

делах до 17 1/с; 2) максимальное значение АЧХ достигает при частотах 8–10 1/с; 3) поддрессирование задних колес – наиболее эффективный путь снижения максимума АЧХ.

ЛИТЕРАТУРА

1. А р т е м ь е в П.П. Результаты экспериментальных исследований плавности хода тракторов и автомобилей. – Сб. науч. работ аспирантов. Минск, 1974, с. 118–127. 2. С и л а е в А.А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. – М., 1972. – 190 с.

УДК 629.114.2

Ю.Е.Атаманов, И.С.Саонов

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЬ – ТРАНСМИССИЯ – ВЕДУЩИЕ КОЛЕСА – ТРАКТОР

При постоянной подаче топлива система двигатель – трансмиссия – ведущие колеса – трактор приводит в соответствие скорость движения и тяговое усилие трактора, которые зависят от внешних сил (сопротивления движению, нагрузки на крюке, боковых сил и т.д.). Так, частота вращения коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{ДВ}}$, передаточное число трансмиссии i и буксование ведущих колес δ_2 влияют на скорость движения трактора

$$v = \frac{\omega_{\text{ДВ}}}{i} r_{\text{К2}}^0 (1 - \delta_2).$$

Буксование ведущей оси зависит от почвенно-дорожных условий и типа силового привода [1–4]. С увеличением сил сопротивления увеличивается буксование ведущей оси и момент, развиваемый двигателем, при одновременном уменьшении частоты вращения коленчатого вала двигателя, что приводит к снижению скорости движения трактора. Следовательно, указанная система, реагируя на изменения внешних эксплуатационных условий, без вмешательства водителя согласует скорость движения и развиваемую силу тяги ведущей оси через характеристики двигателя, трансмиссии и взаимодействие ведущих колес с опорной поверхностью.

В настоящее время характеристики двигателя, трансмиссии и взаимодействие ведущих колес с опорной поверхностью учитываются только при построении тяговой характеристики, исследовании процессов трогания и разгона трактора. При этом реальный тракторный агрегат заменяется расчетной динамической системой, например четырехмассовой (рис. 1). Движение масс расчетной динамической системы описывается известными уравнениями [2–4]. Будет ли исходная система уравнений описывать прямолинейное или криво-

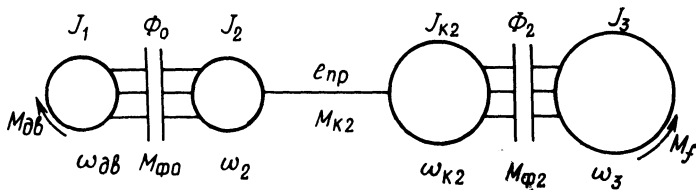


Рис. 1. Динамическая система машинно-тракторного агрегата: I_1 — приведенный момент инерции ведущих частей двигателя и сцепления; I_2 — приведенный момент инерции вращающихся деталей трансмиссии; $I_{к2}$ — приведенный суммарный момент инерции ведущих колес; I_3 — момент инерции маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе агрегата; $e_{пр}$ — суммарная податливость трансмиссии, шин и грунта.

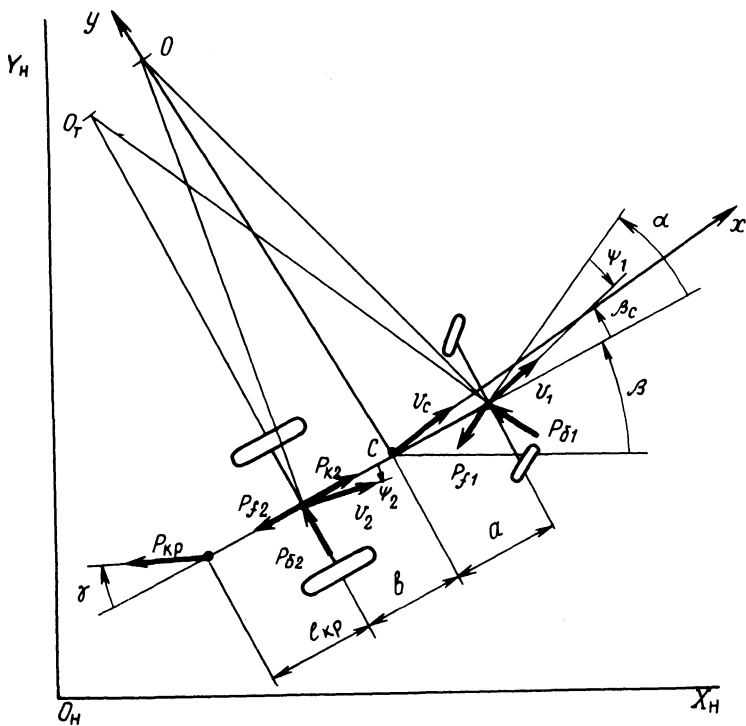


Рис. 2. Расчетная схема криволинейного движения трактора.

линейное движение тракторного агрегата, зависит от последнего уравнения системы, имеющего вид

$$J_3 \dot{\omega}_3 = M_{\phi 2} - M_f.$$

Значение J_3 определяется из условия равенства кинетических энергий во вращательном движении маховика с угловой скоростью ω_3 и поступательном движении тракторного агрегата в направлении и со скоростью v_c его центра масс

$$0,5J_3\omega_3^2 = 0,5mv_c^2.$$

Продифференцировав это равенство и учитывая, что $\omega_3 = \omega_{к2}(1 - \delta_2)$ и $v_c = \omega_{к2}r_{к2}^0(1 - \delta_2)/\cos\beta_c$ (рис. 2), после некоторых преобразований получим

$$J_3 \dot{\omega}_3 = m \dot{v}_c \frac{r_{к2}^0 i^2}{\cos\beta_c},$$

где m – масса агрегата.

Следовательно, если направление абсолютной скорости центра масс тракторного агрегата совпадает с его продольной осью $\beta_c = 0$, то система исходных уравнений будет описывать прямолинейное движение. В случае, когда v_c составляет с продольной осью трактора некоторый угол β_c , система исходных уравнений описывает криволинейное движение.

Таким образом, чтобы при исследовании криволинейного движения тракторного агрегата учесть динамику системы двигатель–трансмиссия–ведущие колеса–трактор, уравнения движения удобнее составлять в подвижной системе координат хсу, начало которой шарнирно связано с центром масс трактора (рис. 2):

$$\begin{aligned} m \dot{v}_c = & (P_{к2} - P_{f2}) \cos\beta_c + P_{б2} \sin\beta_c - P_{f1} \cos(\alpha - \beta_c) - \\ & - P_{б1} \sin(\alpha - \beta_c) - P_{кр} \cos(\gamma - \beta_c); \end{aligned} \quad (1)$$

$$J \dot{\omega} = aP_{б1} \cos\alpha - bP_{б2} - aP_{f1} \sin\alpha - P_{кр}(l_{кр} + b) \sin\gamma,$$

где $P_{к2}$ – сила тяги ведущей оси; P_{f1} и P_{f2} – силы сопротивления движению передней и задней осей; $P_{б1}$ и $P_{б2}$ – боковые силы на передней и задней осях; $P_{кр}$ – нагрузка на крюке; J – момент инерции трактора относительно вертикальной оси, проходящей через его центр масс.

В системе из двух уравнений (1) имеется шесть неизвестных; v_c , $\omega = \dot{\beta}$, $P_{б1} = k_{y1} \psi_1$, $P_{б2} = k_{y2} \psi_2$, $P_{к2}$ и β_c , где k_{y1} – коэффициент сопротивления

уводу оси; ψ_1 — угол увода оси. Из условия отсутствия скольжения колес трактора в направлениях, нормальных абсолютным скоростям передней v_1 и задней v_2 осей, получаем еще два уравнения:

$$a \omega \cos(\alpha - \psi_1) - v_c \sin[(\alpha - \psi_1) - \beta_c] = 0;$$

$$b \omega - v_c \sin(\beta_c + \psi_2) = 0.$$

Остальные недостающие уравнения берем из системы, описывающей движение масс расчетной динамической системы тракторного агрегата.

Система уравнений для исследования криволинейного движения тракторного агрегата, учитывающая динамику системы двигатель-трансмиссия—ведущие колеса—трактор, после некоторых преобразований примет вид:

$$\begin{aligned} a_{11} \dot{\omega}_{\partial B} + a_{12} \dot{\omega}_2 + a_{13} \dot{P}_{K2} + a_{14} \dot{v}_c + a_{15} \dot{\psi}_1 + a_{16} \dot{\psi}_2 + a_{17} \dot{\omega} + a_{18} \dot{\beta}_c &= b_1; \\ a_{21} \dot{\omega}_{\partial B} + a_{22} \dot{\omega}_2 + a_{23} \dot{P}_{K2} + a_{24} \dot{v}_c + a_{25} \dot{\psi}_1 + a_{26} \dot{\psi}_2 + a_{27} \dot{\omega} + a_{28} \dot{\beta}_c &= b_2; \\ \dots \dots \dots & \\ a_{81} \dot{\omega}_{\partial B} + a_{82} \dot{\omega}_2 + a_{83} \dot{P}_{K2} + a_{84} \dot{v}_c + a_{85} \dot{\psi}_1 + a_{86} \dot{\psi}_2 + a_{87} \dot{\omega} + a_{88} \dot{\beta}_c &= b_8, \end{aligned} \quad (2)$$

где сцепление буксует ($\omega_{\partial B} \neq \omega_2$) $a_{11} = J_1, a_{12} = a_{13} = a_{14} = a_{15} = a_{16} = a_{17} = a_{18} = 0; b_1 = M_{\partial B} - M_{\Phi 0}; a_{21} = a_{23} = a_{24} = a_{25} = a_{26} = a_{27} = a_{28} = 0; a_{22} = J_2,$

$$b_2 = M_{\Phi 0} - \frac{r_{K2}^0}{i} P_{K2}; a_{31} = a_{32} = a_{34} = a_{35} = a_{36} = a_{37} = a_{38} = 0; a_{33} = e_{\text{пр}} r_{K2}^0; b_3 = \omega_2 i - v_c \cos \beta_c / r_{K2}^0 (1 - \delta_2);$$

сцепление не буксует ($\omega_{\partial B} = \omega_2$) $a_{11} = J_1 + J_2; a_{12} = a_{13} = a_{14} = a_{15} = a_{16} = a_{17} = a_{18} = 0; b_1 = M_{\partial B} - \frac{r_{K2}^0}{i} P_{K2}; a_{21} = a_{22} = a_{23} = a_{24} = a_{25} = a_{26} = a_{27} = a_{28} = 0; b_2 = 0; a_{31} = a_{32} = a_{34} = a_{35} = a_{36} = a_{38} = 0; a_{33} = e_{\text{пр}} r_{K2}^0; b_3 = \omega_{\partial B} i -$

$$v_c \cos \beta_c / r_{K2}^0 (1 - \delta_2); a_{41} = a_{42} = a_{45} = a_{46} = a_{47} = 0; a_{43} = -J_{K2} v_c \cos \beta_c k^2 \times \\ \times (P_{K2} - P_{\varphi 2}) \delta_2 / i^2 (1 - \delta_2)^2; a_{44} = J_{K2} \cos^2 \beta_c / i^2; a_{48} = -J_{K2} v_c \sin \beta_c / i (1 - \delta_2);$$

$$a_{51} = a_{52} = a_{53} = a_{55} = a_{56} = a_{57} = a_{58} = 0; a_{54} = m; b_5 = (P_{K2} - P_{f2}) \cos \beta_c + \\ + k_{y2} \psi_2 \sin \beta_c - P_{f1} \cos(\alpha - \beta_c) - k_{y1} \psi_1 \sin(\alpha - \beta_c) - P_{Kp} \cos(\gamma - \beta_c); a_{61} =$$

$$\begin{aligned}
 &= a_{62} = a_{63} = a_{65} = a_{66} = a_{67} = 0; a_{68} = J; b_6 = k_{y1}\psi_1 \cos\alpha - k_{y2}\psi_2 b - P_{f1} a \sin\alpha - \\
 &- P_{кр}(l_{кр} + b) \sin\gamma; a_{71} = a_{72} = a_{73} = a_{76} = 0; a_{74} = a \cos(\alpha - \psi_1); a_{78} = \\
 &= v_c \cos[(\alpha - \psi_1) - \beta_c]; b_7 = \{a \omega \sin(\alpha - \psi_1) + v_c \cos[(\alpha - \psi_1) - \beta_c]\} \dot{\alpha}; \\
 &a_{81} = a_{82} = a_{83} = a_{85} = 0; a_{84} = -\sin(\beta_c + \psi_2); a_{86} = -v_c \cos(\beta_c + \psi_2); a_{87} = b; \\
 &a_{88} = -v_c \cos(\beta_c + \psi_2); v_8 = 0.
 \end{aligned}$$

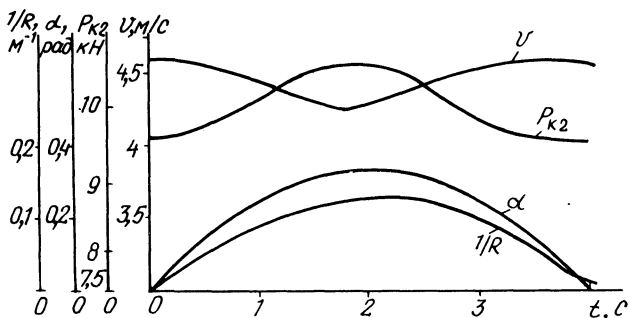


Рис. 3. Характеристики криволинейного движения трактора.

На рис. 3 показано изменение некоторых характеристик криволинейного движения колесного трактора класса 14 кН с крюковой нагрузкой, равной 8 кН. Результаты расчетов показывают, что для преодоления возросших внешних сопротивлений при криволинейном движении трактора система двигатель—трансмиссия—ведущие колеса—трактор увеличивает силу тяги ведущей оси примерно на 11% и соответственно уменьшает скорость движения на 8%.

Таким образом, система двигатель—трансмиссия—ведущие колеса—трактор без вмешательства водителя изменяет скорость движения и тяговое усилие ведущей оси в зависимости от изменения внешних эксплуатационных условий. Учет динамику этой системы при исследованиях криволинейного движения позволяет система уравнений (2), что приближает результаты теоретических исследований к реальным условиям движения тракторного агрегата.

ЛИТЕРАТУРА

1. Атаманов Ю.Е., Будько В.В. Расчет буксования трактора при разработке систем автоматического управления. — В сб.: Автотракторостроение: Автоматизированные системы управления мобильными машинами. Минск, 1980, вып. 14, с. 51–55.
2. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. — М., 1973, с. 280.
3. Гуськов В.В. Тракторы: Теория. — Минск, 1977, ч. II, с. 384.
4. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. — М., 1972, с. 384.