

ности, они выполняют на данной территории. В заповедной хозяйственной части и на особо защитных участках других лесов I группы, исключаемых из главного пользования, формы хозяйства по товарности вообще не устанавливаются. Уникальность заповедных экосистем и лучшее проявление защитно-стабилизирующих, природоохранных, эстетических и других полезных свойств лесов в растущем состоянии наиболее полно обеспечиваются высокоствольными древостоями семенного происхождения.

В рекреационной зоне природного национального парка (как и в местах курортов, зон отдыха, туристических маршрутов и в других лесах I группы) при проведении ландшафтных рубок ухода и санитарных рубок необходимо стремиться к усилению устойчивости насаждений против нежелательных стихийных и антропогенных воздействий, улучшению их эстетической привлекательности и санитарно-гигиенической ценности. Формирование живописных пейзажей и ландшафтов должно включать выращивание в лесах этой зоны древесно-кустарниковых пород, биологически устойчивых против пыли, дыма, газов, уплотнения и ухудшения аэрации почв. Они должны иметь улучшенные декоративно-эстетические свойства, максимально проявляющиеся в течение года. Эти мероприятия имеют особенное значение в формировании красивых пейзажей, хорошо просматриваемых в перспективе из так называемых «видовых точек».

На открытых лужайках целесообразно высаживать цветущие кустарники с продолжительным периодом цветения, а в насаждениях оставлять и охранять ценные в эстетическом отношении деревья и их группы. Формирование таких чередующихся групп деревьев в сочетании с живописными полянами, создающими игру цвета, света и тени, является одной из задач ландшафтных рубок ухода за лесом и декоративного озеленения, определяет своеобразную технику их выполнения.

В лесах рекреационной зоны большое внимание должно уделяться благоустройству территории: созданию дорожной и тропиной сети, установке в «видовых точках» павильонов, беседок и скамеек для отдыха, проведению других лесохозяйственных и организационных мероприятий. Все мероприятия по организации территории лесов рекреационной зоны и их благоустройству должно разрабатывать лесоустройство.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Лес и охрана природы / Под ред. С. Г. Синицына.— М.: Лесн. пром-сть, 1980.— 288 с. [2]. Одум Ю. Основы экологии.— М.: Мир, 1975.— 740 с. [3]. Опыт и методы экологического мониторинга: Матер. Всесоюз. совещания.— Пушкино: Науч. центр биологических исследований АН СССР, 1978.— 265 с. [4]. Федосимов А. Н., Анисочкин В. Г. Выборочная таксация леса.— М.: Лесн. пром-сть, 1979.— 172 с. [5]. Флора і рослинність Карпатського заповідника / Під ред. С. М. Стойко.— Київ: Наукова думка, 1982.— 220 с. [6]. Цурик Е. И. Дигрессивно-демутационные изменения в почвах ельников и вторичных полонин у верхней границы леса в Карпатах // Почвоведение.— 1986.— № 9.— С. 112—121.

Поступила 14 сентября 1987 г.

УДК 630*564

МОДЕЛИРОВАНИЕ РОСТА И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТРОПИЧЕСКИХ СОСНЯКОВ (*Pinus kesiya*)

НГУЕН НГОК ЛУНГ

Ленинградская лесотехническая академия

В настоящее время моделирование древостоев, необходимое для прогнозирования общей производительности и выхода сортиментов, проводится по двум направлениям:

На основании исследований можно сделать вывод, что полученное уравнение позволяет исследовать зависимость натяжения несущих канатов с закрепленными концами от различных факторов с учетом упругих несовершенств каната как агрегата и податливости концевых опор.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Адамовский Н. Г. Оптимальные режимы нагружения несущих канатов подвесных лесотранспортных установок с учетом приведенной жесткости системы: Автореф. дис... канд. техн. наук.— Львов, 1984.— 24 с. [2]. Адамовский Н. Г., Матвеев Э. Н. Исследование модуля упругости канатов подвесных лесотранспортных установок // Лесное хозяйство, лесная, бумажная и деревообрабатывающая промышленность.— Киев: Будівельник, 1981.— Вып. 12.— С. 30—33. [3]. Белая Н. М. Влияние податливости упругих опор на работу несущих канатов подвесных установок // Стальные канаты.— Киев: Техніка, 1966.— Вып. 3.— С. 146—149. [4]. Белая Н. М. Исследование работы подвесных канатных лесотранспортных установок и перспективы их развития и совершенствования // Проблемы комплексных лесных предприятий в Карпатах.— Ужгород: Карпаты, 1969.— С. 158—184. [5]. Белая Н. М., Адамовский Н. Г. Исследование приведенной жесткости системы несущий канат— опоры // Лесное хозяйство, лесная, бумажная и деревообрабатывающая промышленность.— Киев: Будівельник, 1975.— Вып. 5.— С. 81—85. [6]. Белая Н. М., Слепко И. И. Метод расчета несущего каната с жестко закрепленными концами с учетом его упругих несовершенств / Лесн. журн.— 1975.— № 1.— С. 43—48.— (Изв. высш. учеб. заведений). [7]. Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты.— Киев: Техніка, 1966.— 327 с. [8]. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны.— М.; Л.: Машиностроение, 1966.— 481 с. [9]. Качурин В. К. Теория висячих систем.— Л.; М.: Госстройиздат, 1962.— 224 с. [10]. Слепко И. И., Пустовойтов А. А. Метод расчета несущего каната многопролетной подвесной установки с произвольным числом грузов // Лесн. журн.— 1974.— № 5.— С. 40—47.— (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 16 февраля 1987 г.

УДК 539.3

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА УПРУГОГО МАНИПУЛЯТОРА

М. В. КОНДАКОВ

Московский лесотехнический институт

Манипуляторы для лесной, деревообрабатывающей и мебельной промышленности должны обладать относительно большой грузоподъемностью, что, в сочетании с высокими скоростями манипулирования, обусловленными требованиями производительности труда, не позволяет использовать большинство серийно выпускаемых робототехнических систем в технологических процессах отрасли. Создание высокоскоростных манипуляторов большой грузоподъемности сопряжено с решением ряда принципиально новых задач, в первую очередь, в области динамики конструкции и привода. При проектировании и отработке манипуляторов особое значение приобретают вопросы обеспечения динамической прочности.

Одним из ключевых моментов при расчете конструкции, как отмечалось в [3], является выбор расчетной схемы. Расчетная схема манипулятора должна, с одной стороны, по возможности полнее отражать особенности поведения конструкции, с другой, допускать математическую формулировку задачи в замкнутом виде. При расчете динамического нагружения высокоскоростных манипуляторов большой грузоподъемности расчетная схема должна учитывать упругие свойства конструкции, поскольку вклад упругих составляющих во внутренние силовые факторы во многих случаях оказывается весьма существенным.

В современной практике расчета упругих конструкций используются три основных типа расчетных схем: дискретные, дискретно-кон-

тинуальные и континуальные. Схемы перечислены в порядке возрастания полноты описания конструкции, но вместе с тем и сложности математического аппарата.

Дискретная расчетная схема представляет конструкцию в виде сосредоточенных масс, соединенных упругими связями (пружинами). Такие схемы являются наиболее простыми и представляют, как правило, самый первый шаг на пути изучения динамики системы. Возможности использования дискретной схемы для расчета динамики манипуляторов валочных и валочно-пакетирующих машин достаточно полно изложены в [1], где конструкция схематизируется 3-4 массами.

Дискретные схемы, наряду с простотой математической реализации, обладают тем существенным недостатком, что их параметры нельзя достоверно определить а priori на этапе проектирования, не используя результатов эксперимента. Для составления корректной дискретной схемы зачастую надо заранее знать решение рассматриваемой задачи. Точность расчетной схемы существенно возрастает с увеличением числа ее элементов, что в пределе ведет к дискретно-континуальным схемам, из которых наиболее распространены схемы методов конечных элементов (а также суперэлементов) и граничных элементов.

Наиболее полно динамическое нагружение манипулятора с учетом деформаций конструкции описывается континуальной расчетной схемой, поскольку по своей физической природе манипулятор является системой с распределенными параметрами.

В настоящей работе рассматривается континуальная расчетная схема. Конструкция манипулятора и груза (дерева, хлыста, доски и т. д.) схематизируется балочной моделью с переменными по длине массово-жесткостными характеристиками и сосредоточенными включениями. Для наглядности рассмотрение ограничено плоской системой, когда все звенья манипулятора и внешние нагрузки лежат в одной плоскости. При этом в конструкции реализуются связанные продольно-изгибные колебания. Общность изложения позволяет без труда распространить предлагаемую методику на более общий — пространственный случай.

Расчетная схема упругого манипулятора набирается из отдельных унифицированных элементов. Это позволяет достаточно просто и быстро составлять расчетные схемы широкого класса манипуляторов разнообразной конфигурации, а также организовать программу вычисления на ЭВМ с автоматическим формированием системы описывающих уравнений. Каталог элементов расчетной схемы представлен на рис. 1. Основным элементом схемы является балка (рис. 1, А) с переменными по длине массово-жесткостными характеристиками. Для описания особенностей деформирования тонкостенных конструктивных профилей при изгибных колебаниях в балочной модели учитывают деформации сдвига и инерцию поворота поперечного сечения, т. е. принимают гипотезы балки Тимошенко [5]. Таким образом, балочный элемент характеризуется погонными массой $\mu_0(x)$ и моментом инерции $I_0(x)$, продольной $EF(x)$, изгибной $EI(x)$ и сдвиговой $\beta GF(x)$ жесткостями. Уравнения движения балочного элемента имеют вид

$$\begin{aligned} \mu_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} EF \frac{\partial u}{\partial x} &= p(x, t); \\ \mu_0 \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \beta GF \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \psi \right) &= q(x, t); \\ I_0 \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} EI \frac{\partial \psi}{\partial x} - \beta GF \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \psi \right) &= m^z(x, t), \end{aligned} \quad (1)$$

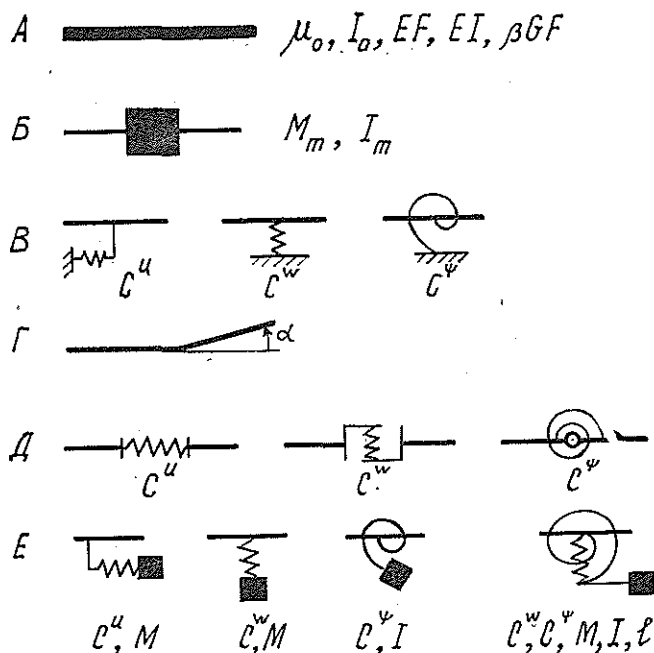


Рис. 1

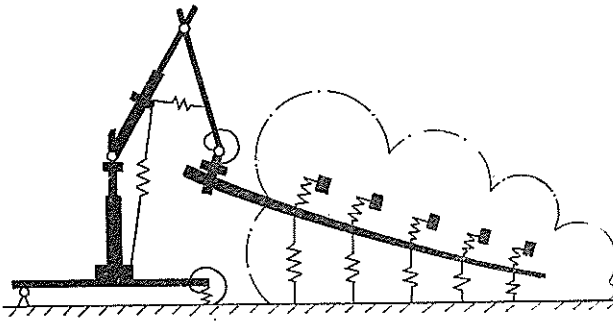
где u , w , ψ — соответственно продольное, поперечное и угловое перемещение сечений балочного участка.

Для учета массивных конструктивных деталей в расчетную схему включены сосредоточенные инерционные элементы с массой M_m и моментом инерции I_m (рис. 1, Б). Упругие свойства силового привода учитываются введением промежуточных опор с продольной C^u , поперечной C^w и угловой C^ψ жесткостями (рис. 1, В). Кроме того, для учета особенностей динамического поведения реальной конструкции в расчетную схему включены жесткие колена (рис. 1, Г) с произвольным углом α , а также безынерционные упругие элементы (рис. 1, Д) с продольной C^u , поперечной C^w и угловой C^ψ жесткостями. Интегральные динамические свойства присоединенных частей системы могут учитываться, как и в дискретных расчетных схемах, осциллирующими элементами (рис. 1, Е), которые характеризуются массой M_k , моментом инерции I_k , продольной C_k^u , поперечной C_k^w и угловой C_k^ψ жесткостями и плечом подвеса l_k .

В дальнейшем считается, что сосредоточенные элементы располагаются в точках с координатами x_i , $i = 1, 2, \dots, N_i$, где индекс i принимает значения: $i = m$ — для сосредоточенных инерционных элементов; $i = n$ — для безынерционных упругих связей; $i = k$ — для осцилляторов; $i = r$ — для упругих опор.

Расчетная схема конструкции может набираться из перечисленных элементов в произвольной последовательности, причем различные сосредоточенные элементы могут располагаться в одной и той же точке. Такая расчетная модель достаточно полно отражает особенности поведения обширного класса реальных манипуляторов различной конструктивной компоновки. Пример составления расчетной схемы из описанных элементов приведен на рис. 2.

Рис. 2



Для формулировки уравнений движения принятой расчетной схемы введем глобальную систему координат таким образом, чтобы ось x везде совпадала с продольными направлениями элементов. Особенностью уравнений движения является учет сосредоточенных и осциллирующих элементов. Если движение балочных участков описывается уравнениями (1) в частных производных, то введение сосредоточенных элементов можно трактовать как расширение классического решения \vec{y} на область обобщенных функций [2]. При этом решение \vec{y} в точках x_i , $i = k, m, n, r$ расположения сосредоточенных элементов будет само претерпевать разрыв первого рода, или иметь разрывные производные. Это обстоятельство учитывается в уравнениях через дельта-функцию Дирака $\delta(x - x_i)$. Наличие осциллирующих элементов, кроме того, расширяет носитель $\text{supp } \vec{y}$, добавляя ноль-мерное пространство x_k точек расположения осцилляторов.

С учетом изложенных особенностей, уравнения движения упругой системы с сосредоточенными включениями и осциллирующими элементами можно получить из вариационного принципа Даламбера — Лагранжа [4]:

$$\delta\Pi - \delta A_{\text{ин}} - \delta A_{\text{вн}} = 0, \quad (2)$$

где $\delta\Pi$ — вариация потенциальной энергии, являющейся энергией упругой деформации системы;
 $\delta A_{\text{ин}}$ — работа инерционных сил на возможных перемещениях;
 $\delta A_{\text{вн}}$ — работа внешних сил на возможных перемещениях.

Уравнения движения, приведенные к канонической матричной форме, имеют вид:

$$[M] \frac{\partial^2 \vec{y}}{\partial t^2} + L\vec{y} = \vec{F}, \quad (3)$$

где линейный оператор

$$L = [A] \frac{\partial^2}{\partial x^2} + [B] \frac{\partial}{\partial x} + [C].$$

Уравнение (3) записано относительно вектора перемещений

$$\vec{y} = (u, w, \psi, u_1, w_1, \psi_1, \dots, u_k, w_k, \psi_k)^T, \quad (4)$$

где u_i, w_i, ψ_i — соответствующие перемещения i -го осциллятора.

Входящие в уравнение (3) матрицы имеют вид

$$[M] = \left[\begin{array}{ccc|ccc} \mu & 0 & & & & \\ & \mu & & & & \\ 0 & & I_s & & & \\ \hline & & & & & \\ & 0 & & [M_k] & & \end{array} \right]; \quad [A] = \left[\begin{array}{ccc|ccc} -EF & & 0 & & & \\ & -\beta GF & & & & \\ 0 & & -EI & & & \\ \hline & & & & & \\ & & & 0 & & 0 \end{array} \right];$$

$$[B] = \begin{array}{ccc|c} -d_1 & 0 & 0 & \\ 0 & -d_2 & \beta GF & \\ 0 & -\beta GF & -d_3 & 0 \\ \hline & 0 & & 0 \end{array}; [C] = \begin{array}{ccc|c} s^u & 0 & 0 & [C_1][C_2] \dots [C_k] \\ 0 & s^w & d_1 & \\ 0 & 0 & s^\psi & \\ \hline [C_1]^T & & & [C_d] \\ [C_2]^T & & & \\ \vdots & & & \\ [C_k]^T & & & \end{array},$$

где

$$\begin{aligned} \mu &= \mu_0(x) + \sum_m M_m \delta(x - x_m); \\ I_s &= I_0(x) + \sum_m I_m \delta(x - x_m); \\ d_1 &= \frac{\partial EF}{\partial x}; \quad d_2 = \frac{\partial \beta GF}{\partial x}; \quad d_3 = \frac{\partial EI}{\partial x}; \\ s^u &= \sum_{i=k, n, r} \sum_i C_i^u \delta(x - x_i), \end{aligned}$$

аналогично s^w и s^ψ получаются из s^u после замены индексов u на w или ψ .

Все матрицы имеют размерность $(N \times N)$, где $N = 3(k+1)$, k — число осцилляторов в системе.

Структура вектора решения \vec{y} (4) показывает, что каждая из матриц уравнения движения (3) содержит в верхнем левом углу подматрицу (3×3) , соответствующую балочным участкам с сосредоточенными включениями. Остальные элементы матриц соответствуют осцилляторам. Так, жесткости осциллирующих элементов входят в матрицы

$$[C_i] = -\text{diag}(C_i^u, C_i^w, C_i^\psi) \delta(x - x_i).$$

Вектор внешних усилий в правой части уравнения (3) имеет вид:

$$\vec{F} = (p, q, m^z, P_1, Q_1, M_1^z, \dots, P_k, Q_k, M_k^z)^T. \quad (5)$$

Обобщенные силы вводят в виде

$$\begin{aligned} p(x, t) &= \tilde{p}(x, t) + \sum_i P_i \delta(x - x_i); \\ q(x, t) &= \tilde{q}(x, t) + \sum_i Q_i \delta(x - x_i); \\ m^z(x, t) &= \tilde{m}^z(x, t) + \sum_i M_i^z \delta(x - x_i), \end{aligned} \quad (6)$$

что позволяет учитывать как распределенные \tilde{p} , \tilde{q} , \tilde{m}^z , так и сосредоточенные P_i , Q_i , M_i^z в точках x_i нагрузки. На характер изменения \vec{F} во времени ограничения не накладываются. В частности, в \vec{F} могут быть учтены управляющие усилия привода, задаваемые автономно при расчете разомкнутой системы или зависящие от параметров движения для замкнутой робототехнической системы.

Таким образом, расчетные схемы деформируемых тяжело нагруженных манипуляторов широкого класса можно составить из унифицированных элементов, приведенных на рис. 1. Это позволяет при организации расчетов на ЭВМ достаточно просто и быстро формировать новые схемы только в результате изменения входного потока данных.

Полученное уравнение (3) описывает движение упругого манипулятора в достаточно общих предположениях. Это позволяет использовать его для анализа динамического поведения манипулятора, работающего как в автономном режиме, так и в составе робототехнической системы. Кроме того, уравнение движения (3) можно использовать

для оптимизационных расчетов робототехнических систем, направленных на выбор параметров конструкций, силового привода и системы управления.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Александров В. А. Динамические нагрузки в лесосечных машинах.— Л.: ЛГУ, 1984.— 152 с. [2]. Владимиров В. С. Обобщенные функции в математической физике.— М.: Наука, 1979.— 318 с. [3]. Кондаков М. В., Пилютик А. Г. Каким быть завтрашнему машиностроению отрасли? // Лесн. журн.— 1987.— № 2.— С. 8—14.— (Изв. высш. учеб. заведений). [4]. Лурье А. И. Аналитическая механика.— М.: Наука, 1969.— 642 с. [5]. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле.— М.; Л.: ГНТИ, 1932.— 344 с.

Поступила 7 мая 1987 г.

УДК 630*323.4

ПОИСК ОПТИМАЛЬНОЙ ПО МИНИМУМУ ВРЕМЕНИ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ТРАЕКТОРИИ ПЕРЕНОСА ГРУЗА-ХЛЫСТА В РАСКРЯЖЕВОЧНОЙ УСТАНОВКЕ ПОВОРОТНЫМ МАНИПУЛЯТОРОМ

С. П. ДОРОХОВ

СНПЛО

За рубежом и в отечественной лесной промышленности наиболее широкое применение для разбора и поштучной подачи хлыстов в раскрывочные установки с продольной подачей получили гидравлические манипуляторы.

Хлысты подают манипуляторами различных конструкций. За рубежом используют только одностреловые поворотные манипуляторы, в которых обычно применяют агрегаты и рабочее оборудование погрузчиков-штабелеров или навесных манипуляторов.

В отечественной практике обычно используют неповоротные двухстреловые манипуляторы ЛО-13С, которые выпускаются серийно в составе раскрывочной установки ЛО-15С. Наряду с ними, применяют одностреловые поворотные манипуляторы от машины ЛП-18 (например, в раскрывочной установке ППЛ-2), а также специализированные манипуляторы в составе раскрывочных установок ЛО-30. Поэтому необходимо обосновать оптимальные параметры процесса переноса хлыстов одностреловыми поворотными манипуляторами и условия их рационального использования в процессах первичной обработки древесины.

Одна из важных характеристик процесса подачи хлыстов манипулятором в раскрывочную установку — время цикла подачи хлыстов $T_{пх}$.

В том случае, когда время $T_{пх}$ цикла подачи хлыста манипулятором к продольному транспортеру больше времени T_p цикла раскрывки предыдущего хлыста, возникают простои раскрывочной установки. В связи с этим появляется необходимость сокращения времени $T_{пх}$. Достичь этого можно не только форсированием скоростей движения звеньев, но и при оптимальном управлении движением звеньев манипулятора.

На рис. 1 представлена схема подачи хлыста шарнирно-рычажным поворотным манипулятором, произвольно установленным как по отношению к хлыстам, лежащим в пачке на разгрузочной эстакаде, так и по отношению к подающему транспортеру раскрывочной установки.