

А. П. БОЛДЫРЕВ, А. М. ГУРОВ, Э. А. ФАТЬКОВ (Брянский государственный технический университет)

## ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ПОГЛОЩАЮЩИХ АППАРАТОВ В ПОЕЗДНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Надано оцінку ефективності застосування нових перспективних еластомерних поглинальних апаратів (ПМКЭ-110, ЭПА-120), полімерного поглинального апарату ПМКП-110 та гідрополімерного ГП-120А для зниження поздовжньої завантаженості вагона в поїзних умовах експлуатації.

Дана оценка эффективности применения новых перспективных эластомерных поглощающих аппаратов (ПМКЭ-110, ЭПА-120), полимерного поглощающего аппарата ПМКП-110 и гидрополимерного ГП-120А для снижения продольной нагруженности вагона в поездных условиях эксплуатации.

The efficiency of using the new prospective elastomeric absorbing devices (PMKE-110, EPA-120), the polymeric absorbing device PMKP-110 and the hydro-polymeric device GP-120A for reducing longitudinal loading of a car in the operation conditions has been substantiated.

На железнодорожном транспорте в настоящее время эксплуатируются новые амортизаторы удара. Расчеты продольных усилий в составах, вагоны которых оборудованы новыми поглощающими аппаратами, являются особенно актуальными.

Основные положения математического моделирования поездных переходных режимов подробно сформулированы в работах [1–3] и в основном относятся к математическому описанию действующих на вагоны внешних сил.

При трогании поезда на него со стороны локомотива действует сила тяги, описываемая функцией:

$$F_{II} = F_0 \{1 - \exp[-\gamma_{II}(t - \tau_{II})]\} \sigma_0(t - \tau_{II}), \quad (1)$$

где  $F_0$  – максимальная сила тяги;  $\gamma_{II}$  – коэффициент, характеризующий время нарастания силы тяги;  $\tau_{II}$  – время включения локомотива. Максимальная сила тяги  $F_0$  зависит от массы поезда (например, для массы поезда 10 тыс. т  $F_0 = 0,95$  МН;  $\gamma_{II} = 3$  с<sup>-1</sup>).

Формула (1) позволяет моделировать динамические процессы в поезде с несколькими одновременно включающимися в работу локомотивами; при одном локомотиве  $\tau_{II} = 0$ .

Действующая на  $i$ -й экипаж поезда сила торможения определяется:

$$F_{\text{тор},i} = -\frac{n_i C_1 K_i (K_i + C_2)}{K_i + C_3} \times \frac{|v_i| + C_4}{|v_i| + C_5} \text{sign} v_i \sigma_0(t - \tau_i),$$

где  $n_i$  – число тормозных колодок экипажа;  $C_1, \dots, C_5$  – параметры, определяющие зависимость коэффициента трения от скорости скольжения  $v_i$  и силы нажатия  $K_i$  на тормозную колодку;  $\tau_i$  – время включения тормозной системы экипажа.

Время включения тормозной системы экипажа зависит от местоположения экипажа в поезде и скорости распространения тормозной волны. Для тормоза с колодками, выполненными из композиционного материала,  $C_1 = 0,055$ ;  $C_2 = 0,2$  МН;  $C_3 = 0,05$  МН;  $C_4 = 150$  км/ч;  $C_5 = 75$  км/ч.

В расчетах чаще всего используется экспоненциальная диаграмма наполнения тормозных цилиндров. Сила нажатия  $K_i$  определяется:

$$K_i = K_{0i} \{1 - \exp[-\gamma_i(t - \tau_i)]\} \sigma_0(t - \tau_i),$$

где  $K_{0i}$  – максимальная сила нажатия на тормозную колодку  $i$ -го экипажа;  $\gamma_i$  – коэффициент, характеризующий темп наполнения тормозных цилиндров.

Коэффициент  $\gamma_i$  и скорость тормозной волны зависят от типа используемого воздухораспределителя.

На экипажи поезда действует сила сопротивления движению, определяемая согласно:

$$W_{li} = -\left[ A_1 M_1 + (A_2 A_3 |v_i| + A_4 v_i^2) n_{li} \right] \text{sgn} v_i$$

или сила сопротивления троганию

$$W_{li} = - \frac{B_1 n_i M_i}{B_2 n_i + M_i} \operatorname{sgn} v_i,$$

где  $M_i$  – масса  $i$ -го экипажа;  $n_i$  – число осей экипажа;  $A_1, \dots, A_4, B_1, B_2$  – коэффициенты, учитывающие зависимость сил сопротивления от скорости движения и массы экипажей.

Общая сила сопротивления движению

$$F_c = \begin{cases} -(F_{\text{top}i} + W_i) \operatorname{sgn} v_i \\ \text{при } |v_i| > \varepsilon_1; \\ -\min\{F_{\text{top}i} + W_i, |R_i|\} \operatorname{sgn} R_i \\ \text{при } |v_i| \leq \varepsilon_1, \end{cases}$$

где  $R_i$  – равнодействующая всех сил, действующих на экипаж поезда, за исключением сил общего сопротивления;  $\varepsilon_1$  – некоторая малая положительная величина.

Для четырехосного вагона на подшипниках качения  $A_1 = 7$  Н/т;  $A_2 = 30$  Н;  $A_3 = 1$  Н·ч/км;  $A_4 = 0,25$  Н·ч<sup>2</sup>/км;  $B_1 = 280$  Н;  $B_2 = 7$  т.

В расчетной модели поезда используют как одномассовые модели вагона, так и упруговязкие двухмассовые (рис. 1). Дифференциальные уравнения переходного процесса имеют вид:

$$\begin{cases} m_{2i-1} \ddot{x}_{2i-1} + P_{2i-1} - P_{2i-2} - F_i = 0; \\ m_{2i} \ddot{x}_{2i} + P_{2i} - P_{2i-1} = 0 \end{cases}$$

при  $(i=1, n+1)$ ,

$$P_{2i-1} = c_i (\Delta x_{2i-1} + \mu \Delta v_{2i-1});$$

$$\Delta x_k = x_k - x_{k+1} \quad \text{при } (k=\overline{1, 2n}),$$

где  $n$  – число вагонов поезда;  $F_i$  – сумма внешних сил, действующих на экипаж;  $x_k$  – абсолютное перемещение  $k$ -й массы;  $c_i, \mu_i$  – параметры расчетной модели  $i$ -го вагона;  $P_{2i} = P_{2i}(x_{wi}, v_{wi})$  – силовая характеристика межвагонной связи, учитывающая наличие зазора в упруги.

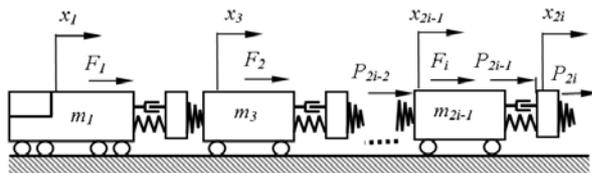


Рис. 1. Расчетная модель поезда

Число степеней свободы системы составляет  $2(n+1)$ . Необходимость решения системы

из более 400 нелинейных дифференциальных уравнений первого порядка вызывает обязательное применение высокопроизводительных ЭВМ и эффективных численных методов. Наиболее распространенными при решении подобных задач являются метод Рунге-Кутты второго или четвертого порядка и различные виды метода Адамса. В последнее время также широко применяются схемы Парка и Ньюмарка. Указанные методы использовались в данной работе.

Структуру поезда и его состояние в начале переходного режима выбирают в зависимости от задачи математического моделирования. При вычислении критериев эффективности и для расчета спектров продольных нагрузок исследуются такие переходные режимы, как пуск в ход и различные виды торможения (ЭТ, ПСТ, РТ) для поездов с различными массами (обычно 2700, 5000 и 6400 т). Для оценки максимально возможных при определенных условиях эксплуатации продольных сил в поезде и сопоставления их с существующими нормами рассматривают однородный поезд массой 10 тыс. т. Обычно в состав такого поезда включены два локомотива и 80...100 груженых вагонов. Состояние поезда (сжатие или растяжение) задано задачей исследования.

Силовые характеристики межвагонных связей определяются поглощающими аппаратами, устанавливаемыми на вагонах. Исследуются как перспективные (ПМКП-110, ПМКЭ-110, ЭПА-120, ГП-120А), так и серийные (Ш-2-В, ПМК-110А) поглощающие аппараты.

Конструкция нового полимерно-фрикционного амортизатора удара для железнодорожных вагонов ПМКП-110 класса Т1 [4] создана на базе серийного аппарата ПМК-110А, подпорные пружины которого заменены полимерными элементами (рис. 2). Использование полимерного упругого блока повышает полноту и энергоемкость силовых характеристик амортизатора. Это достигается за счет повышения жесткости подпорного комплекта, что позволяет уменьшить управляющие углы клиновой системы и соответственно стабилизировать процессы трения. Кроме того, демпфирующие свойства полимеров значительно снижают фрикционные автоколебания, сопровождающие ударное сжатие.

Применение в качестве возвратно-подпорного устройства фрикционного аппарата эластомерной вставки позволяет при сохранении всех преимуществ гидроамортизатора значительно повысить надежность конструкции при сравнительной простоте изготовления. Фрик-

ционно-эластомерный амортизатор ПМКЭ-110 класса Т2 [5] (рис. 3) разработан на базе серийного аппарата ПМК-110К-23, подпорно-возвратные пружины которого заменены эластомерным амортизатором 1 (вставкой). Конструкция защищена патентом РФ. Внутренний объем вставки заполнен объемно сжатым начальным давлением эластомером. Для перетекания эластомера из камеры сжатия 2 в камеру расширения 3 и наоборот предусмотрен кольцевой зазор между поршнем штока и корпусом вставки и дроссельные отверстия в поршне. Восстановление аппарата после удара происходит под действием давления на плунжер объемно сжатого эластомера.

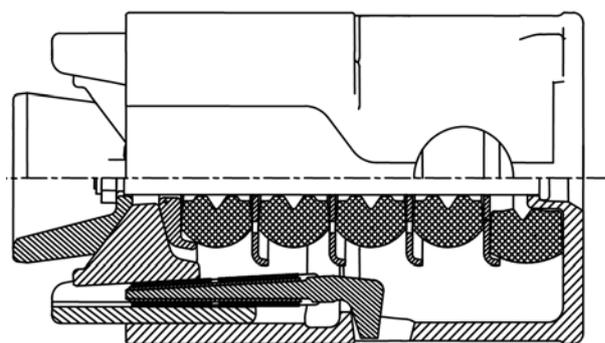


Рис. 2. Поглощающий аппарат ПМКП-110

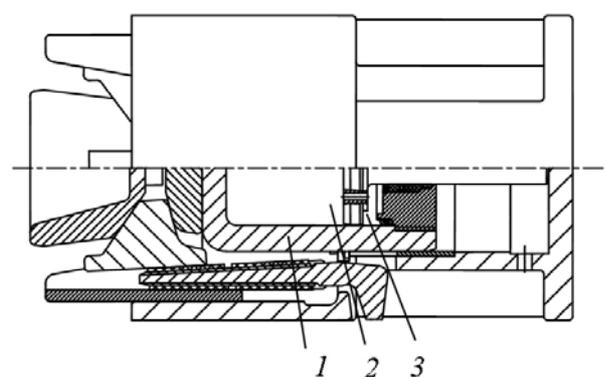


Рис. 3. Поглощающий аппарат ПМКЭ-110

В настоящее время по совокупности экономических и технических показателей наиболее перспективными являются амортизаторы, использующие в качестве рабочего тела объемно-сжимаемый высоковязкий полимер – эластомер. Такие поглощающие аппараты обеспечивают силовые характеристики, близкие к гидравлическим амортизаторам. Амортизирующие устройства с использованием эластомера при равных габаритных размерах по сравнению с другими амортизаторами удара имеют высокую удельную энергоемкость при сравнительно простой конструкции. Принципиальное отличие аппарата ЭПА-120 класса Т3 [6] (рис. 4)

заключается в том, что его корпус выполнен в единой отливке с тяговым хомутом. Это позволило увеличить объем используемого в аппарате эластомерного материала, что привело к значительному снижению давлений в рабочих камерах аппарата. В результате повысились эксплуатационные характеристики аппарата, надежность используемых уплотнительных узлов, снизились требования к механическим характеристикам сталей – появилась возможность использования для изготовления деталей слаболегированных конструкционных сталей, что в конечном счете, существенно снизило стоимость аппарата.

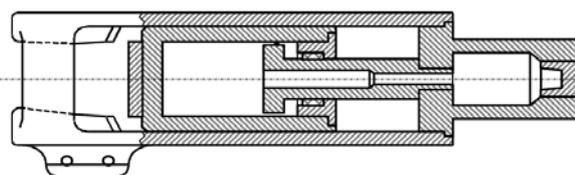


Рис. 4. Поглощающий аппарат ЭПА-120

Общим недостатком эластомерных поглощающих аппаратов является их относительно высокая стоимость. Альтернативой таким аппаратам могут служить гидрополимерные аппараты, которые, сохраняя все преимущества эластомерных, значительно (на 30...50%) дешевле.

Специалистами ООО «НПП Дипром» разработан аппарат ГП-120А (конструкция защищена патентом РФ [7]), имеющий стандартные габариты 570×318×230 мм. В качестве гидравлической жидкости в нем используется масло АМГ-10, а в качестве материала упругих элементов – термоэластопласт Durel. В представленной на рис. 5 конструкции аппарата ГП-120А комплект полимерных элементов размещен в рабочей камере гидравлического амортизатора. Аппарат ГП-120А объединяет в себе преимущества гидравлических и полимерных амортизаторов – гидравлическая часть позволяет получить силовые характеристики, близкие к характеристикам «идеального» амортизатора при высоких скоростях соударения, а полимерный упругий блок обеспечивает эффективную работу в режиме квазистатического сжатия. Проектные характеристики аппарата соответствуют классу Т3.

Силовые характеристики межвагонных связей описываются с помощью уточненных математических моделей поглощающих аппаратов автосцепки, учитывающих физические процессы, происходящие при ударном сжатии.

Фрикционные поглощающие аппараты (Ш-2-В, ПМК-110А). Силовая система рассматривается как безынерционное усилительное зве-

но, в котором связь между входом (силой сжатия аппарата  $P$ ) и выходом (силой сжатия пружин подпора  $P_{пр}$ ) устанавливается мгновенно с помощью соотношения:

$$P = \psi P_{пр},$$

где  $\psi$  – коэффициент передачи, в данном случае – это коэффициент усиления.

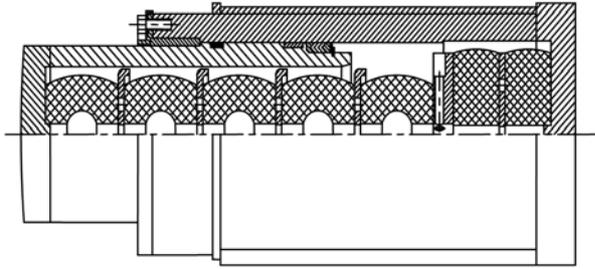


Рис. 5. Конструкция аппарата ГП-120А

Силовая характеристика  $P(x, v)$  устанавливает однозначную связь силы сжатия аппарата со сжатием  $x$  и скоростью сжатия  $v$ .

В работе используется апробированная математическая модель пластинчатого амортизатора типа ПМК-110А:

$$\overline{P}(x, z, v) = P_1(x, z) + P_2(x, z) \overline{\text{sgn}} v,$$

где

$$P_1(x, z) = \frac{[\psi_H(x, z) + \psi_P(x, z)]i_1 c(x + x_0)}{2},$$

$$P_2(x, z) = \frac{[\psi_H(x, z) - \psi_P(x, z)]i_1 c(x + x_0)}{2},$$

$$\overline{\text{sgn}} v = \begin{cases} \frac{C_{HC}(x-y) + \beta_{HC} v}{P_2(x, z)} & \text{при } |x-y| < \frac{P_2(x, z)}{C_{HC}}; \\ \text{sgn } v & \text{при } |x-y| \geq \frac{P_2(x, z)}{C_{HC}}. \end{cases} \quad (2)$$

Если справедливо выражение (2), то  $y$  определяется по формуле

$$y = x + (\beta_{HC} v - P_2(x, z) \text{sgn } v) / C_{HC},$$

где  $x$ ,  $v$  – сжатие и скорость сжатия аппарата;  $z$  – координата, устанавливающая положение его подвижных пластин;  $c$ ,  $x_0$  – жесткость и начальная затяжка подпорных пружин;  $\psi_H$ ,  $\psi_P$  – коэффициенты передачи при нагрузке и разгрузке аппарата [8];  $i_1$  – коэффициент передачи при отсутствии трения;  $C_{HC}$ ,  $\beta_{HC}$  – жесткость и вязкость контактной зоны при сдвиге.

Отметим, что при вычислении  $\psi_H$ ,  $\psi_P$  используется зависимость коэффициентов трения от скорости, апробированная расчетными и экспериментальными данными:

$$f = f_0 \exp(-bv),$$

где  $f_0$  – коэффициент трения в конце удара;  $b$  – параметр, определяющий зависимость коэффициента трения от скорости относительного скольжения.

Описанная модель позволяет имитировать процесс фрикционных автоколебаний при ударном сжатии аппарата.

Модель полимерного амортизатора (используется для подпорного блока аппарата ПМКП-110), описывающая силу сопротивления динамическому сжатию на этапе нагрузки, имеет вид:

$$P(x, v) = \left[1 - \frac{\eta_{ст}}{2}\right] P_{ст} + cv\mu, \quad (3)$$

$$P_{ст}(x) = c_n(x + x_0) + \beta_1(x + x_0)^3 + \beta_2(x + x_0)^5,$$

где  $c_n$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\eta_{ст}$ ,  $\mu$  определяются путем идентификации по экспериментальным данным.

Сила  $P$  сопротивления гидроамортизатора (гидрополимерного аппарата ГП-120А) складывается из гидросопротивления  $P_{Г}$  и сопротивления  $P_{У}$  упругих полимерных элементов  $P = P_{Г} + P_{У}$ .

Сила сопротивления  $P_{Г}(x, v)$  вычисляется с учетом сжимаемости жидкости. Уравнение расхода жидкости при дросселировании из силового гидроцилиндра в полость низкого давления имеет вид:

$$Q = \frac{dV}{dt} - \frac{V}{E'} \frac{dp}{dt}.$$

Используя уравнение Бернулли для турбулентного режима дросселирования, можно получить дифференциальное уравнение, определяющее силу сопротивления гидровставки:

$$\frac{dP_{Г}}{dt} = \dot{x} \frac{E'(S + \gamma f)}{l_0 - x} - \frac{\mu E'}{l_0 - x} \sqrt{\frac{2P_{Г}(S + \gamma f)}{\rho}},$$

где  $E'$  – модуль объемной упругости жидкости;  $l_0$  – длина гидравлической камеры;  $\gamma$ ,  $\mu$  – коэффициенты гидравлического сопротивления,  $S$  – площадь плунжера;  $f$  – площадь дроссельных отверстий.

Сила упругих полимерных элементов  $P_y$  определяется в соответствии с (3).

Процесс ударного сжатия эластомерного поглощающего аппарата ЭПА-120 (эластомерной вставки ПМКЭ-110), сопровождающийся перетеканием (продавливанием) материала через кольцевой зазор, теоретически может быть описан формулами гидравлики лишь со значительными допущениями. Так, малое значение чисел Рейнольдса предполагает ламинарный режим протекания потока, однако, исследования показывают, что в эластомерном амортизаторе протекание материала через щель происходит с отрывом потока от стенок, что характерно для турбулентных режимов. За счет идентификации по результатам натурных экспериментов сохраняется возможность достаточно полного описания динамической модели эластомерного амортизатора на основе предположения о турбулентном или ламинарном характере потока. Математическая модель описывает процесс дросселирования рабочего тела через кольцевые зазоры и отверстия. При этом уравнения расходов, составленные для рабочих камер, предусматривают ламинарный характер течения эластомера и учитывают линейную зависимость сжимаемости материала от давления:

$$Q = \frac{\pi \cdot r \cdot a_0^3}{v \cdot \rho \cdot l} (q_C - q_P) + \frac{n_p \cdot \pi \cdot r_p^4}{8 \cdot v \cdot \rho \cdot l} (q_C - q_P) + \pi \cdot \dot{x}_P \cdot r \cdot a_0,$$

где  $q_C, q_P$  – давления в камерах сжатия и расширения,  $r$  – радиус поршня;  $l$  – длина поршня;  $a_0$  – радиальный зазор между плунжером и поршнем;  $r_p, n_p$  – радиус и количество дроссельных отверстий;  $\dot{x}_P$  – скорость сжатия амортизатора;  $v$  – кинематическая вязкость эластомера;  $\rho$  – плотность эластомера.

При сопоставлении работы различных поглощающих аппаратов при поездных режимах эксплуатации рассмотрены наиболее нагруженные режимы – трогание и различные виды торможения. Исследованы также длинносоставные и наливные поезда.

Рассмотрим задачу пуска в ход осажённых поездов массой 2700 т (коротких) и 5600 т (средних). Параметры используемых математических моделей вагона и локомотива приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения параметров математической модели поезда

Параметры моделей	Локомотив	Вагон
Масса с грузом, кг	128000	82000
Приведенная масса автосцепного устройства и части хребтовой балки, кг	8000	8000
Жесткость межвагонной связи в упругой области, Н/м	$1,39 \cdot 10^8$	$10^8$
Демпфирующий коэффициент, с	0,015	0,015
Число осей, шт.	6	4
Длина, м	17	15
Число тормозных колодок, шт.	24	8
Коэффициент времени нарастания силы тяги, 1/с	3	–
Максимальная сила тяги (МН) для состава:		
из 31 вагона (2700 т)	0,2	–
61 вагона (5400 т)	0,3	–
80 вагонов (6400 т)	0,475	–
95 вагонов (8000 т)	0,76	–
123 вагона (10000 т)	0,95	–

На рис. 6 представлены результаты расчетов процессов пуска в ход осажённых поездов, все

вагоны которых оборудованы однотипными аппаратами.

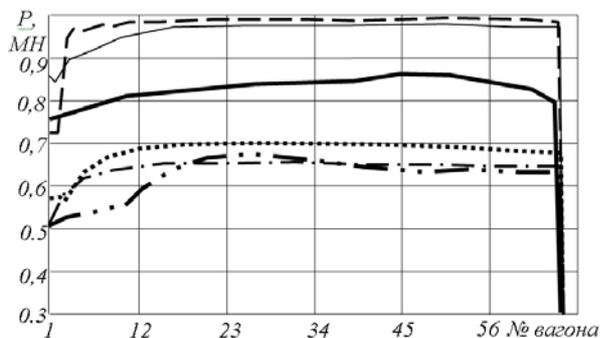


Рис. 6. Распределение максимальных растягивающих сил при пуске однородного сжатого состава (5600 т), вагоны которого оборудованы аппаратами:  
 — Ш-2-В, - - - - ПМК-110А;  
 ..... — ПМКП-110 - - - - ПМКЭ-110;  
 - · - · - · - ЭПА-120, — — — — ГП-120А

В коротких (2700 т) однородных составах при пуске уровень сил для исследуемых аппаратов достаточно низкий от 0,2 до 0,45 МН; исключение составляет аппарат Ш-2-В, для которого максимальные силы составили 0,78 МН.

В однородных составах массой 5600 т наименьшие продольные силы возникают в поездах, оснащенных поглощающими аппаратами ПМКЭ-110, ЭПА-120 и ПМКП-110 (см. рис. 6). Снижение уровня сил при использовании перспективных поглощающих аппаратов может достигать 35 %. В составе с аппаратами ПМК-110А и Ш-2-В усилия наибольшие. Необходимо отметить особенности работы гидрополимерного аппарата ГП-120 – при малых скоростях сжатия гидравлическая часть практически выключается из работы – в этом случае поглощение энергии обеспечивается только полимерным подпором. Это обстоятельство приводит к снижению энергоемкости на некоторых поездных режимах – в данном случае пуск поезда.

Исследовались также неоднородные осажённые составы массой 5600 т. Весь поезд оборудовался серийными аппаратами ПМК-110, а вагоны 13, 34, 54 оснащались различными перспективными аппаратами. На рис. 7 представлены распределения максимальных растягивающих усилий по длине состава при пуске поезда в ход.

Полученные результаты аналогичны данным для однородных поездов – снижение продольных усилий на вагонах, оборудованных перспективными аппаратами достигает 20...25 %. На соседних вагонах силы при этом могут незначительно увеличиваться (на 3...5 %).

Расчеты торможения поезда. Рассматривался режим экстренного торможения (ЭТ) для однородных составов массами 2700 и 5600 т. Кроме того, исследовался режим ЭТ неоднородных поездов

массой 5600 т (весь поезд оборудовался серийными аппаратами ПМК-110, а вагоны 13, 34, 54 оснащались различными перспективными аппаратами).

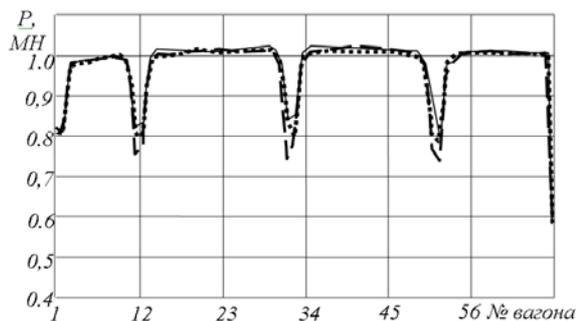


Рис. 7. Распределение максимальных растягивающих сил при пуске неоднородного сжатого состава (5600 т), вагоны 13, 34, 54 оборудованы аппаратами:  
 — — — — ПМКП-110, - - - - ПМКЭ-110; ..... — ЭПА-120

Расчеты проводились для скорости движения к началу торможения – 22,5 км/ч, а также скорости 60 км/ч. При этом поезд считался растянутым, что является неблагоприятным режимом с точки зрения продольных сил.

Характерные результаты расчетов режимов экстренного торможения для однородных и неоднородных поездов, оборудованных различными поглощающими аппаратами, приведены на рис. 8–9.

При экстренном торможении однородных составов наименьшие сжимающие усилия возникают в однородных составах, оснащенных аппаратами ПМКЭ-110 и ГП-120А, а наибольшие усилия дают аппараты Ш-2-В и ПМК-110А. Снижение уровня сил при использовании перспективных поглощающих аппаратов может достигать 30...40 %.

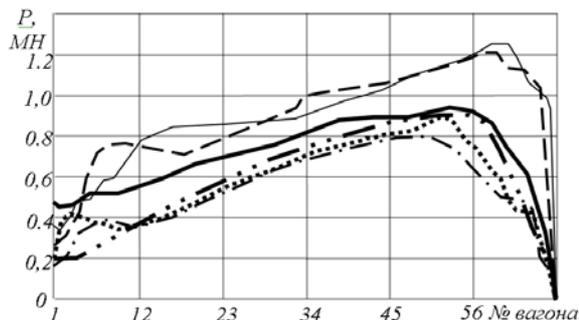


Рис. 8. Распределение максимальных сжимающих сил при экстренном торможении растянутого состава (5600 т), все вагоны которого оборудованы аппаратами (начальная скорость 22,5 км/ч):  
 — Ш-2-В, - - - - ПМК-110А; ..... — ПМКП-110;  
 - · - · - · — ПМКЭ-110; - - - - ЭПА-120,  
 — — — — ГП-120А

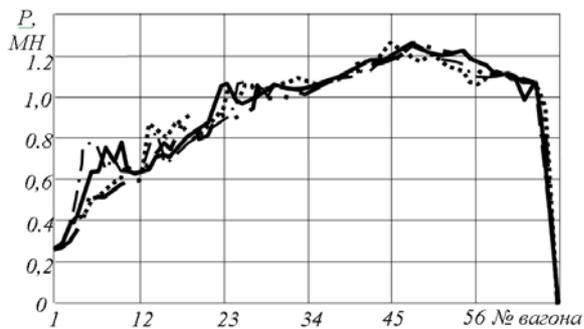


Рис. 9. Распределение максимальных сжимающих сил при экстренном торможении (начальная скорость 22,5 км/ч) растянутого состава (5600 т), вагоны 13, 34, 54 оборудованы аппаратами:  
 ..... – ПМКП-110, - - - - - ПМКЭ-110;  
 - · - · - · - ЭПА-120, — — — ГП-120А

Для неоднородных поездов (состав оснащен серийными аппаратами ПМК-110А, а вагоны 13, 34, 54 оборудованы различными перспективными аппаратами), на рис. 9 представлены результаты расчетов режима экстренного торможения (начальная скорость 22,5 км/ч). В целом уровень сил для таких составов отличается незначительно. Небольшое снижение максимальных продольных усилий наблюдается на вагонах, где используются аппараты ЭПА-120.

Наибольшие продольные усилия при переходных режимах движения, как правило, возникают в тяжеловесных и длинносоставных поездах. Теоретическими и экспериментальными исследованиями установлено, что продольные усилия в таких поездах могут при неблагоприятных условиях превышать 3 МН [2], что может привести к значительным повреждениям подвижного состава и перевозимых грузов.

Расчеты продольных усилий в таких поездах особенно актуальны в связи с возрастающим количеством тяжеловесных составов, оборудованных новыми поглощающими аппаратами.

Рассмотрим режимы пуска в ход и экстренного торможения для однородных и неоднородных тяжеловесных составов массой 10000 т (116 вагонов). Для неоднородных поездов все вагоны оборудовались серийными аппаратами ПМК-110, а вагоны 21, 48, 72, 98 – различными перспективными аппаратами.

Полученные результаты близки к данным для составов средней длины:

– наименьшие продольные силы возникают в поезде, оснащенный поглощающими аппаратами ПМКЭ-110 и ЭПА-120. В составе с аппаратами Ш-2-В усилия наибольшие. Снижение уровня сил при использовании перспективных поглощающих аппаратов может достигать 35...40 %;

– в неоднородных поездах наблюдается снижение продольных сил в сечениях, где устанавливались перспективные поглощающие аппараты. На соседних вагонах силы при этом могут увеличиваться на 3...5 %.

Рассмотрим режим экстренного торможения тяжеловесного состава из 110 вагонов со скоростью 22,5 км/ч. Так же, как и в предыдущем расчете, исследованы однородные и неоднородные составы.

На рис. 10 представлены распределения максимальных сжимающих усилий по длине состава при экстренном торможении однородного состава для случая оборудования вагонов различными поглощающими аппаратами. Наибольший эффект дает применение аппаратов ЭПА-120. Снижение максимальных сил по сравнению с аппаратами ПМК-110 и Ш-2-В достигает 30...40 %.

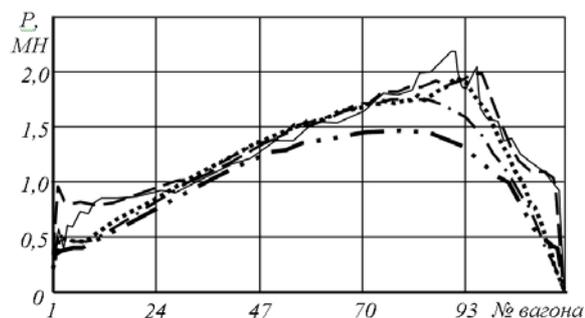


Рис. 10. Распределение максимальных сжимающих сил при экстренном торможении (начальная скорость 22,5 км/ч) растянутого состава (10000 т), все вагоны которого оборудованы аппаратами:  
 — — — Ш-2-В, - - - - - МК-110А, ..... – ПМКП-110,  
 - · - · - · - ПМКЭ-110, - - - - - ЭПА-120

Для неоднородных составов так же, как и в предыдущих расчетах отмечается снижение продольных сил в сечениях, где устанавливались перспективные поглощающие аппараты.

Рассмотрим особенности переходных режимов наливных поездов. Подвижность жидкости в цистернах влияет как на уровень, так и на распределение продольных нагрузок по длине состава.

В работе исследовано движение однородных наливных поездов, оборудованных различными поглощающими аппаратами. При выполнении расчетов для сравнительной оценки аппаратов используется экономичная двухмассовая модель четырехосной цистерны, учитывающая 1-й тон колебаний жидкости. На рис. 11 приведено распределение максимальных сжимающих сил по длине состава из 80 вагонов для режима экстренного торможения. Сопоставлены расчетные результаты для наливного и сухогрузного поезда. Величины сил, отличаются на 5...10 %.

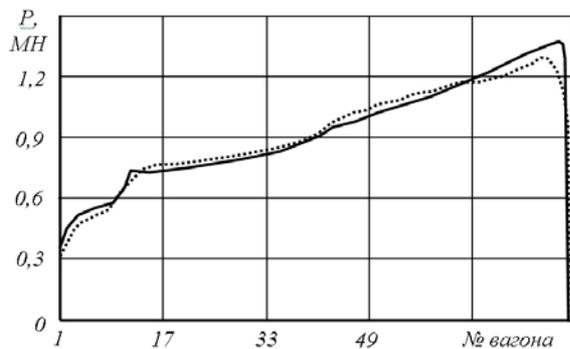


Рис. 11. Распределение максимальных сжимающих сил при экстренном торможении поезда из 80 четырехосных вагонов, оборудованных аппаратами Ш-2-В: — — — — наливной; ..... — сухогрузный поезд

Далее были проведены расчеты для состава, состоящего из 80 четырехосных цистерн с одинаковым недоливом жидкости 0,25R. Исследовались режимы пуска в ход и экстренного (ЭТ)

и полного служебного торможения (ПСТ) для однородных поездов, оборудованных различными поглощающими аппаратами. Данные расчетов приведены на рис. 12 и в табл. 2.

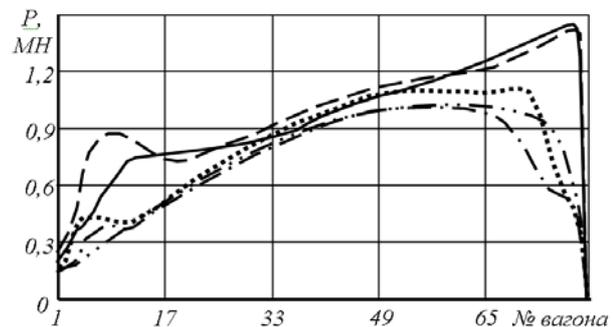


Рис. 12. Распределение максимальных сжимающих сил при экстренном торможении однородного наливного поезда, цистерны оборудованы аппаратами: — — — — Ш-2-В, ..... ПМК-110А, ..... ПМКП-110; ..... ПМКЭ-110, ..... ЭПА-120

Таблица 2

**Максимальные силы, возникающие в наливном поезде при переходных режимах движения**

Режим движения	Максимальная сила для различных поглощающих аппаратов, МН				
	Ш-2-В	ПМК-110А	ПМКП-110	ПМКЭ-110	ЭПА-120
Пуск поезда	96	103	71	69,0	65
ПСТ	127	120	85	79,5	84
ЭТ	147	142	107	101,0	102

Максимальные силы, возникающие в рассмотренных ситуациях, имеют наименьшие значения для аппаратов ЭПА-120, ПМКЭ-110, ПМКП-110. В зависимости от режима снижение сил может достигать 20...40 % по сравнению с фрикционными аппаратами Ш-2-В и ПМК-110А.

Таким образом, в большинстве расчетных поездных режимов применение новых поглощающих аппаратов ПМКЭ-110, ЭПА-120 и ПМКП-110 приводит к снижению продольных нагрузок.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Блохин Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
2. Гребенюк П. Т. Продольная динамика поезда // Труды ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 2003. – 95 с.
3. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств. Избранные труды. – К.: Наукова думка, 1985. – 528 с.
4. Пат. 2128301 РФ МПК 6 F 16 F 7/08, В 61 G 9/02. Фрикционный амортизатор / Кеглин Б. Г., Болдырев А. П., Харитонов А. Т., Ступин Д. А.,

- Иванов А. В., Ульянов О. А., Прилепо Т. Н., Сухов А. М., Синельников Я.М. Оpubл. 27.03.99. Бюл. № 9.
5. Пат. 2198809 РФ МПК 7 В 61 G 1/12, 11/14, F 16 F 7/08, 9/14, 9,16, 11/00. Фрикционный поглощающий аппарат автосцепки / Кеглин Б. Г., Болдырев А. П., Шлюшенков А. П., Прилепо Т. Н., Игнатенко Ю. В., Ступин Д. А., Иванов А. В. Оpubл. 20.02.03. Бюл. № 5.
6. Пат. 2115578 РФ МПК 6 В 61 G 9/08. Поглощающий аппарат автосцепки / Кеглин Б. Г., Болдырев А. П., Шлюшенков А. П., Шалимов П. Ю., Игнатенко Ю. В., Иванов А. В., Ульянов О. А. Оpubл. 20.07.98. Бюл. № 20.
7. Пат. 2260533 РФ МПК 7 В 61 G 9/08, 11/12 Поглощающий аппарат автосцепки / Кеглин Б. Г., Болдырев А. П., Шалимов П. Ю., Шлюшенков А. П., Прилепо Т. Н., Алдюхов В. А., Иванов А. В., Ступин Д. А. оpubл. 20.09.05, бюл. № 26.
8. Болдырев А. П., Кеглин Б. Г. Расчет и проектирование амортизаторов удара подвижного состава. – М.: Машиностроение-1, 2004. – 199 с.

Поступила в редколлегию 15.10.2006.