

## ЛИТЕРАТУРА

1. Баев В.С. Влияние углов увода на распределение тяговых нагрузок по мостам полноприводного трактора "Беларусь" // Автотракторостроение. – Минск, 1985. – Вып. 20. – С. 52–55. 2. Чудakov Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. – М.: Колос, 1962. – 182 с. 3. Баев В.С., Ванцевич В.В., Войтешенок В.С. Исследование поворачиваемости полноприводных тракторов класса 2 // Эксплуатация и ремонт мелиоративных и строительных машин / Сб. науч. тр. – Горки, 1983. – Вып. 108. – С. 89–94.

УДК 629.114.2

В.П.БОЙКОВ (БПИ)

### ВЛИЯНИЕ МАССЫ ВОДИТЕЛЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЕБАНИЙ СИДЕНЬЯ

По ГОСТ 25571–82 расчет виброизоляции ведут для массы водителя (70 ± 10) кг. По ранее действовавшему ГОСТ 12.4.025–76 расчет вели для трех вариантов – масса водителя 60, 80 и 120 кг. Рассмотрим влияние массы водителя на характеристики колебаний сиденья на примере трактора К-701 М. Расчетная схема для исследования колебаний данного трактора (рис. 1) может быть представлена в виде плоской трехмассовой динамической модели с четырьмя независимыми координатами, которой соответствует следующая система уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I_0 \ddot{\varphi}_0 &= F_{п1} l_1 - F_c l_3 - F_{ш2} l_2 + F_{в4} l_4 - F_{г5} l_5; \\ m_0 \ddot{z}_0 &= F_{п1} + F_{ш2} - F_c - F_{в}; \\ m_{н} \ddot{z}_{н} &= F_{ш1} - F_{п1}; \\ m_c \ddot{z}_c &= F_c, \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $I_0$  – момент инерции поддресоренной массы остова относительно горизонтально-поперечной оси, проходящей через центр тяжести (точка А);  $\ddot{\varphi}_0$ ,  $\ddot{z}_0$ ,  $\ddot{z}_{н}$ ,  $\ddot{z}_c$  – вторые производные соответственно продольно-углового и вертикального перемещений поддресоренной массы остова, вертикальных перемещений неподдресоренной массы переднего моста и водителя с сиденьем;  $F_{ш1}$ ,  $F_{ш2}$ ,  $F_{п1}$ ,  $F_c$ ,  $F_{в}$ ,  $F_{г}$  – силы, действующие соответственно в шинах передних и задних колес, в подвесках переднего моста и сиденья водителя, в сцепке в вертикальном и горизонтальном направлениях;  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$ ,  $l_4$ ,  $l_5$  – плечи действующих сил относительно центра тяжести поддресоренной массы остова;  $m_0$ ,  $m_{н}$ ,  $m_c$  – масса соответственно поддресоренной части остова, переднего моста и водителя с сиденьем.

Исходные данные для расчета:

$$\begin{aligned} I_0 &= 6,5 \cdot 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad m_0 = 12885 \text{ кг}; \quad m_{н} = 2500 \text{ кг}; \\ c_{ш1,2} &= 1100 \text{ кН/м}; \quad k_{ш1,2} = 8 \text{ кН} \cdot \text{с/м}; \quad c_{п1} = 900 \text{ кН/м}; \\ k_{п1(\text{сж})} &= 2 \text{ кН} \cdot \text{с/м}; \quad k_{п1(\text{отб})} = 22 \text{ кН} \cdot \text{с/м}; \quad F_1 = 6 \text{ кН}; \\ l_1 &= 1,87 \text{ м}; \quad l_2 = 1,88 \text{ м}; \quad l_3 = 0,87 \text{ м}; \quad F_{в} = F_{г} = 0. \end{aligned}$$

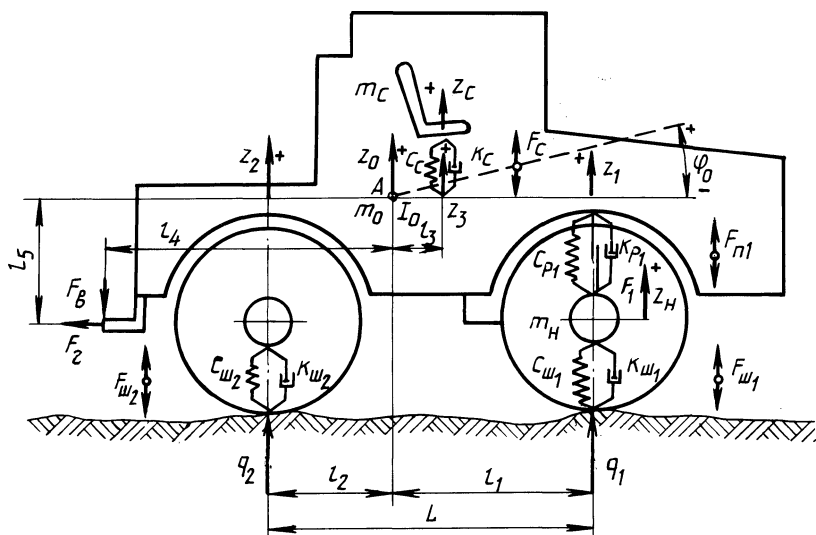


Рис. 1. Расчетная схема трактора К-701М

Для решения системы использовался численный метод интегрирования Рунге—Кутты. В качестве возмущающего воздействия был принят микропрофиль грунтовой дороги, описываемый корреляционной функцией вида [1]:

$$R_q(\tau) = 0,0212^2 e^{-0,58|\tau|} \cos(0,63\tau), \quad (2)$$

где  $\tau$  — интервал корреляции.

В табл. 1 представлены статистические характеристики дорожного воздействия (с учетом сглаживания) и ускорений остова трактора под сиденьем водителя в октавных полосах частот при движении со скоростью 6 м/с.

В табл. 2 приведены значения параметров подвески сиденья и основных характеристик его колебаний:  $m_1$  — масса водителя;  $m_c$  — доля массы, приходящаяся на подвеску сиденья;  $c_{р1}$ ,  $k_{р1(ср)}$  — соответственно жесткость и среднее значение коэффициента сопротивления амортизатора подвески переднего моста;  $c_c$ ,  $k_c$  — соответственно жесткость и коэффициент сопротивления

Табл. 1. Статистические характеристики возмущающих воздействий

Воздействие	Среднеквадратические значения высоты неровностей микропрофиля (см) и ускорений остова (м/с <sup>2</sup> ) в диапазонах частот (Гц)				
	0,88...1,4	1,4...2,8	2,8...5,6	5,6...11,2	0...11,2
Микропрофиль грунтовой дороги	1,08	0,70	0,47	0,04	1,98
Колебания остова трактора	0,89	3,10	1,75	0,65	3,73

Табл. 2. Параметры подвески сиденья и характеристики его колебаний

Номер группы	$m_1$ , кг	$m_c$ , кг	$c_{p1}$ , кН/м	$k_{p1}$ (ср), кН·с/м	$c_c$ , кН/м	$k_c$ , кН·с/м	$f_c$ , Гц	$\psi_c$	$s_{с.ст}$ , см	$\sigma_{\ddot{z}_c(1)}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_{\ddot{z}_c(2)}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_{\ddot{z}_c(3)}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_{\ddot{z}_c}$ , м/с <sup>2</sup>	$\sigma_{s_c}$ , см	$s_{сmax}$ , см	$s_{сmin}$ , см
1	60	63	900	12	4	0,5	1,27	0,50	15,5	1,26	3,47	0,66	3,76	3,7	12,9	-11,7
	90	84	900	12	4	0,5	1,10	0,43	20,6	1,21	2,85	0,49	3,15	4,2	14,5	-13,9
	120	105	900	12	4	0,5	0,98	0,39	25,8	1,09	2,32	0,39	2,60	4,4	14,9	-14,7
2	60	63	900	12	3	0,5	1,10	0,57	20,6	1,09	2,93	0,62	3,19	3,5	11,9	-11,1
	90	84	900	12	4	0,5	1,10	0,43	20,6	1,21	2,85	0,49	3,15	4,2	14,5	-13,9
	120	105	900	12	5	0,5	1,10	0,35	20,6	1,34	2,79	0,41	3,13	4,7	16,6	-16,3
3	60	63	900	12	3	0,2	1,10	0,23	20,6	1,66	2,83	0,30	3,30	5,9	21,1	-21,3
	90	84	900	12	4	0,2	1,10	0,17	20,6	1,94	2,81	0,25	3,43	6,5	23,8	-24,6
	120	105	900	12	5	0,2	1,10	0,14	20,6	2,18	2,79	0,22	3,56	7,0	25,6	-26,9
4	60	63	50	30	3	0,7	1,10	0,81	20,6	0,53	0,64	0,85	1,20	0,8	2,9	-2,9
	90	84	50	30	3	0,7	0,95	0,70	27,5	0,51	0,55	0,66	1,01	1,0	3,6	-3,8
	120	105	50	30	3	0,7	0,85	0,62	34,3	0,48	0,46	0,53	0,86	1,2	4,0	-4,4

ния амортизатора подвески сиденья;  $f_c$  — частота собственных колебаний подвески сиденья;  $\psi_c$  — относительное демпфирование;  $s_{c,ст}$ ,  $\sigma_{sc}$ ,  $s_{cmax}$ ,  $s_{cmin}$  — соответственно статический, среднеквадратический, максимальный и минимальный прогибы подвески;  $\sigma_{\ddot{z}_c}$ ,  $\sigma_{\ddot{z}_c}(1, 2, 3)$  — среднеквадратические и октавные среднеквадратические значения ускорений сиденья.

Отдельные параметры подвески определялись по формулам:

$$\psi_c = k_c / (2 \sqrt{c_c m_c}) ; \tag{3}$$

$$m_c = m_2 + 0,71m_1 , \tag{4}$$

где  $m_2$  — масса подрессоренной части сиденья (при расчетах принималась  $m_2 = 20$  кг).

Линейная система виброизоляции рассчитывалась при трех вариантах — масса водителя 60, 90 и 120 кг — с учетом двух способов регулирования подвески в зависимости от массы водителя. В табл. 2 приведены четыре группы результатов: 1, 4 — регулирование подвески путем изменения предварительно поджатия упругого элемента; 2, 3 — то же, путем изменения жесткости упругого элемента.

При первом способе регулирования увеличение массы водителя вызывает снижение частот собственных колебаний и относительного демпфирования сиденья, что приводит к уменьшению общего уровня ускорений на 30 % и увеличению динамических прогибов на 20 % (группа 1). При небольшой жесткости подвески переднего моста (группа 4), когда уменьшается возмущающее воздействие на сиденье, ускорения уменьшаются на 30 %, прогиб увеличивается на 50 %. При втором способе регулирования с увеличением массы происходит уменьшение относительного демпфирования, что вызывает увеличение динамического прогиба на 35 % и незначительное снижение общего уровня ускорений (группа 2). При этом в первой октавной полосе частоты происходит увеличение ускорений на 23 %, во второй — уменьшение на 5 %, в третьей — уменьшение на 30 %. При линейном подрессоривании и втором способе регулирования увеличение массы водителя равносильно уменьшению коэффициента сопротивления амортизатора.

На рис. 2 приведена зависимость характеристик колебаний от коэффициента сопротивления амортизатора при жесткости подвески 4 кН/м. Из рисунка

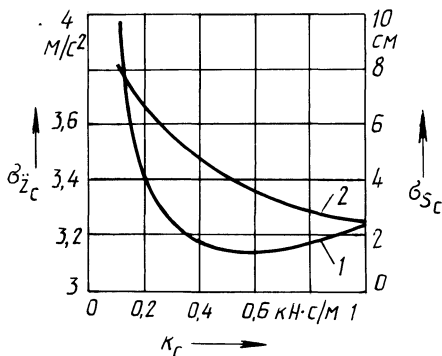


Рис. 2. Зависимость среднеквадратических значений вертикальных ускорений  $\sigma_{z_c}$  (кривая 1) и динамических прогибов подвески  $\sigma_{sc}$  (кривая 2) сиденья водителя в зависимости от коэффициента сопротивления амортизатора при движении трактора К-701М по грунтовой дороге со скоростью 6 м/с

видно, что при значениях коэффициента больше  $0,5 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$  увеличение массы приводит к уменьшению общего уровня ускорений, а при значениях менее  $0,5 \text{ кН}$  — к его увеличению, что видно и из расчетов (табл. 2, группа 3). Характер изменения октавных ускорений остается прежним: в первой октавной полосе частот колебаний они увеличиваются, во второй и третьей — уменьшаются. Количественные изменения зависят от параметров подвески. С увеличением жесткости и коэффициента сопротивления они будут меньше.

Учитывая, что обе рассматриваемые характеристики регламентируются (ускорения в октавных полосах частот — ГОСТ 12.2.019–86, ход сиденья — ГОСТ 20062–81), можно сделать вывод, что расчет виброизоляции водителя следует проводить для двух значений его массы — минимальной и максимальной. Для тракторного сиденья эти значения составляют 60 и 120 кг (ГОСТ 20062–81).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутков Г.М. Динамика трактора. — М.: Машиностроение, 1973. — 280 с.

УДК 629.113.2-587

В.В.ВАНЦЕВИЧ, канд.техн.наук (БПИ)

#### ВОПРОСЫ УНИФИКАЦИИ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ

Одним из важнейших направлений развития техники является унификация агрегатов, узлов и деталей, позволяющая на базе специализированного производства существенно повысить качество продукции при одновременном снижении числа ее типоразмеров и себестоимости.

Основной формой унификации является разработка типоразмерных (параметрических) рядов. Такие работы в автотракторостроении ведутся для узлов и деталей двигателей, коробок передач, ведущих мостов. Показана целесообразность унификации по "горизонтали" и "вертикали" [1], т. е. как внутри одного класса изделий, так и между различными классами изделий одного назначения.

Значения конструктивных параметров дифференциалов автомобилей и тракторов, приведенные в табл. 1, создают основу для проведения работ по унификации этих механизмов.

На машинах нашли применение различные конструктивные решения дифференциалов, что можно объяснить сложившимися в той или иной конструкторской организации традициями конструирования.

В четырехсателлитных дифференциалах в качестве водила используется как крестовина, так и отдельные пальцы для каждой пары сателлитов.

Существенно отличаются дифференциалы числом и сочетанием зубьев сателлитов  $z_c$  и полуосевых колес  $z_n$ , а также значениями углов зацеплений  $\alpha$ , модулей  $m$  и другими параметрами зацеплений.

Как видно из табл. 1, нет единого подхода к конструктивному решению поверхностей трения сателлитов о корпус дифференциала (сфера или