

Проведенный комплекс исследований позволяет осуществлять системный подход к метрологическому обеспечению координатных измерений, одновременно рассматривая как проблемы проектирования МВИ так и оценки качества измерений при ее реализации.

Литература

1. Соломахо, В. Л. Метрологическое обеспечение координатных измерений в машиностроении / В. Л. Соломахо. – Минск : Реклама–Факсбелар. – 1999. – 131с.
2. Соломахо, В. Л. Совершенствование методик выполнения измерений при использовании принципа технологическо-метрологического соответствия / В. Л. Соломахо // V Всерос. НТК «Состояние и проблемы технических измерений» / Москва : МГТУ, 1998. – С. 241–243.
3. Соломахо, Д. В.. Построение адекватных аналитических моделей поверхности по результатам их диагностики при координатном контроле // Сб. тез. докл. X Респ. науч. конф. студентов и аспирантов высш. учеб. заведений Республики Беларусь (НИРС-2005). – Минск, 2005. – С. 98–99.
4. Соломахо, В. Л. Комплексная оценка качества процесса измерения / В. Л. Соломахо, О. В. Сенюк // Надежность и контроль качества. – 1997. – № 10. – С. 3–11.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ 6К6

С. Н. Пищов

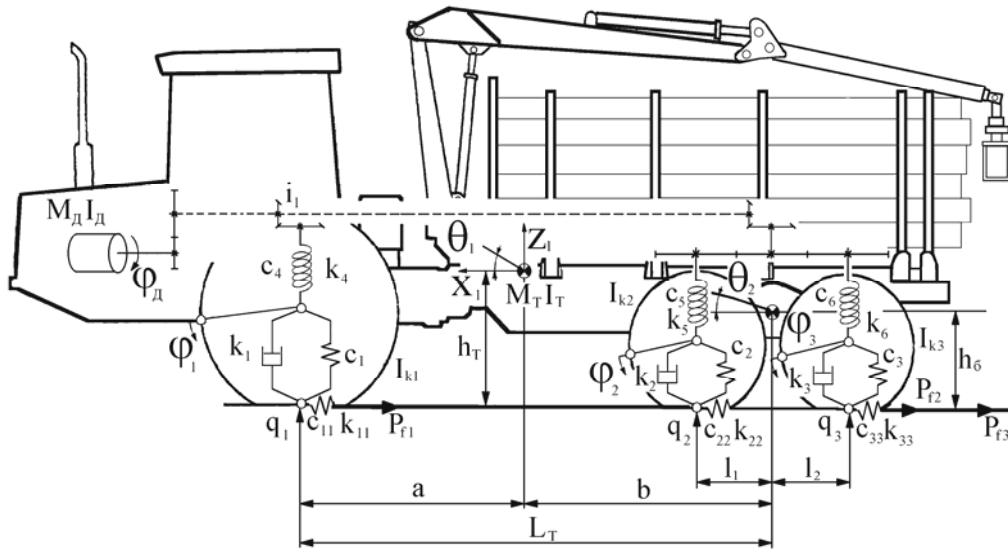
*Учреждение образования «Белорусский государственный
технологический университет», г. Минск*

Научный руководитель А. Р. Гороновский

Лесная машина представляет собой сложную многомассовую систему со многими степенями свободы, имеющими существенные нелинейности. Известны работы, в которых рассмотрены вопросы замены таких сложных механических систем эквивалентными расчетными моделями [1]. В основу моделирования положено представление машины в виде плоской, симметричной относительно своей продольной оси, системы. Упругие характеристики шин принимаются квазилинейными, а силы неупругого сопротивления – пропорциональными скорости деформации. Высокочастотные колебания шестерен, валов и других деталей трансмиссии, как с сосредоточенными, так и распределенными параметрами не рассматриваются. Высоты микронеровностей трелевочного волокна под колесами правой и левой колеи усредняются. Беговая дорожка шины рассматривается в виде безинерционного обруча с радиусом, равным радиусу качения колеса, а его контакт с дорогой – точечным.

Расчетная схема погрузочно-транспортной машины МЛ–131, которая представлена на рисунке, построена методом замены распределенных масс сосредоточенными, соединенными безинерционными упругодемпфирующими связями.

Расчетная динамическая модель имеет восемь степеней свободы, описывающих колебания в продольной вертикальной плоскости. Положение погрузочно-транспортной машины определяется следующими обобщенными координатами: углом поворота коленчатого вала двигателя – φ_d ; углами поворота колес энергетического и технологического модулей – $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$; углом поворота балансирной тележки технологического модуля – θ_2 ; вертикальным, продольным и угловым перемещениями центра тяжести погрузочно-транспортной машины – z_1, x_1, θ_1 , соответственно.



Расчетная динамическая схема трехосной погрузочно-транспортной машины МЛ-131

При разработке математической модели исследуемой динамической системы важным этапом является вывод дифференциальных уравнений, описывающих динамику поведения ее масс в соответствии с выбранной расчетной схемой. Их вывод базируется на основном энергетическом уравнении аналитической механики, исходя из уравнений Лагранжа второго рода, с последующей проверкой на основе анализа равновесия действующих сил и моментов.

Система уравнений, описывающая динамические процессы, происходящие при движении погрузочно-транспортной машины, имеет вид:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 = & [-c_1(z_1 + a\theta_1 - q_1) - c_2(z_1 - \theta_1(b-l_1) + l_1\theta_2 - q_2) - c_3(z_1 - \theta_1(b+l_2) - l_2\theta_2 - q_3) - \\ & - k_1(\dot{z}_1 + a\dot{\theta}_1 - \dot{q}_1) - k_2(\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1(b-l_1) + l_1\dot{\theta}_2 - \dot{q}_2) - k_3(\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1(b+l_2) - l_2\dot{\theta}_2 - \dot{q}_3)] / M_T; \\ \ddot{x}_1 = & [-c_{11}(x_1 - \theta_1(h_T - r_1) - r_1\varphi_1) - c_{12}(x_1 - \theta_1(h_T - r_2) - r_2\varphi_2 - \theta_2(h_B - r_2)) - \\ & - c_{13}(x_1 - \theta_1(h_T - r_3) - r_3\varphi_3 - \theta_2(h_B - r_3)) - k_{11}(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1(h_T - r_1) - r_1\dot{\varphi}_1) - \\ & - k_{12}(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1(h_T - r_2) - r_2\dot{\varphi}_2 - \dot{\theta}_2(h_B - r_2)) - k_{13}(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1(h_T - r_3) - r_3\dot{\varphi}_3 - \dot{\theta}_2(h_B - r_3))] / M_T; \\ \ddot{\theta}_1 = & [-c_1(z_1 + a\theta_1 - q_1)a + c_2(z_1 - \theta_1(b-l_1) + l_1\theta_2 - q_2)(b-l_1) + \\ & + c_3(z_1 - \theta_1(b+l_2) - l_2\theta_2 - q_3)(b+l_2) + c_{11}(x_1 - \theta_1(h_T - r_1) - r_1\varphi_1)(h_T - r_1) + \\ & + c_{12}(x_1 - \theta_1(h_T - r_2) - r_2\varphi_2 - \theta_2(h_B - r_2))(h_T - r_2) + \\ & + c_{13}(x_1 - \theta_1(h_T - r_3) - r_3\varphi_3 - \theta_2(h_B - r_3))(h_T - r_3) - k_1(\dot{z}_1 + a\dot{\theta}_1 - \dot{q}_1)a + \\ & + k_2(\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1(b-l_1) + l_1\dot{\theta}_2 - \dot{q}_2)(b-l_1) + k_3(\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1(b+l_2) - l_2\dot{\theta}_2 - \dot{q}_3)(b+l_2) + \\ & + k_{11}(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1(h_T - r_1) - r_1\dot{\varphi}_1)(h_T - r_1) + k_{12}(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1(h_T - r_2) - r_2\dot{\varphi}_2 - \dot{\theta}_2(h_B - r_2))(h_T - r_2) + \\ & + k_{13}(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1(h_T - r_3) - r_3\dot{\varphi}_3 - \dot{\theta}_2(h_B - r_3))(h_T - r_3)] / I_T; \end{aligned}$$

$$\ddot{\phi}_1 = [c_{11}(x_1 - \theta_1(h_T - r_1) - r_1\varphi_1)r_1 - c_4(\varphi_1 - \varphi_d(1/i_1)) + k_{11}(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1(h_T - r_1) - r_1\dot{\phi}_1)r_1 - k_4(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_d(1/i_1))] / I_{k1};$$

$$\ddot{\theta}_2 = [-c_2(z_1 - \theta_1(b - l_1) + \theta_2 l_1 - q_2)l_1 + c_3(z_1 - \theta_1(b + l_2) - \theta_2 l_2 - q_3)l_2 + c_{12}(x_1 - \theta_1(h_T - r_2) - r_2\varphi_2 - \theta_2(h_B - r_2))(h_B - r_2) + c_{13}(x_1 - \theta_1(h_T - r_3) - r_3\varphi_3 - \theta_2(h_B - r_3))(h_B - r_3) - k_2(\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1(b - l_1) + \dot{\theta}_2 l_1 - \dot{q}_2)l_1 + k_3(\dot{z}_1 - \dot{\theta}_1(b + l_2) - \dot{\theta}_2 l_2 - \dot{q}_3)l_2 + k_{12}(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1(h_T - r_2) - r_2\dot{\phi}_2 - \dot{\theta}_2(h_B - r_2))(h_B - r_2) + k_{13}(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1(h_T - r_3) - r_3\dot{\phi}_3 - \dot{\theta}_2(h_B - r_3))(h_B - r_3)] / I_B;$$

$$\ddot{\phi}_2 = [c_{12}(x_1 - \theta_1(h_T - r_2) - r_2\varphi_2 - \theta_2(h_B - r_2))r_2 - c_5(\varphi_2 - \varphi_d(1/i_2)) + k_{12}(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1(h_T - r_2) - r_2\dot{\phi}_2 - \dot{\theta}_2(h_B - r_2))r_2 - k_5(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_d(1/i_2))] / I_{k2};$$

$$\ddot{\phi}_3 = [c_{13}(x_1 - \theta_1(h_T - r_3) - r_3\varphi_3 - \theta_2(h_B - r_3))r_3 - c_6(\varphi_3 - \varphi_d(1/i_3)) + k_{13}(\dot{x}_1 - \dot{\theta}_1(h_T - r_3) - r_3\dot{\phi}_3 - \dot{\theta}_2(h_B - r_3))r_3 - k_6(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_d(1/i_3))] / I_{k3};$$

$$\ddot{\phi}_d = [c_4(\varphi_1 - \varphi_d(1/i_1))(1/i_1) + c_5(\varphi_2 - \varphi_d(1/i_2))(1/i_2) + c_6(\varphi_3 - \varphi_d(1/i_3))(1/i_3) + k_4(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_d(1/i_1))(1/i_1) + k_5(\dot{\phi}_2 - \dot{\phi}_d(1/i_2))(1/i_2) + k_6(\dot{\phi}_3 - \dot{\phi}_d(1/i_3))(1/i_3)] / I_d,$$

где I_d – момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления; I_{k1} , I_{k2} , I_{k3} – моменты инерции элементов трансмиссии и колес погрузочно-транспортной машины приведенные к их осям; I_T , I_B – моменты инерции погрузочно-транспортной машины и балансирной тележки, соответственно, M_T – масса погрузочно-транспортной машины; c_1 , c_2 , c_3 , k_1 , k_2 , k_3 – вертикальная жесткость и сопротивление шин, установленных на колеса машины; c_{11} , c_{12} , c_{13} , k_{11} , k_{12} , k_{13} – горизонтальная жесткость и сопротивление шин и почво-грунта, приведенные к точкам контакта колес трактора с опорной поверхностью; c_4 , c_5 , c_6 , k_4 , k_5 , k_6 – угловые жесткость и сопротивление валов привода переднего моста и осей колес балансирной тележки; i_1 , i_2 , i_3 – передаточные числа приводов переднего моста и осей колес балансирной тележки; L_T – база форвардера; a , b , h_T – координаты его центра тяжести; l_1 , l_2 – плечи балансирной тележки осей технологического модуля; h_B – высота расположения центральной оси балансирной тележки; r_1 , r_2 , r_3 – радиусы качения колес погрузочно-транспортной машины; q_1 , q_2 , q_3 – текущие значения неровностей под колесами машины. Одной из наиболее распространенных зависимостей, используемых для аппроксимации статистических характеристик волока, является корреляционная функция вида [2]:

$$q_i(s) = D \cdot e^{-\alpha_s |s|} \cos(\mathbf{v}_s s),$$

где α_s – характеризует интенсивность затухания корреляционной функции в зависимости от расстояния между точками волока, тогда как \mathbf{v}_s определяет характерную длину неровностей волока, D равно среднему квадрату отклонений профиля волока от среднего значения.

Переход ко времени осуществляется с учетом скорости u движения машины $s = ut$. При этом корреляционная функция волока приобретает вид:

$$q_i(t) = D \cdot e^{-\alpha|t|} \cos \beta \cdot t.$$

Массово-геометрические параметры, необходимые для описания исследуемой динамической системы, а также диапазоны их варьирования были определены, исходя из технической документации. Моменты инерции колес, элементов трансмиссии и ходовой части получены расчетным путем.

Рассматриваемая система дифференциальных уравнений решалась с помощью специально разработанных программ в системе высокоуровневого программирования Matlab 6.0.

Результатом решения системы дифференциальных уравнений являлись матрицы численных значений отклонений степеней свободы модели, первых производных этих отклонений и соответствующие им моменты времени протекания процесса. Это позволяло определять все необходимые параметры оценки динамической нагруженности погрузочно-транспортной машины.

Так, динамические реакции полуоси энергетического модуля погрузочно-транспортной машины и полуосей балансирной тележки определялись по формулам:

$$R_{д1} = c_1(y_1 + a\theta_1 - q_1) + k_1(\dot{y}_1 + a\dot{\theta}_1 - \dot{q}_1);$$

$$R_{д2} = c_2(y_1 - (b-l_1)\theta_1 + l_1\theta_2 - q_2) + k_2(\dot{y}_1 - (b-l_1)\dot{\theta}_1 + l_1\dot{\theta}_2 - \dot{q}_2);$$

$$R_{д3} = c_3(y_1 - (b+l_2)\theta_1 - l_2\theta_2 - q_3) + k_3(\dot{y}_1 - (b+l_2)\dot{\theta}_1 + l_2\dot{\theta}_2 - \dot{q}_3).$$

Изменение крутящих моментов на полуосях погрузочно-транспортной машины вычислялись по следующим зависимостям:

$$M_{к1} = c_4(\varphi_1 - \varphi_d / i_1) + k_4(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_d / i_1);$$

$$M_{к2} = c_5(\varphi_2 - \varphi_d / i_2) + k_5(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_d / i_2);$$

$$M_{к3} = c_6(\varphi_3 - \varphi_d / i_3) + k_6(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_d / i_3).$$

Реализация математической модели дает возможность исследовать влияние различных параметров на показатели тягово-сцепных свойств, проходимости и динамической нагруженности погрузочно-транспортной машины, что позволяет выявить типичные для данной машины режимы эксплуатации, разработать практические рекомендации, направленные на повышение показателей проходимости и тягово-сцепных свойств, за счет совершенствования конструкции и оптимизации параметров динамической системы.

Л и т е р а т у р а

1. Жуков, А. В. Теория лесных машин / А. В. Жуков. – Минск : БГТУ, 2001.
2. Силаев, А. А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин / А. А. Силаев. – Москва : Лесная промышленность, 1972.