

Система (12) с учетом (10) позволяет найти изображения реактивных опор $\overline{P}_1(s)$ и $\overline{P}_2(s)$:

$$\left. \begin{aligned} \overline{P}_1(s) &= q_1(s) \beta_{11}(s) + q_2(s) \beta_{12}(s) + \gamma_1(s); \\ \overline{P}_2(s) &= q_1(s) \beta_{21}(s) + q_2(s) \beta_{22}(s) + \gamma_2(s). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Подставляя систему уравнений (12) в выражение (8), получим:

$$\overline{y} = \eta(x, s). \quad (14)$$

Окончательно, используя обратное преобразование Лапласа и выражение (14), восстанавливаем искомое решение $y = y(x, t)$.

Таким образом, предложенный метод расчета вертикальных колебаний лесовозного автопоезда позволяет найти решение задачи в аналитической форме с любой степенью точности, что дает возможность исследовать задачу в целях оптимального выбора параметров подвески автопоезда.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Библиук Н. И. Исследование некоторых вопросов вертикальной динамики лесовозных автопоездов: Автореф. дис. . . канд. техн. наук.—Львов, 1967. [2]. Библиук Н. И. Применение матричного метода начальных параметров для расчета колебаний лесовозного автопоезда. — Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1977, № 3, с. 42—47. [3]. Билык Б. В. Исследование режимов работы лесовозных автомобилей в горных условиях Карпат: Автореф. дис. . . канд. техн. наук. — М., 1965. [4]. Билык Б. В., Перетятко Б. Т. К вопросу о выборе расчетной схемы пакета хлыстов при исследовании вертикальных колебаний трелевочных тракторов. — Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1975, № 5, с. 40—46. [5]. Владимиров С. В. Уравнения математической физики. — М.: Наука, 1971. — 512 с. [6]. Ковтун И. П. Исследование некоторых вопросов динамики лесовозного автопоезда при взаимодействии с неровностями дороги: Автореф. дис. . . канд. техн. наук. — Минск, 1971. [7]. Коровкин Р. Л., Уваров Б. В., Бурык Е. С. К вопросу о вертикальной динамике лесовозного автопоезда. — Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1977, № 2, с. 52—58. [8]. Лах Е. И. Исследование вертикальной динамики лесовозного автомобильного поезда. — Науч. тр./ ЦНИИМЭ, 1960, т. 14, вып. 3, с. 69. [9]. Храмов Г. Ф. Исследование силового взаимодействия системы «пакет хлыстов—двухзвонный автопоезд — дорога»: Автореф. дис. . . канд. техн. наук.—Л., 1973. [10]. Храмов Г. Ф. Результаты исследования изгибных колебаний хлыстов. — Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1978, № 1, с. 55—59.

Поступила 22 декабря 1980 г.

УДК 629.11.012.814 : 630*375.4

ОЦЕНКА ДИНАМИКИ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ ДЕРЕВЬЕВ НА ТЯГАЧЕ В ПОГРУЖЕННОМ ПОЛОЖЕНИИ

А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт

В работе [2] приведены результаты исследования динамических систем с учетом колебаний свисающих концов пачки и рассмотрены вопросы динамической устойчивости машины. Однако расчетная модель системы была весьма упрощенной. В работе [1] дана оценка колебаний трелевочных систем при перевозке деревьев на тягаче в погруженном положении для более точной расчетной модели, структура которой учитывает главные конструктивные особенности реальных машин.

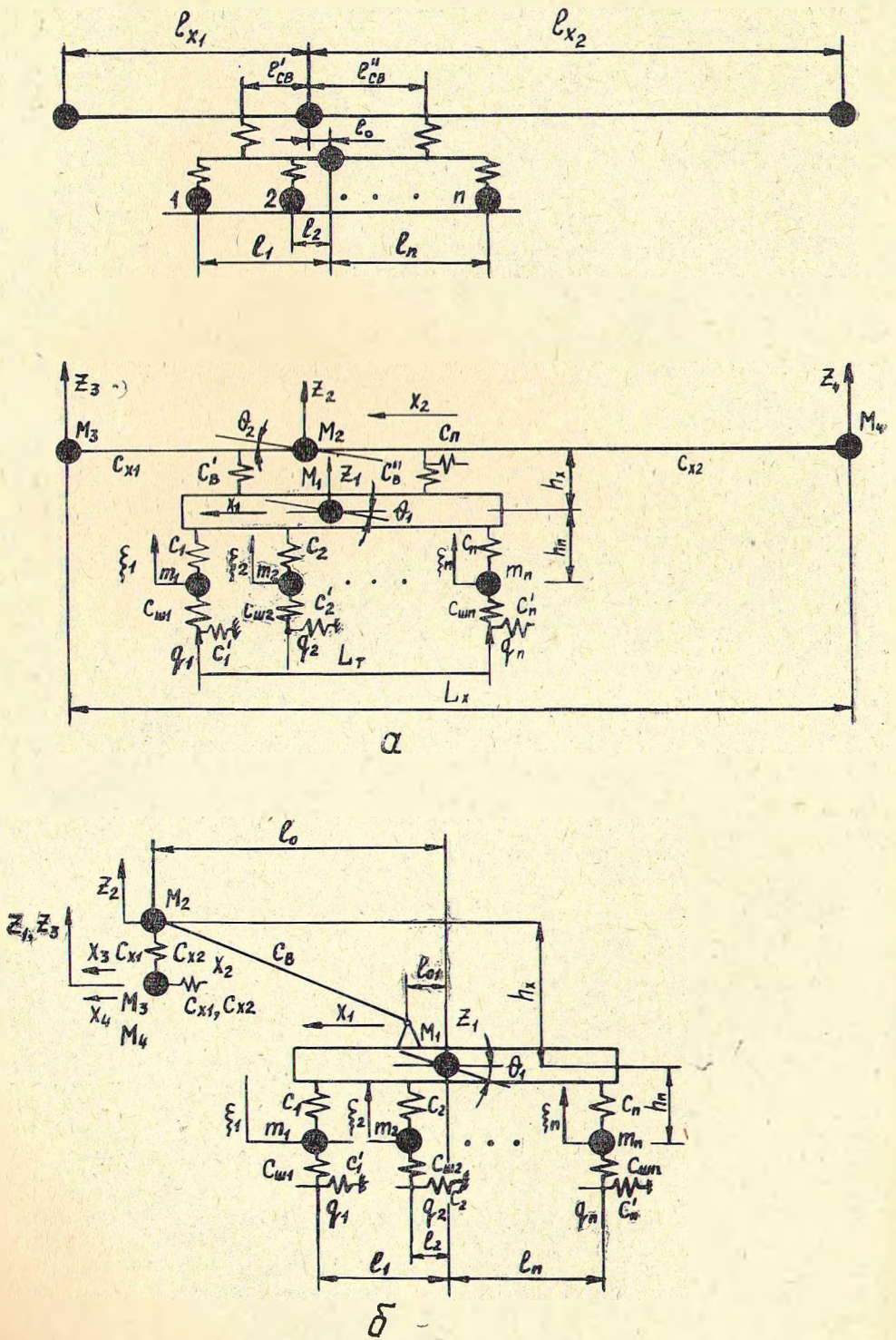


Рис. 1. Расчетная схема колебаний транспортно-рельсового тягача (а) и челюстного погрузчика (б).

Из-за сложности и специфичности динамических процессов при транспортировании пачки со свободно свисающими вершинами и комлями, целесообразно проанализировать колебания колесных и гусеничных систем в более широком плане, используя более совершенную, чем в работе [1], расчетную модель.

Расчетные модели составим для общего случая n -осных тягачей при расположении пачки вдоль оси тягача (рис. 1, а). Для большей общности рассматриваем тягач, имеющий рессорную подвеску осей. Учитываем также продольную упругую податливость трансмиссии и вторичное вертикальное и продольное поддрессирование опор пачки на тягаче. Модель пачки деревьев — трехмассовая (массы M_2, M_3, M_4). Вершинная масса M_4 включает массу кроны. Система имеет $8 + n$ степеней свободы системы: вертикальные z_1, z_2, z_3, z_4 , продольные x_1, x_2 и продольно-угловые Θ_1, Θ_2 перемещения корпуса тягача и груза; вертикальные перемещения $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_n$ неподдрессированных масс тягача.

Полученные на основе уравнений Лагранжа второго рода дифференциальные уравнения движения системы имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}
 F_{M1} - \sum_{i=1}^n (F_{cni} + F_{kni} + F_{rpi}) + (F'_{cb} + F'_{kb}) + (F''_{cb} + F''_{kb}) &= 0; \\
 F_{\Theta 1} + \sum_{i=1}^n h_i F_{mi x1} - \sum_{i=1}^n l_i (F_{cni} + F_{kni} + F_{rpi}) + (l'_{cb} + l_0) (F'_{cb} + & \\
 + F'_{kb}) - (l''_{cb} - l_0) (F''_{cb} + F''_{kb}) - h_x (F_{cn} + F_{kn}) + & \\
 + \sum_{i=1}^n h_i (F_{cvi} + F_{kvi} + F_{xi}) &= 0; \\
 F_{M2} - (F'_{cb} + F'_{kb}) - (F''_{cb} + F''_{kb}) + (F_{cx1} + F_{kx1}) + & \\
 + (F_{cx2} + F_{kx2}) &= 0; \\
 F_{M3} - (F_{cx1} + F_{cx2}) &= 0; \\
 F_{M4} - (F_{cx2} + F_{kx2}) &= 0; \\
 F_{M1x} + \sum_{i=1}^n F_{mi x1} - (F_{cn} + F_{kn}) + \sum_{i=1}^n (F_{cvi} + F_{kvi} + F_{cxi}) &= 0; \\
 F_{m1} + (F_{cni} + F_{kni} + F_{rpi}) - (F_{ш1} + F_{kш1}) &= 0; \\
 \dots & \\
 F_{mn} + (F_{cni} + F_{kni} + F_{rpi}) - (F_{шn} + F_{kшn}) &= 0; \\
 F_{M2x} + (F_{cn} + F_{kn}) &= 0.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Инерционные силы, входящие в записанную систему уравнений, равны:

$$\left. \begin{aligned}
 F_{M1} &= M_1 \ddot{z}_1; F_{\Theta 1} = I_1 \ddot{\Theta}_1; F_{M2} = M_2 \ddot{z}_2; F_{\Theta 2} = I_2 \ddot{\Theta}_2; F_{M3} = M_3 \ddot{z}_3; \\
 F_{M4} &= M_4 \ddot{z}_4; F_{mi x1} = m_i (\ddot{x}_1 + h_i \ddot{\Theta}_1); \quad i = 1, 2, \dots, n; \\
 F_{M2x} &= (M_2 + M_3 + M_4) \ddot{x}_2; \quad F_{mi} = m_i \ddot{\xi}_i,
 \end{aligned} \right\} \tag{2}$$

где M_1, I_1 — масса и соответственно момент инерции поддрессированной массы тягача;

m_i — неподдрессоренная масса i -той оси;
 h_i — расстояние от центра тяжести корпуса машины до уровня i -той оси.

При линейной постановке задачи упругие силы и силы сопротивлений выражаются следующими зависимостями:

$$\begin{aligned}
 F_{cni} &= c_i [\xi_i - (z_1 \pm l_i \Theta_1)]; & F_{kni} &= k_i [\xi_i - (\dot{z}_1 \pm l_i \dot{\Theta}_1)]; \\
 F_{wi} &= c_{wi} (q_i - \xi_i); \\
 F_{k_{wi}} &= k_{wi} (\dot{q}_i - \dot{\xi}_i); & F'_{c_b} &= c'_b [z_1 + (l'_{cb} + l_0) \Theta_1 - z_2 l'_{cb} \Theta_2]; \\
 F'_{k_b} &= k'_b [\dot{z}_1 + (l'_{cb} + l_0) \dot{\Theta}_1 - \dot{z}_2 - l'_{cb} \dot{\Theta}_2]; & F''_{c_b} &= c''_{cb} [z_1 - \\
 & & & - (l''_{cb} - l_0) \Theta_1 - z_2 + l''_{cb} \Theta_2]; \\
 F''_{k_b} &= k''_b [\dot{z}_1 - (l''_{cb} - l_0) \dot{\Theta}_1 - \dot{z}_2 + l''_{cb} \dot{\Theta}_2]; & F_{c_{\Pi}} &= \\
 & & & = c_{\Pi} (x_2 + h_x \Theta_1 - x_1); \\
 F_{k_{\Pi}} &= k_{\Pi} (\dot{x}_2 + h_x \dot{\Theta}_1 - \dot{x}_1); & F_{c_{x1}} &= c_{x1} (z_2 + l_{x1} \Theta_2 - z_3); \\
 & & & F_{k_{x1}} = k_{x1} (\dot{z}_2 + l_{x1} \dot{\Theta}_2 - \dot{z}_3); \\
 F_{c_{x2}} &= c_{x2} (z_2 - l_{x2} \Theta_2 - z_4); & F_{k_{x2}} &= k_{x2} (\dot{z}_2 - l_{x2} \dot{\Theta}_2 - \dot{z}_4),
 \end{aligned} \tag{3}$$

где c_i, k_i — вертикальная жесткость и коэффициент сопротивления подвески i -той оси;
 c_{wi}, k_{wi} — вертикальная жесткость и коэффициент сопротивления шин i -той оси;
 c'_b, c''_b, k'_b, k''_b — вертикальные жесткости и коэффициенты сопротивления соответственно передней и задней опор пачки;
 c_{Π}, k_{Π} — продольная жесткость и коэффициент сопротивления опор пачки;
 $c_{x1}, c_{x2}, k_{x1}, k_{x2}$ — вертикальные жесткости и коэффициенты сопротивления свисающих соответственно левой и правой консолей пачки;
 l_i — расстояние от центра тяжести машины до i -той оси.

Размерные параметры $l_0, l'_{cb}, l''_{cb}, h_x, l_{x1}, l_{x2}$ ясны из рис. 1.

В уравнениях (1) упругая податливость и сопротивление трансмиссии и шин учитываются продольными силами F_{cvi} и F_{kvi} , продольная составляющая сопротивления движению — силой F_{xi} .

Сухое трение в рессорах, упругие характеристики и характеристики сопротивления при нелинейном их виде, а также микропрофиль неровностей волоков или дорог задаются аналогично случаям, приведенным в литературе [3, 4].

При размещении пачки деревьев поперек продольной оси машины (рис. 1, б) система дифференциальных уравнений несколько видоизменяется. Принимая во внимание особенности конструкции челюстного погрузчика, учитываем вертикальную упругую податливость захватно-рычажной системы (c_b, k_b). Продольная жесткость и демпфирование захватно-рычажной системы и свисающих частей пачки моделируются условными пружинами (коэффициенты $c'_{x1}, c'_{x2}, k_{x1}, k_{x2}$).

Для n -осного тягача с учетом, помимо указанного, вертикальных перемещений свисающих частей пачки z_3, z_4 , вертикальных z_1 , продольных x_1 , продольно-угловых Θ_1 перемещений корпуса тягача, а так-

податливость опор пачки деревьев не учитывалась). В качестве объектов исследований приняты трелевочные машины на базе колесного (Т-157) и гусеничного (ТДТ-55) тягачей.

Задачу решали методом Рунге — Кутты на ЭЦВМ «М-220». Шаг счета принимали равным 0,05 с ($v = 5-20$ км/ч). Движение машины моделировали на волоке ($\sigma_n = 2,99$ см). За исходные были приняты следующие параметры пачки деревьев: $m_{0x} = 4650$ кг; $m_{кр} = 600$ кг; $L_x = 22,86$ м (для Т-157 и ТДТ-55 параметры l_{x1} , l_{x2} $l_{св}^*$, $l_{св}^*$ равны соответственно 6 и 6,15 м, 13 и 12,95 м, 1,11 и 1,42 м; 2,3 и 2,35 м).

Исследования показали, что на динамику машин существенное влияние оказывает скорость движения. Из табл. 1 видно, что большинство показателей динамики при возрастании скорости движения увеличивается, причем в большей степени это касается гусеничного трактора ТДТ-55. Однако как ускорения, так и перемещения разных элементов динамических систем с возрастанием v изменяются неодинаково.

Таблица 1

Марка трактора	v км/ч	Средние квадратичные значения ускорений						$\ddot{\epsilon}_i$, рад/с ²
		\ddot{z}_1	\ddot{z}_2	\ddot{z}_3	$\ddot{\xi}_1$	$\ddot{\xi}_2$	\ddot{x}_1	
м/с ²								
Т-157	5	1,27	2,77	4,25	3,44	5,35	0,41	0,48
	8	2,19	3,79	5,07	3,94	5,70	0,47	0,45
	10	1,62	2,83	3,77	3,63	5,50	0,40	0,26
	30	2,55	3,84	3,72	15,47	20,00	0,37	0,38
ТДТ-55	5	1,64	4,88	8,69	—	—	0,76	0,56
	8	1,64	3,01	3,99	—	—	0,29	0,24
	10	7,51	4,28	4,09	—	—	0,34	0,19

Для вертикальных средних квадратичных ускорений неподдрессированных масс трактора Т-157 (поддрессированный вариант), являющихся по абсолютной величине наибольшими по сравнению с другими показателями колебаний, характерны почти постоянные их значения в диапазоне скоростей от 5 до 10 км/ч ($\sigma_{\xi_1} = 3,44-3,93$ м/с²; $\sigma_{\xi_2} = 5,35-5,70$ м/с²) и резкое их увеличение при $v = 30$ км/ч ($\sigma_{\xi_1} = 15,47$ м/с²; $\sigma_{\xi_2} = 20$ м/с²). Задний мост трактора при любых скоростях движения нагружен сильнее переднего. Для трактора Т-157 наибольшее число отрывов колес от грунта имеет место при $v = 5-8$ км/ч, именно при этих скоростях движения наблюдаются наибольшие продольно-угловые перемещения корпуса тягача и вертикальные перемещения комлей и вершин пачки. Пробоев подвески при рассматриваемых условиях движения не происходило. У трактора ТДТ-55 единичные пробои имели место при $v = 5$ и 8 км/ч.

Диапазон скоростей движения 6—8 км/ч характерен для обоих рассматриваемых объектов. Вертикальные средние квадратичные ускорения поддрессированной массы σ_{z_1} и свисающих частей пачки σ_{z_2} и σ_{z_3} при указанных скоростях наибольшие у трактора Т-157 и минимальные у трактора ТДТ-55. Наибольшие значения ускорений σ_{z_1} , σ_{z_2} и σ_{z_3} при движении трактора ТДТ-55 по волоку имеют место при $v > 11$ км/ч. Наибольшие амплитуды перемещений свисающих комлевых и вершинных частей пачки и продольно-угловых перемещений корпуса трактора Т-157 наблюдаются при скорости 7 км/ч и ТДТ-55 — 4—5 км/ч. По абсолютной величине максимальные вертикальные пе-

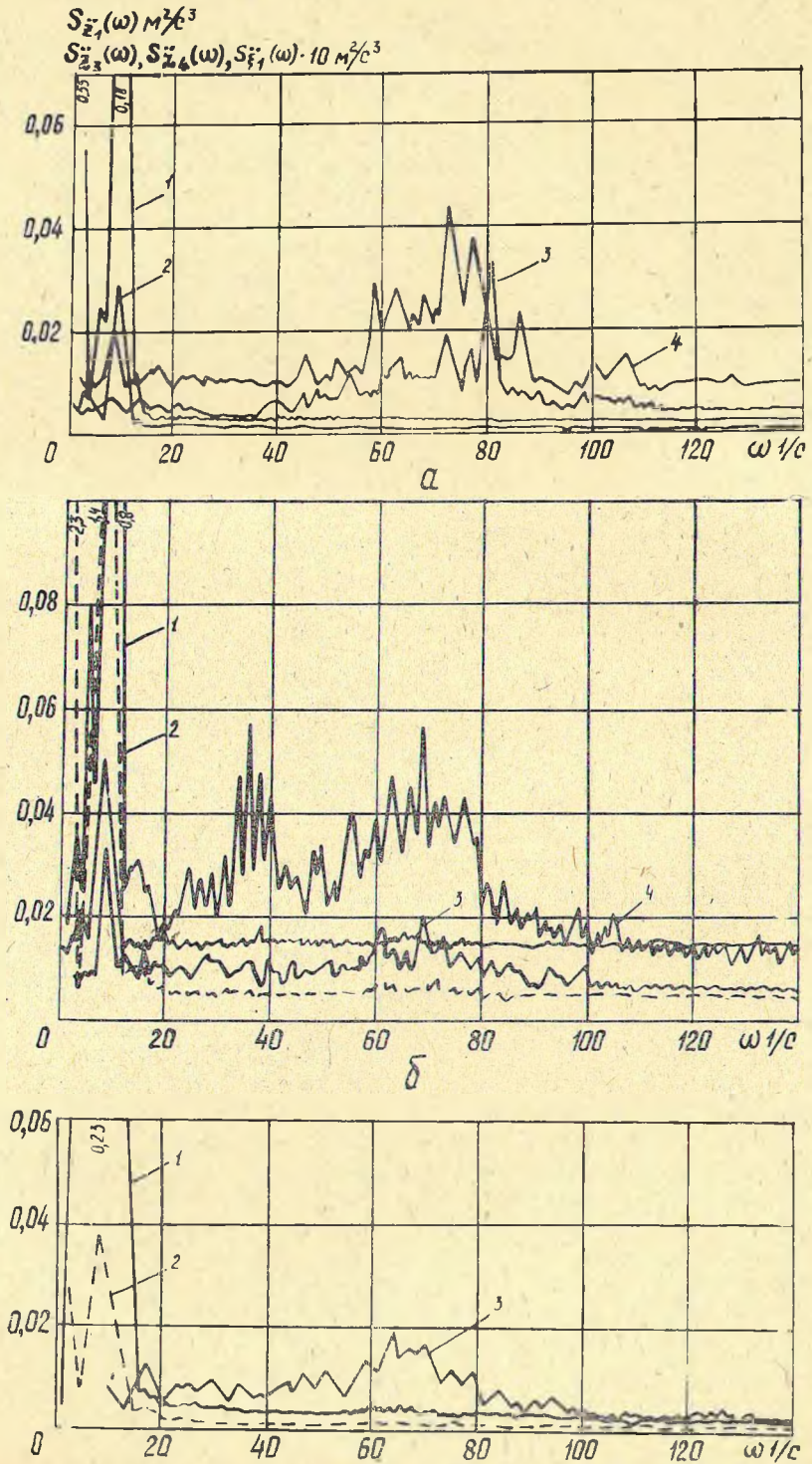
перемещения z_3 и z_4 составляют 0,56 (комли) и 0,97 м (вершины) для трактора Т-157, для ТДТ-55 они несколько выше. Для этого трактора перемещения z_3 и z_4 минимальны ($\sigma_{z_3} = 0,29$; $\sigma_{z_4} = 0,47$ м) при $v = 12-13$ км/ч, для Т-157 — при скорости 20—25 км/ч.

Анализ корреляционных функций показал, что они имеют убывающий характер, сильная корреляционная связь наблюдается при малых значениях τ , что объясняется спецификой частотного состава процессов. При увеличении скорости движения время корреляционной связи уменьшается вследствие увеличения частот воздействия от неровностей волока. Корреляционные функции вертикальных ускорений корпуса трактора Т-157 имеют явно выраженную составляющую с периодом 0,65—0,85 с в рассматриваемом диапазоне изменения скоростей. Кривая зависимости $\rho_{z_3}(\tau)$ имеет две составляющие. Период одной того же порядка, что и $\rho_{z_1}(\tau)$, второй — значительно больше (около 2,9—3,2 с). Корреляционные функции вертикальных ускорений неподрессоренных масс трактора имеют регулярные составляющие с периодом 0,12—0,15 с.

Корреляционные функции вертикальных ускорений трактора ТДТ-55 в общих чертах аналогичны $\rho_{z_1}(\tau)$ машины Т-157. Период явно выраженных составляющих равен 0,57—0,62 с. Для $\rho_{z_3}(\tau)$ характерна существенная зависимость ее от скорости движения. Так, если при $v = 5$ км/ч наблюдается одна регулярная составляющая, то при $v = 8$, а тем более 10 км/ч — две (период второй составляющей в среднем равен 0,6 с). Как для трактора Т-157, так и для ТДТ-55 корреляционные функции вертикальных продольно-угловых и продольных колебаний знакопеременны и имеют медленное затухание, что указывает на существенную связь исследуемых случайных процессов.

Характер изменения спектральных плотностей перемещений и ускорений динамических систем при колебаниях различен. Кривые $S(\omega)$, как правило, имеют несколько явно выраженных максимумов, соответствующих низким и высоким частотам. Это видно из рис. 2 и 3, где приведены кривые $S(\omega)$ спектральных плотностей ускорений \ddot{z}_1 , \ddot{z}_3 , \ddot{z}_4 , и $\ddot{\xi}_1$. Графики спектральных плотностей свидетельствуют о наличии регулярных составляющих на частотах: 8—9 и 65—80 1/с для Т-157; 2—3 и 10—11 1/с для ТДТ-55. Для трактора Т-157 характерна скорость движения 8 км/ч (рис. 2, б), а для ТДТ-55 — 10 км/ч (рис. 3, а). Здесь максимумы $S_{z_1}(\omega)$ вертикальных ускорений корпуса тракторов наибольшие. При 8 км/ч у трактора Т-157 значительно возрастают вертикальные ускорения переднего моста, причем диапазон опасных частот увеличивается (рис. 2, б, кривая 4). Вертикальные колебания комлей и вершин деревьев оказывают наибольшее влияние на динамику машин при малой скорости движения. Для рассматриваемых объектов при $\omega > 40$ 1/с всплесков кривых спектральных плотностей $S_{z_1}(\omega)$ и $S_{z_3}(\omega)$ не наблюдается (рис. 2, 3, кривые 1 и 2).

Анализ влияния конструктивных параметров машин позволил выявить пути улучшения их динамических качеств. Исследования показали, что на вертикальные колебания существенно влияют параметры подвески тягача. Например, при наличии у трактора Т-157 упругой подвески осей увеличение жесткости рессор передней оси приводит к возрастанию средних квадратичных значений вертикальных ускорений \ddot{z}_1 подрессоренной массы машины и свисающих концов пачки \ddot{z}_3 и \ddot{z}_4 (табл. 2, $v = 10$ км/ч).



в

Рис. 2. Спектральные плотности вертикальных ускорений трактора Т-157 и пачки деревьев при $v = 5$ (а), 8 (б) и 10 км/ч (в).

1 - $S_{\ddot{z}_1}(\omega)$; 2 - $S_{\ddot{z}_3}(\omega)$; 3 - $S_{\ddot{z}_4}(\omega)$; 4 - $S_{\ddot{z}_1}(\omega) \cdot 10$.

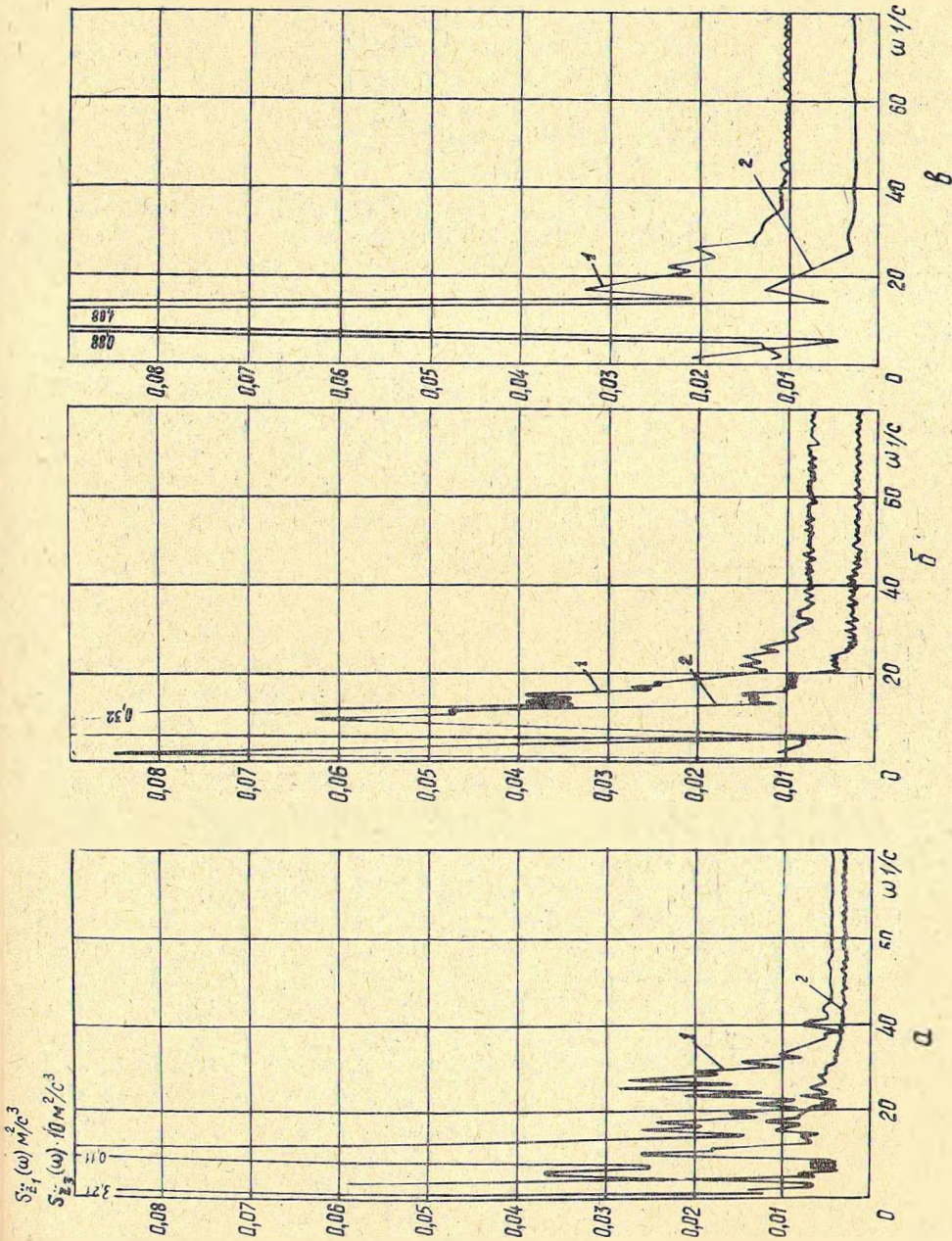


Рис. 3. Спектральные плотности вертикальных ускорений трактора ТДТ-55 и пачки деревьев при $v = 5$ (а), 8 (б) и 10 км/ч (в).
 1 - $S_{z_1}^2(\omega)$; 2 - $S_{z_2}^2(\omega)$.

Введение в подвеску трактора амортизаторов положительно сказывается на плавности его хода и устойчивости. Увеличение коэффициента n_3 (передний мост) от 0,7 до 3,0 снижает ускорения z_{1max}'' на 16,13 % (коэффициенты n_1 и n_3 образуют варианты характеристик подвески. При $n_1 = 1$; $n_3 = 1$ имеем исходный вариант).

Таблица 2

n_1	Средние квадратичные значения ускорений						θ_1 рад/с ²
	\ddot{z}_1	\ddot{z}_3	\ddot{z}_4	$\ddot{\xi}_1$	$\ddot{\xi}_2$	\ddot{x}_1	
	м/с ²						
0,7	1,79	3,00	3,76	4,07	5,25	0,39	0,26
1,0	1,62	2,83	3,77	3,63	5,50	0,40	0,26
1,5	1,67	2,97	4,13	3,72	5,36	0,42	0,28
5,0	2,12	3,89	5,09	3,20	5,49	0,48	0,33

ра Т-157 при перевозке пачки деревьев в погруженном положении существенно влияет его база. Для рассматриваемых условий движения наиболее низкие значения ускорений подрессоренной массы трактора имеют место при $L_T = 3,2$ м (исходное значение L_T — 2,86 м). При $3,2 < L_T < 3,2$ значения \ddot{z}_1 и $\ddot{\xi}_2$ (рис. 4, кривая 3) возрастают. С ростом расстояния L_T от 2,86 до 3,2 м значение \ddot{z}_{1max} увеличивается с 4,8 до 5,7 м/с² (т. е. на 15 %). Значения $\ddot{\xi}_1$ и $\ddot{\xi}_2$ при уменьшении базы повышаются меньше. Например, σ_{ξ_2} при указанном изменении расстояния L_T увеличилось на 2,7 % (рис. 4, кривая 3).

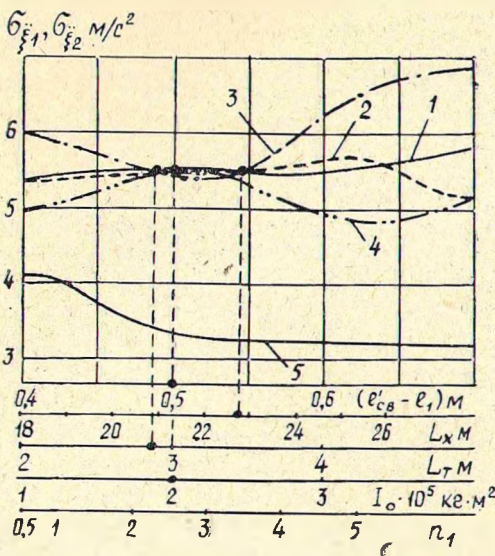


Рис. 4. Зависимости средних квадратичных ускорений непрессоренных масс трактора Т-157 от параметров системы (волок, $v = 10$ км/ч).

1 — σ_{ξ_1} ; 2 — σ_{ξ_2} (1 — от $I'_{св}$ — I_0 ; 2 — от L_x ; 3 — от L_T ; 4 — от I_0 ; 5 — от n_1).

Перемещения свисающих частей пачки существенно зависят от их жесткости. Например, с увеличением жесткости c_{x_1} от 700 до 1400 кН/м максимальные значения z_3 изменяются на 0,1 м, z_4 — на 0,22 м. Характерно, что при жесткости пачки деревьев свыше 1400 кН/м параметры вертикальных колебаний зависят от нее мало.

Как и следовало ожидать, увеличение высоты центра тяжести системы оказывает влияние на продольно-угловые и продольные горизонтальные x_1 , а также вертикальные z_3 и z_4 перемещения и ускорения тягача и пачки. При увеличении h_1 и h_2 от 1,2 до 1,9 и $v = 10$ км/ч угол θ_1 возрастает на 1,5°. Продольные горизонтальные ускорения \ddot{x}_1 при этом же изменении h_1 увеличиваются от 0,4 до 0,58 м/с². Ускорения σ_{ξ_1} и σ_{ξ_2} соответствуют значениям h_1 и h_2 , равным 1,4 м.

С ростом массы пачки деревьев (параметры I_c и m_0) в целом динамика системы становится несколько лучше, однако при определенном значении массы пачки возможно ухудшение продольной устойчивости системы. Для машины Т-157 и рассматриваемых условий движения это значение m_0 составляет 5300 кг.

Представляют интерес данные, касающиеся влияния на динамику системы параметров размещения деревьев на машине, от которых зависят длины свисающих частей пачки. Для трактора Т-157 имеется характерное значение $L_x = 24,3$ м, при котором вертикальные колебания наибольшие (рис. 4, кривая 2). Существенно также влияние расстояния между опорами пачки, что определялось изменением расстояния $(l'_{cb} - l_{01})$ — рис. 4. Наименьшие перемещения вершин и комлей пачки имеют место для $(l'_{cb} - l_{01}) = 0,5$ м. При $0,5 < (l'_{cb} - l_{01}) < 0,5$ происходит некоторое увеличение σ_{z_3} и σ_{z_4} . Комплексный анализ полученных данных позволяет считать рациональным расстояние $(l'_{cb} - l_{01}) = 0,55 - 0,65$ м.

Изменение расстояния $(l'_{cb} - l_{01})$ у трактора ТДТ-55 оказывает наибольшее влияние на продольно-угловые и продольные горизонтальные перемещения подрессоренной массы. При $(l'_{cb} - l_{01}) = 1,5$ м значения Θ_1 и x_1 минимальны, наименьшие значения ускорений $\ddot{\Theta}_1$ и \ddot{x}_1 ($0,183$ рад/с² и $0,333$ м/с²) имеют место при $(l'_{cb} - l_{01}) = 1,8$ м. С увеличением этого расстояния ускорения комлевой части пачки возрастают, а вершинной, наоборот, несколько уменьшаются.

Средние квадратичные перемещения комлей и вершин пачки, транспортируемой на тракторе ТДТ-55, зависят от его базы и расстояния $(l'_{cb} - l_{01})$. При $2,3 < L_T < 2,3$ м перемещения σ_{z_3} и σ_{z_4} уменьшаются. Для $L_T = 2,3$ м перемещения σ_{z_4} вершинной части пачки становятся более 1 м. Параметр Θ_1 существенно зависит как от конструктивных параметров тягачей, так и параметров груза. При $2,6 < n_3 < 2,6$ наблюдается снижение уровня продольно-угловых колебаний трактора Т-157. Это же происходит при значениях его базы менее 2,86 м. Для трактора ТДТ-55 продольная устойчивость наихудшая при $L_T = 2,35$ м.

Таким образом, разработана новая, более точная расчетная модель, соответствующая динамическим системам, транспортирующим пачки деревьев при значительном свисании ее концов за опорами. Приведенные в статье рекомендации могут быть использованы для проектирования указанных систем.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Жуков А. В., Кадолко Л. И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний. — Минск: Наука и техника, 1978. [2] Жуков А. В., Леонovich И. И. Колебания лесотранспортных машин. — Минск: БГУ, 1973. [3] Жуков А. В., Чернявский И. Ш., Рудницкий П. Ф. Исследование вертикальной динамики трелевочного трактора Т-157 с помощью ЭЦВМ. — Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1976, № 5. [4] Сравнительный анализ расчетных моделей вертикальных колебаний автопоездов-лесовозов/ Ю. Ю. Бельский, А. В. Жуков, А. Б. Азбель, А. И. Петрович. — Автомоб. пром-сть, 1979, № 7.

Поступила 19 января 1981 г.