

УДК 630\*36.001.6

С. А. Голякевич, аспирант (БГТУ)

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОЦЕНКИ НАГРУЖЕННОСТИ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ МНОГООПЕРАЦИОННЫХ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Публикация посвящена исследованию динамики работы многооперационных лесозаготовительных машин на различных операциях технологического цикла. Разработана пространственная математическая модель для оценки нагруженности многооперационных машин. Особое внимание уделено моделированию работы харвестеров на операции обрезки сучьев и форвардеров в процессе выполнения погрузочно-разгрузочных операций. С помощью теста нормированных спектральных плотностей выполнена оценка адекватности модели.

The work is devoted research of dynamics work multioperational forest machines on various operations of work cycle. The spatial mathematical model is developed for an estimation forces multioperational machines. The special attention is given modeling harvesters in operation scraps of boughs and forwarders at performance of cargo handling operations. By means of the test normalize spectral density the estimation of adequacy model is executed.

**Введение.** Многочисленные исследования отечественных и зарубежных ученых показывают, что наиболее прогрессивным методом определения нагруженности конструкций машин является математическое моделирование динамики их работы [1–3]. Важными достоинствами такого подхода являются возможности многократного сокращения объема сложных и трудоемких экспериментальных исследований и простого варьирования компоновочных параметров машин. Полученные в результате моделирования данные о действующих нагрузках используются при их непосредственном анализе или являются исходными данными для проведения анализа напряженно-деформированного состояния конструкций. Учет наличия двигателя, как заданного источника мощности и параметров привода рабочих органов, обеспечивает возможность комплексной оценки взаимовлияния показателей динамической нагруженности машины и ее энергетических параметров.

**Основная часть.** Проведенным анализом конструкций многооперационных лесозаготовительных машин установлены особенности, не позволяющие использовать известные математические модели для оценки их динамической нагруженности. Это наличие в технологическом цикле операций работы манипулятора, блокирование шарнира сочленения полурам при их выполнении, продолжительная работа машин на переходных режимах, возможность использования нескольких способов выполнения одной технологической операции, оснащенность подвесных устройств рабочих органов гасителями колебаний, соединение движителя с несущей конструкцией без использования упругодемпфирующих устройств, использование в конструкциях манипуляторов наклонных платформ.

Кроме того, современные многооперационные лесозаготовительные машины, с целью удешевления их производства, создаются на базе высокоунифицированных несущих конструкций. Оценка нагруженности таких конструкций должна проводиться для всех возможных режимов нагружения. Поэтому разрабатываемая математическая модель работы должна обеспечивать возможность анализа нагруженности многооперационных лесозаготовительных машин различного назначения.

Для оценки динамической нагруженности несущих конструкций многооперационных лесозаготовительных машин разработана комплексная пространственная математическая модель (рис. 1). При разработке модели приняты следующие допущения: величины радиальной жесткости колес описываются соответствующими функциональными зависимостями от действующей нагрузки; жесткости гидравлических систем наклона опорной платформы манипулятора и жесткость телескопического звена постоянны, демпфирующие свойства элементов системы пропорциональны первой производной по деформации, связи элементов модели голономны, стрела и рукоять манипулятора представляют собой единое целое, а положение центра тяжести манипулятора и значения его моментов инерции определяются относительным положением звеньев.

Постоянные величины жесткостей шин в продольном и поперечном направлении приняты на основании исследований [4]. Крутильная жесткость полурам в поперечной и изгибная жесткость рамы в продольной плоскости значительно больше жесткости механизма блокировки горизонтального шарнира, что подтверждают исследования [5].

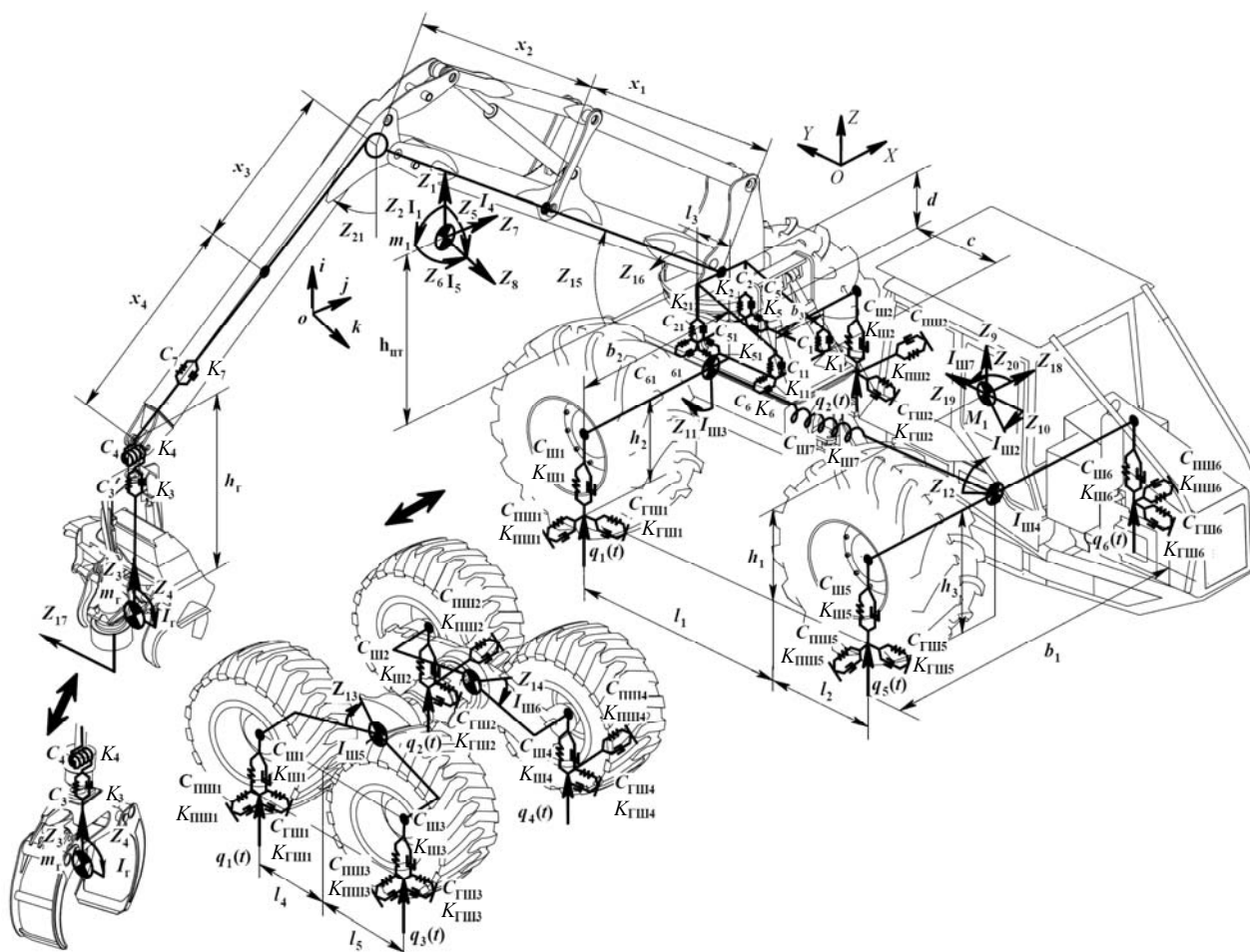


Рис. 1. Пространственная схема динамической модели многооперационной лесозаготовительной машины

Поэтому в математической модели распределенная масса рамы заменена сосредоточенной, а каждая из полурам обладает выделенным моментом инерции относительно продольной оси. Ввиду наличия в конструкции заднего модуля многооперационной машины 6К6 балансирных опор в модель введены обобщенные координаты их поворота.

Движение элементов шасси многооперационной машины 4К4 в пространстве описывается 7 обобщенными координатами:  $Z_9, Z_{18}, Z_{19}$  – поступательное движение сосредоточенной массы шасси  $M_1$  по осям  $OZ, OY, OX$ ;  $Z_{10}, Z_{20}$  – вращательное движение рамы в плоскости  $YOZ$  и  $XOY$  с моментами инерции рамы  $I_{ш2}, I_{ш7}$ ;  $Z_{11}, Z_{12}$  – вращательное движение задней и передней полурам в плоскости  $XOZ$  с моментами их инерции  $I_{ш3}, I_{ш4}$  соответственно. Для описания работы балансирных тележек в машинах с колесной формулой 6К6 дополнительно введены обобщенные координаты  $Z_{13}, Z_{14}$ , описывающие вращательное движение балансирных опор заднего модуля левого и правого борта в плоскости  $YOZ$  и моменты их инерции  $I_{ш5}, I_{ш6}$  относительно осей поворота.

Величины жесткости и демпфирования элементов шасси имеют следующие обозначения:  $C_{ш1} - C_{ш6}$  – жесткости шин в направлении оси  $OZ$ ,  $K_{ш1} - K_{ш6}$  – их коэффициенты демпфирования;  $C_{шш1} - C_{шш6}$  – жесткости шин в направлении оси  $OY$ ,  $K_{шш1} - K_{шш6}$  – их коэффициенты демпфирования;  $C_{шт1} - C_{шт6}$  – жесткости шин в направлении оси  $OX$ ,  $K_{шт1} - K_{шт6}$  – их коэффициенты демпфирования;  $C_{ш7}$  и  $K_{ш7}$  – крутильная жесткость и коэффициент демпфирования механизма блокировки шарнира. Указанные жесткости и демпфирующие свойства шин приведены для машин с колесной формулой 6К6.

Геометрическое положение элементов шасси описывается соответствующими величинами:  $l_1$  – расстояние от центра тяжести шасси массой  $M_1$  до задней оси, м;  $l_2$  – расстояние от передней оси до центра тяжести шасси, м;  $l_3$  – расстояние от места крепления передних опор манипулятора до задней оси, м;  $l_4, l_5$  – расстояние от задней оси до осей передних и задних колес балансирной тележки, м;  $c$  – расстояние между передними и задними опорами манипулятора, м;  $d$  – высота

опорной платформы манипулятора харвестера (или колоны манипулятора форвардера), м;  $b_1$  – расстояние между серединами левых и правых колес энергетического модуля, м;  $b_2$  – расстояние между вертикальной плоскостью середины колеса и ближайшей к нему опоры манипулятора, м;  $b_3$  – расстояние между левыми и правыми опорами манипулятора;  $h_1$  – высота положения центра тяжести машины, м;  $h_2$  – расстояние от опорной поверхности до опор манипулятора, м;  $h_3$  – расстояние от оси горизонтального шарнира сочленения полурам до опорной поверхности, м.

Математическая модель позволяет получать значения нагрузок действующих в опорах манипуляторов многооперационных лесозаготовительных машин [6]. При математическом описании их работы учитывались коэффициенты вертикальной жесткости гидроцилиндров  $C_1, C_{11}$  и соответствующие им коэффициенты демпфирования  $K_1, K_{11}$ ; коэффициенты вертикальной жесткости  $C_2, C_{21}$  и демпфирования  $K_2, K_{21}$  передних опор; приведенные продольные  $C_5, C_{51}$  и поперечные  $C_6, C_{61}$  коэффициенты жесткости опор и соответствующие им коэффициенты демпфирования  $K_5, K_{51}, K_6, K_{61}$ .

Положение центров тяжести соответствующих звеньев манипулятора определяется длинами  $x_1 - x_4$ . Высота положения центра тяжести манипулятора относительно поворотной платформы –  $h_m$ , а длина подвески харвестерной головки (грейферного захвата) –  $h_r$ .

Пространственное движение манипулятора описывается 8 обобщенными координатами:  $Z_1, Z_7, Z_8$  – поступательное движение центра тяжести манипулятора в направлении осей  $oi, oj, ok$ ;  $Z_2, Z_5, Z_6$  – вращательное движение манипулятора в соответствующих плоскостях;  $I_1, I_4, I_5$  – моменты инерции вращательного движения манипулятора;  $Z_{15}$  – угол наклона стрелы манипулятора к горизонтальной плоскости  $jok$ ;  $Z_{16}$  – угол поворота манипулятора относительно плоскости  $YOZ$ ;  $Z_{21}$  – угол наклона рукояти манипулятора к вертикальной плоскости;  $m_1$  – масса манипулятора, сосредоточенная в его центре тяжести при заданном кинематическом положении его звеньев.

При моделировании динамики технологического оборудования учтено наличие в рукояти манипулятора телескопического звена с жесткостью  $C_7$  с коэффициентом демпфирования  $K_7$ , а также наличие в конструкции рабочего органа массой  $m_r$  подвеса с гасителем колебаний (рис. 2). В математической модели учтена величина его жесткости  $C_4$  и демпфирования  $K_4$ , а также коэффициенты жесткости и демпфирования  $C_3, K_3$  подвесной скобы харвестерной головки (грейферного захвата).



Рис. 2. Гаситель колебаний рабочего органа

Движение рабочего органа в пространстве описывается обобщенными координатами  $Z_3, Z_4$ . Обобщенная координата  $Z_4$  определяет качание рабочего органа в поперечной плоскости манипулятора относительно ротора, а  $Z_3$  – перемещение центра тяжести рабочего органа в направлении точки его подвеса.

На основе схемы (рис. 1) выполнено математическое описание в виде системы дифференциальных уравнений Лагранжа 2-го рода, решение которой произведено в программном пакете MathCAD 15 методом Рунге – Кутты с переменным шагом интегрирования.

Величины внутренних силовых факторов, действующих в шарнире сочленения полурам, определяются зависимостями:

$$M_{кр.ш} = C_{ш7} (-Z_{11} + Z_{12}); \quad (1)$$

$$R_{в.ш} = -M_{эн} \cdot (g + \ddot{Z}_9 - \ddot{Z}_{10} (d_2 - d_5)) + R_{ш5} + R_{ш6}; \quad (2)$$

$$M_{изг.ш} = -M_{эн} \cdot (g + \ddot{Z}_9 - \ddot{Z}_{10} (d_2 - d_5)) \times d_2 \cdot \cos \varphi + R_{ш6} (d_4 \cos \varphi + 0,5b_1 \sin \varphi) + R_{ш5} (d_4 \cos \varphi - 0,5b_1 \sin \varphi), \quad (3)$$

где  $M_{кр.ш}$  – момент кручения в шарнире, Н·м;  $M_{изг.ш}$  – изгибающий момент в шарнире, Н·м;  $R_{ш5}$  и  $R_{ш6}$  – вертикальные опорные реакции под колесами энергетического модуля лесозаготовительной машины, Н;  $\varphi$  – угол складывания полурам многооперационной машины, град;

Величины вертикальных опорных реакций для машин с колесной формулой 6К6 определяются выражениями:

$$R_{ш1} = C_{ш1} \left[ \begin{array}{l} Z_9 + Z_{10} \cdot \left( d_3 + \frac{M_{эH} \cdot d_2 \cos \varphi - M_{техH} \cdot d_1}{M_{эH} + M_{техH}} + l_4 \right) + \\ + Z_{11} \cdot \left( \frac{b_3}{2} + b_2 \right) + Z_{13} \cdot l_4 - q_1 \end{array} \right];$$

$$R_{ш2} = C_{ш2} \left[ \begin{array}{l} Z_9 + Z_{10} \cdot \left( d_3 + \frac{M_{эH} \cdot d_2 \cos \varphi - M_{техH} \cdot d_1}{M_{эH} + M_{техH}} + l_4 \right) - \\ - Z_{11} \cdot \left( \frac{b_3}{2} + b_2 \right) + Z_{13} \cdot l_4 - q_2 \end{array} \right];$$

$$R_{ш3} = C_{ш3} \left[ \begin{array}{l} Z_9 + Z_{10} \cdot \left( d_3 + \frac{M_{эH} \cdot d_2 \cos \varphi - M_{техH} \cdot d_1}{M_{эH} + M_{техH}} - l_5 \right) + \\ + Z_{11} \cdot \left( \frac{b_3}{2} + b_2 \right) - Z_{13} \cdot l_5 - q_3 \end{array} \right];$$

$$R_{ш4} = C_{ш4} \left[ \begin{array}{l} Z_9 + Z_{10} \cdot \left( d_3 + \frac{M_{эH} \cdot d_2 \cos \varphi - M_{техH} \cdot d_1}{M_{эH} + M_{техH}} - l_5 \right) + \\ + Z_{11} \cdot \left( \frac{b_3}{2} + b_2 \right) - Z_{14} \cdot l_5 - q_4 \end{array} \right];$$

$$R_{ш5} = C_{ш5} \left[ \begin{array}{l} -Z_{10} \left( d_4 \cos \varphi - \frac{M_{эH} \cdot d_2 \cos \varphi - M_{техH} \cdot d_1}{M_{эH} + M_{техH}} - \frac{b_1}{2} \sin \varphi \right) + \\ + Z_{12} \cdot \left( d_4 \sin \varphi + \frac{b_1}{2} \cos \varphi \right) + Z_9 - q_5 \end{array} \right];$$

$$R_{ш6} = C_{ш6} \left[ \begin{array}{l} -Z_{10} \left( d_4 \cos \varphi - \frac{M_{эH} \cdot d_2 \cos \varphi - M_{техH} \cdot d_1}{M_{эH} + M_{техH}} + \frac{b_1}{2} \sin \varphi \right) - \\ - Z_{12} \cdot \left( -d_4 \sin \varphi + \frac{b_1}{2} \cos \varphi \right) + Z_9 - q_6 \end{array} \right];$$

где  $R_{ш1} - R_{ш4}$  – опорные реакции под колесами технологического модуля лесозаготовительной машины, Н;  $M_{техH}$  – масса технологического модуля, кг;  $M_{эH}$  – масса энергетического модуля, кг;  $d_1, d_2$  – расстояние от оси вертикального шарнира до центров тяжести технологического и энергетического модуля при  $\varphi = 0^\circ$  соответственно, м;  $d_3, d_4$  – расстояние от оси вертикального шарнира до оси технологического и энергетического модуля при  $\varphi = 0^\circ$  соответственно, м;  $d_5$  – расстояние между вертикальной осью шарнира и центром тяжести машины (положительные значения соответствуют смещению центра тяжести к оси энергетического модуля);  $q_1 - q_6$  – отклонение микропрофиля поверхности движения под соответствующими колесами левого и правого борта машины.

В разработанной математической модели величины моментов, действующих в продольной  $M_{м.пр}$  и поперечной  $M_{м.поп}$  плоско-

сти и вертикального усилия  $R_{м.вер}$  на опорной платформе манипулятора определяются выражениями:

$$M_{м.поп} = \left[ R_{21} + R_{11} + \frac{(R_2 + R_{21} + R_1 + R_{11})}{2} \right] b_3; \quad (4)$$

$$M_{м.пр} = (R_{21} + R_{11}) c; \quad (5)$$

$$R_{м.в} = R_{21} + R_{21} + R_1 + R_{11}. \quad (6)$$

Величины момента поворота манипулятора  $M_{м.пов}$  и горизонтального сдвигающего усилия  $R_{м.сдв}$  определяются выражениями:

$$M_{м.пов} = (R_{51} + R_5) \frac{b_3}{2} + R_5 \cdot b_3 + R_6 \cdot c; \quad (7)$$

$$R_{м.сдв} = R_{61} + R_6. \quad (8)$$

На основе существующих методик рассмотрены воздействия на движитель многооперационной машины при ее движении через обособленную неровность и на участке трелевочного волока с заданными параметрами микропрофиля поверхности.

Особое внимание при моделировании уделено описанию внешних воздействий на многооперационную лесозаготовительную машину на технологических операциях. Так, рассмотрены воздействия при выполнении операций обрезки сучьев и проведении погрузочно-разгрузочных работ.

Современные приводы валцов харвестерных головок и манипуляторов оборудуются автоматизированными системами регулирования подачи гидравлической жидкости по нагрузке. При наличии такой системы скорость подачи дерева валцами регулируется исходя из максимальной мощности привода и нагрузки, действующей на протаскивающие валцы.

Мощность  $N_{хг}$ , затрачиваемая на обрезку сучьев в каждый момент времени протаскивания  $t$  при таком способе выполнения операции (рис. 3), определяется в результате решения системы дифференциальных уравнений и неравенств:

$$\begin{cases} (m_{дер} \cdot \ddot{Z}_{17} + F_{хг} + F_{вол}) \dot{Z}_{17} = N_{хг}, \\ N_{хг} \leq N_{хг}^{max} \cdot \eta_{хг}, \\ \ddot{Z}_{17} \leq a_{пр}^{max}; \dot{Z}_{17} \leq v_{пр}^{max}; Z_{17} \leq L_{сопр}, \end{cases} \quad (9)$$

где  $\ddot{Z}_{17}$  – ускорение движения дерева относительно харвестерной головки, м/с<sup>2</sup>;  $\dot{Z}_{17}$  – скорость движения дерева относительно харвестерной головки в момент времени  $t$ , м/с;  $Z_{17}$  – перемещение дерева относительно начального

положения харвестерной головки, м;  $F_{\text{вол}}$  – сила сопротивления волочению дерева, Н;  $F_{\text{хг}}$  – сила сопротивления протаскиванию дерева в харвестерной головке, Н;  $L_{\text{сорт}}$  – длина выпиливаемого сортамента, м;  $\eta_{\text{хг}}$  – КПД привода вальцов;  $N_{\text{хг}}^{\text{max}}$  – мощность привода вальцов, Вт;  $a_{\text{хг}}^{\text{max}}$  – максимальное ускорение дерева м/с<sup>2</sup>;  $v_{\text{пр}}^{\text{max}}$  – максимальная скорость протаскивания дерева вальцами, м/с

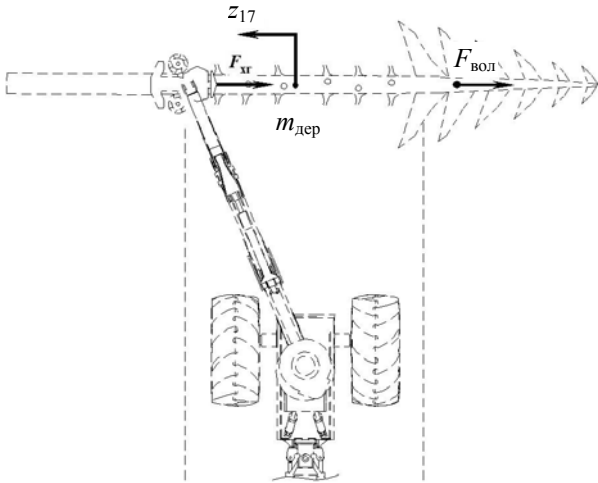


Рис. 3. Расчетная схема для моделирования операции обрезки сучьев

Сила сопротивления протаскиванию дерева в харвестерной головке определяется по выражению [7]

$$F_{\text{хг}} = \frac{(F_{\text{р}} + (F_{\text{приж}} + m_{\text{дер}} \cdot g) \cdot \mu + F_{\text{ц}})}{2}, \quad (10)$$

где  $F_{\text{р}}$  – сила резания сучьев в харвестерной головке, Н;  $F_{\text{приж}}$  – суммарное усилие прижатия вальцов к обрабатываемому дереву, Н;  $\mu$  – коэффициент трения качения ствола по подающим вальцам головки;  $F_{\text{ц}}$  – сила сопротивления вращению вальцов в цапфах, Н;  $g$  – ускорение свободного падения 9,81 м/с<sup>2</sup>.

Сила сопротивления волочению дерева определяется согласно выражению

$$F_{\text{вол}} = Z_{\text{кр}} \cdot f_{\text{кр}}, \quad (11)$$

где  $f_{\text{кр}}$  – коэффициент сопротивления волочению кроны;  $Z_{\text{кр}}$  – нормальная реакция взаимодействия кроны с опорной поверхностью, определяемая по формуле

$$Z_{\text{кр}} = \frac{m_{\text{дер}} \cdot g (k_{\text{цт}} H_{\text{дер}} - Z_{17})}{H_{\text{дер}} - Z_{17}}, \quad (12)$$

где  $k_{\text{цт}}$  – коэффициент, определяющий соотношение между высотой дерева  $H_{\text{дер}}$  и высотой положения его центра тяжести.

Наибольшего значения внешние усилия, действующие на харвестерную головку, достигают на этапе торможения дерева. В этом случае, при оценке нагруженности, сосредоточенная масса рабочего органа увеличивается на величину части массы дерева, приходящейся на него:

$$m_{\text{доп}} = \frac{m_{\text{дер}} (1 - k_{\text{цт}}) H_{\text{дер}}}{H_{\text{дер}} - Z_{17}}. \quad (13)$$

Воздействие, передающееся на харвестерную головку при торможении дерева, зависит от кинетической энергии его движения в момент начала торможения. На продолжительность рассеяния кинетической энергии наибольшее влияние оказывают динамические параметры технологического оборудования и величины сопротивления волочению кроны дерева. Составляющие величины усилия торможения, реализуемого на харвестерной головке в каждый момент времени, введены в описание обобщенного ускорения  $\ddot{Z}_3$  и обобщенного углового ускорения  $\ddot{Z}_4$  соответственно:

$$F_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } t - t_{\text{н}} < 0, \\ \frac{-(m_{\text{дер}} \cdot \dot{Z}_{17}^{\text{max}})^2 \sin(Z_4)}{2[h_{\text{г}} \cdot \cos(Z_4) - Z_3 \cdot \sin(Z_3)] \cdot (m_{\text{дер}} + m_{\text{г}}) + F_{\text{вол}} \cdot \sin(Z_4)} & \text{при } 0 \leq t - t_{\text{н}} \leq t_{\text{торм}}, \\ -F_{\text{вол}} \cdot \sin(Z_4) & \text{при } t_{\text{торм}} < t - t_{\text{н}}; \end{cases}$$

$$M_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } t - t_{\text{н}} < 0, \\ \frac{(m_{\text{дер}} \cdot \dot{Z}_{17}^{\text{max}})^2 \cdot h_{\text{г}} \cdot \cos(Z_4)}{2[h_{\text{г}} \cdot \cos(Z_4) - Z_3 \cdot \sin(Z_3)] \cdot (m_{\text{дер}} + m_{\text{г}})} & \text{при } 0 \leq t - t_{\text{н}} \leq t_{\text{торм}}, \\ -F_{\text{вол}} h_{\text{г}} \cdot \cos(Z_4) & \text{при } t_{\text{торм}} < t - t_{\text{н}}, \\ F_{\text{вол}} h_{\text{г}} \cdot \cos(Z_4) & \text{при } t_{\text{торм}} < t - t_{\text{н}}, \end{cases}$$

где  $\dot{Z}_{17}^{\text{max}}$  – максимально достигаемая скорость протаскивания при обработке дерева с заданными параметрами, м/с;  $t_{\text{н}}$  – время начала торможения, с.

Важным этапом лесосечных работ является осуществление погрузочно-разгрузочных операций. Требуемые углы поворота стрелы манипулятора при его подъеме и опускании определяются согласно зависимости, рад:

$$\alpha_{\text{под}} = \frac{\pi}{2} - \arcsin\left(\frac{h_{\text{под}} - h_{\text{ман}}}{L_{\text{ман}}}\right) + \arccos\left(\frac{h_{\text{ман}}}{L_{\text{ман}}}\right),$$

где  $h_{\text{под}}$  – требуемая высота подъема пачки сортиментов, м;  $h_{\text{ман}}$  – высота крепления стрелы манипулятора над уровнем опорной поверхности, м.

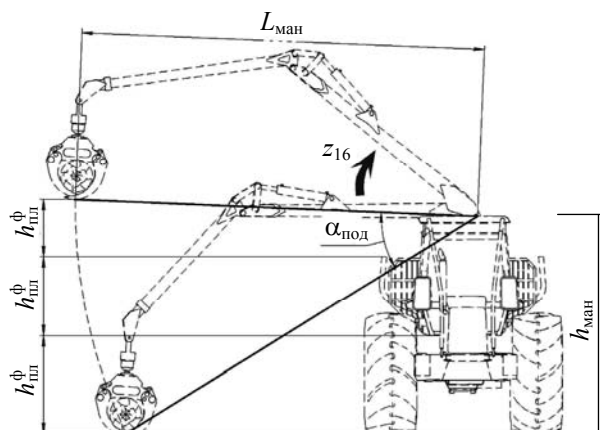


Рис. 4. Расчетная схема подъема сортимента манипулятором форвардера

Высота подъема пачки сортиментов определяется, суммарной высотой положения погрузочной площадки  $h_{пл}^{\phi}$ , м, ее коников  $h_{кон}^{\phi}$ , м, и требуемой высотой запаса  $h_{зап}^{\phi}$ , м, обусловленной негоризонтальным положением сортимента во время подъема и необходимостью последующего опускания рукояти манипулятора до уровня погруженных сортиментов (рис. 4):

$$h_{под} = h_{пл}^{\phi} + h_{кон}^{\phi} + h_{зап}^{\phi}. \quad (14)$$

При исследовании динамической нагруженности форвардера на погрузочных операциях в качестве возмущающих воздействий задавались функции изменения обобщенных координат подъема  $Z_{15}$  и поворота  $Z_{16}$  стрелы манипулятора во времени. Их мгновенные значения в каждый момент времени обусловлены величиной потребляемой мощности при подъеме и повороте манипулятора с сортиментом и определяются при решении систем дифференциальных уравнений и неравенств:

$$\begin{cases} \left( M_{м.пр} + (I_1 + (m_T + m_{сорт}) \cdot L_{ман}^2) \ddot{Z}_{16} \right) \dot{Z}_{16} = N_{под.ман}, \\ N_{под.ман} \leq N_{под.ман}^{max} \cdot \eta_{под.ман}, \\ \ddot{Z}_{16} \leq \varepsilon_{под}^{max}, \dot{Z}_{16} \leq \omega_{под}^{max}, Z_{16} \leq \alpha_{под}, \end{cases}$$

где  $\varepsilon_{под}^{max}$ ,  $\omega_{под}^{max}$  – максимальное угловое ускорение, рад/с<sup>2</sup> и угловая скорость подъема манипулятора, рад/с, соответственно;  $m_{сорт}$  – масса сортимента, кг;  $\eta_{под.ман}$  – КПД манипулятора при подъеме сортимента;  $Z_{16}$  – обобщенная координата угла подъема стрелы манипулятора, рад;  $M_{м.пр}$  – подъемный момент манипулятора на заданном вылете (Н·м), определяемый по зависимости (5).

Мощность и время на поворот манипулятора с сортиментом и холостого поворота манипулятора находится из системы:

$$\begin{cases} \left( (I_5 + (m_T + m_{сорт}) \cdot L_{ман}^2) \ddot{Z}_{15} + M_{сопр} \right) \dot{Z}_{15} = N_{пов.ман}, \\ N_{пов.ман} \leq N_{пов.ман}^{max} \cdot \eta_{пов.ман}, \\ \ddot{Z}_{15} \leq \varepsilon_{ман}^{max}, \dot{Z}_{15} \leq \omega_{ман}^{max}, Z_{15} \leq Z_{15}^{max}. \end{cases}$$

Количество циклов выполнения операций погрузки и разгрузки сортиментов в пределах одного технологического цикла работы машины определяется отношением объема погрузочной площадки машины к объему сортиментов, погружаемых за один цикл.

Адекватность разработанной математической модели оценена с помощью теста нормированных спектральных плотностей теоретически и экспериментально полученных значений вертикальных ускорений центра тяжести форвардера МЛПТ-354 и харвестера МЛХ-414 (оба производства ПО «МТЗ») (рис. 5), нормальных и касательных напряжений в шарнирах сочленения их полурам при движении по экспериментальному участку волока.

Расчетные значения ускорений центров тяжести получены при непосредственном использовании разработанной математической модели. Теоретические значения действующих в шарнире напряжений получены при моделировании его напряженно-деформированного состояния в верифицированном программном пакете Ansys 12 с использованием данных о действующих нагрузках, полученных с помощью разработанной модели.

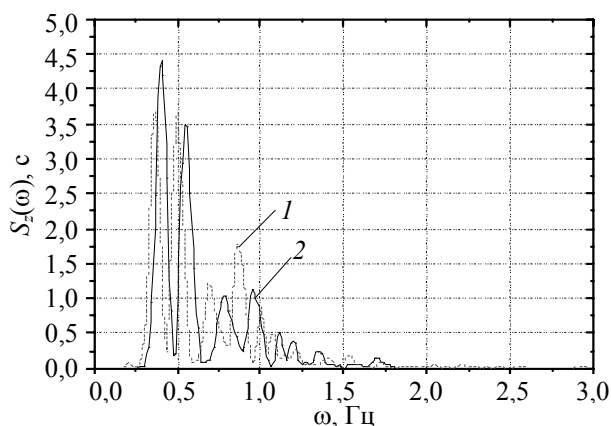


Рис. 5. Нормированные спектральные плотности вертикальных ускорений центра тяжести форвардера: 1 – теоретическая зависимость; 2 – экспериментальная зависимость

Величины статистики  $D^2$  нормированных спектральных плотностей сравниваемых параметров находятся в пределах 34,9–49,5 при уровне значимости  $\alpha = 0,05$  и значении области принятия гипотезы  $\chi_{n,\alpha}^2$ , равном 55,76, что по-

зволяет сделать вывод об адекватности разработанной математической модели.

**Заключение.** Разработана комплексная пространственная математическая модель работы многооперационной лесозаготовительной машины. Выполнено моделирование проведения операций обрезки сучьев харвестером и погрузочно-разгрузочных работ форвардером. Тест нормированных спектральных плотностей ускорений центров тяжести форвардера и харвестера, нормальных и касательных напряжений в шарнирах сочленения их полурам при движении по экспериментальному участку трелевочного волока показал, что при  $\alpha = 0,05$  и значении области принятия гипотезы  $\chi^2_{n,\alpha}$ , равном 55,76, величины статистики  $D^2$  нормированных спектральных плотностей сравниваемых параметров находятся в пределах 34,9–49,5, что позволило сделать вывод об адекватности разработанной математической модели.

#### Литература

1. Будевич, Е. А. Нагруженность валочно-сучкорезно-раскряжевочных машин в процессе очистки деревьев от сучьев: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Е. А. Будевич; Ухтинский гос. техн. ун-т. – Петрозаводск, 2006. – 19 с.
2. Wideen, A. Forwarder frame technical report. 2011 Articulated Frame / A. Wideen // MF2011 – Systems engineering / School of

Industrial Engineering and Management. 69 p. [Electronic resource]. – Mode of access: [www.kth.se/polopoly\\_fs/1.183103!/Menu/general/column-content/attachment/Frame\\_Report2011.pdf](http://www.kth.se/polopoly_fs/1.183103!/Menu/general/column-content/attachment/Frame_Report2011.pdf). – Date of access: 26.05.2012.

3. Хайновский, В. В. Повышение тягово-сцепных свойств двухзвенной погрузочно-транспортной машины с активным приводом прицепного звена: дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / В. В. Хайновский. – Минск, 2005. – 180 л.

4. Рыскин, Ю. Е. Экспериментальное определение упругих и демпфирующих свойств характеристик крупногабаритных шин низкого давления / Ю. Е. Рыскин // Труды ЦНИИМЭ. – 1971. – Вып. 121. – С. 93–97.

5. Кочнев, А. М. Повышение эксплуатационных свойств колесных трелевочных тракторов путем обоснования их основных параметров: дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01 / А. М. Кочнев. – СПб, 1995. – 415 л.

6. Гороновский, А. Р. Нагруженность несущей конструкции харвестера при выполнении технологических операций. / А. Р. Гороновский, С. А. Голякевич // Труды БГТУ. – 2011. – № 2: Лесная и деревообработ. пром-сть. – С. 27–30.

7. Федоренчик, А. С. Харвестеры: учеб. пособие / А. С. Федоренчик, И. В. Турлай. – Минск: БГТУ, 2002. – 172 с.

Поступила 20.02.2013