_{20} (\omega_{18} - \omega_{20}); \\
 I_{19} \dot{\omega}_{19} &= M_{1719} + k_{19} (\omega_{17} - \omega_{19}) - M_1; \quad I_{20} \dot{\omega}_{20} = M_{1820} + k_{20} (\omega_{18} - \omega_{20}) - M_2; \\
 I_{21} \dot{\omega}_{21} &= M_{921} + k_{21} (\omega_9 - \omega_{21}) - M_{reg}; \quad I_{22} \dot{\omega}_{22} = M_{1222} + k_{22} (\omega_{12} - \omega_{22}) - M_{b2}; \\
 I_{23} \dot{\omega}_{23} &= M_{1123} + k_{23} (\omega_{11} - \omega_{23}) - M_{b1}; \quad M_{23} = c_3 (\omega_2 - \omega_3); \quad M_{34} = c_4 (\omega_3 - \omega_4); \\
 M_{45} &= c_5 (\omega_4 - \omega_5); \quad M_{46} = c_6 (\omega_4 - \omega_6); \quad M_{57} = c_7 (\omega_5 - \omega_7); \quad M_{68} = c_8 (\omega_6 - \omega_8); \\
 M_{7911} &= c_{7911} (\omega_7 - \omega_9/k - \omega_{11} (k+1)/k); \quad M_{81012} = c_{81012} (\omega_8 - \omega_{10}/k - \omega_{12} (k+1)/k); \\
 M_{910} &= c_{10} (\omega_9 - \omega_{10}); \quad M_{921} = c_{21} (\omega_9 - \omega_{21}); \quad M_{1123} = c_{23} (\omega_{11} - \omega_{23}); \quad M_{1222} = c_{22} (\omega_{12} - \omega_{22}); \\
 M_{1113} &= c_{13} (\omega_{11} - \omega_{13}); \quad M_{1214} = c_{14} (\omega_{12} - \omega_{14}); \quad M_{1315} = c_{15} (\omega_{13} - \omega_{15}); \quad M_{1416} = c_{16} (\omega_{14} - \omega_{16}); \\
 M_{1517} &= c_{17} (\omega_{15} - \omega_{17}); \quad M_{1618} = c_{18} (\omega_{16} - \omega_{18}); \quad M_{1719} = c_{19} (\omega_{17} - \omega_{19}); \quad M_{1820} = c_{20} (\omega_{18} - \omega_{20}).
 \end{aligned}$$

Характеристика двигателя моделируется по известной методике, приведенной в [3, с. 14], согласно которой крутящий момент на коленчатом валу M_{dv} определяется по зависимости

$$M_{dv} = M_N \left[a + b \frac{n_{dv}}{n_N} + c \left(\frac{n_{dv}}{n_N} \right)^2 \right],$$

где M_N – крутящий момент при максимальной мощности; $a = \frac{k_M k_\omega (2 - k_\omega) - 1}{k_\omega (2 - k_\omega) - 1}$; $b = \frac{1 - a}{1 - 0,5 k_\omega}$;

$c = 0,5 k_\omega$ вспомогательные коэффициенты; k_M – коэффициент приспособляемости по моменту (для дизельных двигателей принимается 1,11–1,15); k_ω – коэффициент приспособляемости по частоте (для дизельных двигателей принимается 1,45–2,0); n_{dv} – частота вращения коленчатого вала двигателя; n_N – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности.

Характеристика сцепления задается общеизвестной экспоненциальной зависимостью следующего вида:

$$M_f = \begin{cases} 0, & t \leq t_z, \\ M_{\max} (1 - e^{-kt}), & t > t_z, \end{cases}$$

где M_{\max} – максимальный момент трения, передаваемый сцеплением; k – коэффициент, характеризующий нарастание момента трения; t_z – время запаздывания срабатывания сцепления.

Приведенная выше система дополнительно должна содержать выражения, описывающие взаимодействие движителя с почвой [4]:

$$m_c \ddot{X}_M = (F_{x1} + P_x + F_{x2}) \cos \theta + (F_{y1} - P_y + F_{y2}) \sin \theta;$$

$$m_c \ddot{Y}_M = (F_{x1} + P_x + F_{x2}) \sin \theta + (F_{y1} + P_y + F_{y2}) \cos \theta;$$

$$I_z \ddot{\theta} = M_s - (M_{o1} + M_{o2} + M_{o1} + M_{o2}) + F_{y2} (0,5B + e_{x2}) + F_{y1} (0,5B - e_{x1}) + e_y (F_{x1} + F_{x2});$$

$$m_g \ddot{y}_1 = M_1 / r_{zv} - F_{y1}; \quad m_g \ddot{y}_2 = M_2 / r_{zv} - F_{y2}$$

где m_c – масса трактора; X_M, Y_M – координаты центра масс трактора; $F_{x1}, F_{y1}, F_{x2}, F_{y2}$ – составляющие главного вектора сил трения для отстающей и забегающей гусениц; P_x, P_y – составляющие внешних сил, действующих на трактор; θ – угол поворота трактора в плане; I_z – момент инерции трактора относительно оси, проходящей через центр масс; M_s – момент сопротивления повороту; M_{o1}, M_{o2} – моменты трения отстающей и забегающей гусениц; M_{o1}, M_{o2} – моменты сил за

счет деформации почвы боковыми кромками отстающей и забегающей гусениц; e_{x1}, e_{x2}, e_y – поперечные и продольный эксцентриситеты полюса поворота; m_g – масса гусеницы; y_1, y_2 – смещение гусеничных лент относительно остова трактора; r_{zv} – радиус ведущего колеса.

По результатам составленной математической модели проведены расчеты нагруженности трансмиссии. Результаты представлены на рис. 2.

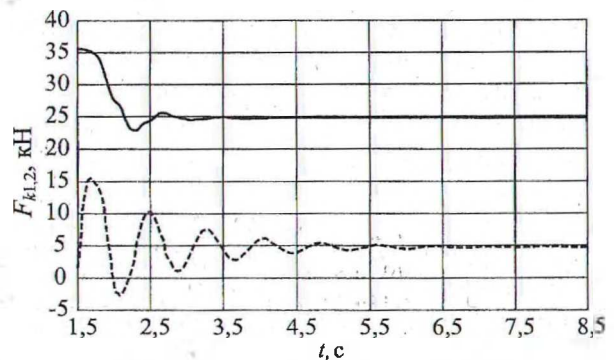


Рис. 2. Изменение касательных сил тяги при разгоне трактора с крюковой нагрузкой 40 кН (—) и без нее (---)

Предложенная расчетная модель может быть использована для исследования нагруженности трансмиссии как при прямолинейном, так и при криволинейном движении гусеничного трактора с различным способом управления, а также при использовании различных типов механизма поворота. Так, например, при силовом способе управления за счет изменения сил тяги на гусеницах в системе задается тормозной момент M_{b1} на отстающем борту с требуемым темпом включения.

Литература

1. Зельцерман И. М., Каминский Д. М., Онопко А. Д. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1965. – 240 с.
2. Барский И. Б., Анилович В. Я., Кутюков Г. М. Динамика трактора. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
4. Жданович Ч. И., Равино В. В. Математическая модель поворачиваемости гусеничного трактора с резиноармированной гусеницей на деформируемом основании при кинематическом способе управления // Вестник Бел. нац. техн. ун-та. – 2004. – № 6. – С. 53–57.