

где  $v$  — скорость движения;  $w$  — частота.

Зная преобладающее значение длины неровности опытного участка, по зависимости (2) и (3) можно определить ее высоту.

Изложенная методика позволяет определить преобладающие значения параметров синусоидального профиля, а полученные законы распределения микронеровностей дороги дадут возможность перейти к исследованиям нагруженности элементов лесотранспортных машин на эталонных неровностях.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Д о б р ы н и н Ю.А. Исследование вертикальной динамики колесного трактора на трелевке леса в условиях рубок промежуточного пользования. — Дис. ... канд. техн. наук. — Л., 1973. — 170. 2. М и т р о п о л ь с к и й А.К. Техника статистических вычислений. — М.: Наука, 1971. — 576 с.

УДК 634.03.34

А.В. ГЕРМАЦКИЙ, канд. техн. наук,  
А.А. БЕЛОВ (БТИ)

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СТАБИЛИЗАТОРА ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ НА ДИНАМИКУ АВТОПОЕЗДА С ГИДРОМАНИПУЛЯТОРОМ

В лесном хозяйстве БССР широкое распространение получают лесовозные автопоезда, оборудованные стреловыми гидроманипуляторами (СГМ) для самозагрузки древесиной.

Динамическая модель, позволяющая вести расчетно-теоретические исследования машин такого класса, должна учитывать наличие подрессоренных и неподрессоренных масс, упругую податливость подвески, шин, манипулятора и дерева.

Расчетная схема колебаний, соответствующая двухосной машине, при операциях с полуподнятым деревом показана на рис. 1. Масса поворотной колонны СГМ приводится к подрессоренной массе машины  $M_1$ , масса  $M_2$  включает массу захвата, приведенную массу стрелы и дискретную массу дерева.

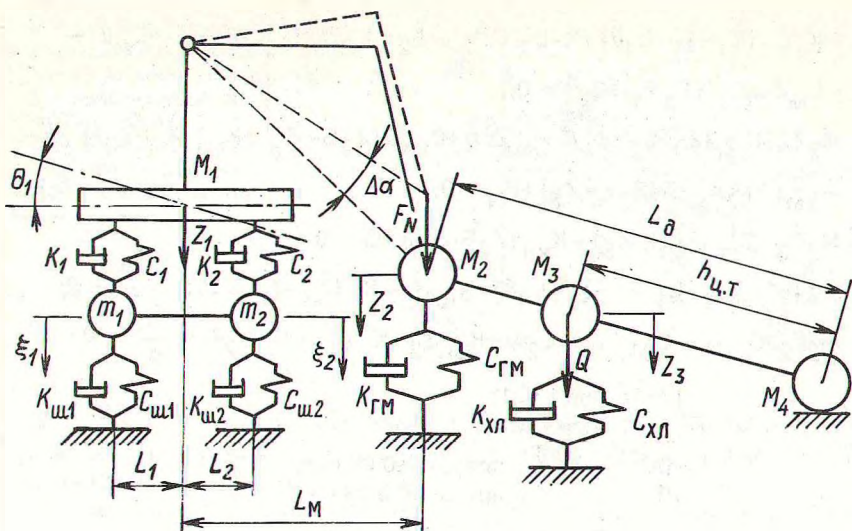
Модель дерева принята трехмассовой [1]. Масса  $M_4$ , включающая массу кроны, находится на грунте.

В отличие от известных [2, 3], данная расчетная модель учитывает связь вертикальных и угловых колебаний системы. Кроме того, она позволяет рассмотреть колебания системы в поперечной и продольной плоскостях.

Рассматриваем один из наиболее тяжелых режимов работы машины — подъем стрелой комлевой части дерева, лежащего на грунте. Положение СГМ — поперек продольной оси машины. Внешнее воздействие на систему передается при пуске или торможении гидроцилиндра стрелы.

Рассматривая плоскую модель, выделяем в качестве основных шесть степеней свободы, которые характеризуются следующими обобщенными координатами:  $Z_1, \theta, Z_2, Z_3, \xi_1$  и  $\xi_2$ .

Дифференциальные уравнения движения системы получены с помощью уравнения Лагранжа II рода.



Р и с. 1. Расчетная схема лесовозного тягача с гидроманипулятором.

При этом считаем, что статические деформации шин, рессор и СГМ от веса элементов базовой машины и манипулятора уже произошли. На конце стрелы манипулятора будет действовать результирующая сила статического давления от дерева  $F_N$ , которая определяется из выражения

$$F_N = Q \cos^2 \Delta \alpha \frac{h_{ц.т}}{L_d},$$

где  $Q$  — вес дерева;  $\Delta \alpha$  — угловое перемещение стрелы манипулятора.

При подъеме полная сила веса дерева действует не сразу и может быть определена в виде следующей функции времени:

$$Q(t) = at^b - ct^\alpha,$$

где  $t$  — время подъема дерева, в течение которого происходит нарастание нагрузки ( $t \leq 0,9$  с);  $a, b, c$  и  $\alpha$  — коэффициенты.

Значения коэффициентов  $a, b, c$  и  $\alpha$  получены путем аппроксимации кривой усилия на стреле, снятой экспериментально при малых скоростях подъема.

Для дерева массой 1000 кг. аппроксимирующее уравнение имеет вид

$$Q = 10t^{0,5} - t^{0,6}$$

Подставляя значения  $F_N$  в уравнения, получаем следующую систему:

$$\begin{aligned} & M_1 \ddot{Z}_1 + C_1 (Z_1 - \xi_1 - L_1 \theta) + C_2 (Z_1 - \xi_2 + L_2 \theta) + C_{ГМ} (Z_1 + Z_2 + L_M \theta - L_M \Delta \alpha) + \\ & + K_1 (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1 - L_1 \dot{\theta}) + K_2 (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_2 + L_2 \dot{\theta}) + K_{ГМ} (\dot{Z}_1 + \dot{Z}_2 + L_M \dot{\theta} - L_M \dot{\Delta \alpha}) + F_N = 0; \\ & I_{O1} \ddot{\theta} + C_1 L_1 (Z_1 - \xi_1 - L_1 \theta) + C_2 (Z_1 - \xi_2 + L_2 \theta) + C_{ГМ} L_M (Z_1 + Z_2 + L_M \theta - L_M \Delta \alpha) - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -K_1 L_1 (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1 - L_1 \dot{\theta}) + K_2 L_2 (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_2 + L_2 \dot{\theta}) + K_{ГМ} (\dot{Z}_1 + \dot{Z}_2 + L_M \dot{\theta}) - \\
& -L_M \Delta \ddot{\alpha} / L_M + L_M F_N + C_\varphi \dot{\theta} = 0; \\
& M_2 \ddot{Z}_2 + C_{ГМ} (Z_1 + Z_2 + L_M \theta - L_M \Delta \alpha) + C_{хл} Б (Z_2 Б - Z_3) + K_{ГМ} (\dot{Z}_1 + \dot{Z}_2 + L_M \dot{\theta}) - \\
& -L_M \Delta \ddot{\alpha}) + K_{хл} Б (\dot{Z}_2 Б - \dot{Z}_3) + F_N = 0; \\
& M_3 \ddot{Z}_3 - C_{хл} (Z_2 Б - Z_3) - K_{хл} (\dot{Z}_2 Б - \dot{Z}_3) + Q = 0; \\
& m \ddot{\xi}_1 + C_{ш1} \dot{\xi}_1 - C_1 (Z_1 - \xi_1 - L_1 \theta) + K_{ш1} \dot{\xi}_1 - K_1 (\dot{Z}_1 - \dot{\xi}_1 - L_1 \dot{\theta}) + \frac{F_N}{2} = 0; \\
& m_2 \ddot{\xi}_2 + C_{ш2} \dot{\xi}_2 - C_2 (Z_1 \xi_2 + L_2 \theta) + K_{ш2} \dot{\xi}_2 - K_2 (Z_1 - \xi_2 + L_2 \theta) + \frac{F_N}{2} = 0;
\end{aligned}$$

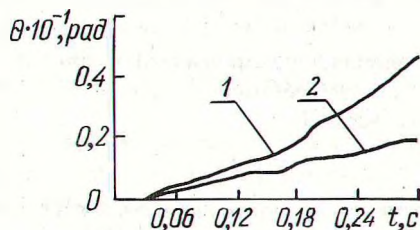
$$\Delta \alpha = \begin{cases} 0,1t, & \text{при } t < 1; \\ 0,1t, & \text{при } t \geq 1; \end{cases}$$

$$Q = \begin{cases} 10t^{0,5} - t^{0,6}, & \text{при } \Delta \alpha \leq 0,09 \text{ рад;} \\ 10, & \text{при } \Delta \alpha \geq 0,09 \text{ рад;} \end{cases}$$

$$F_N = Q \cos^2 \Delta \alpha Б,$$

где  $C_i$  – вертикальные жесткости упругих элементов;  $K_i$  – коэффициенты затухания;  $\Delta \alpha$  – угловое перемещение стрелы, вызванное гидроцилиндром;  $t$  – время работы управляющего гидроцилиндра;  $C_\varphi$  – угловая жесткость стабилизатора.

По разработанной математической модели проведены расчетные исследования поперечных колебаний лесовозного тягача. Исследования показали, что введение в подвеску базовой машины стабилизатора угловых колебаний уменьшает поперечный крен автомобиля. При жесткости стабилизатора, рав-



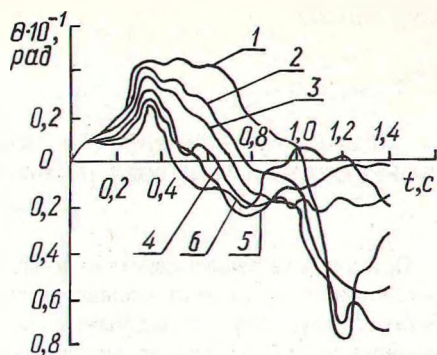
$\ddot{\theta}, \text{рад/с}^2$

N2	-1,15	1,73	0,34	-3,0	0,27	0,186	-0,5	0,76	1,0	-1,84
N1	-1,14	1,85	0,30	-2,88	0,53	0,35	-0,78	0,7	1,0	-1,82
N1 – без стабилизатора; N2 – со стабилизатором										

Р и с. 2. Влияние стабилизатора поперечных колебаний на крен подвесочной массы тягача ( $C_\varphi = 2 \cdot 10^3$  кНм/рад; 1 – без стабилизатора; 2 – со стабилизатором).

Р и с. 3. Зависимость поперечно-угловых колебаний тягача МАЗ-509 + СГМ от жесткости стабилизатора:

1 — без стабилизатора; 2 —  $C_{\varphi} = 1 \cdot 10^3$  кН·м/рад; 3 —  $C_{\varphi} = 2 \cdot 10^3$  кН·м/рад; 4 —  $C_{\varphi} = 3 \cdot 10^3$  кН·м/рад; 5 —  $C_{\varphi} = 4 \cdot 10^3$  кН·м/рад; 6 —  $C_{\varphi} = 5 \cdot 10^3$  кН·м/рад.



ной  $2 \cdot 10^3$  кНм/рад, возможно снижение динамического крена почти в 2,5 раза (рис. 2). При этом угловые ускорения (рис. 2) поддрессоренного корпуса изменяются незначительно.

На рис. 3 представлена зависимость поперечно-угловых колебаний тягача от жесткости стабилизатора. Кривая 1, соответствующая тягачу без стабилизатора, имеет максимальную величину прямого крена 0,045 рад, обратного 0,075 рад. Изменение направления крена наблюдается после  $t = 1,03$  с. Наличие стабилизатора меняет характер колебательного процесса. При большинстве значений  $C_{\varphi}$  (кривые 2—6) максимальные ординаты процесса для прямого и обратного кренов меньше. Характерной является жесткость стабилизатора  $C_{\varphi} = 2 \cdot 10^3$  кНм/рад (кривая 3), при которой величина обратного крена почти не изменяется по сравнению с автомобилем без стабилизатора.

Для всех кривых рост прямого крена идет до  $t = 0,3$  с. В дальнейшем прямой крен уменьшается, причем с интенсивностью прямо пропорциональной жесткости стабилизатора.

Наличие стабилизатора увеличивает частоту собственных колебаний корпуса машины. Так, при  $C_{\varphi} = 5 \cdot 10^3$  (кривая 6) частота возрастает более чем в два раза.

Таким образом, установка в подвеску тягача стабилизатора поперечных колебаний положительно сказывается на динамике машины. Для тягача МАЗ-509 рекомендуется стабилизатор жесткостью  $2 \cdot 10^3$  кНм/рад, снижающий динамический крен в 2,5 раза. Поперечно-угловые ускорения поддрессоренной массы тягача при этом почти не изменяются.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Г а с т е в Б.Г., М е л ь н и к о в П.И. Основа динамики лесовозного подвижного состава. — М.: Лесн.пром-сть, 1967. — 180 с.
2. Б у р м а к П.С. Исследование устойчивости ВПМ против опрокидывания: Автореф. дис...канд. техн. наук. — Л., 1975. — 20 с.
3. Р а х м а н и н Г.А. Исследование динамики погрузочного устройства манипуляторного типа с гидравлическим приводом. — Труды ЦНИИМЭ. М., 1969, № 91. — 47 с.