

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЛЕСНОЙ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ ТИПА 8К8

The mathematical models of process motion with the wheel formulas 4K4, 6K6 and 8K8, depicting vertical, longitudinal – angular oscillation of the machine, were developed. At the same time they took into effect of irregularities the motion area, the power of an engine and the communications within a machine frame, propulsors and transaction subjects.

Введение. На МТЗ совместно с БГТУ разработан типаж лесных машин «Беларусь». В настоящее время созданы и выпускаются серийно форвардеры МЛПТ-354М, МЛ-131, МЛПТ-364 и трелевочные машины ТТР-401М, МЛ-127 с чокерным оборудованием и МЛ-127С с пачковым захватом.

С целью обоснования параметров указанных машин в БГТУ разработан комплекс математических моделей процесса работы машин при выполнении ими технологических операций. Ниже приведена методика моделирования процесса движения погрузочно-транспортной машины. Эта модель отражает сложную связь подсистем машины (двигатель, трансмиссия, ведущие мосты, движители, предмет труда). Учитываются реальные возмущающие воздействия (неровности поверхности волока, крутящий момент двигателя), а также реальные параметры машины.

Ввиду различной компоновки машин и вариантов технологического оборудования разработаны три расчетные схемы форвардеров. Первая, из них соответствует машине типа 4К4 (МЛПТ-354М), вторая – машине типа 6К6 (МЛ-131, МЛПТ-364) и третья – машине типа 8К8 (перспективный вариант) на базе шасси с шарнирно-сочлененной рамой (рис. 1).

Разработка имитационной модели. При разработке расчетной модели МЛПТ был принят ряд допущений [2, 5, 6]: распределенные массы трансмиссии машины заменены сосредоточенными, соединенными безынерционными упруго-демпфирующими связями; машина движется прямолинейно без спусков и подъемов; колесная система рассматривается как плоская симметричная относительно своей продольной оси; остов машины представляет собой твердое тело с продольной осью симметрии; колеса совершают безотрывное движение без бокового проскальзывания; беговая дорожка шины рассматривается в виде безынерционного обруча с радиусом, равным радиусу качения, а контакт колеса с дорогой – точечным; жесткости шин, подвески, трансмиссии постоянны, демпфирующие сопротивления пропорциональны первой степени скорости деформации; в элементах трансмиссии не учитывается жесткость зубьев зацепления, так как она значи-

тельно больше жесткости валов; высокочастотные колебания шестерен, валов и других деталей трансмиссии как с сосредоточенными, так и с распределенными параметрами не рассматриваются; механизм рулевого управления зафиксирован в положении, соответствующем прямолинейному движению трактора; колебания масс системы малые.

На рис. 1 приведена расчетная схема динамической системы лесной погрузочно-транспортной машины (МЛПТ) с колесной формулой 8К8, разработанная с учетом принятых допущений на основе анализа ее конструкции и кинематики движения звеньев.

Расчетная динамическая система имеет семнадцать степеней свободы, позволяющих описать колебания в продольной вертикальной плоскости. Положение лесной машины определяется следующими обобщенными координатами: углом поворота коленчатого вала двигателя – φ_d ; углами поворота элементов трансмиссии, соответственно сцепления и выходного вала коробки передач – $\varphi_{сц}$, $\varphi_{вк}$; угловыми перемещениями передних и задних колес – $\varphi_{кп1}$, $\varphi_{кп2}$, $\varphi_{кз1}$, $\varphi_{кз2}$; угловыми перемещениями масс машины, груза, кабины и балансирного редуктора – φ_r , $\varphi_{гр}$, φ_k , $\varphi_{б1}$, $\varphi_{б2}$; вертикальными перемещениями центра тяжести машины, груза, кабины и водителя – Y_r , $Y_{гр}$, Y_k , Y_b ; продольным перемещением машины – X_r .

На расчетной схеме обозначены соответствующие массы и моменты инерции, упруго-демпфирующие, размерные и кинематические параметры динамической системы.

Массы: M_r – масса машины; $M_{гр}$, m_k , m_b – подрессоренные массы груза, кабины, водителя.

Моменты инерции: I_d – момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления; $I_{сц}$ – момент инерции ведомых частей и вала сцепления; $I_{вк}$ – приведенный к первичному валу момент инерции вторичного вала со связанными с ним деталями КП; $I_{к(п1,п2,з1,з2)}$ – приведенные к первичному валу КП суммарные моменты инерции колес с шинами переднего и заднего ведущих мостов со связанными с ними деталями трансмиссии; I_r , $I_{гр}$, I_k – моменты инерции машины, груза, кабины.

Жесткости: $c_{\text{эк},j}^{\phi}$, $k_{\text{эк},j}^{\phi}$ – эквивалентная крутильная жесткость и сопротивление валов КП и вала сцепления на j -той передаче, приведенная к первичному валу; $c_{\text{шм}(п1,п2,з1,з2)}^{\phi}$, $k_{\text{шм}(п1,п2,з1,з2)}^{\phi}$ – эквивалентные крутильные жесткости и сопротивления валов привода переднего и заднего мостов машины; $c_{\text{шм}(п1,п2,з1,з2)}^{\phi}$, $k_{\text{шм}(п1,п2,з1,з2)}^{\phi}$ – суммарные крутильные жесткости и сопротивления шин переднего и заднего мостов машины; $c_{\text{шм}(п1,п2,з1,з2)}^y$, $k_{\text{шм}(п1,п2,з1,з2)}^y$ – суммарные вертикальные жесткости и сопротивления соответствующих мостов машины; $c_{\text{п}1}^y$, $c_{\text{п}2}^y$, $c_{\text{п}3}^y$, $c_{\text{п}4}^y$, $c_{\text{с}}^y$, $k_{\text{п}1}^y$, $k_{\text{п}2}^y$, $k_{\text{п}3}^y$, $k_{\text{п}4}^y$, $k_{\text{с}}^y$ – суммарные вертикальные жесткости и сопротивления подвески груза, кабины и сиденья оператора.

Кинематические параметры: $i_{k,j}$ – передаточное число КП на j -той передаче; $i_{\text{гп}}$, $i_{\text{г}3}$ – передаточные числа главной передачи переднего и заднего мостов машины; $i_{\text{кп}}$, $i_{\text{бп}}$, $i_{\text{кз}}$, $i_{\text{бз}}$ – передаточные числа бортовых передач соответствующих мостов; $r_{\text{кп}}$, $r_{\text{кз}}$ – радиус качения колес соответствующих ведущих мостов.

Геометрические параметры: $L_{\text{т}}$ – база машины; $a_{\text{т}}$, $b_{\text{т}}$, $h_{\text{т}}$ – координаты центра тяжести машины; l_1 , l_2 – плечи балансирной тележки; a_2 , b_2 , a_3 , b_3 – координаты центра тяжести груза; $L_{\text{к}}$, $a_{\text{к}}$, $b_{\text{к}}$, $l_{\text{п}4}$, $l_{\text{в}}$ – координаты центра тяжести кабины и установки сиденья оператора; $h_{\text{мп}1}$, $h_{\text{мп}2}$, $h_{\text{мз}1}$, $h_{\text{мз}2}$ – текущие значения неровностей под колесами машины.

Расчетная схема учитывает значение крутящего момента двигателя $M_{\text{д}}$ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала по его статическим характеристикам, заданным в виде кусочно-линейных функций.

Необходимые для описания исследуемой динамической системы параметры элементов определяются расчетным путем или экспериментально.

Вывод дифференциальных уравнений движения осуществлялся традиционными энергетическими методами исходя из уравнений Лагранжа второго рода с последующей проверкой по анализу равновесия действующих сил и моментов. Система дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы машины в продольной вертикальной плоскости, имеет вид:

$$\begin{aligned} I_{\text{д}} \cdot \ddot{\phi}_{\text{д}} - M_{\text{д}} + M_{\text{сц}} &= 0; \\ I_{\text{сц}} \ddot{\phi}_{\text{сц}} - M_{\text{сц}} + M_{\text{эк},j} &= 0; \\ I_{\text{вк}} \cdot \ddot{\phi}_{\text{вк}} - M_{\text{эк},j} + M_{\text{вк}} &= 0; \\ I_{\text{кп}1} \ddot{\phi}_{\text{кп}1} - M_{\text{эп}1} + M_{\text{шмп}1} &= -P_{\text{ф}1} r_{\text{кп}1} / (i_{\text{трп}1} \eta_{\text{трп}1}); \\ I_{\text{кп}2} \ddot{\phi}_{\text{кп}2} - M_{\text{эп}2} + M_{\text{шмп}2} &= -P_{\text{ф}2} r_{\text{кп}2} / (i_{\text{трп}2} \eta_{\text{трп}2}); \\ I_{\text{кз}1} \ddot{\phi}_{\text{кз}1} - M_{\text{эз}1} + M_{\text{шмз}1} &= -P_{\text{ф}3} r_{\text{кз}1} / (i_{\text{трз}1} \eta_{\text{трз}1}); \\ I_{\text{кз}2} \ddot{\phi}_{\text{кз}2} - M_{\text{эз}2} + M_{\text{шмз}2} &= -P_{\text{ф}3} r_{\text{кз}2} / (i_{\text{трз}2} \eta_{\text{трз}2}); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{\text{т}} \ddot{\phi}_{\text{т}} - (M_{\text{шмп}1} / r_{\text{кп}1}) (h_{\text{т}} - r_{\text{кп}1}) i_{\text{трп}1} / r_{\text{кп}1} - \\ - (M_{\text{шмп}2} / r_{\text{кп}2}) (h_{\text{т}} - r_{\text{кп}2}) i_{\text{трп}2} / r_{\text{кп}2} - \\ - (M_{\text{шмз}1} / r_{\text{кз}1}) (h_{\text{т}} - r_{\text{кз}1}) i_{\text{трз}1} / r_{\text{кз}1} - \\ - (M_{\text{шмз}2} / r_{\text{кз}2}) (h_{\text{т}} - r_{\text{кз}2}) i_{\text{трз}2} / r_{\text{кз}2} - \\ - P_{\text{шмп}1}^y (a_{\text{т}} + l_1) - P_{\text{шмп}2}^y (a_{\text{т}} - l_2) + P_{\text{шмз}1}^y (b_{\text{т}} - l_1) + \\ + P_{\text{шмз}2}^y (b_{\text{т}} + l_2) - P_{\text{п}1}^y (b_{\text{т}} - a_2) - P_{\text{п}2}^y (b_{\text{т}} + b_2) + \\ + P_{\text{п}3}^y (a_{\text{т}} - l_{\text{п}4} + L_{\text{к}}) + P_{\text{п}4}^y (a_{\text{т}} - l_{\text{п}4}) = (P_{\text{кп}1} + P_{\text{кп}2} + \\ + P_{\text{кз}1} + P_{\text{кз}2} - P_{\text{фп}1} - P_{\text{фп}2} - P_{\text{фз}1} - P_{\text{фз}2}) h_{\text{т}}; \end{aligned}$$

$$I_{\text{гр}} \ddot{\phi}_{\text{гр}} - P_{\text{п}1}^y a_3 + P_{\text{п}2}^y b_3 = 0;$$

$$I_{\text{к}} \ddot{\phi}_{\text{к}} + P_{\text{п}4}^y b_{\text{к}} - P_{\text{п}3}^y a_{\text{к}} - P_{\text{с}}^y l_{\text{в}} = 0;$$

$$I_{\text{б}1} \ddot{\phi}_{\text{б}1} - P_{\text{шмп}1}^y l_1 + P_{\text{шмп}2}^y l_2 = (P_{\text{кп}1} + P_{\text{кп}2} - P_{\text{фп}1} - P_{\text{фп}2}) h_{\text{т}};$$

$$I_{\text{б}2} \ddot{\phi}_{\text{б}2} - P_{\text{шмз}1}^y l_1 + P_{\text{шмз}2}^y l_2 = (P_{\text{кз}1} + P_{\text{кз}2} - P_{\text{фз}1} - P_{\text{фз}2}) h_{\text{т}};$$

$$M_{\text{т}} \ddot{Y}_{\text{т}} - P_{\text{шмп}1}^y - P_{\text{шмп}2}^y - P_{\text{шмз}1}^y - P_{\text{шмз}2}^y + P_{\text{п}1}^y + P_{\text{п}2}^y + P_{\text{п}3}^y + P_{\text{п}4}^y = 0;$$

$$M_{\text{гр}} \ddot{Y}_{\text{гр}} - P_{\text{п}1}^y - P_{\text{п}2}^y = 0;$$

$$m_{\text{к}} \ddot{Y}_{\text{к}} - P_{\text{п}3}^y - P_{\text{п}4}^y + P_{\text{с}}^y = 0;$$

$$m_{\text{в}} \ddot{Y}_{\text{в}} - P_{\text{с}}^y = 0;$$

$$\begin{aligned} (M_{\text{т}} + M_{\text{гр}} + m_{\text{к}} + m_{\text{в}}) \ddot{X}_{\text{т}} - M_{\text{шмп}1} / r_{\text{кп}1} - \\ - M_{\text{шмп}2} / r_{\text{кп}2} - M_{\text{шмз}1} / r_{\text{кз}1} - M_{\text{шмз}2} / r_{\text{кз}2} = \\ = P_{\text{кп}1} + P_{\text{кп}2} - P_{\text{фп}1} - P_{\text{фп}2} + P_{\text{кз}1} + P_{\text{кз}2} - \\ - P_{\text{фз}1} - P_{\text{фз}2}, \end{aligned}$$

где $M_{\text{д}}$ и $M_{\text{сц}}$ – соответственно крутящие моменты двигателя и сцепления; $M_{\text{эк},j}$ – крутящий момент на j -той передаче, приведенный к первичному валу КП; $M_{\text{вк}} = M_{\text{эп}1} + M_{\text{эп}2} + M_{\text{эз}1} + M_{\text{эз}2}$ – крутящий момент на выходном валу КП, $M_{\text{шм}(п1,п2,з1,з2)}$ – крутящий момент в ветвях привода переднего (заднего) моста; $M_{\text{шм}(п1,п2,з1,з2)}$ – реактивный момент в шинах ведущих мостов; $P_{\text{шмп}1}^y$, $P_{\text{шмп}2}^y$, $P_{\text{шмз}1}^y$, $P_{\text{шмз}2}^y$ – соответственно приведенные силы передних и задних шин; $P_{\text{п}1}^y$, $P_{\text{п}2}^y$, $P_{\text{п}3}^y$, $P_{\text{п}4}^y$, $P_{\text{с}}^y$ – приведенные силы подвески груза, кабины и сиденья водителя.

Приведенные крутящие и реактивные моменты, а также силы, входящие в систему уравнений:

$$M_{\text{эк},j} = c_{\text{эк},j}^{\phi} (\phi_{\text{сц}} - \phi_{\text{вк}}) + k_{\text{эк},j}^{\phi} (\dot{\phi}_{\text{сц}} - \dot{\phi}_{\text{вк}});$$

$$M_{\vartheta(p1,p2,p3,p4)} = c_{\vartheta(p1,p2,p3,p4)}^{\varphi} (\varphi_{BK} - \varphi_{k(p1,p2,p3,p4)}) + k_{\vartheta(p1,p2,p3,p4)}^{\varphi} (\varphi_{BK} - \varphi_{k(p1,p2,p3,p4)});$$

$$M_{\text{шм}(p1,p2,p3,p4)} = c_{\text{шм}(p1,p2,p3,p4)}^{\varphi} (\varphi_{k(p1,p2,p3,p4)} - \varphi_{\text{шм}(p1,p2,p3,p4)}) + k_{\text{шм}(p1,p2,p3,p4)}^{\varphi} (\varphi_{k(p1,p2,p3,p4)} - \varphi_{\text{шм}(p1,p2,p3,p4)});$$

$$\varphi_{\text{шм}(p1,p2,p3,p4)} = \frac{[X_T + (h_T - r_{k(p1,p2,p3,p4)})\varphi_T]}{r_{k(p1,p2,p3,p4)}} \times i_{\text{тр}(p1,p2,p3,p4)};$$

$$P_{\text{шмп1}}^y = c_{\text{шмп1}}^y [-Y_T - (a_T + l_1)\varphi_T - \varphi_{\delta 1} l_1 + h_{\text{мп1}}] + k_{\text{шмп1}}^y [-\dot{Y}_T - (a_T + l_1)\dot{\varphi}_T - \dot{\varphi}_{\delta 1} l_1 + \dot{h}_{\text{мп1}}];$$

$$P_{\text{шмп2}}^y = c_{\text{шмп2}}^y [-Y_T - (a_T - l_2)\varphi_T + \varphi_{\delta 1} l_2 + h_{\text{мп2}}] + k_{\text{шмп2}}^y [-\dot{Y}_T - (a_T - l_2)\dot{\varphi}_T + \dot{\varphi}_{\delta 1} l_2 + \dot{h}_{\text{мп2}}];$$

$$P_{\text{шмз1}}^y = c_{\text{шмз1}}^y [-Y_T + (b_T - l_1)\varphi_T - \varphi_{\delta 2} l_1 + h_{\text{мз1}}] + k_{\text{шмз1}}^y [-\dot{Y}_T + (b_T - l_1)\dot{\varphi}_T - \dot{\varphi}_{\delta 2} l_1 + \dot{h}_{\text{мз1}}];$$

$$P_{\text{шмз2}}^y = c_{\text{шмз2}}^y [-Y_T + (b_T + l_2)\varphi_T + \varphi_{\delta 2} l_2 + h_{\text{мз2}}] + k_{\text{шмз2}}^y [-\dot{Y}_T + (b_T + l_2)\dot{\varphi}_T + \dot{\varphi}_{\delta 2} l_2 + \dot{h}_{\text{мз2}}];$$

$$P_{\text{п1}}^y = c_{\text{п1}}^y [Y_T - (b_T - a_2)\varphi_T - Y_{\text{гр}} - \varphi_{\text{гр}} a_3] + k_{\text{п1}}^y [\dot{Y}_T - (b_T - a_2)\dot{\varphi}_T - \dot{Y}_{\text{гр}} - \dot{\varphi}_{\text{гр}} a_3];$$

$$P_{\text{п2}}^y = c_{\text{п2}}^y [Y_T - (b_T + b_2)\varphi_T - Y_{\text{гр}} + \varphi_{\text{гр}} b_3] + k_{\text{п2}}^y [\dot{Y}_T - (b_T + b_2)\dot{\varphi}_T - \dot{Y}_{\text{гр}} + \dot{\varphi}_{\text{гр}} b_3];$$

$$P_{\text{п3}}^y = c_{\text{п3}}^y [Y_T + (a_T - l_{\text{п4}} + L_k)\varphi_T - Y_K - \varphi_K a_k] + k_{\text{п3}}^y [\dot{Y}_T + (a_T - l_{\text{п4}} + L_k)\dot{\varphi}_T - \dot{Y}_K - \dot{\varphi}_K a_k];$$

$$P_{\text{п4}}^y = c_{\text{п4}}^y [Y_T + (a_T - l_{\text{п4}})\varphi_T - Y_K + \varphi_K b_k] + k_{\text{п4}}^y [\dot{Y}_T + (a_T - l_{\text{п4}})\dot{\varphi}_T - \dot{Y}_K + \dot{\varphi}_K b_k];$$

$$P_c^y = c_c^y (Y_K - l_B \varphi_K - Y_B) + k_c^y (\dot{Y}_K - l_B \dot{\varphi}_K - \dot{Y}_B).$$

Величины сил сопротивления качению колес соответствующих осей машины P_f учитывают перераспределение нагрузок от сил инерции и динамическое воздействие неровностей опорной поверхности при движении. Их значения можно определить по формуле

$$P_{f(p1,p2,p3,p4)} = (R_{Y(1,2,3,4)} + P_{\text{шм}(p1,p2,p3,p4)}^y) f_c,$$

где $R_{Y(1,2,3,4)}$ – вертикальные реакции опорной поверхности на передние и задние колеса машины; f_c – коэффициент сопротивления качению колес форвардера.

Входящие в эту систему уравнений значения касательных сил тяги соответственно на

передних и задних ведущих колесах определяют по формулам:

$$P_{k(p1,p2,p3,p4)} = (R_{Y(1,2,3,4)} + P_{\text{шм}(1,2,1,2)}^y) \times \varphi_{(1,2,3,4)} (1 - e^{-k\delta}),$$

где $f_{(1,2,3,4)}$ – коэффициент сцепления колеса с почвой; δ – коэффициенты буксования ведущих колес; k – эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств грунта.

Характер взаимодействия колес балансирной тележки с опорной поверхностью имеет специфические особенности [5]. Возникают реактивные моменты, разгружающие переднее по ходу движения колесо, что приводит к снижению тягово-сцепных свойств машины, увеличению циркулирующей в тележке паразитной мощности, повышенному износу шин и расходу топлива.

На рис. 2 представлена расчетная схема сил и моментов, действующих на балансирную тележку при движении по горизонтальной поверхности.

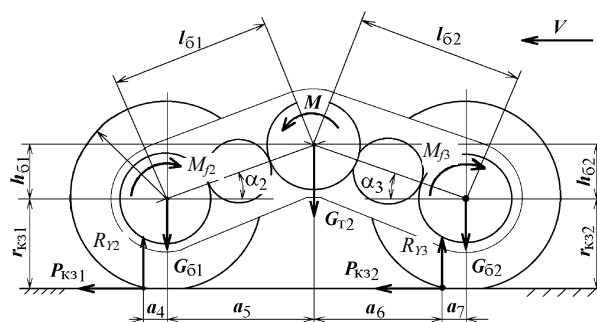


Рис. 2. Расчетная схема сил и моментов, действующих на балансирную тележку при движении

Вертикальные реакции, действующие на колеса тележки, определим из уравнений равновесия:

$$R_{Y2} = \frac{1}{a_4 + a_5 + a_6} [G_{\delta 1} (a_5 + a_6) + G_{\delta 2} a_7 + G_{T2} a_6 - P_{k31} (r_{k31} + h_{\delta 1}) - P_{k32} (r_{k32} + h_{\delta 2}) - M_{f2} - M_{f3} + M];$$

$$R_{Y46} = \frac{1}{a_4 + a_5 + a_6} [G_{\delta 1} a_6 + G_{\delta 2} (a_4 + a_5 + a_6) + G_{T2} (a_4 + a_5) + P_{k31} (r_{k31} + h_{\delta 1}) + P_{k32} (r_{k32} + h_{\delta 2}) + M_{f2} - M_{f3} + M],$$

где $a_4 = f_c r_{k31}$; $a_7 = f_c r_{k32}$; $h_{\delta 1} = l_{\delta 1} \cos \alpha_2$; $h_{\delta 2} = l_{\delta 2} \cos \alpha_3$; $G_{\delta 1}, G_{\delta 2}$ – соответственно вес переднего и заднего плеч балансира с колесами.

Как следует из выражений, под действием тягового усилия $P_{k3} = P_{k31} + P_{k32}$ и момента со-

противления перекачиванию $M_f = M_{f2} + M_{f3}$ передние колеса разгружаются, а задние – догружаются.

Для балансирных конечных передач в зависимости от направления момента M на ведущем элементе привода либо уменьшается (рис. 2), либо увеличивается перераспределение опорных реакций. Величина этого момента определяется из выражения

$$M = \frac{P_{кз} r_{кз} + M_f}{i_6 \eta_6},$$

где i_6 – передаточное отношение конечной балансирной передачи; η_6 – к. п. д. конечной балансирной передачи.

Чем меньше передаточное отношение конечной передачи, тем больше M и тем существеннее его влияние на перераспределение опорных реакций.

Разница опорных реакций задних и передних колес при одинаковом направлении вращения колес и ведущего элемента привода составляет

$$\Delta R_y \approx 2 \left(P_{кз} \frac{h_6 - r_{кз} / i_6 \eta_6}{a_4 + a_5 + a_6} + f \frac{1 - 1 / i_6 \eta_6}{a_4 + a_5 + a_6} \right).$$

При $h_6 \rightarrow r_{кз}$ и $i_6 \rightarrow 1$ до 0 уменьшается ΔR . Условие $R_{y1} = R_{y2} = 0,5(G_{т2} + G_{б1} + G_{б2})$ может быть достигнуто при $i_6 \eta_6 = 1$ и $h_6 = r_{кз}$.

Рассматриваемая система уравнений (1) решалась методом Рунге – Кутты 4-го порядка точности с помощью специально разработанного комплекса модулей системы программ. Основной модуль программ производит расчет систем уравнений по времени при заданных параметрах динамической системы. Далее производится статистическая обработка данных. Для переходных процессов сравниваются максимальные показатели и характер изменения зависимостей. При установившихся режимах производится сравнение статистических показателей.

Разработанный комплекс расчетных моделей имеет удовлетворительную точность, что подтверждается сравнением среднеквадратичных значений и максимальных реакций системы, а также их спектральных плотностей [1, 3]. В основу теста эквивалентности положено использование логарифмического преобразования оценки спектральной плотности, подчиняющейся нормальному распределению. По условию $D_2 \leq \chi_{n,\alpha}^2$, где n – число полос, на которые делится спектральная плотность, минус число наложенных ограничений; α – уровень значимости критерия (0,05).

Проведенные расчеты показали, что величина статистики D_2 не превышает значений области принятия гипотезы $\chi_{n,\alpha}^2$, равных 22,36.

Анализируя полученные зависимости динамических реакций на мостах машин с продольными базами в диапазоне 3,81–4,35 м, при различных скоростях движения и нагрузках, можно проследить, что при движении по пасечному волоку отмеченный характер изменения среднеквадратичных значений угловых и вертикальных ускорений с увеличением скорости движения возрастает на всех нагрузочных режимах.

Поэтому движение по пасечному волоку рассматривалось как один из наиболее сложных режимов, т. к., безусловно, при эксплуатации машины всегда возможны наезды на единичные неровности в виде пней или порубочных остатков.

Расчеты показали, что рассматриваемые показатели для условий эксплуатации по дорогам с улучшенным покрытием в среднем имеют значения в 1,7 раза меньше, чем при движении по пасечному волоку (технологическому коридору).

Заключение. Как показал опыт эксплуатации созданных машин, применение разработанных математических моделей и методики позволяют обоснованно выбрать параметры лесных машин, сократить время проектирования и доводки опытных образцов.

Литература

1. Клоков, Д. В. Обоснование параметров и оценка динамических показателей лесной колесной погрузочно-транспортной машины: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Д. В. Клоков; Белорус. гос. технол. ун-т. – Минск, 2001. – 21 с.
2. Альгин, В. Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В. Б. Альгин, В. Я. Павловский, С. Н. Поддубко. – Минск: Наука и техника, 1986. – 213 с.
3. Бендат, Дж. Прикладной анализ случайных данных / Дж. Бендат, А. Пир ол. – М.: Мир, 1989.
4. Кондрашкин, С. И. Принципы построения математических моделей динамики движения автомобилей / С. И. Кондрашкин, С. П. Контанисов, В. М. Семенов // Автомобильная промышленность. – 1979. – № 7. – С. 24–27.
5. Кочнев, А. М. Повышение эксплуатационных свойств колесных трелевочных тракторов путем обоснования их основных параметров.: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01 / А. М. Кочнев; СПбЛТА. – СПб, 1995. – 36 с.
6. Островерхов, Н. Л. Нагруженность трансмиссий колесных машин / Н. Л. Островерхов, В. Н. Ксендзов. – Минск: Наука и техника, 1983. – 88 с.