

Б.Г. КЕГЛИН, А.П. БОЛДЫРЕВ, БГТУ (Россия)  
А.В. ИВАНОВ, Д.А. СТУПИН, ВНИИЖТ (Россия)

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОМБИНИРОВАННЫХ ФРИКЦИОННЫХ ПОГЛОЩАЮЩИХ АППАРАТОВ НА БАЗЕ ПМК-110А

Розглянуто питання розробки і впровадження комбінованих фрикційних поглинаючих апаратів класів Т1 і Т2, у яких як підпирний блок використовуються пружні елементи з полімерного матеріалу Durel, а також еластомерна вставка.

Рассмотрены вопросы разработки и внедрения комбинированных фрикционных поглощающих аппаратов классов Т1 и Т2, у которых в качестве подпорного блока используются упругие элементы из полимерного материала Durel, а также эластомерная вставка.

Questions of the development and application of the combined frictional shock-absorbers of Т1 and Т2 classes which use elastic elements made of Durel polymeric material as the working elements are considered.

Последние годы отмечены повышенным вниманием организаций железнодорожного транспорта и вагоностроительных заводов к проблеме совершенствования межвагонных амортизирующих устройств, проблеме повышения их энергоемкости, долговечности и стабильности работы. Более того, пришло давно ожидаемое осознание Министерством путей сообщения и его научных организаций, прежде всего ВНИИЖТ, того, что поглощающие аппараты должны быть специализированными, различающимися по своим характеристикам в зависимости от того, на каком объекте они будут эксплуатироваться. В результате совместной работы ряда научных предприятий, в том числе и ООО «НПП Дипром», созданном при участии работников кафедры «Динамика и прочность машин» БГТУ, был разработан отраслевой стандарт ОСТ32.175-2001 «Аппараты поглощающие автосцепного устройства грузовых вагонов и локомотивов. Общие технические требования», который предусматривает подразделение поглощающих аппаратов по основным технологическим показателям на 4 класса: Т0, Т1, Т2, Т3 (табл. 1).

Аппараты класса Т0 могут использоваться только в качестве запасных частей или при регламентных ремонтных работах на вагонах. Установка их на вагоны новой постройки запрещена. Наиболее широкое применение должны иметь аппараты класса Т1, которые могут устанавливаться на все виды неспециализированного подвижного состава, а также на вагоны, предназначенные для эксплуатации в маршрутных поездах постоянного формирования.

Таблица 1

### Нормируемые показатели поглощающих аппаратов

Показатель	Нормативные значения показателя для аппаратов класса			
	Т0	Т1	Т2	Т3
Конструктивный ход, мм	70...110	90...120	90...120	120
Номинальная энергоемкость, кДж (при силе, не превышающей 2 МН)	40	70	100	140
Максимальная энергоемкость, кДж (при силе, не превышающей 3 МН)	50	90	130	190
Статическая сила закрытия, МН, не менее	–	1,5	1,5	1,5
Номинальная энергоемкость в состоянии поставки, кДж	30	50	100	140

Специализированные вагоны, перевозящие опасные и дорогостоящие грузы, которые могут быть повреждены при воздействии на вагон больших продольных сил, должны оборудоваться аппаратами классов Т2 и Т3. Класс обычно оговаривается техническими условиями на специализированный вагон. Так, для нефтебензиновых цистерн и вагонов для перевозки ряда химических продуктов необходимо, как минимум, использование аппаратов класса Т2; для цистерн, перевозящих сжиженный газ, опасные химические продукты, контейнерных платформ или специализированных вагонов оборонного назначения требуется использова-

ние аппаратов класса Т3.

ОСТ 32.175-2001 наряду с показателями, приведенными в табл. 1, регламентирует ряд других определяющих стабильность свойств поглощающего аппарата и его ресурс. Стабильность характеристик связывается, прежде всего, с климатическими факторами. Регламентированный диапазон рабочих температур обеспечивает возможность эксплуатации аппаратов во всех климатических зонах России и ближнего зарубежья. Аппараты должны сохранять функциональную работоспособность при температуре  $-60^{\circ}\text{C}$ , а изменение номинальной энергоемкости, определенной при температуре  $18\pm 5^{\circ}\text{C}$  в диапазоне температур от  $-40$  до  $+50^{\circ}\text{C}$ , не должно превышать 30%.

Ресурс вновь разрабатываемых аппаратов до выхода из строя (полная потеря работоспособности) или до снижения номинальной энергоемкости на 30 % от нормативного значения для аппаратов данного класса должен обеспечивать восприятие введенной энергии не менее 250 МДж.

Стремление МПС жестко связывать вопросы аттестации и сертификации вагонов новой постройки с характеристиками устанавливаемых на них поглощающих аппаратов придали значительный импульс обновлению гаммы поглощающих аппаратов, применяемых на грузовом составе железных дорог России и стран СНГ.

С конца 80-х годов прошлого столетия потребность в поглощающих аппаратах для всех типов вагонов удовлетворялась за счет пластинчатых металлокерамических аппаратов ПМК-110А, ПМК-110К-23. Для вагонов постройки УВЗ с рядом ограничений после значительной модернизации конструкции была разрешена установка аппарата Ш-6-Т0-4. Установка устаревших аппаратов типов Ш-1-ТМ, Ш-2-Т и Ш-2-В90 на новые вагоны запрещена. Аппараты типа ПМК и Ш-6-Т0-4 и сейчас являются базовыми для неспециализированного подвижного состава, хотя они не вполне отвечают требованиям, предъявляемым к аппаратам класса Т1. Их номинальная энергоемкость составляет 65 кДж, а максимальная энергоемкость (при силе до 3 МН) существенно ниже регламентируемой величины 90 кДж. Кроме того, использование в серийных аппаратах тяжелонагруженных заневоленных пружин из стали 60С2ХФА создает ряд серьезных проблем при обеспечении стабильности и надежности их работы.

Опыт исследования последних лет [1, 2] по-

казывает, что определяемые ОСТом нормативные показатели могут быть получены в комбинированных фрикционных поглощающих аппаратах. Основное поглощение энергии в них происходит на поверхностях трения. Однако использование современных высокоэффективных полимерных материалов, а также применение в качестве рабочих элементов гидравлических и эластомерных амортизаторов значительно улучшает характеристики аппаратов.

Аппарат ПМКП-110, разработанный ООО «НПП Дипром», предназначен для установки на универсальных вагонах широкого назначения. По существующим нормативам он должен соответствовать классу Т1. От аппарата типа ПМК новый аппарат отличается тем, что в нем вместо пружинного упругого подпора используются полимерные упругие блоки [1] (рис. 1).

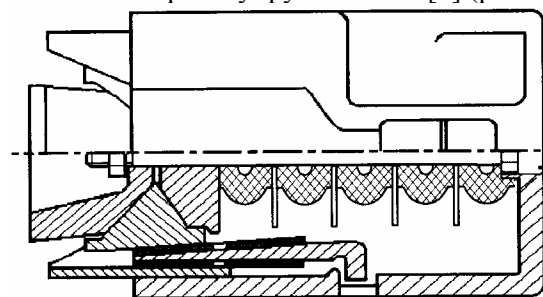


Рис. 1. Поглощающий аппарат ПМКП-110

Использование полимерного упругого блока повышает полноту и энергоемкость силовых характеристик амортизатора. За счет увеличения жесткости подпорного комплекта уменьшаются управляющие углы клиновой системы, и соответственно стабилизируется трение на вспомогательных поверхностях; демпфирующие свойства полимеров значительно снижают фрикционные автоколебания, сопровождающие ударное сжатие.

Наибольшую трудность при разработке аппарата вызвал выбор полимерного материала. К нему предъявляется ряд специфических требований, среди которых наиболее важными являются достаточная энергоемкость, высокая эластичность и морозостойкость.

На первых этапах были предприняты попытки использования для этой цели различных резин, однако невысокая эластичность (максимальные относительные деформации не превышают 0,25...0,30) и низкая морозостойкость побудили к поиску более современных полимерных материалов.

Наиболее перспективной оказалась группа полиэфирных термоэластопластов, получаемых путем поликонденсации полифурита, бутандиола и диметилтерефталата. К ним относятся,

прежде всего, материалы типа Hytrel (США), Durel (ФРГ) и Беласт (Белоруссия). Перспективность этих материалов определяется сочетанием требуемых показателей податливости и диссипативных свойств при высокой технологичности и возможности утилизации элементов, исчерпавших свой ресурс. В отличие от элементов из резины и полиуретана применение термоэластопластов позволяет изготовить упругие блоки, не имеющие жесткой связи с металлическими пластинами.

В данной работе рассмотрены результаты стендовых исследований упругих элементов из материала Hytrel 4556 и макетных образцов аппарата ПМКП-110, в котором эти элементы были использованы.

После широких экспериментальных и теоретических исследований была принята форма элемента, изображенная на рис. 2. Она обеспечивает высокую эластичность элемента (относительная деформация при плюсовых температурах превышает 0,5 при нагрузке 400 кН) и достаточно стабильную статическую и динамическую силовую характеристику.

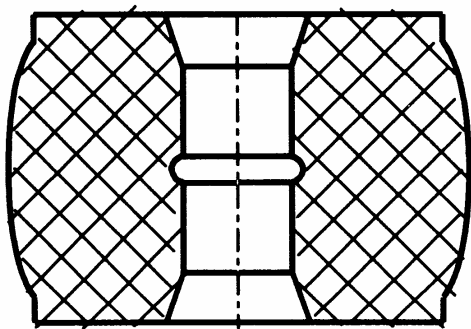


Рис. 2. Полимерный элемент из материала Hytrel

Статические характеристики элементов регистрировались при испытании на стенде ПММ-250 при низкой скорости сжатия (менее 1 мм/с). Одним из главных вопросов при их изучении является влияние на них изменения температуры образца. Некоторые результаты такого исследования приведены на рис. 3, где показаны статические характеристики для широкого температурного диапазона. С понижением температуры эластичность материала снижается, относительная деформация при силе 410...420 кН снижается с 0,62 (для температуры +50°C) до 0,29 (для температуры -61°C). При этом за счет изменения полноты силовой характеристики энергоёмкость изменяется незначительно: от 6,5 (при +50°C) до 6,14 кДж (при -61°C).

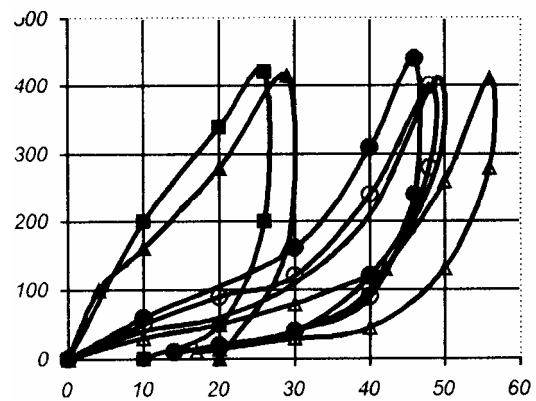


Рис. 3. Статическая характеристика элемента из материала Hytrel для различных температур: Δ – 50°C; □ – 15°C; ○ – -5°C; ● – -35°C; ▲ – -51°C; ■ – -61°C

Были также проведены испытания образцов, которые длительное время (более 30 часов) находились в условиях повышенных температур (до 150°C). Этот режим соответствует работе поглощающих аппаратов на полувагонах, когда они размораживаются в так называемых «тепляках». Испытания показали, что это не приводит к каким-либо необратимым последствиям в виде изменения формы образца или его силовой характеристики.

Исследование динамических характеристик пакетов из пяти элементов проводилось в специальном приспособлении на стенде-горке БГТУ-БСЗ с ударной тележкой массой 44 т. На рис. 4 сопоставлены динамические характеристики пакета при скоростях удара 0,6 и 0,9 м/с с его статической характеристикой: ударный характер нагружения существенно повышает сопротивляемость материала.

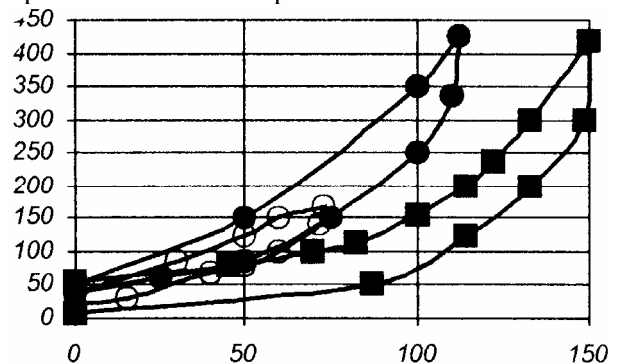


Рис. 4. Динамические силовые характеристики полимерного пакета: ○ –  $V_0=0,6$  м/с; ● –  $V_0=0,9$  м/с; ■ – статическая характеристика

Обширный объем испытаний позволил выбрать геометрические параметры аппарата ПМКП-110, обеспечивающие выполнение нормативов класса Т1 и соответственно наиболее эффективную работу как при маневровых операциях, так и при переходных режимах ведения поезда. Повышенная энергоёмкость упругого

полимерного подпора (более 20 кДж вместо 12 кДж при применении пружинного комплекта) позволила существенно снизить величину управляющего геометрического параметра аппарата: угла  $\alpha$  – до  $38^\circ$ , что благоприятно сказалось на стабильности работы аппарата, повышении полноты его силовой характеристики и уменьшении скачкообразного изменения силы.

Типичные силовые характеристики опытных образцов поглощающих аппаратов ПМКП-110, полученные на ударном стенде, приведены на рис. 5. На рис. 6 приведена зависимость энергоёмкости аппарата от максимальной силы сжатия. Нормативная номинальная энергоёмкость 70 кДж достигается при силе 1,85 МН, нормативная максимальная энергоёмкость 90 кДж – при силе 2,5 МН.

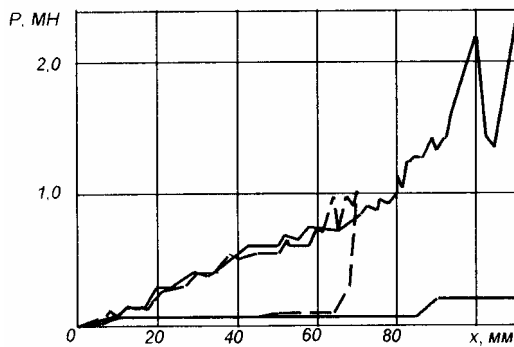


Рис. 5. Силовые характеристики поглощающего аппарата ПМКП-110 с элементами из материала Hytrel “- - - - -” –  $V_0=1$  м/с; “—” –  $V_0=2,2$  м/с.

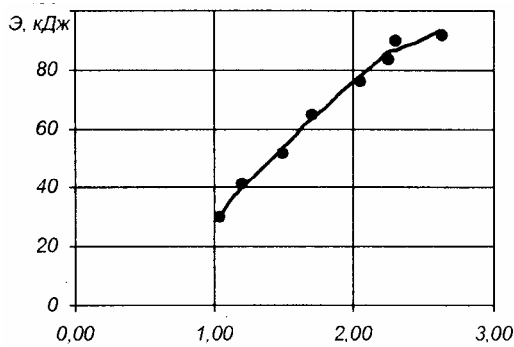


Рис. 6. Зависимость энергоёмкости аппарата ПМКП-110 от максимальной силы сжатия

В настоящее время завершаются паспортные динамические испытания опытных аппаратов при соударении натуральных вагонов массой 100 тонн.

Предварительные оценки показывают, что применение аппаратов ПМКП-110 позволит существенно (в 2...3 раза) снизить объем ремонтных затрат на вагонах, а вероятность возникновения аварийных ситуаций – в 3...5 раз. От зарубежных аналогов аппарат ПМКП-110 будет отличаться более высокой энергоёмкостью при меньшей стоимости.

Одновременно с экспериментальными исследованиями проводились расчеты оптимальных параметров конструкции аппарата ПМКП-110. По данным испытаний опытных образцов проводилась идентификация математических модулей, которые использовались при оптимизации. Универсальная математическая модель фрикционных поглощающих аппаратов приведена в [8]. Математическая модель учитывает способность межвагонной связи амортизировать не только сжимающие, но и растягивающие усилия, наличие двух последовательно соединенных поглощающих аппаратов в каждой межвагонной связи, наличие зазора в автосцепном устройстве, резкое возрастание силы сжатия или растяжения межвагонной связи при выбранном суммарном ходе поглощающего аппарата. Ниже приведены основные зависимости, описывающие работу межвагонной связи. Следует отметить, что данная модель построена на основе детерминированной автоколебательной модели фрикционного аппарата и поэтому тоже является автоколебательной.

$$P_a(x, v, z) = \min[P_1(x, z) + P_2(x, z) \overline{\text{sign}} v, c_a x], \quad (1)$$

$$\text{где } P_1(x, z) = \frac{1}{2} [P_H(x, z) + P_P(x, z)],$$

$$P_2(x, z) = \frac{1}{2} [P_H(x, z) - P_P(x, z)],$$

$\overline{\text{sign}} v$  – специальная функция, учитывающая сдвиговую податливость контакта:

$$\overline{\text{sign}} v = \begin{cases} [c_a(x-y) + \bar{b}_a v] / P_2(x, z), \\ \text{при } |c_a(x-y) + \bar{b}_a v| < P_2(x, z); \\ \text{sign} v, \text{ при } |c_a(x-y) + \bar{b}_a v| \geq P_2(x, z); \end{cases} \quad (2)$$

где  $c_a$  – жёсткость контактной зоны при сдвиге;  $\alpha_a$  – коэффициент вязкого трения, препятствующего возникновению незатухающих колебаний силы сжатия при скоростях сжатия, близких к нулю.

Вспомогательная координата  $y$  до сжатия аппарата равна нулю, а затем вычисляется по формулам:

$$y = \begin{cases} \text{const, при } |c_a(x-y) + \bar{b}_a v| < P_2(x, z); \\ x - \frac{P_2(x, z) - \bar{b}_a v}{c_a}, \\ \text{при } |c_a(x-y) + \bar{b}_a v| \geq P_2(x, z). \end{cases} \quad (3)$$

Силы сжатия аппарата на этапах нагрузки  $P_H$  и разгрузки  $P_P$  описывается с использовани-

ем специальной функции  $\bar{y}_0$ :

$$\begin{aligned} P_H(x, z) &= P_{1H}(x) + [P_{2H}(x) - P_{1H}(x)] \bar{y}_0 \\ &\quad [x-a-z, P_{2H}(x) - P_{1H}(x)]; \\ P_P(x, z) &= P_{1P}(x) - [P_{1P}(x) - P_{2P}(x)] \bar{y}_0 \\ &\quad [z-x, P_{1P}(x) - P_{2P}(x)]; \end{aligned} \quad (4)$$

где

$$\bar{y}_0(Dx, \Delta P) = \begin{cases} 0, & \text{при } Dx \leq 0; \\ \min[1, c_a Dx / \Delta P], & \text{при } Dx > 0. \end{cases}$$

При этом дополнительная координата  $z$  перед сжатием равна нулю, затем определяется формулами:

$$z = \begin{cases} x + [P_{1P}(x) - P_{2P}(x)] / c_a, & \text{при } x - z \leq [P_{1P}(x) - P_{2P}(x)] / c_a; \\ \text{const}, & \text{при } [P_{1P}(x) - P_{2P}(x)] / c_a \leq x - z \leq a + [P_{2H}(x) - P_{1H}(x)] / c_a; \\ -z \leq a + [P_{2H}(x) - P_{1H}(x)] / c_a; \\ x - a - [P_{2H}(x) - P_{1H}(x)] / c_a, & \text{при } x - z > a + [P_{2H}(x) - P_{1H}(x)] / c_a. \end{cases} \quad (5)$$

Сила сжатия аппарата на различных стадиях его работы:

$$\begin{aligned} P_{1H}(x) &= \Psi_1 \cdot i \cdot c \cdot (x+x_0); \\ P_{1P}(x) &= \Psi_{1P} \cdot i \cdot c \cdot (x+x_0); \\ P_{2H}(x) &= \Psi_2 \cdot i \cdot c \cdot (x+x_0); \\ P_{2P}(x) &= \Psi_{2P} \cdot i \cdot c \cdot (x+x_0), \end{aligned} \quad (6)$$

где  $i$  – коэффициент передачи при нулевых коэффициентах трения;  $c$  – жёсткость пружинно-го комплекта;  $x_0$  – величина начальной затяжки.

Коэффициенты передачи фрикционных аппаратов на этапе нагрузки:

$$\begin{aligned} \Psi_1(v) &= \frac{\sin \alpha [1 + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg}(\beta + c_3)] + [\operatorname{tg}(\beta + c_3) - \operatorname{tg} \gamma] \times \dots}{\sin \alpha [1 - \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg}(\beta + c_2)] - [\operatorname{tg}(\beta + c_2) + \operatorname{tg} \gamma] \times \dots} \\ &\quad \times \frac{f_0 \exp(-bv)}{f_0 \exp(-bv)}; \\ \Psi_2(v) &= \Psi_1(v) + [\Psi_1(v) - 1] \times \dots \\ &\quad \times \frac{[1 - \operatorname{tg} \gamma f_0 \exp(-bv)] 2f_0 \exp(-bv)}{\operatorname{tg} \gamma + f_0 \exp(-bv)}; \end{aligned} \quad (7)$$

где  $\alpha, \beta, \gamma, \theta$  – геометрические параметры аппарата;  $\rho_1, \rho_2, \rho_3$  – углы трения на главных и вспомогательных поверхностях;  $f_0$  – максимальное значение коэффициента трения;  $b$  – параметр, учитывающий зависимость коэффициента трения от скорости скольжения.

Углы трения связаны с коэффициентами трения следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \arctg(f_0 / \sin \theta), \\ \rho_2 &= \rho_3 = \arctg(f_{\text{всп}}), \end{aligned} \quad (8)$$

где  $f_{\text{всп}}$  – коэффициент трения на вспомогательных поверхностях.

Коэффициент передачи на первом этапе разгрузки определяется формулой

$$\Psi_{1P} = \frac{1 + \operatorname{tg}(\beta - c_3) \operatorname{tg}(\gamma - c_1)}{1 - \operatorname{tg}(\beta - c_2) \operatorname{tg}(\gamma - c_1)}. \quad (9)$$

При  $x \leq (x_{\text{max}} - a)$  начинается второй этап разгрузки. Коэффициент передачи в этом случае может быть найден следующим образом:

$$\Psi_{2P} = \frac{\Psi_{1P}}{1 + (f_4 + f_5)(\Psi_{1P} - 1) \operatorname{ctg}(\gamma - c_1)}, \quad (10)$$

где  $f_4 = f_5 = f_0$

Введём обозначения:  $x_w, v_w$  – деформация межвагонной связи и её скорость;  $n_w$  – количество аппаратов в межвагонной связи;  $\delta$  – зазор в межвагонной связи, приходящийся на один аппарат;  $c_w$  – жёсткость межвагонной связи после закрытия аппарата. Тогда силовая характеристика межвагонной связи, учитывающая вышеперечисленные особенности, описывается:

$$P_w(x_w, v_w, z) = \begin{cases} 0, & \text{при } \frac{|x_w|}{n_w} < \delta; \\ [P(x, v, z) + c_w(x - x_{\Pi}) \times \dots \\ \times y_0(x - x_{\Pi})] \operatorname{sign} x_w, & \text{при } \frac{|x_w|}{n_w} \geq \delta; \end{cases} \quad (11)$$

где  $x_{\Pi}$  – полный ход аппарата;  $x = \frac{|x_w|}{n_w} - \delta$  – сжатие

аппарата;  $v = \frac{v_w}{n_w} \operatorname{sign} x_w$  – скорость сжатия аппарата.

Представленная математическая модель использовалась для описания работы аппарата ПМКП-110. При этом в выражениях (6), (11) подпорное усилие пружин  $c \cdot (x+x_0)$  заменяется силой пакета полимерных элементов  $P_{\Pi}(x+x_0)$ .

Сила  $P_{\Pi}(x+x_0)$  вычислялась с использованием методики расчета характеристик резинометаллических поглощающих аппаратов автоцепки, изложенной в [2].

Статическая силовая характеристика на этапе нагрузки

$$P_{\text{ст } \Pi}(x) = c_{\Pi} x + \beta_1 x^3 + \beta_2 x^5, \quad (12)$$

где  $c_{\Pi}$  – жёсткость пакета полимерных элементов при малых деформациях;  $\beta_1, \beta_2$  – коэффициенты, определяющие нелинейную часть.

Математическая модель (динамическая силовая характеристика) работы пакета полимерных элементов имеет следующий вид:

$$P_{\Pi}(x, v) = P_1(x) + P_2(x) \operatorname{sign} v + \mu v, \quad (13)$$

где  $P_1(x)=[c_n(x+x_0)+\beta_1(x+x_0)^3+\beta_2(x+x_0)^5](1-\eta_{ст}/2)$ ;  
 $P_2(x)=[c_n(x+x_0)+\beta_1(x+x_0)^3+\beta_2(x+x_0)^5]\eta_{ст}/2$ ;  
 $\text{sign } v$  – функция, вычисляемая согласно (2);  $\mu$  – коэффициент вязкого сопротивления, зависит от материала;  $\eta_{ст}$  – коэффициент необратимого поглощения энергии при квазистатическом сжатии.

Перед расчетом характеристик аппарата была проведена идентификация параметров математической модели. В частности, по данным статических испытаний полимерных элементов были подобраны параметры  $c_n$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  и  $\eta_{ст}$ . На рис. 7 приведены экспериментальная и расчетная силовая характеристика элемента из материала Hytrel-45.

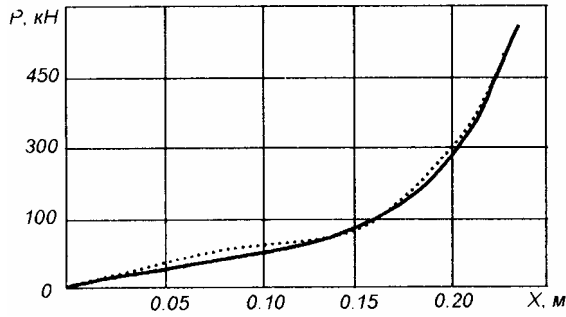


Рис. 7. Силовые характеристики элемента из материала Hytrel-45: пунктир – экспериментальная, прямая линия соответствует расчётам.

В дальнейшем параметры  $c_n$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\mu$  и  $\eta_{ст}$  были скорректированы по результатам динамических испытаний подпорного блока и использовались при расчете характеристик аппаратов ПМКП-110, а также оптимизации его параметров.

На рис. 8 представлена расчетная модель соударения, имитирующая удар вагона в жесткий упор. При этом вагон описывается двухмассовой расчетной схемой, позволяющей разделить упруго-диссипативные свойства вагона и его поглощающего аппарата.

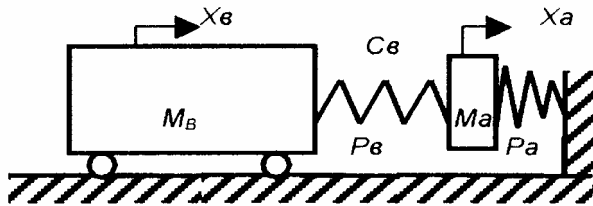


Рис. 8. Расчётная модель соударения

Дифференциальные уравнения движения для представленной расчетной схемы имеют вид:

$$M_B \ddot{X}_B + P_v (X_B - X_A, V_B - V_A) = 0;$$

$$M_A \ddot{X}_A - P_v (X_B - X_A, V_B - V_A) + P_a (X_A, V_A) = 0; \quad (14)$$

где  $M_B$  и  $M_A$  – массы вагона и амортизирующе-

го устройства;  $X_B$ ,  $X_A$ ,  $V_B$ ,  $V_A$  – перемещения и скорости соответствующих масс;  $P_a$  – сила в межвагонной связи;  $P_v$  – сила, возникающая при деформации вагона для двухмассовой расчетной схемы.

В простейшем случае сила  $P_v$  учитывает только упругую деформацию вагона и определяется  $P_v = C_v (X_B - X_A)$ . Здесь  $C_v$  – динамическая жесткость вагона.

Сила  $P_a$  вычисляется в соответствии с представленными выше зависимостями, описывающими работу аппарата ПМКП-110.

Уравнения (14) решались при начальных условиях:  $X_B = X_A = 0$ ,  $V_B = V_A = V_0$ . Значения параметров расчетной модели:  $M_B = 90000$  кг (42000 кг для стендовых соударений);  $M_A = 2000$  кг;  $\beta = 15^\circ$ ;  $\gamma = 3^\circ$ ;  $\theta = 90^\circ$ ;  $f_0 = 0,43$ ;  $b = 0,1$  с/м;  $f_{всп} = 0,2$ ;  $x_0 = 0,3$  м;  $c_a = 882$  МН/м;  $c_v = 92$  МН/м;  $c_w = 500$  МН/м;  $c_n = 8,299E+5$  Н/м;  $\alpha_a = 500000$  кг/с;  $\beta_1 = -2,47E+7$  Н/м<sup>3</sup>;  $\beta_2 = 1,251E+9$  Н/м<sup>5</sup>;  $\mu = 1000$  кг/с;  $\eta_{ст} = 0,01$ .

Для расчета динамических характеристик подпорного блока расчетная модель упрощалась: тележка ударного стенда описывалась одномассовой схемой. На рис. 9 представлены расчетная и экспериментальная динамические характеристики подпорного блока для начальной скорости удара 1,2 м/с. Можно отметить удовлетворительную сходимость расчета и эксперимента.

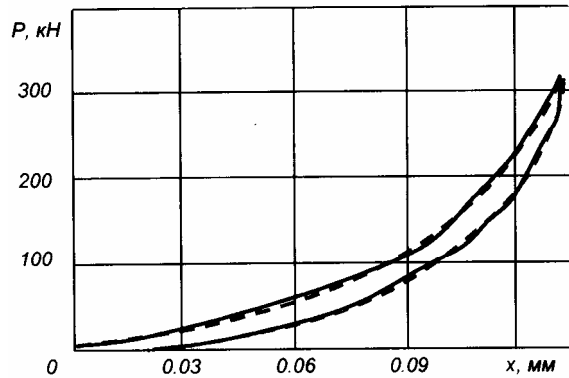


Рис. 9. Динамические характеристики подпорного блока

На рис. 10 представлены расчетные силовые характеристики аппарата ПМКП-110, полученные в соответствии с моделью (14) для стендовых соударений при различных начальных скоростях удара. Хорошая сходимость с экспериментом (рис. 11) позволила использовать модель для оптимизации параметров клиновой системы аппарата. Использовалась методика минимизации обобщенного критерия эффективности [2], при этом значения критерия получали путем имитации условий эксплуатации

вагона.

С учетом экспериментальных данных значения углов клиновой системы аппарата составили  $\alpha = 38^\circ$ ,  $\beta = 18^\circ$ .

На следующем этапе расчетов оценивалась эффективность работы аппарата ПМКП-110 при маневровых соударениях сцепов вагонов. С использованием специализированной программы TRAIN были проведены расчеты для нескольких ситуаций: удар одиночного вагона в отцеп из 6-ти вагонов, а также удар сцепа из 3-х вагонов в отцеп из 6-ти вагонов. При этом на некоторых вагонах для сравнения устанавливались различные поглощающие аппараты. На рис. 12 представлена расчетная модель соударения. Необходимо отметить, что по рекомендациям [2] использовались двухмассовые упруговязкие модели вагонов.

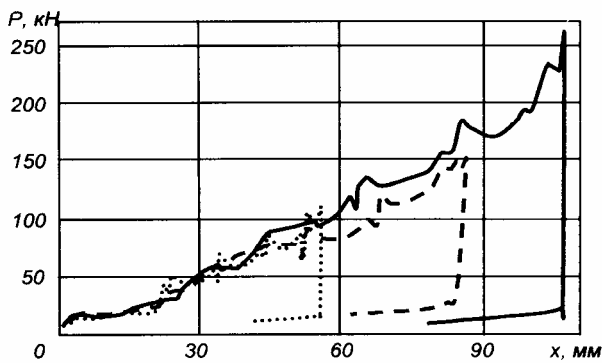


Рис. 10. Расчётные силовые характеристики поглощающего аппарата ПМКП-110 (скорости соударения: ..... 1,18 м/с, --- 1,56 м/с, -.-.- 2,18 м/с)

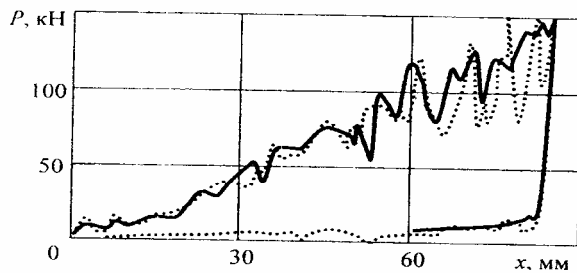


Рис. 11. Экспериментальная и расчетная силовая характеристика аппарата ПМКП-110 (начальная скорость удара 1,56 м/с)

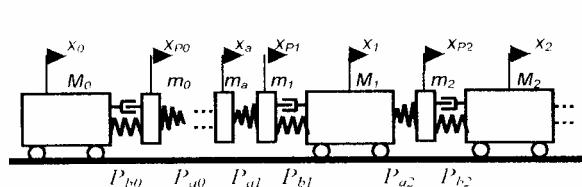


Рис. 12. Расчётная схема соударения сцепов.

По данным расчетов силовые характеристики аппарата ПМКП-110 близки к полученным

для ситуации удара вагона в упор. Для оценки эффективности работы аппаратов проводилось сравнение диаграмм распределения максимальных сжимающих сил по длине сцепа. На рис. 13 приведены диаграммы для ситуации удара грузового вагона массой 90000 кг с начальной скоростью 1 м/с в сцеп из 6-ти грузовых вагонов, а на рис. 14 – такие же диаграммы для удара сцепа из 3-х вагонов в отцеп из 6-ти вагонов. При этом рассматриваются случаи, когда первый вагон сцепа оборудован различными поглощающими аппаратами: Ш-2-В, ПМК-110А, ПМКП-110 (остальные вагоны при этом оборудовались аппаратами Ш-2-В). Расчет подтвердил снижение продольных нагрузок для аппаратов ПМКП-110 по сравнению с аппаратами Ш-2-В и ПМК-110А. При этом преимущество аппаратов ПМКП-110 проявляется на первом со стороны удара вагоне при достаточно высоких скоростях.

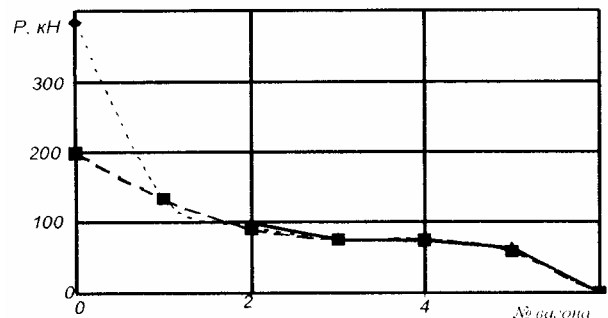


Рис. 13. Распределение максимальных сжимающих сил по длине состава при ударе вагона в сцеп из 6-и вагонов; 1-й вагон оборудован аппаратом:  
● – Ш-2-В; ■ – ПМК; ▲ – ПМКП

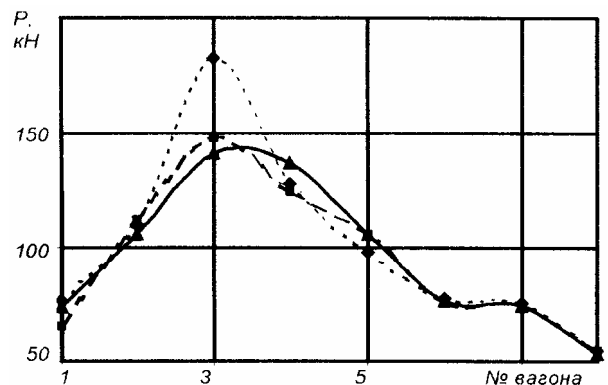


Рис. 14. Распределение максимальных сжимающих сил по длине состава при ударе 3-х вагонов в сцеп из 6-и вагонов; 1-й вагон оборудован аппаратом:  
● – Ш-2-В; ■ – ПМК; ▲ – ПМКП

На заключительном этапе исследований проводилась оценка эффективности работы аппарата при переходных режимах движения поезда. Рассматривался, в частности, пуск поезда, а также режимы полного служебного и экс-

тренного торможения. Расчетная модель поезда представлена на рис. 15.

Эффективность работы поглощающих аппаратов ПМКП-110 при переходных режимах движения поезда оценивалась в сравнении с серийными поглощающими аппаратами ПМК-110А и Ш-2-В. Для трех расчетных ситуаций – пуск поезда, экстренное и полное служебное торможение – анализировались распределения максимальных сил по длине состава, а также временные зависимости сил в межвагонных связях и силовые характеристики аппаратов. При этом исследовались короткие (18...36 вагонов), средние (65 вагонов) и длинные (110 вагонов) составы.

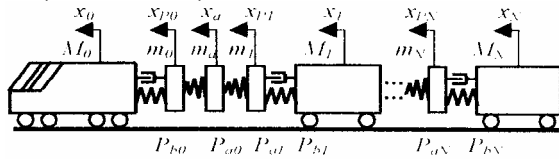


Рис. 15. Расчётная модель поезда

На рис. 16 приведены распределения максимальных растягивающих сил по длине состава при трогании с места осажённого поезда из 65 вагонов, оснащенных аппаратами Ш-2-В и аппаратами ПМКП-110 (вагоны 9, 22, 33, 45, 57). Отмечается снижение на 10...15 % сил на вагонах с аппаратами ПМКП-110. При этом в некоторых расчетных ситуациях на соседних вагонах наблюдается небольшое повышение продольных нагрузок. На общий уровень максимальных сил включение аппаратов ПМКП-110 не оказывает значительного влияния.

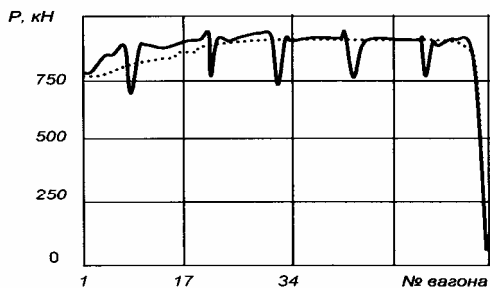


Рис. 16. Распределение максимальных растягивающих сил по длине состава при трогании поезда из 65 вагонов (... - все вагоны оборудованы аппаратами Ш-2-В; --- - вагоны 9, 22, 33, 45, 57 оборудованы аппаратами ПМКП-110)

На рис. 17 приведены распределения максимальных сжимающих сил по длине состава при экстренном торможении поезда из 36 вагонов, оборудованных соответственно аппаратами Ш-2-В, ПМК-110А и ПМКП-110. Как и в предыдущих случаях, отмечается снижение

уровня продольных сил для аппаратов ПМКП-110.

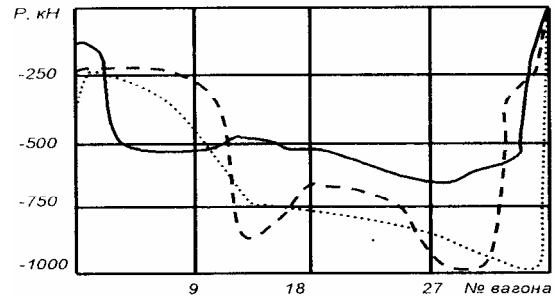


Рис. 17. Распределение максимальных сжимающих сил по длине состава при экстренном торможении поезда из 36 вагонов (вагоны оборудованы аппаратами ... - Ш-2-В; ---- ПМК-110А; --- ПМКП-110)

Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод о том, что аппарат ПМКП-110 существенно превосходит по своим характеристикам серийные аппараты, эффективно работает как при маневровых соударениях, так и при поездных режимах, по своим характеристикам соответствует классу Т1. Конструкция рекомендуется к широкому внедрению на подвижном составе железных дорог.

Практика разработки поглощающих аппаратов классов Т2 и Т3 в последнее десятилетие ориентирована на использование конструкций, в которых применяются объемносжимаемые эластомерные материалы. В настоящее время прошли полный цикл испытаний и МВК эластомерный аппарат 73ZW, разработанный польской фирмой «Катах», и близкий ему по конструкции аппарат АПЭ-95-УВ3 производства УВЗ. Они имеют энергоемкость, соответствующую классу Т2 (табл. 2), но не отвечают ОСТ 32.175-2001 по величине статической силы закрытия. Кроме того, аппараты имеют достаточно высокую стоимость \$1000.

Фрикционно-эластомерный поглощающий аппарат ПМКЭ-110 класса Т2, созданный ООО «НПП Дипром» при участии работников кафедры «Динамика и прочность машин» БГТУ, обеспечивая необходимые технические характеристики по ОСТ МПС [9], имеет существенно меньшую стоимость. Это достигается за счет конструкции, созданной на базе серийно выпускаемого поглощающего аппарата ПМК-110К-23, в котором вместо пружинного комплекта используется подпорно-возвратное устройство (ПВУ), представляющее собой эластомерный амортизатор. Эластомерный амортизатор одновременно выполняет две функции: обеспечивает подпорное усилие при ударном сжатии и восстанавливает фрикционную часть



после удара. Достаточная жесткость подпора позволяет значительно уменьшить управляющий угол  $\alpha$  клиновой системы, что в сочетании с демпфирующими свойствами эластомерной вставки стабилизирует процессы трения при ударном сжатии. В результате фактически ликвидируются скачки и срывы на силовых характеристиках. Все это позволяет при сохранении всех преимуществ гидроамортизатора значительно повысить надежность конструкции при сравнительной простоте изготовления.

Конструкция аппарата приведена на рис. 18. Эластомерная вставка состоит из корпуса 2, внутри которого перемещается плунжер 5. Внутренний объем плунжера разделен на две камеры: камеру сжатия 3 и камеру расширения 4.

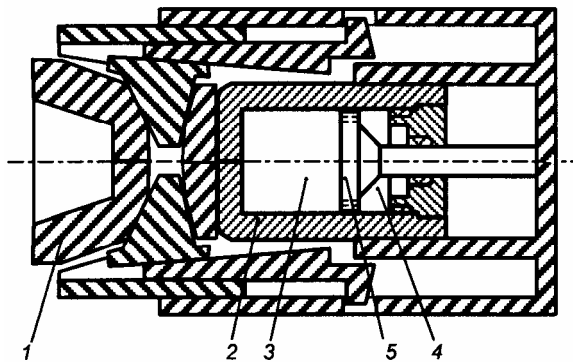


Рис. 18. Поглощающий аппарат ПМКЭ-110

При соударении железнодорожных экипажей продольная сила передается через автоцепку на нажимной клин 1, что приводит к перемещению корпуса эластомерной вставки 2 и изменению объемов камер 3 и 4. Из-за возникающего при этом перепада давлений происходит перетекание эластомера из камеры сжатия в камеру расширения через кольцевой зазор между плунжером и поршнем и дроссельные отверстия. Восстановление аппарата после удара происходит под действием давления на плунжер объемно сжатого эластомера.

При разработке такого аппарата необходимо было решить ряд технических и технологических проблем:

- разместить эластомерную вставку в ограниченном габарите;
- обеспечить надежность работы в широком диапазоне температур;
- подобрать рациональные параметры фрикционной части и эластомерной вставки.

Для расчетной оценки параметров конструкции на основе математических моделей фрикционного поглощающего аппарата разработаны модели эластомерно-фрикционных

амортизаторов. Для аппарата ПМКЭ-110 (рис. 18) имеем

$$\bar{P}(x, z, v) = P_1(x, z, v) + P_2(x, z, v) \overline{\text{sgn}} v, \quad (15)$$

где

$$P_1(x, z, v) = \frac{i_1}{2} [\psi_H(x, z, v) + \psi_P(x, z, v)] P_\Gamma(x, v); \quad (16)$$

$$P_2(x, z, v) = \frac{i_1}{2} [\psi_H(x, z, v) - \psi_P(x, z, v)] P_\Gamma(x, v); \quad (17)$$

Сила сопротивления эластомерной вставки  $P_\Gamma(x, v)$  определяется на основании модели эластомерного поглощающего аппарата ЭПА 120 [10] в соответствии с зависимостями:

$$\begin{cases} P_\Gamma = q_C \cdot S_C - q_P \cdot S_P \\ \frac{dq_C}{dt} = \frac{E_0 + a \cdot q_C}{V_{C0} - x_P \cdot S_C} [Q_C + \dot{x}_P \cdot S_C] \\ \frac{dq_P}{dt} = \frac{E_0 + a \cdot q_P}{V_{P0} + x_P \cdot S_P} [Q_P - \dot{x}_P \cdot S_P] \\ Q_C = -Q_{CP} \\ Q_P = Q_{CP} \end{cases}$$

где  $q_C$  и  $q_P$  – давления в камерах сжатия и расширения;  $S_C$  и  $S_P$  – соответствующие площади эффективных сечений. Параметры  $E_0$ ,  $a$ ,  $Q_{CP}$ ,  $Q_C$ ,  $Q_P$ , определяющие работу эластомерной вставки, приведены в [10].

На рис. 19 приведены экспериментальная и расчетная силовые характеристики аппарата ПМКЭ-110, полученные для ситуации стендовых соударений (модель приведена на рис. 8) при начальной скорости 1,75 м/с.

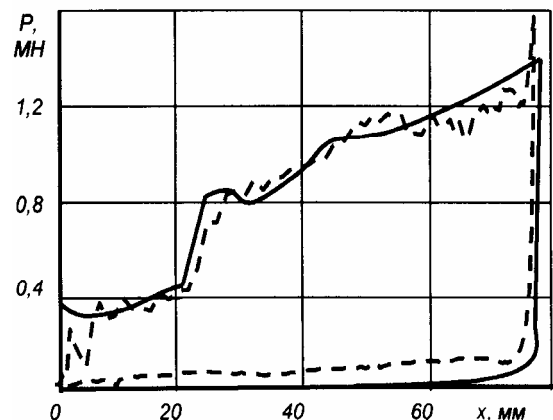


Рис. 19. Силовые характеристики аппарата ПМКЭ-110: --- – расчётная; - - – экспериментальная

По результатам расчетов были определены рациональные параметры конструкции аппарата

та: углы клиновой системы и основные размеры деталей и проходных сечений эластомерной вставки, обеспечивающие выполнение нормативов класса Т2.

На рис. 20 представлены характеристики опытных образцов аппарата ПМКЭ-110, полученные при стендовых соударениях. Номинальная энергоёмкость составила 110 кДж, максимальная – 127 кДж при силе 2,5 МН. При этом коэффициенты полноты силовых характеристик достигают значений 0,4...0,6, а коэффициент необратимого поглощения энергии – 0,9.

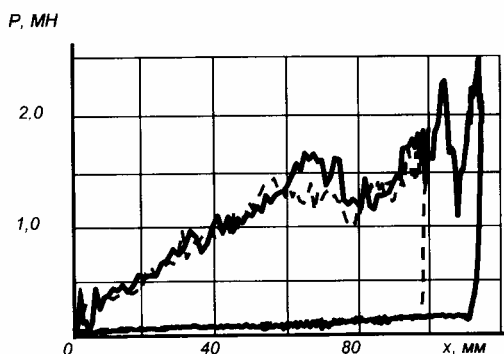


Рис. 20. Силовые характеристики аппарата ПМКЭ-110: ---  $V_0=2,01$  м/с; - - -  $V_0=2,77$  м/с

Для обеспечения надежной работы вставки использованы уплотняющие манжеты шевронного типа, выполненные из современных полимерных материалов (полиамид, полипропилен, графилон). Кроме того, эластомерная вставка сжимается в направляющих, что значительно снижает износы и улучшает условия работы уплотнений.

Очевидные преимущества комбинированных фрикционных поглощающих аппаратов по сравнению с серийными фрикционными доказывают необходимость скорейшего перехода отечественного вагоностроения на применение таких амортизаторов удара.

В заключении приведем показатели современных серийных и перспективных поглощающих аппаратов (табл. 2).

Итак, в последние годы отечественной транспортной науке и промышленности удалось устранить отставание от зарубежных фирм в области создания современных амортизирующих устройств, вновь созданная гамма различных конструкций вполне соответствует мировому уровню. В то же время следует отметить, что значительно медленнее решаются вопросы постановки на массовое производство эластомерных аппаратов класса т3. К тому же промышленность и транспорт не вполне готовы к их использованию из-за относительно высо-

кой стоимости и необходимости организации сервисного обслуживания [7]. Организация серийного выпуска фрикционных поглощающих аппаратов класса т1 и фрикционно-эластомерных аппаратов класса т2 не требует столь объемной подготовки производства и значительных первоначальных затрат, их продвижению на транспорт будет способствовать и существенно меньшая стоимость.

Таблица 2

**Основные показатели поглощающих аппаратов**

Тип аппарата	Конструктивный ход, мм	Номинальная энергоёмкость, кДж	Статическая сила закрытия, МН	Класс
ПМК-110К-23	110	65	-*	Т1 (усл.)
Ш-6-ТО-4	120	65	-*	Т1 (усл.)
73ZW	90	110	0,85	Т2 (усл.)
АПЭ-95-УВЗ	95	108	1,15	Т2 (усл.)
АПЭ-120И	120	160	1,7	Т3
ЭПА-120	120	145	1,8	Т3
73ZW12М	120	135	1,85	Т3 (усл.)
ПМКП-110	110	75	-*	Т1
ПМКЭ-110	110	110	-*	Т2

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Патент РФ № 2128301. Фрикционный амортизатор, 1999.
2. Кеглин Б.Г., Шлюшников А.П., Болдырев А.П. и др. Повышение эффективности продольной амортизации вагонов, предназначенных для перевозки особо ценных и опасных грузов // Труды III Междунар. научно-техн. конф. «Проблемы повышения качества промышленной продукции». – Брянск, 1998. – С. 38-39.
3. Кеглин Б.Г., Прилепо Т.Н., Болдырев А.П., Белоусов А.Г., Алдюхов В.А. Разработка и экспериментальное исследование фрикционно-полимерного поглощающего аппарата ПМКП-110 // Динамика, прочность и надежность транспортных машин. – Брянск, БГТУ, 2003.
4. Патент РФ № 2115578. Поглощающий аппарат автосцепки, 1998.
5. Авторское свидетельство № 1720914. Поглощающее устройство автосцепки рельсового транспортного средства, 1991.
6. Патент РФ № 2198809. Фрикционный поглощающий аппарат автосцепки, 2002.
7. Положение о порядке сервисного обслуживания эластомерных поглощающих аппаратов автосцепного устройства грузовых вагонов на сети железных дорог стран СНГ и Балтии. – Приложение 1 к Указанию МПС России от 21.01.2003 № 17-50у.

8. Никольский Л.Н., Кеглин Б.Г. Амортизаторы удара подвижного состава. – М.: Машиностроение, 1986. – 144 с.
9. ОСТ 32.175-2001. Аппараты поглощающие автосцепного устройства грузовых вагонов и локомотивов. Общие технические требования.
10. Болдырев А.П., Бакун Д.В., Николайчик А.Н. Расчетная оценка эффективности работы поглощающих аппаратов ЭПА-120 при поездных режимах движения // Динамика, прочность и надежность транспортных машин. – Брянск, БГТУ, 2002.