УДК 519.6

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ЗАДАЧ ШПИНДЕЛЕЙ УБОРОЧНЫХ АППАРАТОВ ПРИ ПРОСТРАНСТВЕННО ЦИКЛИЧЕСКИХ НАГРУЖЕНИЯХ

PhD., доцент Исомиддинов Анваржон Иномжонович

Наманганский инженерно-строительный институт

Республика Узбекистан, город Наманган

Аннотация: *Рассмотрены математические модели динамического расчета шпинделей хлопкоуборочных машин при воздействии пространственно динамических нагружений. Полученные уравнения колебаний описываются системами дифференциальных уравнений в частных производных второго порядка с естественными граничными и начальными условиями.*

Ключевые Слова: *Вариационный принцип, вариации кинетической и потенциальной энергии, вариация работы внешней силы, математическая модель, краевая задача, система дифференциальных уравнений с частными производными, граничные и начальные условия.*

NUMERICAL MODELING OF DYNAMIC PROBLEMS OF SPINDLES OF HARVESTING APPARATUS UNDER SPATIALLY CYCLIC LOADS

Abstract. *In article mathematical models of dynamic calculation of cotton picker spindles under the influence of spatially dynamic loadings are considered. The oscillation equations obtained are described by systems of partial differential equations of the second order with natural boundary and initial conditions.*

Keywords: *Variational principle, variations of kinetic and potential energy, variation of external force work, mathematical model, boundary value problem,*

system of differential equations with partial derivatives, boundary and initial conditions.

Многие вопросы, связанные с расчетом тонкостенных элементов конструкций, сводиться к исследованию напряженно – деформированного состояния (НДС) в пределах и за пределом упругости. При проектировании элементов конструкций, требуется определение прочности и жесткости материалов т.е. конструкции с учетом действия продольных, поперечных и крутильных силах. В этом случае для решения прикладных задач необходимо построить математические модели, разработать алгоритмы и создать программного комплекса.

Расчеты тонкостенных конструкций типа стержня при циклическом динамическом нагружении характеризуются довольно большим объемом вычислений, сложностью расчетных формул и выражений. Повышения точности расчетов, сокращение сроков при решении таких сложных и многофакторных задач, какими являются нелинейные задачи стержня невозможно без использования современных средств компьютерной техники.

Численные методы приобретают особое значения при автоматизации всех этапов исследования систем и построения алгоритмов управления.

С точки зрения механики деформируемого твердого тела, шпиндели хлопкоуборочных машин являются одним из сложных по структуре объектом. Особенно шпиндель находится под действием ряда динамических циклических внешних воздействий.

В процессе моделирования работы шпинделя надо обратить внимание, на характер основных внешних нагрузок.

Передача крутящих моментов посредством ремней и колодки на ролики стержня для преодоления технологических сопротивлений, осуществляет периодическое реверсирование шпинделей при прямом и обратном вращении.

Изменение направления вращения центрального стержня шпинделя при встрече с ремнями (реверсия – при прямом вращении) и колодками (реверсия – при обратном вращении) происходит мгновенно в результате скользящего косого удара.

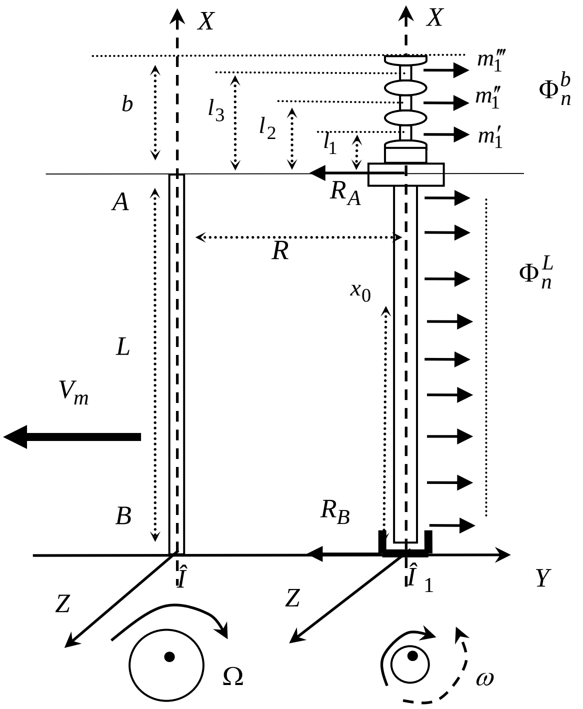

Рис.1. Расчетные схемы шпинделей

Ударная сила резко возрастает от нуля в момент начала удара до максимального значения, затем так же резко уменьшается обычно по другому закону до нуля в конце удара [1].

На рис.1. показаны расчетные схемы шпинделей для открытых зон при холостом вращении. Здесь V_m – направления движения машины; Ω – угловая скорость барабана; R – радиус барабана; ω – угловая скорость шпинделя; L и b – рабочая и консольная часть шпинделя; m_1', m_1'', m_1''' – сосредоточенные массы консольной части шпинделя; Φ_n – нормальная или центробежная сила инерции; x_0 – центр тяжести.

Для динамического расчета составных шпинделей хлопкоуборочного аппарата используется вариационный принцип Гамильтона – Остроградского [2,3]:

$$\int\limits_t (\delta \mathrm{T} - \delta \Pi + \delta \mathrm{A}) dt = 0 \quad (1)$$

На основе (1) с использованием соотношений Коши и связи между напряжениями и деформациями выводится система дифференциальных уравнений с частными производными с естественными граничными и начальными условиями в векторной форме:

$$T\frac{\partial^2\vec{V}}{\partial\bar{t}^2}+A\frac{\partial^2\vec{V}}{\partial\bar{x}^2}+B\frac{\partial\vec{V}}{\partial\bar{x}}+C\vec{V}=D\vec{V}(Pq) \quad (2)$$

$$\left[\bar{A}\frac{\partial\vec{V}}{\partial\bar{x}}+\bar{B}\vec{V}+\bar{C}\vec{V}(\varphi)\right]\delta\vec{V}\Big|_x=0. \quad (3)$$

$$\left[\bar{T}\frac{\partial\vec{V}}{\partial\bar{t}}\delta\vec{V}\right]\Big|_t=0 \quad (4)$$

где $\vec{V}$ – искомый вектор функций: $\vec{V}=[u,v,w,\alpha_1,\alpha_2,\theta]^T$, здесь u, v и w – перемещения центральной линии стержня; α_1 и α_2 – углы наклона касательной к упругой линии при чистом изгибе; θ – угол закручивания; T, A, B, C, D, $\bar{A}$, $\bar{B}$, $\bar{C}$ и $\bar{T}$ – квадратные матрицы шестого порядка:

$t_{1,1}=t_{2,2}=t_{3,3}=-1$; $t_{4,4}=-\frac{I_y}{Fd^2}$; $t_{5,5}=-\frac{I_z}{Fd^2}$; $t_{6,6}=-\frac{I_p}{Fd^2}$; $a_{1,1}=1$;

$a_{2,2}=a_{3,3}=\frac{1}{2(1+\mu)}$; $a_{4,4}=\frac{I_y}{Fd^2}$; $a_{5,5}=\frac{I_z}{Fd^2}$; $a_{6,6}=\frac{I_p}{2Fd^2(1+\mu)}$;

$b_{4,3}=b_{5,2}=\frac{L}{2d(1+\mu)}$; $b_{2,5}=b_{3,5}=-b_{4,3}$; $c_{4,5}=c_{5,5}=-\frac{L^2}{2d^2(1+\mu)}$;

$d_{4,4}=d_{5,5}=\frac{L^2}{EFd^2}$; $d_{1,1}=d_{2,2}=d_{3,3}=d_{6,6}=-d_{4,4}$; $\bar{a}_{1,1}=-1$;

$\bar{a}_{2,2}=\bar{a}_{3,3}=-\frac{1}{2(1+\mu)}$; $\bar{a}_{4,4}=-\frac{I_y}{Fd^2}$; $\bar{a}_{5,5}=-\frac{I_z}{Fd^2}$; $\bar{a}_{6,6}=-\frac{I_p}{2Fd^2(1+\mu)}$;

$\bar{b}_{2,5}=\bar{b}_{3,5}=\frac{L}{2d(1+\mu)}$; $\bar{c}_{1,1}=\bar{c}_{2,2}=\bar{c}_{3,3}=\frac{L}{EFd}$; $\bar{c}_{6,6}=\frac{L}{EFd^2}$; $\bar{c}_{4,4}=\bar{c}_{5,5}=-\bar{c}_{6,6}$;

$\bar{t}_{6,6}=\frac{t_0I_p}{Fd^2}$; $\bar{t}_{1,1}=\bar{t}_{2,2}=\bar{t}_{3,3}=t_0$; $\bar{t}_{4,4}=\frac{t_0I_y}{Fd^2}$; $\bar{t}_{5,5}=\frac{t_0I_z}{Fd^2}$, здесь I_y, I_z и I_p – моменты инерции; d – диаметр; L – длина; F – площадь поперечного сечения шпинделя; μ – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости; $\vec{V}(Pq)$ – вектор объемных и поверхностных сил:

$$\vec{V}(Pq)=\begin{pmatrix} (N_x(P_1)+N_x(q_1)) \\ (Q_{12}(P_2)+Q_{12}(q_2)) \\ (Q_{13}(P_3)+Q_{13}(q_3)) \\ (M_y(P_1)+M_y(q_1)) \\ (M_z(P_1)+M_z(q_1)) \\ (M_x(P_2,P_3)+M_x(q_2,q_3)) \end{pmatrix},$$

здесь $N_x(P_1)$, $Q_{12}(P_2)$ и $Q_{13}(P_3)$ – объемные продольные и поперечные силы; $M_y(P_1)$, $M_z(P_1)$ и $M_x(P_2,P_3)$ – объемные изгибающие и крутящие моменты; $N_x(q_1)$, $Q_{12}(q_2)$ и $Q_{13}(q_3)$ – поверхностные продольные и поперечные силы; $M_y(q_1)$, $M_z(q_1)$ и $M_x(q_2,q_3)$ – поверхностные изгибающие и крутящие моменты; $\vec{V}(\varphi)$ – вектор торцевых сил.

В данной статье были рассмотрены математические модели динамического расчета шпинделей хлопкоуборочных машин при воздействии пространственно динамическом нагружении. Рассматриваемая задача сформулирована в виде системы часто производных дифференциальных уравнений с естественными граничными и начальными условиями.

В дальнейших исследованиях на основе краевой задачи (2)-(4) будут выполнены динамические расчеты шпинделей уборочных аппаратов в «холостом» и «рабочем» ходе движений, при этом в (2)-(4) будут учитываться разные виды нагружений шпинделей: давление, трение ремней и колодок, процесс реверсии, сопротивление кустов хлопчатника и давление съемника с различными значениями при $k=1,2,\ldots N$-ом рабочем цикле.

Список литературы

1. Никитин Н. Н. Курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1990. – 607с.
2. Кабулов В. К. Алгоритмизация в теории упругости и деформационной теории пластичности. Ташкент. Фан. 1966. – 394 с.
3. Юлдашев, Т., & Исомиддинов, А. И. (2018). Вычислительные алгоритмы прикладных задач, описываемых системами дифференциальных уравнений с частными производными второго порядка. Проблемы вычислительной и прикладной математики, (1), 77-85.