

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕГО МЕСТА МЕХАНИЗАТОРА МОБИЛЬНОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО АГРЕГАТА

В. Б. ПОПОВ

Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого, Республика Беларусь

Мобильный сельскохозяйственный агрегат (МСХА), состоящий из универсального энергетического средства (УЭС) и переведенной в транспортное положение (поднятой) навесной машины, регулярно работает в режиме транспортного переезда. Основным источником низкочастотных колебаний для колесных движителей УЭС являются неровности (микропрофиля) опорной поверхности (рисунок 1). Случайный характер неровностей опорной поверхности через движители воздействуют на корпус УЭС и на связанное с ним рабочее место механизатора (РММ). В данном случае при исследовании плавности хода МСХА входными сигналами технической системы являются неровности опорной поверхности $q_1(t)$, $q_2(t)$, а выходными – перемещения РММ – $z(t)$ и место (точка) его крепления на раме – $z_c(t)$ относительно опорной поверхности.

Эквивалентная динамическая схема (рисунок 1) функциональная математическая модель (ФММ), имитирующая динамику транспортного переезда, формируется на основе уравнения Лагранжа II рода и описывает вынужденные колебания МСХА. ФММ представлена нелинейными дифференциальными уравнениями (ДУ) с постоянными коэффициентами, а решение системы ДУ можно получить, например, с помощью метода Рунге – Кутты 4-го порядка в программной среде MathCAD.

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + 2h_1\dot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 + \eta_1 \ddot{z}_2 = 2h_1\dot{q}_1 + \omega_1^2 q_1 \\ \ddot{z}_2 + 2h_2\dot{z}_2 + \omega_2^2 z_2 + \eta_2 \ddot{z}_1 = 2h_2\dot{q}_2 + \omega_2^2 q_2. \end{cases} \quad (1)$$

$$\text{Здесь } \eta_1 = \frac{m_3}{m_1}; \omega_1^2 = \frac{2c_{\text{м1}}}{m_1}; 2h_1 = \frac{2k_{\text{м1}}}{m_1}; \eta_2 = \frac{m_3}{m_2}; \omega_2^2 = \frac{2c_{\text{м2}}}{m_2}; 2h_2 = \frac{2k_{\text{м2}}}{m_2}.$$

где η_1, η_2 – коэффициенты связи между колебаниями передней и задней осей УЭС; h_1, h_2 – коэффициенты демпфирования колебаний; ω_1, ω_2 – частоты колебаний осей УЭС.

В ФММ, имитирующей динамику транспортного переезда МСХА, колебания передней и задней осей УЭС достаточно часто могут быть связаны между собой (η_1, η_2), и тогда распределенная эксплуатационная масса МСХА ($m = m_1 + m_2 + m_3$) состоит из трех компонент.

Важным компоновочным параметром как отдельно УЭС, так и МСХА, в зависимости от которого выбирается соответствующая расчетная схема, является коэффициент распределения подрессоренных масс технической системы ε :

$$\varepsilon = \rho^2 / L_1 L_2, \quad \rho = \sqrt{J/m}.$$

где ρ – радиус инерции корпуса УЭС и связанной с ним НМ; L_1, L_2 – расстояния от осей заднего и переднего мостов УЭС до центра тяжести МСХА; J – момент инерции и эксплуатационная масса МСХА – (m), равная сумме масс УЭС и навесной машины.

Если значение радиуса инерции находится в пределах $0,8 \leq \varepsilon \leq 1,2$, то колебания осей заднего и переднего мостов УЭС (МСХА) можно считать несвязанными, а система ДУ (1) приобретает вид

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + 2h_1\dot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 2h_1\dot{q}_1 + \omega_1^2 q_1; \\ \ddot{z}_2 + 2h_2\dot{z}_2 + \omega_2^2 z_2 = 2h_2\dot{q}_2 + \omega_2^2 q_2. \end{cases} \quad (1a)$$

Модернизированная ФММ включает распределенную массу МСХА ($m = m_1 + m_2$), его момент инерции (J), а также упругие ($c_{\text{м1}}, c_{\text{м2}}$) и демпфирующие элементы $k_{\text{м1}}, k_{\text{м2}}$ шин, воспринимающие и смягчающие толчки со стороны с/х фона (q_1, q_2).

Вертикальные колебания корпуса УЭС в точке крепления РММ на раме УЭС (z_c) связаны с колебаниями его передней и задней частей зависимостью

$$z_c = \frac{L_c}{L_1} z_1 + \frac{L - L_c}{L} z_2, \quad (2)$$

где L_c – расстояние по горизонтали от оси передних колес УЭС до точки крепления РММ.

Уравнение колебаний РММ получаем также воспользовавшись уравнениями Лагранжа II рода. За обобщенную координату принимаем z – колебания РММ относительно статического равновесия технической системы. Значения кинетической и потенциальной энергии, а также диссипативной функции применительно к РММ определяются по выражениям

$$E_k = \frac{1}{2} m_c \dot{z}^2; \quad E_{\text{п}} = \frac{1}{2} c_c z^2; \quad \Phi = \frac{1}{2} k_c z^2, \quad (3)$$

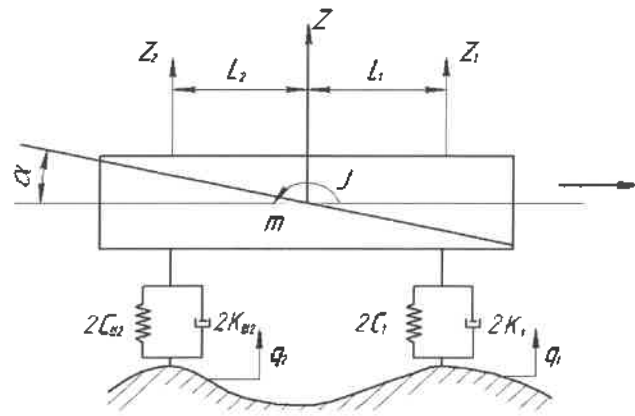


Рисунок 1 – Схема динамической модели МСХА

где m_c – масса РММ и механизма; c_c – жесткость подвески РММ; k_c – коэффициент демпфирования в подвеске РММ.

Продифференцировав выражения из (3), учитывая, что обобщенная сила в данном случае равна нулю, и выполнив преобразования, получим дифференциальное уравнение колебаний РММ относительно опорной поверхности:

$$\ddot{z} + \frac{k_c(\dot{z} - \dot{z}_c)}{m_c} + \frac{c_c(z - z_c)}{m_c} = 0. \quad (4)$$

Таким образом, для получения характеристик колебаний РММ необходимо:

- из системы ДУ (1) или (1а) определить колебания корпуса УЭС над его передними (z_1) и задними (z_2) колесами;
- из выражения (2) определить z_c и посредством дифференцирования выражения (2) по независимой переменной – t определить \dot{z}_c ;
- решив уравнение (4), найти колебания РММ относительно опорной поверхности.