

Выводы

1. Включение косинусных конденсаторов в сеть и их отключение при использовании имеющейся в отрасли пусковой аппаратуры вызывают дополнительные потери энергии, которые могут быть вычислены по формулам (3) и (6).

2. Поскольку при переходных процессах свободные токи имеют значительную величину, в целях уменьшения износа конденсаторов и пусковой аппаратуры интервал между повторными включениями должен превышать три постоянных времени: $t_p \gg 3C(R + R_p)$.

3. Для уменьшения числа коммутационных переключений конденсаторов и потерь электроэнергии число ступеней переключений батареи следует выбирать в соответствии с зависимостью (8).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Алябьев В. М., Горбатов Н. М., Знаменский Г. П. Регулирование напряжения и реактивной мощности в электрических сетях переменного тока путем стабилизации угла сдвига фаз // *Технология и оборудование деревообрабатывающих производств: Межвуз. сб. науч. тр. / ЛТА.*—Л., 1990.—С. 93—95. [2]. Алябьев В. М., Горбатов Н. М., Знаменский Г. П. Исследование закономерностей колебаний напряжения у потребителей электроэнергии лесозаготовительных и деревообрабатывающих предприятий // *Станки и инструменты деревообрабатывающих производств: Межвуз. сб. науч. тр. / ЛТА.*—Л., 1990.—С. 126—129.

Поступила 11 июня 1991 г.

УДК 630*377.45.001.57

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПАКЕТА ХЛЫСТОВ

Н. И. БИБЛЮК

Львовский лесотехнический институт

Пакет длинномерных лесоматериалов, как и отдельное дерево или хлыст, представляет сложную динамическую систему с неравномерно распределенной массой и переменной жесткостью. Теоретические и экспериментальные исследования, выполненные Б. Г. Гастевым, показали, что пакет древесины можно рассматривать как балку (стержень) переменного сечения на двух опорах, с двумя, как правило, неравными консолями, со сплошной неравномерной нагрузкой от собственного веса [5].

Предположим, что в недеформированном состоянии упругая ось стержня прямолинейна, его длина значительно больше поперечных размеров и сила неупругого сопротивления пропорциональна упругой восстанавливающей силе. Тогда дифференциальные уравнения свободных колебаний такого стержня запишем в виде

$$\begin{aligned} EI\psi(1+i\gamma)\partial^4 z/\partial x^4 + m\partial^2 z/\partial t^2 &= 0; \\ EI\psi'(1+i\gamma')\partial^4 y/\partial x^4 + m\partial^2 [y + (h_p + z)\beta]/\partial t^2 + \\ &+ (h_p + z)\beta/\partial t^2 = 0; \\ GI_p\psi_k(1+i\gamma_k)\partial^2 \beta/\partial x^2 - m\rho_x^2\partial^2 \beta/\partial t^2 - \\ - m(h_p + z)\partial^2 [y + (h_p + z)\beta]/\partial t^2 &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где E , I и G , I_p — модули упругости и моменты инерции поперечного сечения стержня соответственно при изгибе и кручении в сечении x ;

ψ, γ и ψ', γ' — коэффициенты жесткости и неупругого сопротивления при изгибе соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскости;

ψ_k, γ_k — то же при кручении;

$$i = \sqrt{-1};$$

z, y, β — линейные и угловое перемещения некоторой точки оси стержня с абсциссой x в вертикальной продольной, горизонтальной и поперечной плоскостях;

m, ρ_x — масса и радиус инерции поперечного сечения относительно оси x ;

h_p — расстояние от центра сечения до оси крена.

Алгоритм расчета колебаний лесотранспортной системы в координатах z, β , составленный на основе уравнений (1) с использованием широко распространенного в строительной механике матричного метода начальных параметров, приведен в работе [2].

При рассмотрении колебаний связанной системы транспортные звенья — пакет хлыстов представим пакет в виде дискретной модели, которая должна удовлетворять следующим требованиям:

отражать реальные таксационные, механические и динамические характеристики древесины как объекта транспортирования;

адекватно воспроизводить поведение пакета во всех основных видах движения лесотранспортного средства;

учитывать существующие взаимную связь и взаимообусловленность колебаний транспортных звеньев и пакета хлыстов.

Этим требованиям в полной мере соответствует разработанная нами дискретная модель пакета длинномерных лесоматериалов, схема которой представлена на рисунке. Она состоит из упругоподвешенных сосредоточенных масс m_{xj} и масс m_{cr} ($r = 1$ для первой, $r = 2$ для второй опоры), приведенных к опорам пакета, с радиусами инерции

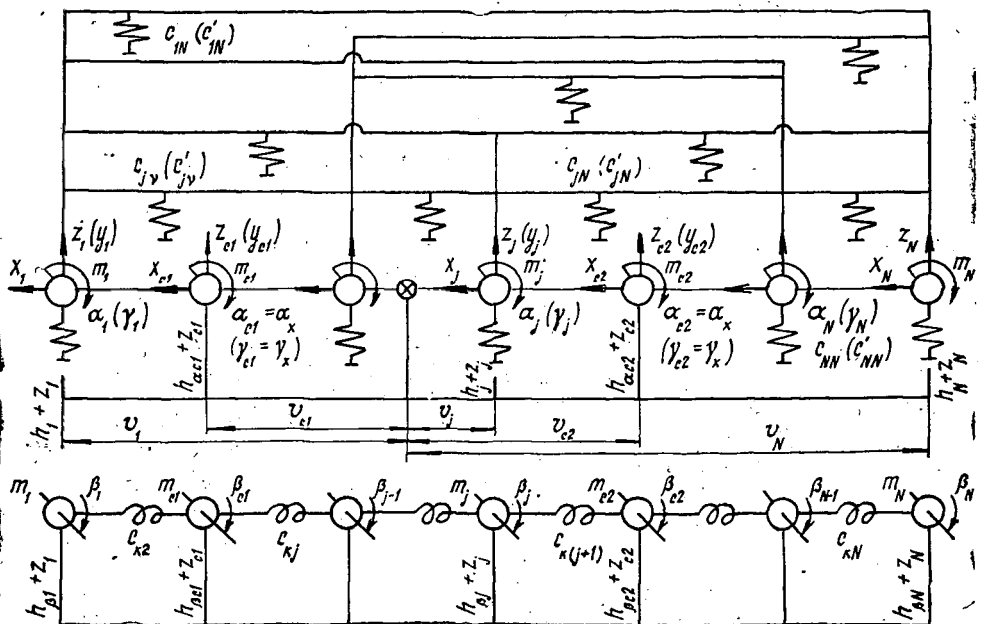


Схема модели, описывающей пространственные колебания пакета хлыстов

ρ_{xj} , ρ_{zj} , ρ_{yj} и ρ_{zcr} , ρ_{ycr} относительно продольной x , вертикальной z и поперечной y осей, и пружин с коэффициентами жесткости и сопротивления: линейными в вертикальной продольной c_{vj} , k_{vj} и горизонтальной c'_{vj} , k'_{vj} плоскостях, угловыми в вертикальной поперечной плоскости c_{kj} , k_{kj} ($j = 1, 2, \dots, N$; $v = 1, 2, \dots, N$, где N — число упругоподвешенных масс). Массы m_{xj} осуществляют линейные и угловые перемещения с координатами x_j , x_{cr} — вдоль продольной оси, y_j , γ_j , y_{cr} , γ_{cr} — в горизонтальной, z_j , α_j , z_{cr} , α_{cr} — в вертикальной продольной и β_j , β_{cr} — в вертикальной поперечной плоскостях.

Уравнения связей дискретных масс пакета хлыстов с транспортными звеньями представим в виде:

вдоль продольной оси

$$\begin{aligned} \dot{x}_{c1} &= \dot{x}_1 - \dot{y}_{c1}(\gamma_1 - \gamma_x) - h_1 \dot{\alpha}_1; & \dot{x}_{c2} &= \dot{x}_2 + \dot{y}_{c2}(\gamma_x - \gamma_2) + h_2 \dot{\alpha}_2; \\ \dot{x}_j &= (\dot{x}_{c1} + \dot{x}_{c2})/2; \end{aligned} \quad (2)$$

в горизонтальной плоскости

$$\begin{aligned} \dot{y}_{c1} &= \dot{y}_1 - b_1 \dot{\gamma}_1 - (h_{\beta c1} + z_{c1}) \dot{\beta}_1 + \dot{x}_1(\gamma_1 - \gamma_x); \\ \dot{y}_{c2} &= \dot{y}_2 - b_2 \dot{\gamma}_2 - (h_{\beta c2} + z_{c2}) \dot{\beta}_2 - \dot{x}_2(\gamma_x - \gamma_2); \\ \dot{y}_j &= (1 - \lambda_j) \dot{y}_{c1} + \lambda_j \dot{y}_{c2} + \dot{y}_{xj} + (h_{\beta j} + z_j) \dot{\beta}_{xj}; \\ \gamma_x &= (y_{c1} - y_{c2})/l_0; & \gamma_j &= \gamma_x + \gamma_{xj}; & \lambda_j &= s_j/l_0; \end{aligned} \quad (3)$$

в вертикальной продольной плоскости

$$\begin{aligned} z_{c1} &= z_1 - b_1 \alpha_1; & z_{c2} &= z_2 - b_2 \alpha_2; & z_j &= (1 - \lambda_j) z_{c1} + \\ & + \lambda_j z_{c2} + z_{xj}; & \alpha_x &= (z_{c1} - z_{c2})/l_0; & \alpha_j &= \alpha_x + \alpha_{xj}; \end{aligned} \quad (4)$$

в вертикальной поперечной плоскости

$$\beta_j = (1 - \lambda_j) \beta_{c1} + \lambda_j \beta_{c2} + \beta_{xj}; \quad \beta_{c1} = \beta_1; \quad \beta_{c2} = \beta_2. \quad (5)$$

Здесь y_r , γ_r , z_r , α_r , β_r — обобщенные координаты транспортных звеньев ($r = 1, 2$);

y_{xj} , γ_{xj} , z_{xj} , α_{xj} , β_{xj} — линейные и угловые перемещения дискретных масс пакета хлыстов, обусловленные его упругими свойствами;

b_r — расстояние по горизонтали от опоры пакета до центра тяжести r -го транспортного звена;

h_r — расстояние по вертикали от центра тяжести r -го звена до горизонтальной плоскости, проходящей через опоры пакета;

l_0 — расстояние между опорами, $l_0 = v_{c1} + v_{c2}$;

s_j — расстояние от дискретной массы пакета до его передней опоры.

Остальные геометрические параметры нанесены на рисунке.

Воспользовавшись принципом Даламбера, получим следующую систему дифференциальных уравнений, описывающую пространственные колебания дискретной модели пакета хлыстов:

вдоль продольной оси

$$\sum_{j=1}^N m_{xj} (\ddot{x}_j - \dot{y}_j \dot{\gamma}_j - \dot{z}_j \dot{\alpha}_j) - \sum_{r=1}^2 F_{cr} = 0; \quad (6)$$

в горизонтальной плоскости

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^N m_{xj} (\ddot{y}_j + \dot{x}_j \dot{\gamma}_j - \dot{z}_j \dot{\beta}_j) + \sum_{r=1}^2 m_{cr} [(\ddot{y}_{cr} + \dot{x}_{cr} \dot{\gamma}_x - \\ & - \dot{z}_{cr} \dot{\beta}_r) - (h_{\beta cr} + z_{cr}) \ddot{\beta}_{cr}] - \sum_{r=1}^2 Y_{cr} = 0; \\ & \sum_{j=1}^N m_{xj} (\rho_{zj}^2 + v_j^2) \ddot{\gamma}_j + \sum_{r=1}^2 m_{cr} (\rho_{zcr}^2 + v_{cr}^2) \ddot{\gamma}_x - \\ & - \sum_{j=1}^N m_{xj} [(h_{\beta j} + z_j)(\ddot{y}_j + g\beta_j)] v_j - Y_{c1} v_{c1} + Y_{c2} v_{c2} = 0; \quad (7) \\ & m_{xj} (\ddot{y}_j + \dot{x}_j \dot{\gamma}_j - \dot{z}_j \dot{\beta}_j) + \sum_{v=1}^N c'_{vj} y_{xv} + \sum_{v=1}^N k'_{vj} \dot{y}_{xv} = 0; \\ & m_{xj} (\rho_{zj}^2 + v_j^2) \ddot{\gamma}_j - m_{xj} [(h_{\beta j} + z_j)(\ddot{y}_j + g\beta_j)] v_j + \\ & + \sum_{v=1}^N v_{vj} c'_{vj} y_{xv} + \sum_{v=1}^N v_{vj} k'_{vj} \dot{y}_{xv} = 0; \end{aligned}$$

в вертикальной продольной плоскости

$$\begin{aligned} & \sum_{j=1}^N m_{xj} (\ddot{z}_j + \dot{x}_j \dot{\alpha}_j + \dot{y}_j \dot{\beta}_j) + \sum_{r=1}^2 m_{cr} (\ddot{z}_{cr} + \dot{x}_{cr} \dot{\alpha}_x + \dot{y}_{cr} \dot{\beta}_r) - \sum_{r=1}^2 Z_{cr} = 0; \\ & \sum_{j=1}^N m_{xj} (\rho_{yj}^2 + v_j^2) \ddot{\alpha}_j + \sum_{r=1}^2 (\rho_{yrcr}^2 + v_{rcr}^2) \ddot{\alpha}_x - \sum_{j=1}^N m_{xj} (h_{\alpha j} + z_j)(\ddot{x}_j + \\ & + g\alpha_j) - \sum_{r=1}^2 m_{cr} (h_{acr} + z_{cr})(\ddot{x}_{cr} + g\alpha_x) - z_{c1} v_{c1} + z_{c2} v_{c2} = 0; \quad (8) \\ & m_{xj} (\ddot{z}_j + \dot{x}_j \dot{\alpha}_j + \dot{y}_j \dot{\beta}_j) + \sum_{v=1}^N c'_{vj} z_{xv} + \sum_{v=1}^N k'_{vj} \dot{z}_{xv} = 0; \\ & m_{xj} (\rho_{yj}^2 + v_j^2) \ddot{\alpha}_j - m_{xj} (h_{\alpha j} + z_j)(\ddot{x}_j + g\alpha_j) + \\ & + \sum_{v=1}^N v_{vj} c'_{vj} z_{xv} + \sum_{v=1}^N v_{vj} k'_{vj} \dot{z}_{xv} = 0; \end{aligned}$$

в вертикальной поперечной плоскости

$$\begin{aligned} & m_{xj} [\rho_{xj}^2 + (h_j + z_j)^2] \ddot{\beta}_j - m_{xj} (h_{\beta j} + z_j)(\ddot{y}_j + g\beta_j) + \\ & + c_{kj} (\beta_{x(j-1)} - \beta_{xj}) - c_{k(j+1)} (\beta_{xj} - \beta_{x(j+1)}) + \\ & + k_{kj} (\beta_{x(j-1)} - \beta_{xj}) - k_{k(j+1)} (\beta_{xj} - \beta_{x(j+1)}) = 0. \quad (9) \end{aligned}$$

Продольные F_{cr} , поперечные Y_{cr} и вертикальные Z_{cr} силы в шарнирных соединениях пакета хлыстов с транспортными звеньями определяются в результате решения системы уравнений (6) — (9) совместно с дифференциальными уравнениями движения транспортных звеньев и с учетом уравнений связи (2) — (5). Входящие в уравнения (6) — (9) значения параметров дискретной модели пакета хлыстов m_{xj} , m_{cr} , v_j определяются на основании методики, изложенной в работах [3, 6].

Значения коэффициентов жесткости пакета в местах приведения сосредоточенных масс могут быть определены из следующих соображений [1]. Для удержания системы в равновесном положении, определяемом значениями обобщенных координат $z_{xj} \neq 0$, к системе необходимо приложить обобщенные силы $P_j = \sum c_{vj} z_{xv}$. Поскольку определитель этого уравнения не равен нулю, то их можно решить относительно координат $z_{xj} = \sum \alpha_{vj} P_j$. Если принять $z_{xj} = 0$, за исключением координаты z_{xv} , значение которой равно единице, и подставить выражение для P_j в выражение для z_{xj} , то получим N систем из N уравнений, решение которых дает значения коэффициентов жесткости $c_{vj} (c'_{vj})$. Входящие в эти уравнения коэффициенты влияния α_{vj} определяют изменение координат z_{xj} от единичной обобщенной силы $P_j = 1$, соответствующей координате z_{xv} . Они вычисляются с использованием методов строительной механики по известным значениям $EI_\psi (EI'_\psi)$.

При использовании реальных характеристик пакета хлыстов и выборе числа дискретных масс в соответствии с методикой [1] первые три собственные частоты и формы пакета, лежащие в диапазоне колебаний транспортных звеньев, воспроизводятся с относительной погрешностью соответственно 3...7 и 5...14 %.

Разработанная математическая модель отражает переменные по длине характеристики реального пакета длинномерных лесоматериалов и основные виды движения лесотранспортной системы. Она достаточно универсальна и предназначена для использования в расчетных моделях, описывающих колебания в трансмиссии совместно с вертикальными колебаниями, переходные режимы поступательного движения с учетом продольных кренов, криволинейное движение с учетом вертикальных колебаний (кренов) в продольной и поперечной плоскостях и, наконец, вертикальные и поперечные колебания независимо от остальных видов движения для лесотранспортных средств различной структуры, комплектации и назначения [6].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Бабаков И. М. Теория колебаний.— М.: Наука, 1968.— 559 с. [2]. Библиок Н. И. Применение матричного метода начальных параметров для расчета колебаний лесовозного автопоезда // Лесн. журн.— 1977.— № 3.— С. 42—47.— (Изв. высш. учеб. заведений). [3]. Библиок Н. И. Метод расчета величины и размещения дискретных масс пакета хлыстов // Лесн. журн.— 1984.— № 3.— С. 35—39.— (Изв. высш. учеб. заведений). [4]. Библиок Н. И. Основы динамики колесных лесотранспортных машин.— Львов, 1989.— 208 с.— Деп. в УкрНИИНТИ 15.01.91, № 126-Ук91. [5]. Гастев Б. Г., Мельников В. Н. Основы динамики лесовозного подвижного состава.— М.: Лесн. пром-сть, 1967.— 220 с. [6]. Перетятко Б. Т., Билык Б. В. Выбор параметров дискретных моделей механических систем // Лесн. журн.— 1976.— № 5.— С. 39—43.— (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 6 мая 1991 г.

УДК 630*377.1₂

ОБ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ СЖАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТЕЛ И ВЕРОЯТНЫХ ЗНАЧЕНИЯХ КРИТИЧЕСКОЙ СИЛЫ

Д. Г. ШИМКОВИЧ

Московский лесотехнический институт

При взаимодействии рабочих органов различных лесных машин (грейферы, сплотовые механизмы и др.) могут образовываться весьма