

УДК 630*377.4

В. С. Исаченков, ассистент (БГТУ);**В. А. Симанович**, кандидат технических наук, доцент (БГТУ)**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕСНОЙ ТРЕЛЕВОЧНОЙ МАШИНЫ**

В статье представлены математические модели движения колесной трелевочной машины при различном компоновочном решении по размещению канатно-чokerного технологического оборудования. Проведена оценка динамической нагруженности колесной трелевочной машины. Обоснованы конструктивные изменения в серийно выпускаемом технологическом оборудовании.

This article contains description of a mathematical model of motion of a wheel skidder for cant-chalkier technological equipment. The authors analyze the dynamical tension of a wheel skidder and study changes of its construction for the manufactured technological equipment.

Введение. Создание и совершенствование машин для трелевки древесины идет по различным направлениям, которые тесно увязаны с эксплуатационными условиями, охватывающими различные факторы, постоянно изменяющиеся в лесозаготовительном производстве. Вопросы оценки динамических свойств лесной колесной трелевочной техники на этой стадии обычно затрагиваются минимальным образом исходя из общей характеристики условий эксплуатации. Комплексное проектирование сложных динамических систем агрегатным способом, сочетающее такие факторы, как выбор и оптимизация функциональных и динамических характеристик, в силу причин организационно-технического характера осуществимо в достаточно редких случаях.

Описание динамических явлений в узлах и агрегатах транспортного средства представляется сложной задачей, решение которой требует большого объема информации. Для колесной трелевочной техники это связано с тем, что эксплуатационные режимы отличаются большим разнообразием даже при выполнении одной отдельной технологической операции.

Задачей исследований по оценке динамической нагруженности транспортного средства была разработка математического аппарата, позволяющего производить оценку динамических явлений в узлах лесной машины при воздействии факторов случайного характера и изменяющихся эксплуатационных характеристик системы.

На начальном этапе исследований нами представлена модель колесной трелевочной машины, отличающаяся от ранее известных рядом допущений, факторов и параметров, которые были учтены в процессе исследования теоретической направленности. Вместе с тем нами предлагается модель транспортного средства, исследование по которой позволяют произвести сравнительный анализ динамиче-

ской нагруженности трелевочной машины с серийной и усовершенствованной конструкцией технологического оборудования для трелевки древесины. Разработка математического аппарата исследований по динамической нагруженности двух из возможных конструкций представлена ниже.

Математическая модель процесса движения колесной трелевочной машины с прицепным технологическим оборудованием. Разработанная расчетная схема и соответствующая ей математическая модель движения колесной трелевочной машины с прицепным канатно-чokerным технологическим оборудованием отражает сложное взаимодействие подсистем машины, таких как двигатель, трансмиссия, ходовая часть, прицепное технологическое оборудование, и предмета труда (пачки хлыстов), а также возмущающих факторов (крутящий момент двигателя и неровности поверхности дороги) и предполагает нахождение независимых, изменяющихся во времени координат (степеней свободы), определяющих положение всех масс данной машины при рассмотрении переходных и установившихся режимов движения.

Распределенные массы машины при этом заменены сосредоточенными, соединенными безынерционными упругодемпфирующими связями, т. е. реальная динамическая система с бесконечным числом степеней свободы заменена схемой с конечным числом степеней свободы. Основными упругодемпфирующими элементами являются: шины, подвеска переднего моста, элементы трансмиссии, элементы прицепного технологического оборудования и пачки хлыстов.

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы, происходящие при движении колесной трелевочной машины с прицепным канатно-чokerным технологическим оборудованием, приняты следующие допущения: машина рассматрива-

ется как плоская симметричная система относительно продольной оси в вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести машины; машина движется по опорной поверхности прямолинейно, без спусков и подъемов; колебания масс системы малы; упругие характеристики шин и других упругих элементов линейные или кусочно-линейные, а силы сопротивления пропорциональны скорости деформации; высоты микронеровностей трелевочного волокна под колесами правой и левой колеи усредняются; высокочастотные колебания элементов трансмиссии как с сосредоточенными, так и с распределенными параметрами не рассматриваются; колебания в поперечной плоскости не связаны с продольно-вертикальными; беговая дорожка шины рассматривается в виде безынерционного обруча с радиусом, равным радиусу качения, а контакт колеса с дорогой точечным; шины имеют постоянный контакт с микропрофилем без пробуксовки и бокового проскальзывания; жесткость шин, подвески переднего моста, трансмиссии, прицепного технологического оборудования и пачки хлыстов постоянны [1, 2].

На рис. 1, а приведена расчетная схема динамической системы колесной трелевочной машины с прицепным канатно-чокерным технологическим оборудованием, разработанная с

учетом принятых допущений на основе анализа ее конструкции и кинематики движения звеньев. Расчетная динамическая схема имеет четырнадцать степеней свободы, описывающих колебания системы в продольной вертикальной плоскости. Положение колесной трелевочной машины с прицепным технологическим оборудованием определяется следующими обобщенными координатами: вертикальным, угловым и продольным перемещением центра тяжести тягового трактора – y_1, y_2, y_3 ; вертикальным перемещением центра тяжести переднего моста тягового трактора – y_4 ; вертикальным, угловым и продольным перемещением центра тяжести прицепного технологического оборудования – y_5, y_6, y_7 ; углом поворота коленчатого вала двигателя – y_8 ; углами поворота колес тягового трактора – y_9 и y_{10} ; вертикальными и продольными перемещениями дискретных масс пачки деревьев – y_{11}, y_{12}, y_{13} ; вертикальным перемещением центра тяжести водителя и сидения – y_{14} .

Вывод дифференциальных уравнений движения осуществлялся традиционным энергетическим методом исходя из уравнений Лагранжа второго рода с последующей проверкой по анализу равновесия действующих сил и моментов.

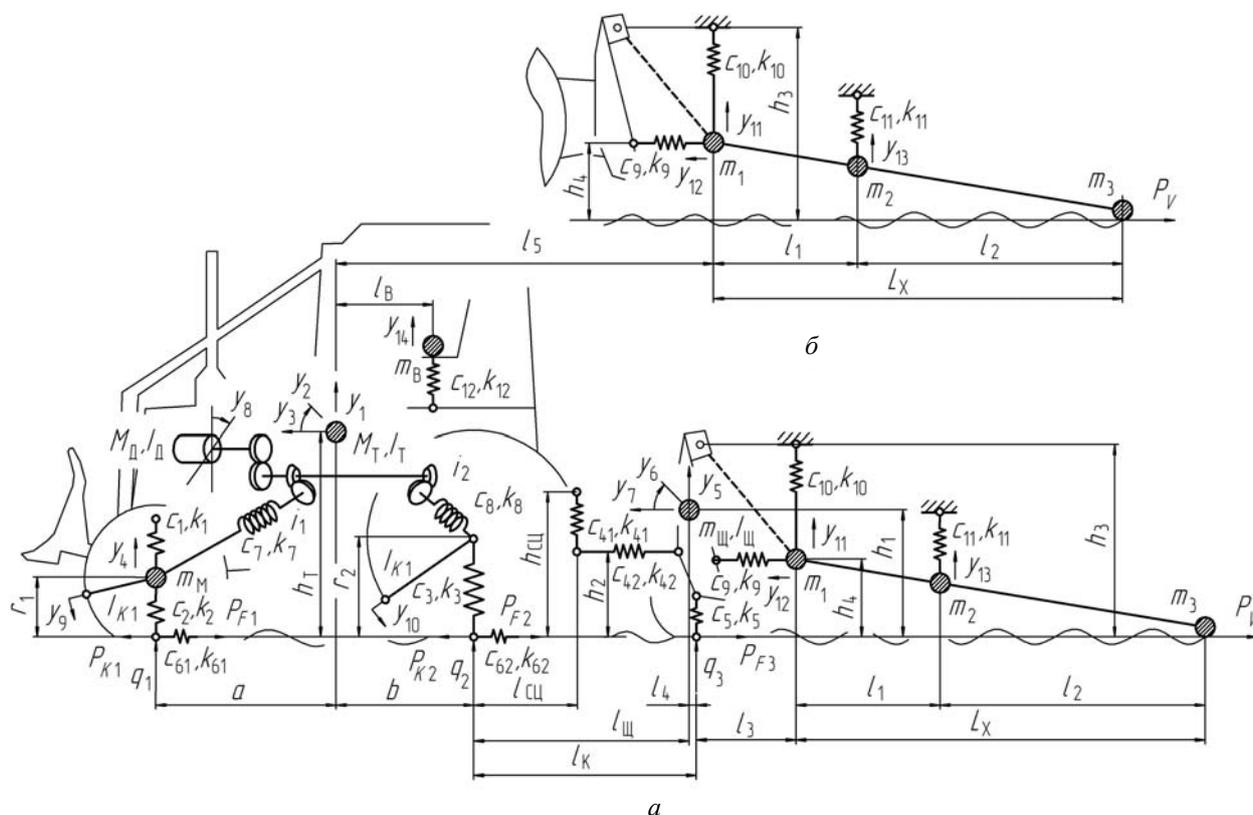


Рис. 1. Расчетная схема динамической системы колесной трелевочной машины

Система дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы в модели движения колесного трелевочного трактора, оснащенного прицепным канатно-чokerным технологическим оборудованием, имеет вид:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 &= [-c_1(y_1 + ay_2 - y_4) - k_1(\dot{y}_1 + a\dot{y}_2 - \dot{y}_4) - \\ &- c_3(y_1 + by_2 - q_2) - k_3(\dot{y}_1 + b\dot{y}_2 - \dot{q}_2) - c_{41}(y_1 - \\ &- (b + l_{\text{цп}})y_2 - y_5 - (l_{\text{ш}} - l_{\text{цп}})y_6) - k_{41}(\dot{y}_1 - \\ &- (b + l_{\text{цп}})\dot{y}_2 - \dot{y}_5 - (l_{\text{ш}} - l_{\text{цп}})\dot{y}_6) + c_{12}(y_{14} - y_1 - \\ &- l_{\text{Б}}y_6) + k_{12}(\dot{y}_{14} - \dot{y}_1 - l_{\text{Б}}\dot{y}_6)] / M_{\text{T}}; \\ \ddot{y}_2 &= [-ac_1(y_1 + ay_2 - y_4) - ak_1(\dot{y}_1 + a\dot{y}_2 - \dot{y}_4) + \\ &+ bc_3(y_1 - by_2 - q_2) + bk_3(\dot{y}_1 - b\dot{y}_2 - \dot{q}_2) + \\ &+ (b + l_{\text{цп}})c_{41}(y_1 - (b + l_{\text{цп}})y_2 - y_5 - (l_{\text{ш}} + l_{\text{цп}})y_6) + \\ &+ (b + l_{\text{цп}})k_{41}(\dot{y}_1 - (b + l_{\text{цп}})\dot{y}_2 - \dot{y}_5 - (l_{\text{ш}} + l_{\text{цп}})\dot{y}_6) - \\ &- (h_{\text{T}} - h_{\text{цп}})c_{42}(y_3 + (h_{\text{T}} - h_{\text{цп}})y_2 - y_7 - (h_1 - h_2)y_6) - \\ &- (h_{\text{T}} - h_{\text{цп}})k_{42}(\dot{y}_3 + (h_{\text{T}} - h_{\text{цп}})\dot{y}_2 - \dot{y}_7 - (h_1 - h_2)\dot{y}_6) + \\ &+ (h_{\text{T}} - r_1)c_{61}(y_3 - (h_{\text{T}} - r_1)y_2 - r_1y_9) - \\ &- (h_{\text{T}} - r_1)k_{61}(\dot{y}_3 - (h_{\text{T}} - r_1)\dot{y}_2 - r_1\dot{y}_9) + \\ &+ (h_{\text{T}} - r_2)c_{62}(y_3 - (h_{\text{T}} - r_2)y_2 - r_2y_{10}) - \\ &- (h_{\text{T}} - r_2)k_{62}(\dot{y}_3 - (h_{\text{T}} - r_2)\dot{y}_2 - r_2\dot{y}_{10}) - \\ &- l_{\text{Б}}c_{12}(y_{14} - y_1 + l_{\text{Б}}y_2) - l_{\text{Б}}k_{12}(\dot{y}_{14} - \dot{y}_1 + l_{\text{Б}}\dot{y}_2)] / I_{\text{T}}; \\ \ddot{y}_3 &= [-c_{42}(y_3 + (h_{\text{T}} - h_{\text{цп}})y_2 - y_7 - (h_1 - h_2)y_6) - \\ &- k_{42}(\dot{y}_3 + (h_{\text{T}} - h_{\text{цп}})\dot{y}_2 - \dot{y}_7 - (h_1 - h_2)\dot{y}_6) - c_{61}(y_3 - \\ &- (h_{\text{T}} - r_1)y_2 - r_1y_9) - k_{61}(\dot{y}_3 - (h_{\text{T}} - r_1)\dot{y}_2 - r_1\dot{y}_9) - \\ &- c_{62}(y_3 - (h_{\text{T}} - r_2)y_2 - r_2y_{10}) - k_{62}(\dot{y}_3 - (h_{\text{T}} - r_2)\dot{y}_2 - \\ &- r_2\dot{y}_{10}) + P_{F1} + P_{F2} - P_{K1} - P_{K2}] / M_{\text{T}}; \\ \ddot{y}_4 &= [c_1(y_1 + ay_2 - y_4) + k_1(\dot{y}_1 + a\dot{y}_2 - \dot{y}_4) - \\ &- c_2(y_4 - q_1) - k_2(\dot{y}_4 - \dot{q}_1)] / m_{\text{М}}; \\ \ddot{y}_5 &= [c_{41}(y_1 - (b + l_{\text{цп}})y_2 - y_5 - (l_{\text{ш}} - l_{\text{цп}})y_6) + \\ &+ k_{41}(\dot{y}_1 - (b + l_{\text{цп}})\dot{y}_2 - \dot{y}_5 - (l_{\text{ш}} - l_{\text{цп}})\dot{y}_6) - \\ &- c_5(y_5 + l_4y_6 - q_3) - k_5(\dot{y}_5 + l_4\dot{y}_6 - \dot{q}_3) - \\ &- c_{10}(y_5 - (l_4 + l_3)y_6 - y_{11}) - k_{10}(\dot{y}_5 - (l_4 + l_3)\dot{y}_6 - \dot{y}_{11}) - \\ &- c_{11}(y_5 - (l_4 - l_3)l_2y_6/L_{\text{X}} - y_{13}) - \\ &- k_{11}(\dot{y}_5 - (l_4 - l_3)l_2\dot{y}_6/L_{\text{X}} - \dot{y}_{13})] / m_{\text{ш}}; \\ \ddot{y}_6 &= [(l_{\text{ш}} - l_{\text{цп}})c_{41}(y_1 - (b + l_{\text{цп}})y_2 - y_5 - \\ &- (l_{\text{ш}} - l_{\text{цп}})y_6) + (l_{\text{ш}} - l_{\text{цп}})k_{41}(\dot{y}_1 - (b + l_{\text{цп}})\dot{y}_2 - \dot{y}_5 - \\ &- (l_{\text{ш}} - l_{\text{цп}})\dot{y}_6) + (h_1 - h_2)c_{42}(y_3 + (h_{\text{T}} - h_{\text{цп}})y_2 - y_7 - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &- (h_1 - h_2)y_6) + (h_1 - h_2)k_{42}(\dot{y}_3 + (h_{\text{T}} - h_{\text{цп}})\dot{y}_2 - \dot{y}_7 - \\ &- (h_1 - h_2)\dot{y}_6) - l_4c_5(y_5 + l_4y_6 - q_3) - l_4k_5(\dot{y}_5 + l_4\dot{y}_6 - \\ &- \dot{q}_3) + (h_1 - h_4)c_9(y_7 - (h_1 - h_4)y_6 - y_{12}) + \\ &+ (h_1 - h_4)k_9(\dot{y}_7 - (h_1 - h_4)\dot{y}_6 - \dot{y}_{12}) + (l_4 + l_3)c_{10}(y_5 - \\ &- (l_4 + l_3)y_6 - y_{11}) + (l_4 + l_3)k_{10}(\dot{y}_5 - (l_4 + l_3)\dot{y}_6 - \\ &- \dot{y}_{11}) + (l_4 + l_3)l_2c_{11}(y_5 - (l_4 + l_3)l_2y_6/L_{\text{X}} - y_{13}) / L_{\text{X}} + \\ &+ (l_4 + l_3)l_2k_{11}(\dot{y}_5 - (l_4 + l_3)l_2\dot{y}_6/L_{\text{X}} - \dot{y}_{13}) / L_{\text{X}}] / I_{\text{ш}}; \\ \ddot{y}_7 &= [c_{42}(y_3 + (h_{\text{T}} - h_{\text{цп}})y_2 - y_7 - (h_1 - h_2)y_6) + \\ &+ k_{42}(\dot{y}_3 + (h_{\text{T}} - h_{\text{цп}})\dot{y}_2 - \dot{y}_7 - (h_1 - h_2)\dot{y}_6) - \\ &- c_9(y_7 + (h_1 - h_4)y_6 - y_{12}) - \\ &- k_9(\dot{y}_7 + (h_1 - h_4)\dot{y}_6 - \dot{y}_{12}) + P_{F3}] / m_{\text{ш}}; \\ \ddot{y}_8 &= [c_7(y_9 - y_8/i_1) / i_1 + k_7(\dot{y}_9 - \dot{y}_8/i_1) / i_1 + \\ &+ c_8(y_{10} - y_8/i_2) / i_2 + k_8(\dot{y}_{10} - \dot{y}_8/i_2) / i_2 - M_{\text{Д}}] / I_{\text{Д}}; \\ \ddot{y}_9 &= [r_1c_{61}(y_3 - (h_{\text{T}} - r_1)y_2 - r_1y_9) + \\ &+ r_1k_{61}(\dot{y}_3 - (h_{\text{T}} - r_1)\dot{y}_2 - r_1\dot{y}_9) - c_7(y_9 - y_8/i_1) - \\ &- k_7(\dot{y}_9 - \dot{y}_8/i_1)] / I_{K1}; \\ \ddot{y}_{10} &= [r_2c_{62}(y_3 - (h_{\text{T}} - r_2)y_2 - r_2y_{10}) + r_2k_{62}(\dot{y}_3 - \\ &- (h_{\text{T}} - r_2)\dot{y}_2 - r_2\dot{y}_{10}) - c_8(y_{10} - y_8/i_2) - \\ &- k_8(\dot{y}_{10} - \dot{y}_8/i_2)] / I_{K2}; \\ \ddot{y}_{11} &= [c_{10}(y_5 - (l_4 + l_3)y_6 - y_{11}) + \\ &+ k_{10}(\dot{y}_5 - (l_4 + l_3)\dot{y}_6 - \dot{y}_{11})] / m_1; \\ \ddot{y}_{12} &= [c_9(y_7 + (h_1 - h_4)y_6 - y_{12}) + \\ &+ k_9(\dot{y}_7 + (h_1 - h_4)\dot{y}_6 - \dot{y}_{12}) + P_{\text{V}}] / m_1; \\ \ddot{y}_{13} &= [c_{11}(y_5 - (l_4 + l_3)l_2y_6/L_{\text{X}} - y_{13}) + \\ &+ k_{11}(\dot{y}_5 - (l_4 + l_3)l_2\dot{y}_6/L_{\text{X}} - \dot{y}_{13})] / m_2; \\ \ddot{y}_{14} &= [-c_{12}(y_{14} - y_1 + l_{\text{Б}}y_2) - \\ &- k_{12}(\dot{y}_{14} - \dot{y}_1 + l_{\text{Б}}\dot{y}_2)] / m_{\text{Б}}, \end{aligned}$$

где $I_{\text{Д}}$ – момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления; I_{K1} и I_{K2} – моменты инерции элементов трансмиссии и соответственно колес тягового трактора; I_{T} и $I_{\text{ш}}$ – моменты инерции тягового трактора и прицепного трелевочного оборудования; M_{T} – масса тягового трактора; $m_{\text{М}}$ – подрессоренная масса переднего моста тягового трактора; $m_{\text{ш}}$ – масса прицепного трелевочного оборудования; m_1 , m_2 и m_3 – дискретные массы пачки хлыстов; $m_{\text{Б}}$ – подрессоренная масса водителя и сиденья; c_2 , k_2 и c_3 , k_3 – вертикальная жесткость и сопротивление шин переднего и заднего мостов тягового трактора; c_{41} , k_{41} и c_{42} , k_{42} – вертикальная и горизонтальная жесткость и сопротивление сцепки

тягового трактора и прицепа; c_5 и k_5 – вертикальная жесткость и сопротивление шин оси прицепного трелевочного оборудования; c_{61} , k_{61} , c_{62} , k_{62} – продольные жесткости и сопротивления шин и почвогрунта, приведенные к точкам контакта колес соответственно переднему и заднему мостам трактора с опорной поверхностью; c_7 , k_7 и c_8 , k_8 – угловая жесткость и сопротивление валов привода переднего и заднего мостов тягового трактора; c_9 , k_9 и c_{10} , k_{10} – продольная и вертикальная жесткость и сопротивление узла связи пачки с трактором; c_{11} и k_{11} – вертикальная жесткость и сопротивление пачки хлыстов; c_{12} и k_{12} – вертикальная жесткость и сопротивление сиденья водителя; i_1 и i_2 – передаточные числа приводов переднего и заднего мостов тягового трактора; a , b и h_T – координаты центра тяжести тягового трактора; l_B – горизонтальная координата центра тяжести водителя; $l_{Ц}$, h_1 – координаты центра тяжести прицепного трелевочного оборудования; $l_{ЦЦ}$, $h_{ЦЦ}$, h_2 – координаты точек сцепки тягового трактора и прицепа; l_3 – расстояние от оси прицепного трелевочного оборудования до горизонтальной координаты точки касания комлевой части пачки в щит; l_4 – расстояние от горизонтальной координаты оси до центра тяжести прицепного трелевочного оборудования; l_1 , l_2 – координаты центра тяжести пачки древесины; L_X – длина пачки хлыстов; h_3 – расстояние от опорной поверхности до канатоведущего ролика арки; h_4 – расстояние от опорной поверхности до точки касания комлевой части пачки в щит прицепного трелевочного оборудования; r_1 , r_2 и r_3 – радиусы качения колес тягового трактора и шин оси прицепного трелевочного оборудования; P_{K1} и P_{K2} – касательные силы тяги передних и задних колес трактора.

Внешние силы, действующие на систему: M_D – момент двигателя; P_{F1} , P_{F2} и P_{F3} – силы сопротивления качению колес тягового трактора и шин оси прицепного трелевочного оборудования; P_V – сила сопротивления волочения пачки; q_1 , q_2 и q_3 , – текущие значения неровностей под колесами тягового трактора и оси прицепного трелевочного оборудования.

Математическая модель процесса движения колесной трелевочной машины с навесным технологическим оборудованием. На аналогичных принципах построена математическая модель процесса движения колесной трелевочной машины, оснащенной навесным канатно-чokerным технологическим оборудованием, динамическая схема которой приведена на рис. 1, б, имеющая одиннадцать степеней свободы, описывающих колебания в продольной вертикальной плоскости.

Система дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы в моде-

ли движения колесного трелевочного трактора, оснащенного навесным канатно-чokerным технологическим оборудованием, имеет вид:

$$\begin{aligned} \ddot{y}_1 &= [-c_1(y_1 + ay_2 - y_4) - k_1(\dot{y}_1 + a\dot{y}_2 - \dot{y}_4) - c_3(y_1 + by_2 - q_2) - k_3(\dot{y}_1 + b\dot{y}_2 - \dot{q}_2) - c_{10}(y_1 - l_5y_2 - y_{11}) - \\ &- k_{10}(\dot{y}_1 - l_5\dot{y}_2 - \dot{y}_{11}) - c_{11}(y_1 - l_5l_2y_2/L_X - y_{13}) - \\ &- k_{11}(\dot{y}_1 - l_5l_2\dot{y}_2/L_X - \dot{y}_{13}) + c_{12}(y_{14} - y_1 - l_By_2) + \\ &+ k_{12}(\dot{y}_{14} - \dot{y}_1 - l_B\dot{y}_2)]/M_T; \\ \ddot{y}_2 &= [-ac_1(y_1 + ay_2 - y_4) - ak_1(\dot{y}_1 + a\dot{y}_2 - \dot{y}_4) + \\ &+ bc_3(y_1 - by_2 - q_2) + bk_3(\dot{y}_1 - b\dot{y}_2 - \dot{q}_2) - \\ &- (h_T - h_4)c_9(y_3 + (h_T - h_4)y_2 - y_{12}) - \\ &- (h_T - h_4)k_9(\dot{y}_3 + (h_T - h_4)\dot{y}_2 - \dot{y}_{12}) - \\ &- l_5c_{10}(y_1 - l_5y_2 - y_{11}) + l_5k_{10}(\dot{y}_1 - l_5\dot{y}_2 - \dot{y}_{11}) + \\ &+ l_5l_2c_{11}(y_1 - l_5l_2y_2/L_X - y_{13})/L_X + \\ &+ l_5l_2k_{11}(\dot{y}_1 - l_5l_2\dot{y}_2/L_X - \dot{y}_{13})/L_X - \\ &- l_Bc_{12}(y_{14} - y_1 + l_By_2) - l_Bk_{12}(\dot{y}_{14} - \dot{y}_1 + l_B\dot{y}_2)]/I_T; \\ \ddot{y}_3 &= [-c_9(y_3 + (h_T - h_4)y_2 - y_{12}) - k_9(\dot{y}_3 + \\ &+ (h_T - h_4)\dot{y}_2 - \dot{y}_{12}) - c_{61}(y_3 - (h_T - r_1)y_2 - r_1y_9) - \\ &- k_{61}(\dot{y}_3 - (h_T - r_1)\dot{y}_2 - r_1\dot{y}_9) - c_{62}(y_3 - (h_T - r_2)y_2 - \\ &- r_2y_{10}) - k_{62}(\dot{y}_3 - (h_T - r_2)\dot{y}_2 - r_2\dot{y}_{10}) + \\ &+ P_{F1} + P_{F2} - P_{K1} - P_{K2}]/M_T; \\ \ddot{y}_4 &= [c_1(y_1 + ay_2 - y_4) + k_1(\dot{y}_1 + a\dot{y}_2 - \dot{y}_4) - \\ &- c_2(y_4 - q_1) - k_2(\dot{y}_4 - \dot{q}_1)]/m_M; \\ \ddot{y}_8 &= [c_7(y_9 - y_8/i_1)/i_1 + k_7(\dot{y}_9 - \dot{y}_8/i_1)/i_1 + \\ &+ c_8(y_{10} - y_8/i_2)/i_2 + k_8(\dot{y}_{10} - \dot{y}_8/i_2)/i_2 - M_D]/I_D; \\ \ddot{y}_9 &= [r_1c_{61}(y_3 - (h_T - r_1)y_2 - r_1y_9) + \\ &+ r_1k_{61}(\dot{y}_3 - (h_T - r_1)\dot{y}_2 - r_1\dot{y}_9) - \\ &- c_7(y_9 - y_8/i_1) - k_7(\dot{y}_9 - \dot{y}_8/i_1)]/I_{K1}; \\ \ddot{y}_{10} &= [r_2c_{62}(y_3 - (h_T - r_2)y_2 - r_2y_{10}) + \\ &+ r_2k_{62}(\dot{y}_3 - (h_T - r_2)\dot{y}_2 - r_2\dot{y}_{10}) - \\ &- c_8(y_{10} - y_8/i_2) - k_8(\dot{y}_{10} - \dot{y}_8/i_2)]/I_{K2}; \\ \ddot{y}_{11} &= [c_{10}(y_1 - l_5y_2 - y_{11}) + k_{10}(\dot{y}_1 - l_5\dot{y}_2 - \dot{y}_{11})]/m_1; \\ \ddot{y}_{12} &= [c_9(y_3 + (h_T - h_4)y_2 - y_{12}) + \\ &+ k_9(\dot{y}_3 + (h_T - h_4)\dot{y}_2 - \dot{y}_{12}) + P_V]/m_1; \\ \ddot{y}_{13} &= [c_{11}(y_5 - l_5l_2y_2/L_X - y_{13}) + \\ &+ k_{11}(\dot{y}_5 - l_5l_2\dot{y}_2/L_X - \dot{y}_{13})]/m_2; \\ \ddot{y}_{14} &= [-c_{12}(y_{14} - y_1 + l_By_2) - k_{12}(\dot{y}_{14} - \dot{y}_1 + l_B\dot{y}_2)]/m_B; \end{aligned}$$

где l_5 – горизонтальная координата точки касания комлевой части пачки в щит.

Массово-геометрические параметры, необходимые для описания исследуемых динамических систем, а также диапазоны их варьирования были определены экспериментально в ходе лабораторных исследований.

Моменты инерции элементов трансмиссии, колес и ходовой части получены расчетным путем. Определение сил сопротивления качению и касательных сил тяги ведущих осей производилось по известным методикам.

Рассматриваемые системы дифференциальных уравнений решались при помощи специально разработанных программ в системе высокоуровневого программирования *MatLab R2006a* [3,4].

Результатом решений систем дифференциальных уравнений, рассматриваемых выше, явились матрицы численных значений отклонений степеней свободы моделей, а также первые производные этих отклонений и соответствующие им моменты времени протекания процесса.

Это позволило определить все необходимые параметры оценки динамической нагруженности колесной трелевочной машины, оснащенной различным по компоновочным решениям технологическим оборудованием.

Так, изменения крутящих моментов по времени на передних и задних полуосях тягового звена машины определялись по следующим зависимостям:

$$M_{K1} = c_7 (Y_9 - Y_8/i_1) + k_7 (\dot{Y}_9 - \dot{Y}_8/i_1);$$

$$M_{K2} = c_8 (Y_{10} - Y_8/i_2) + k_8 (\dot{Y}_{10} - \dot{Y}_8/i_2).$$

Динамические реакции под передними и задними колесами трелевочной машины определялись по формулам:

$$R_{D1} = c_2 (Y_4 - Q_1) + k_2 (\dot{Y}_1 - \dot{Q}_1);$$

$$R_{D2} = c_3 (Y_1 - bY_2 - Q_2) + k_3 (\dot{Y}_1 - b\dot{Y}_2 - \dot{Q}_2).$$

В данных уравнениях заглавные буквы степеней свободы означают полученные при моделировании матрицы результатов.

Математический аппарат, представленный выше, позволил получить максимальные и среднеквадратичные значения, построить нормированные спектральные плотности крутящих моментов и динамических реакций на передней и задней полуосях колесной трелевочной машины, и ее изменение в зависимости от применяемого технологического оборудования (рис. 2–5).

На рис. 2 и 3 представлены нормированные спектральные плотности крутящих моментов на передних и задних полуосях трелевочной маши-

ны при транспортировке пачки деревьев объемом $1,0 \text{ м}^3$ со скоростью $4,26 \text{ км/ч}$ (II передача).

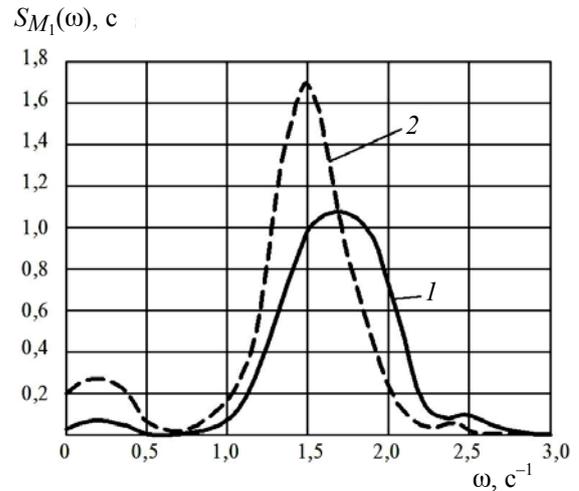


Рис. 2. Нормированные спектральные плотности крутящего момента на передней полуоси колесной машины при движении по трелевочному волоку: 1 – прицепное технологическое оборудование; 2 – навесное технологическое оборудование

Из графиков видно, что максимумы спектральных плотностей для передних и задних полуосей лежат в диапазоне частот от $1,43 \text{ с}^{-1}$ до $1,67 \text{ с}^{-1}$, причем их величина выше для серийного навесного технологического оборудования (кривые 2).

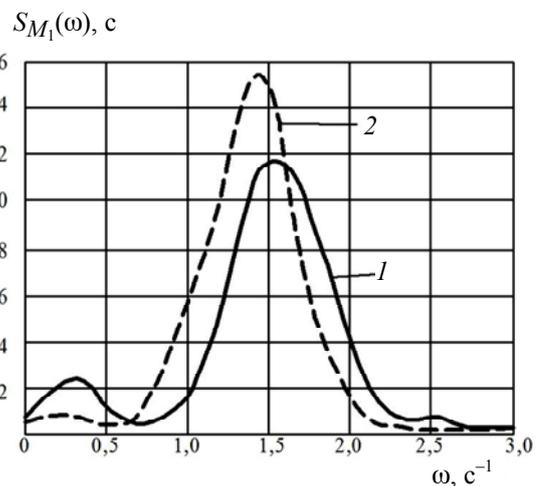


Рис. 3. Нормированные спектральные плотности крутящих моментов на задней полуоси колесной машины при движении по трелевочному волоку: 1 – прицепное технологическое оборудование; 2 – навесное технологическое оборудование.

Для прицепного технологического оборудования максимальное значение спектральных плотностей выше для задней полуоси и проявляется при частоте $1,50 \text{ с}^{-1}$. На рис. 4 и 5 представлены нормированные спектральные плот-

ности динамических реакций под передними и задними колесами при работе трелевочной машины в тех же эксплуатационных условиях.

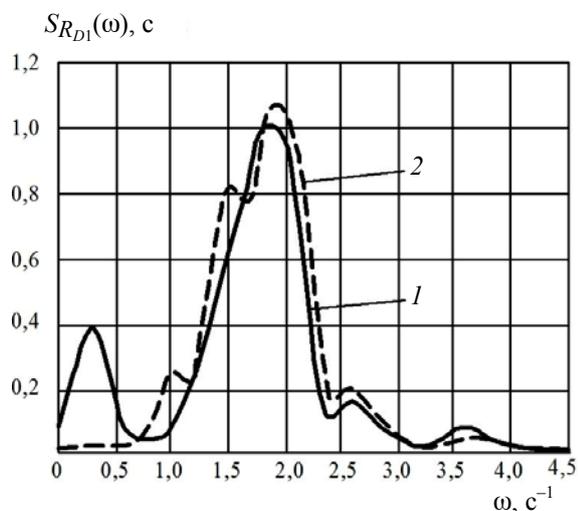


Рис. 4. Нормированные спектральные плотности динамических реакций под передними колесами машины при движении по трелевочному волоку: 1 – прицепное технологическое оборудование; 2 – навесное технологическое оборудование

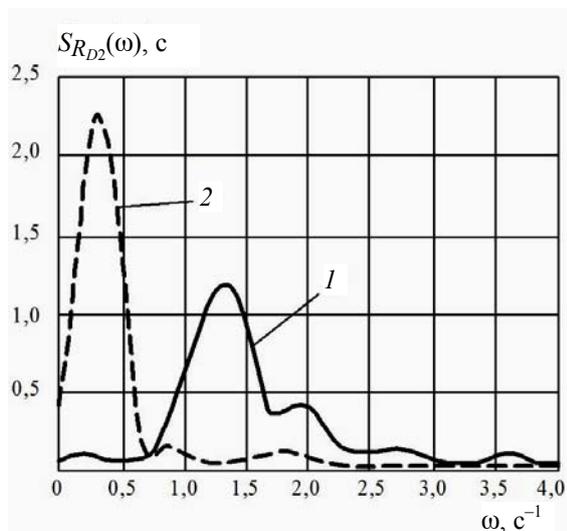


Рис. 5. Нормированные спектральные плотности динамических реакций под задними колесами машины при движении по трелевочному волоку: 1 – прицепное технологическое оборудование; 2 – навесное технологическое оборудование

Максимальные значения спектральных плотностей динамических реакций под передними колесами лежат в диапазоне частот от $1,60 \text{ c}^{-1}$ до $2,15 \text{ c}^{-1}$, при этом максимум по своей абсолютной величине больший для навесного технологического оборудования трелевочной машины. Максимумы спектральных плотностей динамических реакций под задними колесами проявляются на частотах $0,25 \text{ c}^{-1}$ и $1,25 \text{ c}^{-1}$,

причем абсолютное значение почти в два раза выше для варианта машины с навесным технологическим оборудованием. Установка дополнительной опоры приводит к снижению величины динамических реакций под задними колесами трелевочной машины.

Оценка адекватности разработанной математической модели. Оценка адекватности разработанной математической модели выполнена с помощью теста эквивалентности нормированных спектральных плотностей $S_1(\omega_i)$ и $S_2(\omega_i)$, полученных в результате статистической обработки теоретических и экспериментальных данных. При этом сравниваются две спектральные плотности, с учетом того, что они получены с одинаковой разрешающей способностью в одной и той же полосе (рис. 6).

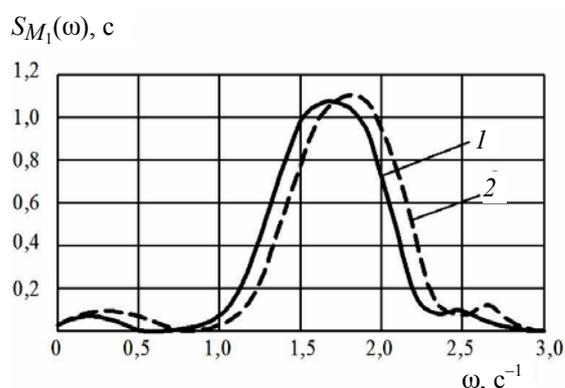


Рис. 6. Нормированные спектральные плотности крутящего момента на передней полуоси колесной трелевочной машины при движении по трелевочному волоку: 1 – теоретические данные; 2 – экспериментальные данные

В основу теста эквивалентности входит определение статистики D^2 сравниваемых нормированных спектральных плотностей и проверка гипотезы о подчинении статистики распределению $\chi^2_{n,\alpha}$ по следующему неравенству:

$$D^2 \leq \chi^2_{n,\alpha},$$

где n – число полос, на которые делится спектральная плотность, минус число наложенных отражений; α – уровень значимости критерия (0,05).

Число полос спектра определялось с помощью зависимости

$$n = \frac{B}{B_E},$$

где B – ширина спектра; B_E – разрешающая способность.

Величина статистики нормированных спектральных плотностей определялась с использова-

ние логарифмического преобразования оценки спектральной плотности, подчиняющейся нормальному закону распределения по выражению

$$D^2 = \left(\frac{2}{n_1} + \frac{2}{n_2} \right)^{-1} \sum_{i=1}^n \left[\log \frac{S_1(\omega_i)}{S_2(\omega_i)} \right]^2,$$

где n_1 и n_2 число степеней свободы оценок сравниваемых нормированных спектральных плотностей $S_1(\omega_i)$ и $S_2(\omega_i)$ [5].

Применение теста эквивалентности нормированных спектральных плотностей для результатов, полученных теоретическим и экспериментальными способами, позволило сделать вывод об адекватности разработанной математической модели. Величина статистики D^2 нормированных спектральных плотностей сравниваемых параметров находится в пределах 16,22...26,68 при значении области принятия гипотезы $\chi^2_{n,\alpha}$, равном 43,19 (уровень значимости $\alpha = 0,05$).

Заключение. 1. Разработанные математические модели процесса движения колесной трелевочной машины при различном компоновочном решении по размещению канатно-чочерного технологического оборудования позволяют исследовать колебания машины в вертикальной и продольной плоскостях, переходные и установившиеся динамические процессы.

2. Адекватность разработанных математических моделей реальным процессам движения ко-

лесной трелевочной машины подтверждена сравнением расчетных и экспериментальных данных, при значении области принятия гипотезы $\chi^2_{n,\alpha}$, равном 43,19, величина статистики D^2 сравниваемых параметров составила 16,22...26,68.

3. Разработанная методика расчета процесса движения колесной трелевочной машины объединяет математические модели процесса движения по реальному волоку, что позволяет получать всестороннюю информацию по нагрузженности динамической системы, загруженности двигателя и трансмиссии при различных режимах, реализуемых движущих силах, что позволяет оценивать ее тягово-цепные свойства.

Литература

1. Жуков, А. В. Теория лесных машин / А. В. Жуков. – Минск: БГТУ, 2001. – 640 с.
2. Силаев, А. А. Спектральная теория подпрессоривания транспортных машин / А. А. Силаев. – М.: Машиностроение, 1972. – 192 с.
3. Дьяконов, В. Математические пакеты расширения MATLAB: специальный справочник / В. Дьяконов, В. Круглов. – СПб.: Питер, 2001. – 480 с.
4. Лазарев, Ю.Ф. MatLAB 5.x. / Ю. Ф. Лазарев – Киев: Издат. группа ВНУ, 2000. – 384 с.
5. Бендат, Дж. Измерение и анализ случайных процессов: пер. с англ. / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М.: Мир, 1974. – 463 с.

Поступила 01.04.2011