

УДК 629.4.015

Н. Е. НАУМЕНКО¹, И. Ю. ХИЖА^{1*}

^{1*}Отдел «Динамика многомерных механических систем», Институт технической механики НАН Украины и ГКА Украины, ул. Ляшко-Попеля, 15, Днепрпетровск, Украина, 49005, тел. +38 (066) 715 67 68, эл. почта inkhizha@gmail.com

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РАБОТЫ УСТРОЙСТВ СИСТЕМЫ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПАССАЖИРСКОГО ЛОКОМОТИВА НА ЕГО ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ПРИ АВАРИЙНОМ СТОЛКНОВЕНИИ С ПРЕПЯТСТВИЕМ НА ЖЕЛЕЗНОЙ ДОРОГЕ

Цель работы. Оценить работу защитных устройств пассажирского локомотива в рамках тестовых сценариев столкновений, принятых в российских требованиях к системе пассивной безопасности. **Методика.** Минимизация последствий аварийных столкновений осуществляется путем включения в несущие конструкции кузовов экипажей защитных устройств пассивной безопасности, предназначенных для поглощения кинетической энергии соударения. Для оценки максимальных ускорений поезда, а также сжимающих продольных сил, которые возникают в межвагонных соединениях во время столкновения, использовалась дискретно-массовая модель поезда. Взаимодействие вагонов поезда моделировалось с помощью введения межвагонных связей. **Результаты.** При столкновении локомотива со скоростью 20 км/ч (как одиночного, так и в составе эталонного поезда), в котором не предусмотрена система пассивной безопасности, с транспортным средством массой 10 т в элементах конструкции локомотива возникают пластические деформации. При столкновении с транспортным средством, масса которого сопоставима с массой загруженного грузового вагона, пластические деформации в элементах конструкции локомотива наблюдаются при скорости соударения 10 км/ч. **Научная новизна.** Доказано, что для снижения максимального уровня продольного усилия, возникающего между локомотивом и препятствием в виде грузового вагона массой 80 т, до нормативного значения необходимо концевые части локомотива оборудовать защитными устройствами, деформация которых составляет порядка 1,5 м. **Практическая значимость.** Для сохранности целостности конструкций экипажей и обеспечения безопасности пассажиров, обслуживающего персонала и локомотивной бригады при аварийных столкновениях с препятствием необходимо пассажирские локомотивы нового поколения оборудовать устройствами системы пассивной безопасности. Исходя из этого, необходимо проводить дальнейшие исследования в области систем пассивной безопасности экипажей.

Ключевые слова: подвижной состав; локомотив; аварийные столкновения; система пассивной безопасности; силовая характеристика

Введение

Происходящие на железной дороге аварии поездов приносят значительные материальные убытки и, что особенно недопустимо, связаны с риском для жизни и здоровья локомотивной бригады, пассажиров и обслуживающего персонала. Необходимость снижения этих рисков способствует как созданию новых систем пассивной безопасности, так и усовершенствованию теоретических разработок по моделированию движения отдельных экипажей и поезда в целом в условиях, приближенных к реальным, в том числе и в аварийных ситуациях.

Европейским союзом разработан и введен в действие стандарт EN 12663:2000 [8], регламентирующий требования к прочности и ус-

тойчивости конструкций кузовов железнодорожных экипажей. Стандарт устанавливает общие требования к проектированию и эксплуатации экипажей подвижного состава. Требования к проектированию включают требования к прочности и устойчивости конструкции при воздействии статической нагрузки, т.е. конструкция должна выдерживать нормированную статическую нагрузку без появления остаточных деформаций. Дополнительными требованиями к вновь проектируемому пассажирскому подвижному составу в странах ЕС являются требования по оборудованию их системой пассивной безопасности (стандарт EN 15227:2008) [9]. В стандарте регламентированы основные принципы и критерии пассивной (конструкционной) безопасности железнодорожных экипа-

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

жей, сценарии столкновений, характеризующие наиболее вероятные аварийные ситуации на европейских железных дорогах, механизм отработки устройств поглощения энергии.

В настоящее время разрабатывается межгосударственный стандарт стран Содружества Независимых Государств (СНГ) “Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля”. Этот стандарт является модифицированным по отношению к европейскому стандарту EN 15227:2008 в силу значительных отличий как в конструкции железнодорожного подвижного состава, эксплуатируемого на железных дорогах государств СНГ и Европейского Союза, так и в статистике аварийных столкновений.

Из-за низкой энергоемкости поглощающих аппаратов и достаточно больших относительных скоростей соударения экипажи поезда при аварийных столкновениях имеют высокий уровень продольных ускорений, в межвагонных соединениях возникают значительные сжимающие силы, сопровождающиеся пластическими деформациями конструкций вагонов. Минимизация последствий аварийных столкновений пассажирских поездов с препятствием на железной дороге осуществляется путем включения в несущую конструкцию кузовов экипажей крэш-систем, основными элементами которых являются устройства поглощения энергии удара, устанавливаемые в концевых частях рам.

Подтверждение требований, предъявляемых к устройствам поглощения энергии в случае аварийного столкновения поезда с препятствием, должно выполняться путем проведения натурных испытаний. Однако натурные испытания аварийного столкновения с участием в них реальных объектов подвижного состава и препятствия являются дорогостоящими. Предварительная оценка эффективности устройств поглощения энергии может проводиться путем компьютерного моделирования динамических процессов, протекающих в поезде согласно установленным тестовым сценариям.

Методы

Для оценки максимальных ускорений экипажей состава и сжимающих продольных сил, возникающих в межвагонных соединениях, как

правило, используется дискретно-массовая модель поезда [1–3]. Взаимодействие вагонов моделируется путем введения межвагонных связей, силовые характеристики которых определяются типом поглощающих аппаратов автосцепных устройств и упругими свойствами конструкции экипажа.

В случае оборудования подвижного состава как автосцепными устройствами, так и устройствами пассивной безопасности разработана математическая модель для вычисления усилий $S_i(t)$, возникающих в соединении между $(i-1)$ -м и i -м экипажами пассажирского поезда, при сверхнормативных ударных нагрузках, вызванных столкновением поезда с преградой. Предполагалось, что экипажи оснащены трехуровневой системой защиты. Диаграмма деформирования устройств системы пассивной безопасности (СПБ) представлена кусочно-линейной функцией с тремя участками деформации, каждый из которых соответствует уровню защиты экипажа. Первоначально, при аварийном столкновении, начинают работать штатные амортизаторы сцепных устройств. После закрытия поглощающих аппаратов усилия передаются на раму вагона. В силовой характеристике i -го межвагонного соединения это соответствует вычислению усилий при упругих деформациях конструкции экипажа. При превышении в случае аварийного столкновения продольными силами, приложенными к устройству пассивной безопасности, заданного порогового значения происходит срабатывание механизма увода автосцепки в подвагонное пространство. Усилие взаимодействия равно нулю до момента соприкосновения экипажей. После этого начинают деформироваться устройства пассивной защиты (жертвенные элементы), расположенные в концевых частях вагонов. В случае полного срабатывания устройств пассивной безопасности усилия передаются на рамы вагонов. В зависимости от величины суммарной сжимающей силы, действующей на раму экипажа, определяются усилия, соответствующие либо упругим, либо упруго-пластическим деформациям кузова.

Аналитические выражения для определения усилий, возникающих в межвагонном соединении между $(i-1)$ -м и i -м экипажами при сверхнормативных ударных воздействиях, и

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

алгоритм вычисления этих усилий с учетом работы ударно-тяговых устройств, системы пассивной безопасности и конструкций подвижного состава имеют вид

$$S_i(t) = \begin{cases} 0, & \text{если } S_i^*(t) \leq 0; \\ S_i^*(t) \operatorname{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)), & \end{cases} \quad (1)$$

где

$$S_i^*(t) = \begin{cases} 0, & \text{если } qf_i(t) \leq 0; \\ \text{при } 0 < qf_i(t) \leq \Delta_{qi}: \\ \min\{S_{ni}(t), S_{ki}(t)\}, & \text{если} \\ \dot{q}_i(t) \operatorname{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)) > 0 \\ \text{либо} \\ \max\{S_{pi}(t), S_{ki}(t)\}, & \text{если} \\ \dot{q}_i(t) \operatorname{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)) \leq 0; \\ \text{при } qf_i(t) > \Delta_{ai}: \\ S_{ki}(t), & \text{если } qf_i(t) \leq \Delta_{pi}; \\ 0, & \text{если } \Delta_{pi} < qf_i(t) \leq \Delta_{0i}; \\ \min\{S_{1i}(t), S_{ki}(t)\}, \\ \text{если } \Delta_{0i} < qf_i(t) \leq \Delta_{1i}; \\ \min\{S_{2i}(t), S_{ki}(t)\}, \\ \text{если } \Delta_{1i} < qf_i(t) \leq \Delta_{2i}; \\ \min\{S_{3i}(t), S_{ki}(t)\}, \\ \text{если } \Delta_{2i} < qf_i(t) \leq \Delta_{\max}; \\ \text{при } qf_i(t) > \Delta_{\max}: \\ S_{ki}(t), & \text{если} \\ S_{ki}(t) - \beta_i \dot{q}_i(t) \operatorname{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \\ - \xi_i(t-h)) < S_{si}(t-h); \\ S_{si}(t), & \text{если} \\ S_{ki}(t) - \beta_i \dot{q}_i(t) \operatorname{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \\ - \xi_i(t-h)) \geq S_{si}(t-h); \end{cases}$$

$q_i(t), \dot{q}_i(t)$ – относительные перемещения и скорости центров масс $(i-1)$ -го и i -го экипажей соответственно; t – текущее время; h – шаг интегрирования; δ_{0i} – величина зазора в i -м межвагонном соединении; ξ_i^* – деформация устройств пассивной защиты; ξ_i – остаточная продольная деформация конструкции i -го экипажа;

$$qf_i(t) = |q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)| - 0,5\delta_{0i} \times \\ \times (1 + \operatorname{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)));$$

Δ_{ai} – полная деформация i -й межвагонной связи, при которой закрываются поглощающие аппараты; S_{ai} – сила закрытия поглощающего аппарата; $S_{ni}(t), S_{pi}(t)$ – усилия на ветвях на грузки и разгрузки силовой характеристики i -го межвагонного соединения при работе поглощающих аппаратов;

$$S_{ni}(t) = \begin{cases} k_{ni}^1 qf_i(t), & \text{если } qf_i(t) \leq d_{1i}; \\ k_{ni}^1 d_{1i} + k_{ni}^2 (qf_i(t) - d_{1i}), & \text{если } d_{1i} < qf_i(t); \end{cases}$$

$$S_{pi}(t) = (1 - \eta_i) S_{ni}(t);$$

k_{ni}^1, k_{ni}^2 – жесткости при нагрузке связи i -го межвагонного соединения, представленной билинейной характеристикой при работе поглощающих аппаратов; d_{1i} – координата узловой точки билинейной характеристики i -й межвагонной связи; η_i – коэффициент поглощения энергии при работе поглощающих аппаратов в i -й связи; $S_{ki}(t)$ – усилие, возникающее в конструкции i -го экипажа при упругих деформациях;

$$S_{ki}(t) = \tilde{S}_i(t-h) + [k_{ki}(q_i(t) - q_i(t-h)) + \beta_i \dot{q}_i(t)] \times \\ \times \operatorname{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h));$$

$$\tilde{S}_i(t-h) = \begin{cases} 0, & \text{если } S_i^*(t-h) = 0; \\ S_{ni}(t-h) \vee S_{pi}(t-h), & \text{если} \\ S_i^*(t-h) = S_{ni}(t-h) \vee S_{pi}(t-h); \\ S_{1i}(t-h), & \text{если } S_i^*(t-h) = S_{1i}(t-h); \\ S_{2i}(t-h), & \text{если } S_i^*(t-h) = S_{2i}(t-h); \\ S_{3i}(t-h), & \text{если } S_i^*(t-h) = S_{3i}(t-h); \\ S_{ki}(t-h) - \beta_i \dot{q}_i(t-h) \operatorname{sign}(q_i(t-h) - \\ - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-2h)), \\ \text{если } S_i^*(t-h) = S_{ki}(t-h); \\ S_{si}(t-h), & \text{если } S_i^*(t-h) = S_{si}(t-h); \end{cases}$$

$$S_{1i}(t) = S_i^*(t-h) + k_{1i}(q_i(t) - q_i(t-h));$$

$$S_{2i}(t) = S_i^*(t-h) + k_{2i}(q_i(t) - q_i(t-h));$$

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$S_{3i}(t) = S_i^*(t-h) + k_{3i}(q_i(t) - q_i(t-h));$$

$$\xi_i^*(t) = \xi_{1i}^*(t) + \xi_{2i}^*(t) + \xi_{3i}^*(t);$$

$$\xi_{1i}^*(t) = \xi_{1i}^*(t-h) + \frac{S_{1i}(t) - S_{1i}(t-h)}{k_{1i}};$$

$$\xi_{2i}^*(t) = \xi_{2i}^*(t-h) + \frac{S_{2i}(t) - S_{2i}(t-h)}{k_{2i}};$$

$$\xi_{3i}^*(t) = \xi_{3i}^*(t-h) + \frac{S_{3i}(t) - S_{3i}(t-h)}{k_{3i}};$$

k_{ki} – жесткость конструкции кузова при упругих деформациях; β_i – коэффициент вязкого сопротивления деформированию конструкции i -го экипажа;

$$\Delta_{pi} = \Delta_{ai} + \frac{S_{npi} - S_{ai}}{k_{ki}}; \quad \Delta_{0i} = \Delta_{pi} + dz_{0i};$$

$$\Delta_{1i} = \Delta_{0i} + dz_{1i}; \quad \Delta_{2i} = \Delta_{1i} + dz_{2i};$$

$$\Delta_{maxi} = \Delta_{2i} + dz_{3i};$$

S_{npi} – значение усилия, при превышении которого начинается увод автосцепки; dz_{0i} – расстояние от головки автосцепки до жертвенного элемента; k_{1i}, k_{2i}, k_{3i} – жесткости при нагрузке на участках силовой характеристики при поэтапном деформировании элементов системы пассивной защиты экипажа; $dz_{1i}, dz_{2i}, dz_{3i}$ – координаты узловых точек силовой характеристики межвагонной связи, соответствующие поэтапному деформированию элементов системы пассивной защиты; S_{si}^0 – усилие, соответствующее пределу текучести; $S_{si}(t)$ – усилие, соответствующее упрочнению материала;

$$S_{si}(t) = \begin{cases} S_{si}^0, & \text{если } \xi_i(t) = 0; \\ \text{в противном случае} \\ S_{si}(t-h) + \frac{k_{nn}}{k_{ki}} [S_{ki}(t) - \beta_i \dot{q}_i(t) \text{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h)) - S_{si}(t-h)]; \end{cases}$$

$$\xi_i(t) = \xi_i(t-h) + (S_{si}(t) - S_{si}(t-h))(1/k_{nn} - 1/k_k) \times \text{sign}(q_i(t) - \xi_i^*(t-h) - \xi_i(t-h));$$

k_{nn} – эквивалентная жесткость конструкции кузова при пластических деформациях.

Результаты

Описанный алгоритм вычисления межвагонных усилий может быть применен и для случая, когда экипажи оборудованы отдельными тягово-сцепными и ударными приборами, т. е. в качестве штатных ударных устройств используются буфера.

Разработанная модель апробирована при исследовании динамики столкновения эталонного поезда, в состав которого включен локомотив PRIMA II, оборудованный системой пассивной безопасности, и грузовой вагон массой 80 т [4]. Показано согласование результатов проведенных расчетов с данными работ [7,10].

Особую значимость приобретают вопросы пассивной защиты пассажирских локомотивов как наиболее подверженных повреждениям единиц подвижного состава в случае лобовых столкновений поездов или при наезде поезда на преграду.

Для оценки проектируемого уровня защиты вновь разрабатываемого подвижного состава, оборудованного системой пассивной безопасности, в качестве тестовых сценариев столкновения рассмотрены сценарии, принятые в российских требованиях к системе пассивной безопасности [6]: столкновение подвижного состава с мобильным транспортным средством на переезде и столкновение поезда с загруженным грузовым вагоном на железнодорожном пути. При отработке СПБ локомотива локомотив участвует в сценарии столкновения, как отдельная единица, так и в составе эталонного поезда, состоящего из локомотива и грузового вагона.

Для оценки влияния использования устройств СПБ исследована динамическая нагруженность конструкций локомотива, в котором не предусмотрена система пассивной безопасности, в случае его столкновения с транспортным средством массой 10 т. Локомотив массой 129 т оборудован автосцепными устройствами СА-3 с резинометаллическими поглощающими аппаратами Р5П.

На рис. 1 приведены зависимости максимальных сжимающих усилий, действующих на

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

локомотив при його столкновении с преградой массой 10 т при разных скоростях соударения, в случае столкновения с преградой одиночного локомотива (рис. 1, а) и эталонного поезда (рис. 1, б). Сплошные линии на рисунках соответствуют предельному значению сил, допускаемых «Нормами...» [5]. Линии с прямоугольными и треугольными маркерами соответствуют усилиям, действующим на локомотив и в соединении вагона с локомотивом.

На рис. 2,а и 2,б приведены соответственно аналогичные результаты расчетов при отработке сценария столкновения одиночного локомотива и эталонного поезда с грузовым вагоном массой 80 т. Как видно из результатов расче-

тов, при столкновении локомотива (как одиночного, так и эталонного поезда) с транспортным средством массой 10 т при $V = 20$ км/ч в элементах конструкции локомотива могут возникать пластические деформации. При столкновении с транспортным средством, масса которого сопоставима с массой загруженного грузового вагона, силы, действующие на локомотив и превышающие 2,5 МН, наблюдаются при скорости соударения 10 км/ч. При скорости соударения 20 км/ч на вагон, следующий за локомотивом, также действуют силы, превышающие допустимые.

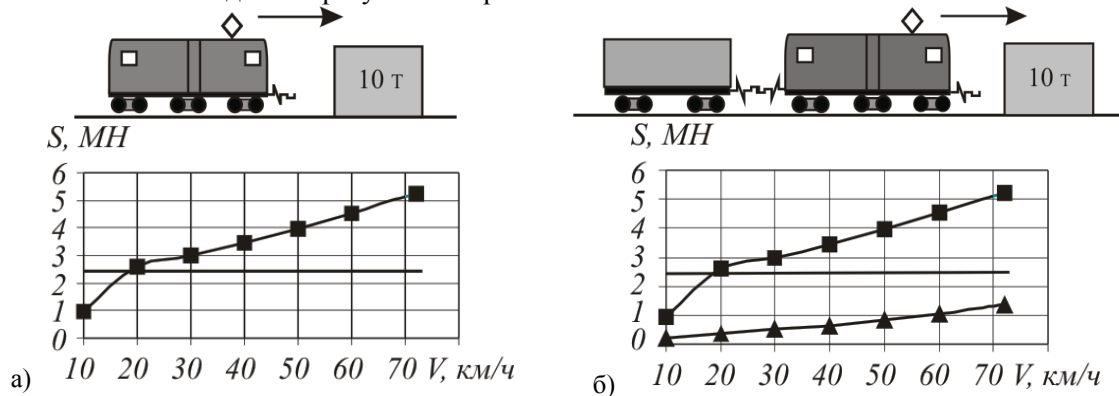


Рис. 1 Зависимости максимальных усилий, действующих на локомотив при его столкновении с преградой массой 10 т

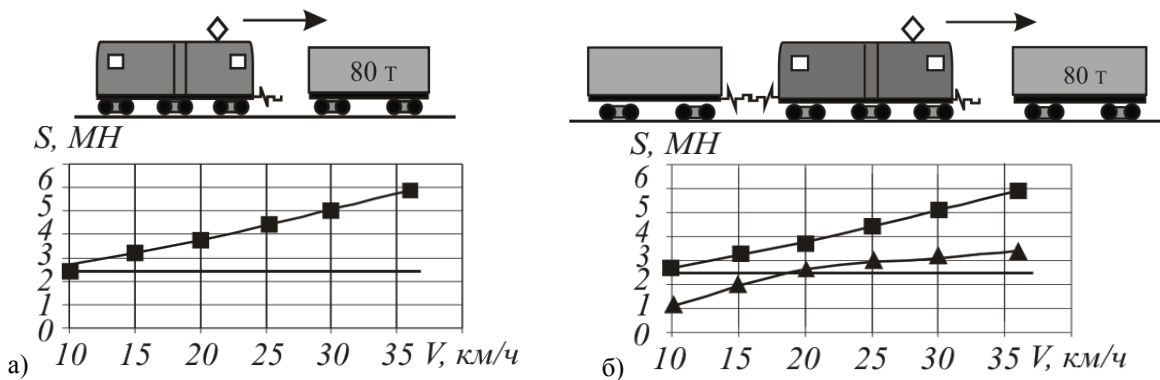


Рис. 2 Зависимости максимальных усилий, действующих на локомотив при его столкновении с грузовым вагоном массой 80 т

Для оценки влияния работы защитных устройств системы пассивной безопасности проведено моделирование одного из сценариев столкновений, а именно столкновение эталонного поезда, составленного с локомотива, оборудованного жертвенными элементами СПБ, и вагона массой 80 т, с грузовым вагоном массой

80 т со скоростью 36 км/ч. Предполагалось, что в концевых частях локомотива расположены по два жертвенных элемента, которые сжимаются суммарной силой 2 МН. Значение деформации защитных устройств варьируется от 0,7 до 1,5 м. Сила, при которой в конструкциях локомотива и вагона возникают пластические де-

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

формации, составляет 2,5 МН [5]. Силовая характеристика соединения локомотива с вагоном моделировалась кусочно-линейной функцией в предположении:

вариант 1 – автосцепные устройства не позволяют деформироваться жертвенным элементам;

вариант 2 – ударно-тяговые устройства не препятствуют работе жертвенных элементов.

В таблице приведены максимальные значения сжимающих усилий, действующих на конструкции локомотива и следующего за ним вагона при столкновении эталонного поезда с преградой, в зависимости от длины деформации защитного устройства.

Таблица 1

Значения сжимающих усилий в зависимости от длины деформации защитного устройства

Варианты	Значения максимальных усилий, МН	Длина деформации защитного устройства, м					
		0,7	1,0	1,2	1,3	1,4	1,5
1	$S_{\max}^{\text{лок}}$	6,0	4,9	4,1	3,6	2,9	2,0
	$S_{\max}^{\text{ваг}}$	3,7	3,0	2,3	1,7	1,7	1,7
2	$S_{\max}^{\text{лок}}$	6,0	5,0	4,2	3,7	3,0	2,0
	$S_{\max}^{\text{ваг}}$	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0

Как видно из результатов, приведенных в таблице, для снижения максимального уровня продольного усилия, возникающего между локомотивом и препятствием в виде грузового вагона массой 80 т, до нормативного значения 2,5 МН необходимо концевые части локомотива оборудовать защитными устройствами, деформация каждого из которых составляет порядка 1,5 м.

Выводы

Проведенные исследование показали, что для сохранности целостности конструкций экипажей и обеспечения безопасности пассажиров и обслуживающего персонала при аварийных столкновениях поезда с преградой на железнодорожном пути необходимо пассажирские локомотивы нового поколения оборудовать СПБ с двух сторон. При этом конструкции автосцепных устройств пассажирского поезда не должны препятствовать работе жертвенных элементов СПБ, установленных на концевых частях рам тягового подвижного состава.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Блохин, Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М. : Транспорт, 1982. – 222 с.

2. Лазарян, В. А. О переходных режимах движения поездов / В. А. Лазарян // Исследования по динамике рельсовых экипажей (19-ый выпуск трудов семинара по механике) : труды ДИИТ. – 1973. – Вып. 152. – С. 3–43.
3. Богомаз, Г. И. Нагруженность вагонов-цистерн при переходных режимах движения поездов / Г. И. Богомаз, Н. Е. Науменко, А. Н. Пшинько, С. В. Мямлин. – К. : Наукова думка, 2010. – 215 с.
4. Науменко, Н. Е. Оценка эффективности системы пассивной безопасности локомотива при отработке тестовых сценариев столкновения / Н. Е. Науменко, И. Ю. Хижа // Техническая механика. – 2012. – Вып. 1. – С. 3–8.
5. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ВНИИЖТ. – М. : ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
6. Технические требования к системе пассивной безопасности подвижного состава для пассажирских перевозок железных дорог колеи 1520 мм : [утверждены распоряжением ОАО «РЖД» № 2740р от 20.12.2011 г.] / ОАО «ВНИКТИ» ; ОАО «ВНИИЖТ». – М. : ОАО «РЖД», 2011. – 16 с.
7. Механическая часть грузовых локомотивов семейства Prima // Железные дороги мира. – 2009. – № 5. – С. 32–45.
8. EN 12663. Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies. – Brussel :

- European committee for standardization, 2000. – 18 p.
9. EN 15227:2008. Railway applications – Crash-worthiness requirements for railway vehicle bodies. – Brussel : European committee for standardization, 2008. – 37 p.
10. Kraus, T. Энергопоглощающие буфера как средство защиты при столкновениях / Т. Краус // Железные дороги мира. – 2010. – № 2. – С. 70–72.

Н. Є. НАУМЕНКО¹, І. Ю. ХИЖА^{1*}

^{1*}Відділ «Динаміка багатовимірних механічних систем», Інститут технічної механіки НАН України і ГКА України, вул. Ляшко-Попеля, 15, Дніпропетровськ, Україна, 49005, тел. +38 (066) 715 67 68, ел. пошта inkhizha@gmail.com

ОЦІНКА ВПЛИВУ РОБОТИ ПРИСТРОЇВ СИСТЕМИ ПАСИВНОЇ БЕЗПЕКИ ПАСАЖИРСЬКОГО ЛОКОМОТИВУ НА ЙОГО ДИНАМІЧНУ НАВАНТАЖЕНІСТЬ ПРИ АВАРІЙНОМУ ЗІТКНЕННІ З ПЕРЕШКОДОЮ НА ЗАЛІЗНИЦІ

Мета. Оцінити роботу захисних пристроїв пасажирського локомотиву в рамках тестових сценаріїв зіткнення, які прийнято в російських вимогах до системи пасивного захисту. **Методика.** Мінімізація наслідків аварійних зіткнень здійснюється шляхом включення в несучі конструкції кузовів екіпажів захисних пристроїв пасивної безпеки, призначених для поглинання кінетичної енергії удару. Для оцінки максимальних прискорень поїзда, а також стискаючих поздовжніх сил, які виникають в міжвагонних з'єднаннях під час зіткнення, використовувалася дискретно-масова модель поїзда. Взаємодія вагонів поїзда моделювалася за допомогою введення міжвагонних зв'язків. **Результати.** При зіткненні зі швидкістю 20 км/год локомотива (як одинокого, так і в складі еталонного поїзда), в якому відсутня система пасивної безпеки, з транспортним засобом масою 10 т в елементах конструкції локомотива виникають пластичні деформації. При зіткненні з транспортним засобом, масу якого можна порівняти з масою завантаженого вантажного вагона, пластичні деформації в елементах конструкції локомотива виникають при швидкості співудару 10 км/год. **Наукова новизна.** Доведено, що для зниження максимального рівня поздовжнього зусилля, що виникає між локомотивом і перешкодою у вигляді вантажного вагона масою 80 т, до нормативного значення необхідно кінцеві частини локомотива обладнати захисними пристроями, деформація яких складає близько 1,5 м. **Практична значимість.** Для збереження цілісності конструкцій екіпажів та забезпечення безпеки пасажирів, обслуговуючого персоналу і локомотивної бригади при аварійних зіткненнях локомотива з перешкодою необхідно пасажирські локомотиви нового покоління обладнати пристроями системи пасивної безпеки. Виходячи з цього, необхідно проводити подальші дослідження в області систем пасивної безпеки екіпажів.

Ключові слова: рухомий склад; локомотив; аварійні зіткнення; система пасивної безпеки; силова характеристика

N. Ye. NAUMENKO¹, I. Yu. KHIZHA^{1*}

^{1*}Department of Dynamics of multidimensional mechanical systems, Institute of Technical Mechanics of NASU and SSA Ukraine, Lyashko-Popel str., 15, Dnepropetrovsk, Ukraine, 49005, tel. +38 (066) 715 67 68, e-mail inkhizha@gmail.com

INFLUENCE ASSESSMENT OF THE OF PASSIVE RESTRAINT SYSTEM DEVICES OF THE PASSENGER LOCOMOTIVE ON ITS DYNAMIC LOADING DURING ACCIDENT ON THE RAILROAD

The purpose. To evaluate the work of passenger locomotive protective devices in the test scenarios of collisions adopted in the Russian requirements to the passive safety system. **Methodology.** Minimization of the effects of incident collisions is done by inclusion of the passive safety devices designed to absorb the kinetic energy of collision in the car bodies bearing constructions. To estimate the maximum accelerations of the train, as well as the compressing longitudinal forces arising in the intercar connection during collisions the discrete mass model of the train is used.

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Interaction of the train cars was simulated by introducing intercar connections. **Findings.** At collision of a locomotive at 20 km/h speed (both in separate and in standard train), which does not have a passive safety system, with a vehicle of 10 tones weight the plastic deformations in the locomotive structural elements are observed. At collision of a locomotive with a vehicle, which a mass is comparable to the mass of the loaded car, the plastic deformations in the locomotive structural elements occur at the 10 km/h speed of collision. **Originality.** It is shown that to decrease the maximum longitudinal force occurring between the locomotive and an obstacle like a freight car of 80 tons mass to the standard value it is necessary to equip the end parts of locomotive with safety devices, which deformation is about 1.5 m. **Practical value.** To preserve the car structures integrity and passengers, staff and locomotive brigade safety at the incident collisions, a new generation passenger locomotives have to be equipped with the passive safety system devices. On this basis, it is necessary to conduct further researches in the field of passive safety systems for carriages.

Keywords: rolling stock; locomotive; incident collisions; passive safety system; force characteristics

REFERENCES

1. Blokhin Ye.P., Manashkin L.A. *Dinamika poyezda (nestatsionarnyye prodolnyye kolebaniya)* [Dynamics of the train (transient longitudinal oscillations)]. Moscow, Transport Publ., 1982. 222 p.
2. Lazaryan V.A. O perekhodnykh rezhimakh dvizheniya poyezdov [On the transient modes of the train traffic]. *Trudy DIIT "Issledovaniya po dinamike relsovykh ekipazhey (19–yy vypusk trudov seminarov po mekhanike)"* [Proc. of Dnepropetrovsk Institute of Transport Engineers "Studies on the dynamics of railway vehicles (proceedings of the 19–th edition of the seminar on mechanics)"], 1973, issue 152, pp. 3-43.
3. Bogomaz G.I., Naumenko N.Ye., Pshinko A.N., Myamlin S.V. *Nagruzhennost vagonov-tsistern pri perekhodnykh rezhimakh dvizheniya poyezdov* [Tank car loading by the transient modes of train traffic]. Kyiv, Naukova dumka Publ., 2010. 215 p.
4. Naumenko N.Ye. Otsenka effektivnosti sistemy passivnoy bezopasnosti lokomotiva pri otrabotke testovyykh stseneriyev stolknoveniya [Efficiency estimate of passive safety system of the locomotive during collision test case practice]. *Tekhnicheskaya mekhanika – Technical mechanics*, 2012, no. 1, pp. 3-8.
5. *Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh)* [Standards for design and construction of railroads with 1520 mm. track cars (non-self-propelled)]. Moscow, VNIIZhT Publ., 1996. 319 p.
6. Tekhnicheskiye trebovaniya k sisteme passivnoy bezopasnosti podvizhnogo sostava dlya passazhirskikh pervezok zheleznykh dorog kolei 1520 mm [Technical requirements for passive safety system of the rolling stock for passenger traffic on the railroads with 1520 mm. track]. Moscow, OAO "RZhD" Publ., 2011. 16 p.
7. Mekhanicheskaya chast' gruzovykh lokomotivov semeystva Prima [Mechanical part of freight locomotives of the Prima family]. *Zheleznyye dorogi mira – Railways of the world*, 2009, no. 5, pp. 32-45.
8. EN 12663. Railway applications – Structural requirements of railway vehicle bodies. Brussel, European committee for standardization Publ., 2000. 18 p.
9. EN 15227:2008. Railway applications – Crashworthness requirements for railway vehicle bodies. Brussel, European committee for standardization Publ., 2008. – 37 p.
10. Kraus T. Energopogloshchayushchiye bufera kak sredstvo zashchity pri stolknoveniyakh [Energy-absorbing buffers as protection in collision]. *Zheleznyye dorogi mira – Railways of the world*, 2010, no. 2. pp. 70-72.

Статья рекомендована к публикации д.т.н., ст.науч.сотр. Н. А. Радченко (Украина); д.т.н., проф. В. И. Дырдой (Украина)

Поступила в редколлегию 19.12.2012

Принята к печати 22.02.2013