

## ЛИТЕРАТУРА

[1]. Гольдштейн М. Н. Механические свойства грунтов.— М.: Стройиздат, 1971.— 367 с. [2]. Деч Г. Руководство к практическому применению преобразования Лапласа и  $z$ -преобразования.— М.: Наука, 1971.— 288 с. [3]. Микеладзе Ш. Е. Некоторые задачи строительной механики.— М.; Л.: Гостехиздат, 1948.— 267 с. [4]. Новацкий В. Динамика сооружений.— М.: Госстройиздат, 1963.— 376 с. [5]. Сорокин Е. С. Динамический расчет несущих конструкций зданий.— М.: Госстройиздат, 1956.— 340 с. [6]. Уваров Б. В., Коровкин Р. Л. Расчет балок на упругом основании, работающих в условиях динамического нагружения // Лесн. журн.— 1970.— № 1.— С. 101—107.— (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 26 мая 1986 г.

УДК 630\*323.13 : 629.11.012.816

## ОБ ОДНОЙ ЗАДАЧЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УДАРНО-ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРИ ПАКЕТИРОВАНИИ ДЕРЕВЬЕВ НА МАШИНУ

В. К. ХЕГАЙ

Ухтинский индустриальный институт

Правильный выбор защитных средств от ударов и вибрации — одна из важнейших проблем при создании валочно-пакетирующих машин (ВПМ). Для смягчения удара при пакетировании деревьев на ВПМ целесообразно на корпусе машины устанавливать амортизирующие приемные устройства (ПУ) [5]. Как показали исследования [5, 6], параметры подвесок корпуса базовой машины, эквивалентная жесткость которых значительно больше жесткости подвески ПУ, не оказывают существенного влияния на динамику приемного устройства при ударном воздействии дерева на ВПМ. Параметры же ПУ существенно влияют на динамику корпуса машины.

В работе [5] рассмотрен вопрос об определении ударно-динамических нагрузок, передающихся на ВПМ при ударном воздействии в случае линейной амортизации ПУ. При сильных ударах, вызывающих колебания системы за пределы линейности, линейные амортизаторы уже не защищают систему от виброударных воздействий.

В настоящей работе исследованы ударно-динамические нагрузки, передающиеся на корпус ВПМ при нелинейном амортизаторе ПУ.

Предположим, что ударное воздействие дерева на ПУ имеет форму полуволны синусоиды [3], а реакция амортизатора определяется зависимостью:

$$N(y, \dot{y}) = cy + ey^3 + \beta \dot{y}, \quad (1)$$

где  $c$ ,  $e$  и  $\beta$  — коэффициенты пропорциональности.

Пренебрегая влиянием подвесок корпуса машины на динамику ПУ и заменяя распределенную массу дерева двумя дискретными массами  $m_1$  и  $m_2$  [1, 2, 6], расчетную схему для исследования ударного воздействия дерева на ВПМ представим в виде, показанном на рис. 1.

Массы  $m_1$  и  $m_2$  сосредоточены в точках соударения дерева с ПУ и неподвижной опорой (земля, прицеп). Предположим, что удар дерева о ПУ — неупругий, а ударная сила изменяется по закону

$$P(t) = P_0 \sin \frac{\pi}{\tau} t, \quad (2)$$

$P_0$  — максимальная ударная сила;  
 $\tau$  — время удара.

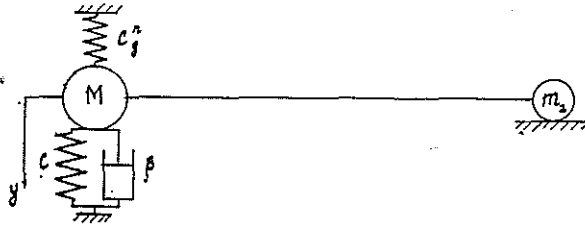


Рис. 1. Расчетная схема

В этом случае дифференциальное уравнение движения ПУ запишется в виде

$$M\ddot{y} + c_3 y + e y^3 + \beta \dot{y} = P_0 \sin \frac{\pi}{\tau} t, \quad (3)$$

где  $M = m_0 + m_1$  — суммарная масса части дерева и приемного устройства;

$m_1 = \frac{l_2}{l_0} m_0$  — первая дискретная масса дерева, приведенная к точке соударения с ПУ;

$m_0$  — масса дерева;

$c_3 = c + c_n$  — приведенный коэффициент жесткости амортизатора и дерева.

Для решения уравнения (3) воспользуемся дельта-методом [3, 4]. Уравнение движения (3) перепишем в виде

$$\ddot{y} + k^2 y + b y^3 + n \dot{y} = H \sin \frac{\pi}{\tau} t, \quad (4)$$

где  $k^2 = \frac{c_3}{M}$ ;  $b = \frac{e}{M}$ ;  $n = \frac{\beta}{M}$ ;  $H = \frac{P_0}{M}$ .

Введя безразмерное время  $\Theta = kt$  и обозначив

$$\frac{dy}{d\Theta} = v; \quad \frac{d^2 y}{d\Theta^2} = \frac{dv}{d\Theta} = \frac{v dv}{dy},$$

представим выражение (4) в следующем виде:

$$v \frac{dv}{dy} = \delta(y, v, t) - y. \quad (5)$$

Здесь

$$\delta(y, v, t) = \frac{H \sin \frac{\pi}{\tau} t - nk v - b y^3}{k^2}. \quad (6)$$

Разбив интервал  $[0, T]$ , на котором ищем решение, на  $N$  малых интервалов  $[0, t_1], [t_1, t_2], [t_2, t_3], \dots, [t_{n-1}, T]$  и полагая в течение каждого интервала  $[t_i, t_{i+1}]$  значение функции  $\delta(y, v, t)$  постоянным и равным ее значению в начале этого интервала, найдем для  $i$ -го интервала:

$$\delta_i = \frac{H \sin \frac{\pi}{\tau} t_{i-1} - nk v_{i-1} - b y_{i-1}^3}{k^2}. \quad (7)$$

Интегрируя уравнение (5) как дифференциальное с разделяющимися переменными, получаем уравнение участка фазовой траектории, соответствующего  $i$ -му интервалу времени:

$$v^2 + (y - \delta_i)^2 = C_i^2. \quad (8)$$

Это дуга окружности, координаты центра которой:

$$y = \delta_i; \quad v = 0, \quad (9)$$

а радиус

$$R_i = C_i = \sqrt{(y_{i-1} - \delta_i)^2 + v_{i-1}^2}. \quad (10)$$

Из уравнения (9) следует, что все центры дуг окружностей элементов фазовой траектории лежат на оси абсцисс.

Угол  $\Delta\varphi_i$ , соответствующий дуге на  $i$ -м участке, определяем зависимостью [3]:

$$\Delta\varphi_i = k\Delta t_i. \quad (11)$$

Построение фазовой траектории начинаем с точки, имеющей координаты  $y_0 = 0, v_0 = 0$ , определяемые начальными условиями при  $t = 0$ . Подставляя значения  $y_0$  и  $v_0$  в выражение (7), находим  $\delta_1$ . Значение  $\delta_1$  определяет центр дуги окружности первого элемента фазовой траектории на оси абсцисс. Теперь из этого центра радиусом  $R_1 = \delta_1$  проводим дугу окружности из начальной точки фазовой траектории с углом раствора  $\Delta\varphi_1$ . Таким образом определяем первый элемент фазовой траектории. Далее, снимая с чертежа новые значения фазовых координат  $y_1$  и  $v_1$  и подставляя их в выражение (7), находим  $\delta_2$ , а следовательно, положение нового центра дуги окружности. С помощью этого центра строим второй элемент фазовой траектории и т. д. Точки пересечения траектории с осью абсцисс будут соответствовать минимуму и максимуму деформации амортизатора.

Определим максимальную ударно-динамическую нагрузку при следующих параметрах системы:  $M = 254$  кг;  $c_s = 2 \cdot 10^5$  Н/м;  $e = 2 \cdot 10^8$  Н/м<sup>2</sup>;  $\beta = 6 \cdot 10^3$  Н · с/м;  $P_0 = 1,5 \cdot 10^4$  Н;  $\tau = 0,03$  с.

В рассматриваемом примере  $k = 28,06$  с<sup>-1</sup>;  $v = 787401,57$  м<sup>-2</sup> с<sup>-2</sup>;  $n = 23,62$  с<sup>-1</sup>;  $H = 59,055$  м · с<sup>-2</sup>;  $\Delta t = 0,004$  с;  $\Delta\varphi_i = 6^\circ 26'$ .

На рис. 2 построена фазовая траектория в координатах  $y$  и  $v$ . Вычисления функции  $\delta(y, v, t)$  сведены в таблицу.

Как видно из рисунка,  $y$  принимает максимальное значение при  $v = 0$ . Тогда, имея в виду соотношение  $v = \frac{dy}{d\theta} = \frac{1}{k} \dot{y}$ , получим, что  $y = y_{max}$  при  $\dot{y} = 0$ .

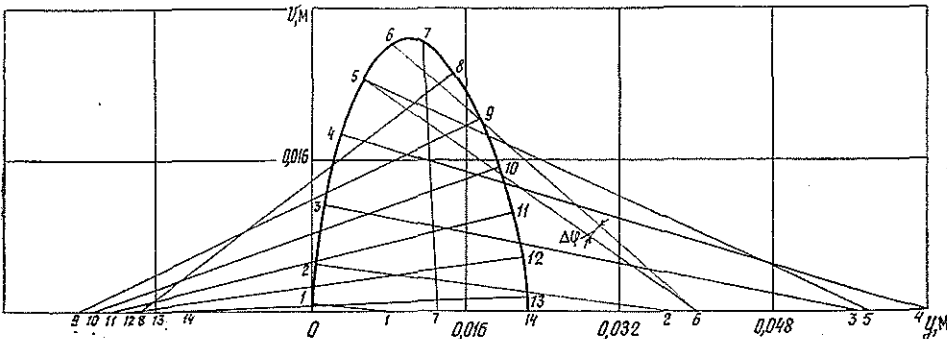


Рис. 2. Фазовая траектория системы

$t$	$\sin \frac{\pi}{\tau} t$	$H \sin \frac{\pi}{\tau} t$	$v$	$nk$	$nkv$	$y$	$y^2$	$ey^2$	$k^2$	$\delta$
0,001	0,105	6,173	0	661,525	0	0	0	0	784,4	$7,9 \cdot 10^{-3}$
0,005	0,5	29,53	$9 \cdot 10^{-4}$	661,525	0,595	0	0	0	784,4	$36,9 \cdot 10^{-3}$
0,009	0,809	47,781	$5 \cdot 10^{-3}$	661,525	3,308	$5 \cdot 10^{-4}$	$1,25 \cdot 10^{-10}$	$9,8 \cdot 10^{-5}$	784,4	$56,7 \cdot 10^{-3}$
0,013	0,978	57,769	$11,5 \cdot 10^{-3}$	661,525	7,607	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-9}$	$1,73 \cdot 10^{-3}$	784,4	$63,9 \cdot 10^{-3}$
0,017	0,978	57,769	$18,8 \cdot 10^{-3}$	661,525	12,437	$3,0 \cdot 10^{-3}$	$27 \cdot 10^{-9}$	$21,26 \cdot 10^{-3}$	784,4	$57,8 \cdot 10^{-3}$
0,021	0,809	47,781	$24,6 \cdot 10^{-3}$	661,525	16,274	$5,3 \cdot 10^{-3}$	$1,49 \cdot 10^{-7}$	$11,72 \cdot 10^{-2}$	784,4	$40,1 \cdot 10^{-3}$
0,025	0,5	29,53	$28,4 \cdot 10^{-3}$	661,525	18,787	$8,4 \cdot 10^{-3}$	$5,93 \cdot 10^{-7}$	$46,67 \cdot 10^{-2}$	784,4	$13,1 \cdot 10^{-3}$
0,029	0,105	6,173	$28,7 \cdot 10^{-3}$	661,525	18,986	$11,7 \cdot 10^{-3}$	$16,016 \cdot 10^{-7}$	1,26	784,4	$17,9 \cdot 10^{-3}$
0,033	—	—	$25 \cdot 10^{-3}$	661,525	16,538	$14,18 \cdot 10^{-3}$	$32,42 \cdot 10^{-7}$	2,553	784,4	$24,3 \cdot 10^{-3}$
0,037	—	—	$20,3 \cdot 10^{-3}$	661,525	13,43	$17,6 \cdot 10^{-3}$	$54,52 \cdot 10^{-7}$	4,29	784,4	$22,6 \cdot 10^{-3}$
0,041	—	—	$15,4 \cdot 10^{-3}$	661,525	10,19	$19,6 \cdot 10^{-3}$	$75,3 \cdot 10^{-7}$	5,93	784,4	$20,6 \cdot 10^{-3}$
0,045	—	—	$10,5 \cdot 10^{-3}$	661,525	6,95	$21,0 \cdot 10^{-3}$	$92,61 \cdot 10^{-7}$	7,29	784,4	$18,15 \cdot 10^{-3}$
0,049	—	—	$6,0 \cdot 10^{-3}$	661,525	3,97	$22,0 \cdot 10^{-3}$	$106,48 \cdot 10^{-7}$	8,384	784,4	$15,75 \cdot 10^{-3}$
0,053	—	—	$1,6 \cdot 10^{-3}$	661,525	1,06	$22,4 \cdot 10^{-3}$	$112,39 \cdot 10^{-7}$	8,85	784,4	$12,6 \cdot 10^{-3}$

Так как  $c_3 \gg \beta$  и  $y = y_{max}$  при  $\dot{y} = 0$ , то максимальную ударно-динамическую нагрузку можно определить из выражения

$$N_{max} = c_3 y_{max} + e y_{max}^3 \quad (12)$$

Из графика находим  $y_{max} = 0,0224$  м.

Подставив значение  $y_{max}$  в выражение (12), получим:

$$N_{max} = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,0224 + 2 \cdot 10^8 \cdot 11,24 \cdot 10^{-6} = 6728 \text{ Н.}$$

Таким образом, в нашем примере амортизатор уменьшает амплитуду ударного воздействия в 2,2 раза.

#### ЛИТЕРАТУРА

[1]. Гастев В. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава.— М.: Лесн. пром-сть, 1967. [2]. Жуков А. В., Кадошко Л. И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний.— Минск: Наука и техника, 1978. [3]. Коловский М. З. Нелинейная теория виброзащитных систем.— М.: Наука, 1966. [4]. Пановко Я. Г., Губанова И. И. Устойчивость и колебания упругих систем.— М.: Наука, 1967. [5]. Хегай В. К. Выбор рациональных параметров подвески приемного устройства валочно-пакетирующей машины при ударном нагружении // Лесн. журн.— 1978.— № 2.— С. 35—39.— (Изв. высш. учеб. заведений). [6]. Хегай В. К. О некоторых вопросах динамики валочно-пакетирующих машин (ВГМ) при пакетировании деревьев // Лесн. журн.— 1981.— № 4.— С. 43—47.— (Изв. высш. учеб. заведений).

Поступила 15 января 1987 г.

УДК 630\*378.45

## ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАЗМОЛЕВОЧНЫХ МАШИН ПРОПУСКНОГО ТИПА

В. Я. ХАРИТОНОВ, С. В. ПОСЫПАНОВ

Архангельский лесотехнический институт

В практике лесосплава возникает необходимость размольчивать пучки перед последующими технологическими операциями с плавающими бревнами, например сортировкой на рейдах типа Бобровский. Как правило, часть бревен, потерявших запас плавучести, тонет. На их подъем затрачиваются большие средства, засоряется водная среда.

Известные конструкции размольвачных машин типа МР-1 [3] на таких рейдах неприменимы из-за низкой производительности, ограниченной возможностями перекидывающего устройства.

Размольвачные устройства пропускного типа [1] подают плавающие бревна из размольваного пучка поперечной щетью на сортировку и одновременно улавливают топляки. При разработке конструкций таких машин важно правильно выбрать их длину и осадку. Если машину предполагается эксплуатировать в условиях малых скоростей или при отсутствии течения, то ее длина должна быть не меньше длины однорядной поперечной щети, образовавшейся при снятии обвязок с пучка бревен (если не предусматривается выпуск из машины бревен порциями). Требование это объясняется тем, что топляки располагаются в разных местах пучка и в процессе размольки могут быть зажаты бревнами, имеющими хорошую плавучесть. Осадка поддона машины в этом случае определяется максимальной осадкой пучков и запасом глубины для размещения топляков.

Выражение для определения длины поддона имеет вид [2]

$$L_n = \frac{V_n n d_{cp}}{V_6}, \quad (1)$$