

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 630*323.1 + 630*371

ДИНАМИКА ВАЛКИ И ПАКЕТИРОВАНИЯ ДЕРЕВА

Ю. П. ЭПШТЕЙН, В. П. АЛЕКСЕЕВ

Петрозаводский государственный университет

Повышение технического уровня и надежности лесозаготовительных машин требует глубоких и всесторонних исследований процессов взаимодействия технологического оборудования с деревом. На характер этого взаимодействия в ряде случаев могут оказывать существенное влияние упругие свойства дерева. При этом на лесозаготовках прогибы деревьев, характеризуются, в основном, большими деформациями.

В момент подъема спиленного дерева и особенно в режиме его пакетирования поворотом гидроманипулятора ветер вызывает вынужденные колебания ствола и кроны значительных амплитуд. Большие деформации могут возникать и в переходных режимах работы лесозаготовительных машин манипуляторного типа при резком ускорении или торможении дерева [1].

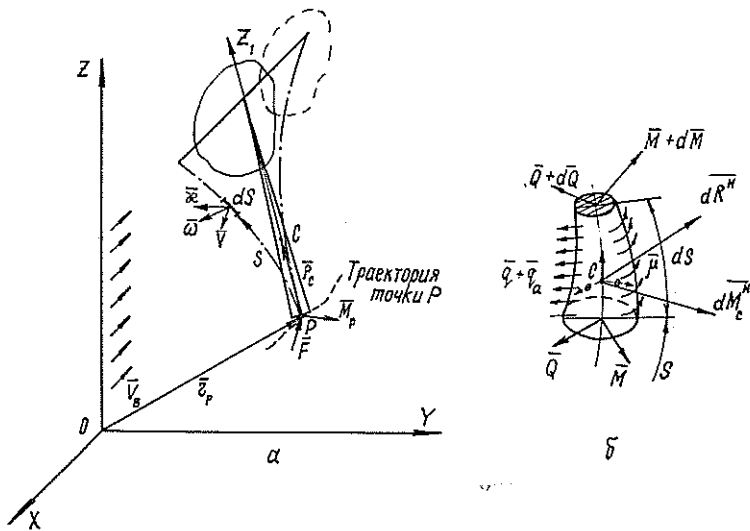
Важность учета упругих свойств дерева при исследовании процесса его взаимодействия с технологическим оборудованием отмечал В. Ф. Кушляев [2], однако он не привел математической модели процесса с учетом упругих свойств дерева.

Одно из возможных направлений уточнения нагрузки на лесозаготовительные машины — учет геометрической нелинейности, вызванной большими деформациями дерева. Это требует дополнения традиционных моделей дерева — в виде твердого или упругого тела при малых его деформациях моделью — в виде гибкого стержня переменного сечения.

В настоящей работе основное внимание уделено построению математической модели динамики при валке и пакетировании дерева с учетом его больших деформаций. Приводится векторно-матричная форма модели, компактной и удобной для численного решения нелинейных уравнений движения с применением ЭВМ. Построенная модель, как составная часть, может быть включена в более общую модель динамики системы лесозаготовительная машина — дерево. В предельном случае отсутствия деформаций получена матричная форма модели динамики дерева как абсолютно твердого тела. На основе построенных динамических моделей могут решаться задачи оптимального проектирования лесозаготовительных машин, а также построения программных движений для автоматизации управления технологическим оборудованием.

Дерево при перемещении можно рассматривать как бесконечно большую систему элементарных твердых тел, движение которых относительно инерциального базиса отсчета, связанного с поверхностью лесосеки, определяется скоростью центра масс элемента \vec{V} и его угловой скоростью $\vec{\omega}$ (рис. а).

В общем случае на элемент дерева могут действовать распределенные силы \vec{q} и моменты $\vec{\mu}$, не связанные с потоком воздуха, а также аэродинамические силы, возникающие при взаимодействии дерева с потоком воздуха \vec{q}_a . Дополнительно действует динамическая нагрузка



в виде главного вектора \vec{dR}^n и главного момента \vec{dM}_c^n системы сил инерции точек элемента относительно его центра масс C (рис. б).

На основе принципа Даламбера получим уравнения движения элемента дерева, которые в связанном с элементом базисе имеют вид:

$$m (\underline{\dot{V}} + \underline{\tilde{\omega}} \underline{V}) = \underline{Q}' + \underline{\tilde{x}} \underline{Q} + \underline{q} + \underline{q}_a; \tag{1}$$

$$\underline{I}_c \underline{\dot{\omega}} + \underline{\tilde{\omega}} \underline{I}_c \underline{\omega} = \underline{M}' + \underline{\tilde{x}} \underline{M} + \underline{\tilde{e}}_1 \underline{Q} + \underline{\mu}, \tag{2}$$

где \underline{V} , $\underline{\omega}$, \underline{Q} , \underline{M} , \underline{q} , \underline{q}_a , $\underline{\mu}$ — матрицы-столбцы координат векторов линейной и угловой скоростей, главного вектора и главного момента внутренних сил, интенсивности распределенных сил и моментов. Все матрицы отмечаются чертой под символом. Частные производные по времени обозначаются точкой, а по дуговой координате — штрихом;

m и \underline{I}_c — масса единицы длины и диагональная матрица тензора инерции элемента единичной длины — функции дуговой координаты для деревьев переменного сечения;

$\underline{\tilde{\omega}}$, $\underline{\tilde{x}}$, $\underline{\tilde{e}}_1$ — кососимметричные матрицы векторов угловой скорости, полной кривизны оси и касательного вектора этой оси.

Дополнительно к уравнениям движения (1) и (2) запишем матричные уравнения механики гибких стержней:

$$\underline{M} = \underline{A} (\underline{x} - \underline{x}_0); \tag{3}$$

$$\underline{\omega} = \underline{L}_1 \underline{\dot{\varphi}}; \tag{4}$$

$$\underline{x} = \underline{L}_1 \underline{\varphi}' + \underline{L} \underline{x}_0; \tag{5}$$

$$\underline{V}' + \underline{\tilde{x}} \underline{V} = \underline{\tilde{\omega}} \underline{e}_1, \tag{6}$$

где \underline{A} — диагональная матрица жесткостей сечения дерева при кручении и изгибе;
 \underline{x}_0 — матрица-столбец координат вектора полной кривизны оси в недеформированном состоянии;
 $\underline{\varphi}$ и $\underline{\varphi}'$ — матрицы-столбцы, элементами которых являются частные производные от обобщенных координат угловой ориентации базисов, связанных с элементами дерева. В качестве таких обобщенных координат могут быть использованы известные углы Эйлера или другие углы (Кардана, корабельные, самолетные);
 \underline{L} и \underline{L}_1 — операторы преобразований, зависящие от выбора этих углов [3].

Система шести уравнений (1) — (6) содержит шесть неизвестных векторов: \vec{V} , $\vec{\omega}$, $\vec{\varphi}$, \vec{x} , \vec{Q} , \vec{M} . Интегрируя эту систему, можно определить кинематические характеристики движения дерева, его напряженно-деформированное состояние, а также нагрузку, передаваемую на технологическое оборудование с учетом геометрической нелинейности, вызванной большими деформациями дерева. Анализ такой нелинейной модели требует применения ЭВМ [5].

Решение задачи можно упростить, если дерево представить как систему n твердых элементов, соединенных шарнирами. Во всех шарнирах имеются торсионные пружины и демпферы. Таким образом, непрерывное деформирование заменяется дискретным, и мы переходим от уравнений в частных производных к обыкновенным дифференциальным уравнениям. При увеличении числа элементов такая модель приближается к точной.

При $\vec{V} = \vec{\omega} = 0$ из выражений (1) — (6) получим нелинейные уравнения равновесия элемента дерева. Учет малых деформаций ($\sin \varphi_\alpha \approx \varphi_\alpha$; $\cos \varphi_\alpha \approx 1$; $\alpha = 1, 2, 3$) приводит к линейной модели. Если же, в предельном случае, при движении дерева пренебречь его деформациями ($\vec{x} = 0$), то вместо уравнений (1) и (2) для элемента получим, на основе общих теорем динамики, матричную форму модели динамики целого дерева, как абсолютно твердого тела:

$$m [\ddot{\underline{r}}_p + (\underline{\dot{\omega}} + \underline{\omega}^2) \underline{L} \underline{r}_{pc}] = \underline{F}; \quad (7)$$

$$\underline{m} \underline{r}_{pc} \underline{L} \ddot{\underline{r}}_p + \underline{I}_p \underline{\dot{\omega}} + \underline{\omega} \underline{I}_p \underline{\omega} = \underline{M}_p, \quad (8)$$

где m — масса дерева;
 \underline{I}_p — диагональная матрица тензора инерции дерева относительно полюса P ;
 \underline{r}_p , \underline{r}_{pc} , $\underline{\omega}$, \underline{F} , \underline{M}_p — матрицы-столбцы координат радиусов-векторов полюса P , центра масс C , вектора угловой скорости, главного вектора внешних сил, действующих на дерево, и главного момента этих сил относительно полюса P (рис. а);
 \underline{L} — (3×3) — матрица преобразования координат при переходе от инерциального базиса отсчета к базису, связанному с деревом. Индекс «т» обозначает транспонирование.

Матричная форма модели динамики дерева (7) и (8) более компактна и удобна для анализа на ЭВМ по сравнению с системой шести дифференциальных уравнений движения дерева в пространстве, полученной на основе уравнений Лагранжа II рода [4].

Уравнения (7) и (8) позволяют решать самые различные частные задачи по перемещению деревьев. В качестве примера использования этих матричных уравнений запишем дифференциальные уравнения движения дерева при машинной валке. Дерево перемещается в плоскости YOZ и грузится на транспортное средство. В этом случае

$$\begin{aligned} \underline{r}_p &= \begin{bmatrix} 0 \\ Y_p \\ Z_p \end{bmatrix}; \quad \underline{p}_c = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ h_c \end{bmatrix}; \quad \underline{\omega} = \begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \underline{F} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix}; \\ \underline{M}_p &= \begin{bmatrix} M_p \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \underline{I}_p = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 \end{bmatrix}; \quad \underline{L} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & \sin \varphi \\ 0 & -\sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (9)$$

где h_c — расстояние от полюса P до центра масс дерева C ;
 φ — угол отклонения дерева от вертикали;
 I_α ($\alpha = 1, 2, 3$) — главные моменты инерции относительно точки P .

Подставляя выражения (9) в уравнения (7) и (8), после простых матричных преобразований получим искомые уравнения:

$$\begin{aligned} m [\ddot{Y}_p - h_c (\ddot{\varphi} \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 \sin \varphi)] &= F_y; \\ m [\ddot{Z}_p - h_c (\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi)] &= F_z; \\ I_1 \ddot{\varphi} - m h_c (\ddot{Y}_p \cos \varphi + \ddot{Z}_p \sin \varphi) &= M_p. \end{aligned} \quad (10)$$

Уравнение (10) есть математическая модель процесса пакетирования дерева при его переносе от пня до места укладки на транспортное средство. На основе этих уравнений решаются две основные задачи динамики пакетирования дерева как твердого тела. Уравнения (1) — (6) позволяют уточнить эти решения с учетом упругих свойств дерева.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Александров В. А. Проектирование специальных лесных машин: Учеб. пособие.— Л.: ЛТА, 1977.— 52 с. [2]. Кушляев В. Ф. Лесозаготовительные машины манипуляторного типа.— М.: Лесн. пром-сть, 1981.— 248 с. [3]. Лурье А. И. Аналитическая механика.— М.: Физматгиз, 1961.— 824 с. [4]. Помогаев С. А., Соломатников В. И. Основы общей динамики валки и пакетирования леса// Лесн. журн.— 1976.— № 2.— С. 39—44.— (Изв. высш. учеб. заведений). [5]. Харламов М. П. Новый метод решения пространственных задач нелинейной теории упругих стержней// Механика твердого тела.— 1982.— Вып. 14.— С. 116—124.

Поступила 26 декабря 1985 г.

УДК 630*377.21

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЕРЕДВИЖЕНИЮ КОЛЕСА ГРУЗОВОЙ КАРЕТКИ ПО НЕСУЩЕМУ КАНАТУ ПОДВЕСНЫХ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

А. А. МИЩЕНКО

Львовский лесотехнический институт

В теории и практике расчета подвесных канатных дорог (ПКД) остается нерешенным вопрос об определении сопротивления передвижению грузовой каретки по несущему канату, связанного с потерями на внутреннее трение в канате. Коэффициент сопротивления передвижению колеса по несущему канату принимается, как и при качении колеса по рельсу [4].