ИЗВЕСТИЯ
ТОМСКОГО ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА имени С. М. КИРОВА

Том 241 1975

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАСТИНЧАТОГО ФРИКЦИОННОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ

А. А. ДЫЧКО

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Несмотря на актуальность проблемы и непрерывную исследовательскую работу, направленную на изыскание улучшенных фрикционных гасителей колебаний, до сих пор не удалось создать фрикционный гаситель колебаний, который позволил бы решить вопросы плавности хода вагонов, особенно порожних и малонагруженых.

В эксплуатации коэффициент динамического перегруза у порожних вагонов на тележках ЦНИИ-ХЗ-О в два раза больше, чем у груженых.

Как будет показано ниже, этот недостаток можно устранить при помощи пластинчатого фрикционного гасителя колебаний (рис. 1), который составляет одно целое с центральным рессорным подвешиванием грузовой тележки.

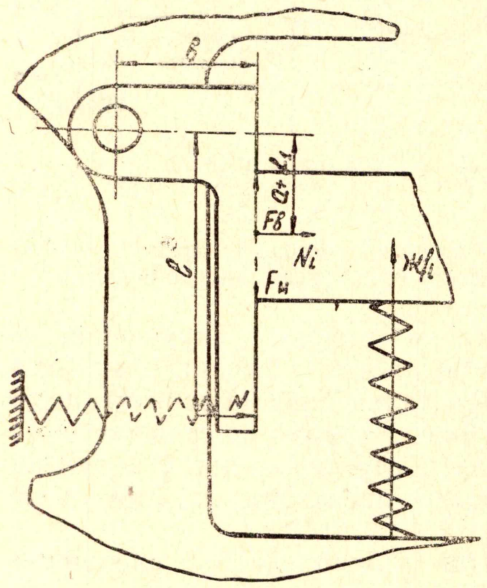

Рис. 1

Фрикционная планка подвешена вверху к боковине тележки при помощи валика, а внизу опирается на пружину, поэтому она представляет собой рычаг второго рода (рис. 1). У порожнего вагона шкворневая балка находится ближе к шарниру фрикционной планки, а при груженом вагоне она ближе к упругой опоре. В результате этого у порожнего вагона фрикционные планки сильнее прижимаются к надрессорной балке, чем у груженого.

Сила нажатия фрикционной планки на шкворневую балку, согласно рис. 1, равна:

а) при порожнем вагоне

$$N_{in} = N\frac{l}{a + f_n \pm \mu \cdot b}, \qquad (1)$$

где

$N = 750$ *кг* — предварительное сжатие пружины фрикционной планки,

$a = 10$ *см* — расстояние от верхнего шарнира фрикционной планки до середины шкворневой балки,

$l = 21$ *см* — расстояние шарнира до упругой опоры фрикционной планки,

$f_п = 0{,}5$ *см* — деформация основных пружин при порожнем вагоне;

б) при груженом вагоне

$$N_{iг} = N\frac{l}{a + f_г \pm \mu b}. \qquad (2)$$

Вследствие того, что фрикционная планка эксцентрично подвешена на боковине:

1. Сила трения при нисходящем движении способствует уменьшению давления фрикционной планки на шкворневую балку:

а) при порожнем вагоне

$$N_{нп} = N\frac{l}{a + f_п + \mu_н \cdot b}, \qquad (3)$$

где

$\mu_н$ — коэффициент трения при нисходящем движении;

$b = 10$ *см* — эксцентриситет приложения силы трения;

б) при груженом вагоне

$$N_{нг} = N\frac{l}{a + f_г + \mu_i \cdot b}. \qquad (4)$$

$f_г = 46$ *см* — деформация основных пружин при груженом вагоне.

2. Сила трения при восходящем движении способствует увеличению давления фрикционной планки на шкворневую балку:

а) при порожнем вагоне

$$N_{вп} = N\frac{l}{a + f_п - \mu_в \cdot В}, \qquad (5)$$

где

$\mu_в = 0{,}2$ — коэффициент трения при восходящем движении;

б) при груженом вагоне

$$N_{вг} = N\frac{l}{a + f_г - \mu_в \cdot в}. \qquad (6)$$

Следовательно, коэффициент относительного трения составит у вагона порожнего при нисходящем

$$\varphi_{нп} = \frac{2\mu \cdot N_{нп}}{ж \cdot f_п} \qquad (7)$$

и восходящем движении

$$\varphi_{вп} = \frac{2\mu \cdot N_{вп}}{ж \cdot f_п}; \qquad (8)$$

груженого при нисходящем

$$\varphi_{нг} = \frac{2\mu \cdot N_{нг}}{ж \cdot f_г} \qquad (9)$$

и восходящем движении

$$\varphi_{вг} = \frac{2\mu \cdot N_{вг}}{ж \cdot f_г}, \qquad (10)$$

где

ж — жесткость рессорного комплекта.

Результаты расчетов коэффициентов относительного трения у тележек МТ-50 и ЦНИИ-ХЗ-О, оборудованных пластинчатым гасителем колебаний, представлены в табл. 1.

Из таблицы следует, что коэффициент относительного трения в пластинчатом фрикционном гасителе колебаний зависит от его параметров a, l, $f_п$, $f_г$, $\mu_н$ и $\mu_в$. Диаграмма работы этого гасителя колебаний приведена на рис. 2.

Таблица 1

Тип тележки	Параметры пластинчатого гасителя колебаний	Коэффициент трения	Значения коэффициента относительного трения			
			порожний вагон		груженый вагон	
		μ	$\varphi_н$	$\varphi_в$	$\varphi_н$	$\varphi_в$
МТ-50	$a = b = 100$ мм $l = 210$ мм $f_п = 5$ мм $f_г = 22$ мм $ж = 900$ кг/мм $N = 750$ кг	0,2 0,3 0,4 $\mu_н = 0,2$ $\mu_в = 0,4$	0,11 0,15 0,19 0,11	0,16 0,28 0,43 0,43	0,02 0,03 0,38 0,02	0,03 0,05 0,76 0,076
ЦНИ-ХЗ-О	$a = b = 100$ мм $l = 220$ мм $f_н = 12$ мм $f_г = 64$ мм $ж = 312$кг/мм $N = 750$ кг	0,2 0,3 0,4 $\mu_н = 0,2$ $\mu_в = 0,4$	0,13 0,18 0,25 0,13	0,19 0,32 0,51 0,51	0,18 0,025 0,031 0,018	0,023 0,037 0,044 0,044

В пластинчатом гасителе колебаний возможно получить условие $\varphi_в \gg \varphi_н$, т. е. односторонний гаситель колебаний.

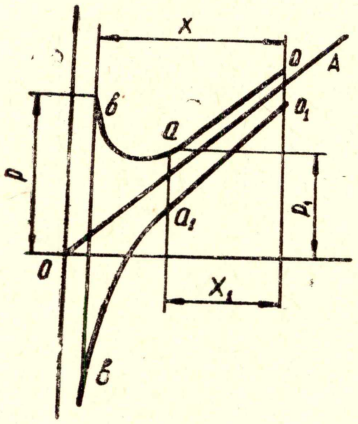

Рис. 2

Односторонний и двусторонний гасители колебаний при действии возмущающей силы могут обеспечить стабильность процесса колебаний, если наложить условие, чтобы величина деформации от ударного импульса была равна уменьшению амплитуды колебаний силами сопротивления за один период для двустороннего.

$$z_s = \frac{4\varphi_д}{1 - \varphi_д^2} \cdot f_д \qquad (11)$$

и одностороннего гасителя

$$z_s = \frac{2\varphi_о}{1 - \varphi_о} \cdot f_о , \qquad (12)$$

где

$\varphi_д$ — коэффициент относительного трения для двустороннего гасителя колебаний;

$\varphi_о$ — коэффициент относительного трения для одностороннего гасителя колебаний;

$f_д = \dfrac{P}{ж\,(1 + \varphi_д)}$ — статический прогиб рессорного комплекта при двустороннем гасителе колебаний;

$f_0 = \frac{P}{ж}$ — статический прогиб рессорного комплекта при одностороннем гасителе;

P — статическая нагрузка;

ж — жесткость рессорного комплекта.

Кроме того, чтобы обеспечить устойчивое движение системы при резонансе, необходимо, чтобы приток энергии в систему в виде работы возмущающей силы за один период был равен работе сил сопротивления гасителя за тот же промежуток времени для двустороннего гасителя

$$жz_s \cdot \frac{4\varphi_д}{1-\varphi_д^2} \cdot f_д ,$$

т. е. чтобы имело место равенство

$$\pi P_0 z_s = жz_s \frac{4\varphi_д}{1-\varphi_д^2} \cdot f_д, \text{ при } \varphi_д^2 = 0 ,$$

откуда

$$\varphi_д = \frac{\pi P_0}{4ж \cdot f_д} .$$

Эта формула была получена Челноковым И. И. (1) иным путем. Если приравнять работу сил сопротивления двустороннего гасителя к одностороннему, то получим:

$$жz_s \cdot \frac{4\varphi_д}{1-\varphi_д^2} \cdot f_д = жz_s \frac{2\varphi_0}{1-\varphi_0} \cdot f_0 , \qquad (14)$$

откуда при $\varphi_д^2 = 0$; $f_0 = f_д$ имеем $\varphi_0 = \frac{2\varphi_д}{1+2\varphi_д}$. (15)

Таким образом, коэффициент относительного трения двустороннего гасителя колебаний больше одностороннего

$$\varphi_д : \varphi_0 = \varphi_д : \frac{2\varphi_д}{1+2\varphi_д} = \frac{1+2\varphi_д}{2} . \quad (16)$$

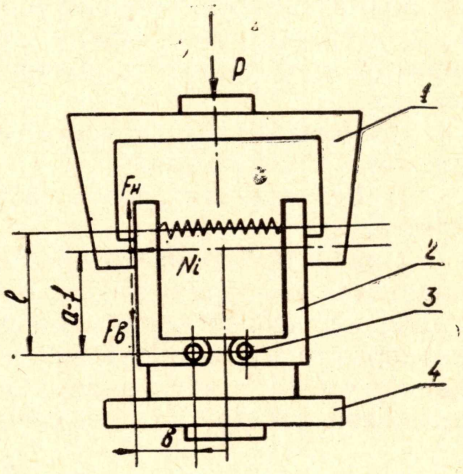

Рис. 3

В таком соотношении будет уменьшаться вероятность передачи нагрузки необрессоренным частям вагона в тот момент, когда при отдаче гасителя стала действовать возмущающая нагрузка.

На рис. 3 представлен съемный пластинчатый гаситель колебаний, который состоит из обоймы 1, двух фрикционных пленок 2, прикрепленных при помощи валиков 3 к основанию 4. Этот гаситель устанавливается вместе с рессорным комплектом между надрессорной балкой и нижней панелью боковины тележки. Сила трения фрикционной планки на обойме при сжатии рессорного комплекта возрастает. Поэтому уравнение (1) приобретает вид:

$$N_{in} = N \frac{l}{a - fn \pm \mu b} , \qquad (17)$$

т. е. при увеличении деформации рессорного комплекта возрастет сила N_{in}, а следовательно, и сила трения, особенно, когда $a - f_n$ прибли-

жается к нулю. Диаграмма работы этого гасителя представлена на рис. 4.

В этой диаграмме при увеличении нагрузки от 0 до P_1 (порожний режим) прогиб рессоры изменяется по прямой и дальше, при груженом режиме — по кривой ab (2). Последнее позволяет получить постоянные ускорения и частоты колебаний при условии, что $\frac{P}{ж} = \text{const}$, где $ж$ — жесткость рессоры. Условие $\left(\frac{P}{ж} = \text{const}\right)$ возможно, если между нагрузкой P и прогибом x имеется зависимость

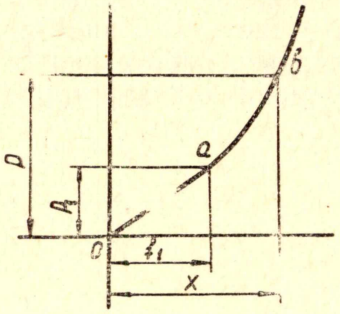

Рис. 4

$$P = P_1 \cdot e^{\frac{x - f_1}{f}} . \qquad (18)$$

Выражение (18) есть уравнение идеальной кривой, дающей зависимость между нагрузкой и прогибом в рессорах, обеспечивающей постоянные ускорения при порожнем и груженом режимах работы вагонов.

Выводы

В заключение необходимо отметить, что пластинчатый фрикционный гаситель колебаний, как это следует из расчета и конструкции, обладает определенными преимуществами, которые ставят его выше клиновых гасителей. Из этих преимуществ наиболее важны следующие:

1. Коэффициент относительного трения при восходящем движении больше, чем при нисходящем.

2. Коэффициент относительного трения у порожнего вагона больше, чем у груженого.

3. Упругое ограничение шкворневой балки относительно боковины позволит повысить устойчивость боковин, уменьшить боковые колебания, износ поверхностей катания колес и подрез гребней, если сочленение фрикционной планки со шкворневой балки выполнено в виде двугранного угла.

4. Повышенная гибкость основных пружин, что позволит пружинам смягчить боковую качку.

5. Безотказная работа гасителя колебаний, т. е. отсутствие его заклинивания.

Сравнительно легко оборудовать существующие грузовые тележки пластинчатым фрикционным гасителем колебаний, особенно съемным с апериодической характеристикой. Эти свойства пластинчатого фрикционного гасителя колебаний имеют важное значение для эксплуатации, ходовых качеств порожних и малогруженных вагонов и безопасности движения поездов на повышенных скоростях.

ЛИТЕРАТУРА

1. И. И. Челноков. Установление параметров гасителей колебаний грузовых вагонов. Автореферат докторской диссертации, Л., 1955.

2. М. В. Винокуров. Исследование колебаний и устойчивости вагонов. Труды ДИИТа, вып. 12, 1949.