

УДК 629.4.016.12:004.94

*П. А. САХАРОВ, А. О. ШИМАНОВСКИЙ*

*Белорусский государственный университет транспорта, Гомель*

## **ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК МЕЖВАГОННЫХ СВЯЗЕЙ В ПОЕЗДЕ НА ВЕЛИЧИНУ ПРОДОЛЬНЫХ СИЛ ПРИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОМ ТОРМОЖЕНИИ**

Рассмотрено моделирование движения однородного поезда по прямому горизонтальному участку пути в режиме электрического торможения локомотивом. Выполнена оценка влияния коэффициентов жесткости и демпфирования амортизаторов автосцепных устройств на величину и распределение продольных сил в составе. Показано, что частота продольных упругих колебаний в поезде зависит от жесткости межвагонных соединений, массы и количества вагонов, а их амплитуда – от времени нарастания тормозной силы локомотива. Установлено, что наименьшие силы возникают в том случае, когда период роста тормозной силы равен периоду собственных продольных упругих колебаний в поезде, или кратен ему. Представлена зависимость, позволяющая определять низшую частоту собственных продольных упругих колебаний в поезде.

**Ключевые слова:** электрическое торможение, поглощающий аппарат, продольные колебания поезда, продольные силы.

Устойчивость движения поездов является важной составляющей безопасности движения и зависит от сил взаимодействия вагонов с рельсовым путем и друг с другом. Основное влияние на силы между вагонами оказывают масса и длина состава, управление движением поезда и характеристики автосцепных устройств, в частности величина зазоров и параметры амортизаторов. В настоящее время общей тенденцией на железных дорогах мира является ведение поездов большой массы, продольная нагруженность которых особенно велика. Для обеспечения безопасности движения таких поездов на различных участках продольного профиля пути требуются обоснованные рекомендации по формированию поездов и управлению ими. Важной составляющей при этом является учет характеристик поглощающих аппаратов, конструкция и параметры которых в настоящее время широко исследуются учеными. Стимулом к научным изысканиям является разработка новых полимерных материалов, свойства которых позволяют значительно улучшить силовые характеристики поглощающих устройств, добиться повышения их энергоемкости и поглощающей способности.

Ряд исследований направлен на совершенствование наиболее распространенных в настоящее время поглощающих аппаратов фрикционного типа. В работах [1–3] рассмотрены вопросы разработки и внедрения комбинированных фрикционных поглощающих аппаратов. ООО «НПП Дипром» на базе пластинчатого металлокерамического аппарата разработан аппарат ПМКП-110,

предназначенный для установки на универсальных вагонах широкого назначения и отличающийся от аппарата типа ПМК наличием полимерных упругих блоков, заменивших упругий пружинный подпор [1]. В диссертационной работе [2] обосновано применение новых элементов конструкции аппаратов: ПМК-РБП-120 и ПМК-РБЭ-120 с центральным плунжером в объемном распорном блоке, АВК-120П и АВК-120Э с распорным узлом в виде эластомерной вставки. Результаты испытаний проектируемых аппаратов показали отсутствие скачков силы, характерных для амортизаторов удара фрикционного типа. Перспективы совершенствования поглощающих аппаратов железнодорожных вагонов рассмотрены в [3]. На основании сравнения коэффициента полноты силовых характеристик аппаратов сделан вывод, что наиболее перспективными на данный момент являются поглощающие аппараты упруго-фрикционного типа со стабильными элементами трения и подпорным блоком с теряющим устойчивую полиуретановым упругим элементом.

Конструкции новых поглощающих аппаратов и математические модели процессов ударного сжатия представлены в работе [4]. Моделирование наиболее опасного эксплуатационного режима – маневрового соударения, позволило оценить энергоемкость, составившую 130 и 136 кДж соответственно для аппаратов ПМК-РБП-110 и ПМК-РБЭ-110. При этом сила закрытия аппаратов не превысила 2,5 МН. Авторами статьи [5] на основе экспериментальных данных идентифицированы основные параметры поглощающих аппаратов ПМКП-110, ПМКЭ-110, ЭПА-120 и АВК-120П, с учетом которых рассчитаны силовые характеристики исследуемых аппаратов. Показана достоверность математической модели путем проверки ее адекватности по *F*-критерию Фишера.

Снижение растягивающих сил при трогании и сжимающих при торможении наблюдается при использовании полимерных поглощающих аппаратов ТЭП1, рекомендованных к внедрению на железнодорожном транспорте авторами работы [6]. На основании статических и динамических испытаний сделан вывод о том, что их характеристики соответствуют аппарату класса Т1 [7], а уровень продольных сил при переходных процессах сопоставим с силами, возникающими при работе более дорогих аппаратов эластомерного типа.

Основные подходы ученых разных стран к моделированию поглощающих аппаратов приведены в [8]. Представлены математические модели и силовые характеристики поглощающих аппаратов, перечень учитываемых моделями показателей и условий работы амортизаторов.

Исследование продольных динамических сил, возникающих в тяжеловесных грузовых поездах при торможении, рассмотрено в работе [9]. Приведена методика расчета сил при различных характеристиках межвагонных связей и установлены закономерности нестационарных процессов. Предложены нормы, которым должны удовлетворять тормоза с пневматическим и электропневматическим управлением.

Влияние коэффициентов жесткости и демпфирования поглощающих аппаратов, а также зазоров в автосцепках межвагонных соединений на величину продольных сил при торможении рассмотрено в работе [10]. Показано, что увеличение зазоров в автосцепках вызывает существенный рост сил растяжения, которые с ростом скорости начала торможения увеличиваются, в то время как сжимающие – уменьшаются. При этом возрастает число вагонов, испытывающих растягивающие силы.

Выполненные исследования, посвященные изысканию путей повышения энергоемкости и коэффициента полноты силовых характеристик поглощающих аппаратов, показывают, что увеличение энергоемкости амортизаторов ведет к уменьшению продольных сил между вагонами [11–13]. Однако особенности их работы при электрическом торможении грузовых поездов не изучались.

Цель представленной работы – оценить влияние характеристик поглощающих аппаратов на продольные силы между вагонами при электрическом торможении локомотива. Для ее достижения разработана математическая модель движения поезда, описание которой представлено в работе [14]. Математическое описание реализовано в компьютерном пакете динамического моделирования MSC.Adams. Модель предполагает ряд допущений: вагоны представляют собой абсолютно твердые тела, соединенные упруго-вязкими связями без зазоров, движущиеся прямолинейно без вертикальных колебаний и угловых перемещений. При отсутствии зазоров в автосцепках и упруго-вязком взаимодействии вагонов между собой, возникающая в межвагонном соединении сила  $N$  может быть определена в соответствии с выражением

$$N = Cx + K\dot{x}, \quad (1)$$

где  $C$  – коэффициент жесткости амортизатора;  $x$ ,  $\dot{x}$  – соответственно сжатие и скорость сжатия амортизатора;  $K$  – коэффициент демпфирования.

Исследовано влияние жесткости амортизаторов на амплитуду и период колебаний продольных сил в поезде, а также их распределение по длине состава при переходных процессах, вызванных действием электродинамического тормоза локомотива. Диапазон изменения коэффициента жесткости амортизаторов принят от 1 до 100 кН/мм, примеры силовых линий при нагрузке приведены на рисунке 1.

Проведено моделирование движения поезда с однородным составом массой 8000 т (100 вагонов по 80 т) по прямому горизонтальному участку пути в режиме электрического торможения. Изменение тормозной силы в расчетах принято плавным, достигающим максимального значения 300 кН за 15 с. Скорость в момент начала торможения – 80 км/ч. Результаты расчетов показали, что максимальные продольные силы в однородном составе не зависят от жесткости амортизаторов и при плавном росте тормозной силы превышают ее на величину до 1,5 %. Однако распределение сил по длине состава значительно зависит от упругих свойств амортизаторов, что прослеживается по графикам, приведенным на рисунке 2.

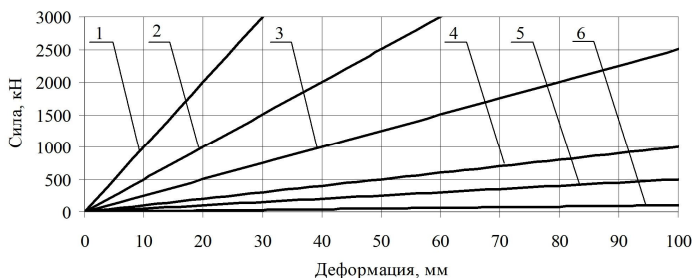


Рисунок 1 – Линии нагрузки амортизаторов удара при их коэффициентах жесткости:  
 1 – 100 кН/мм; 2 – 50 кН/мм; 3 – 25 кН/мм;  
 4 – 10 кН/мм; 5 – 5 кН/мм; 6 – 1 кН/мм

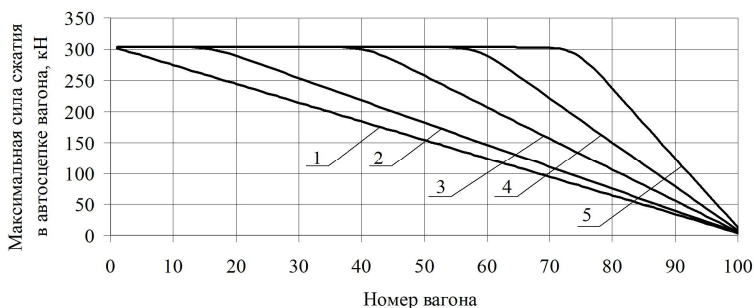


Рисунок 2 – Распределение максимальных сил по длине поезда при коэффициентах жесткости амортизаторов:  
 1 – 14,25 кН/мм; 2 – 10 кН/мм; 3 – 5 кН/мм; 4 – 2,5 кН/мм; 5 – 1 кН/мм

Видно, что при коэффициенте жесткости 1 кН/мм сила длительностью более 2 с, равная тормозной, возникла в первых 70 межвагонных соединениях. По мере увеличения жесткости количество связей с такими силами, а также их длительность действия, снижается. При этом наблюдается повышение частоты продольных упругих колебаний в поезде и уменьшение их амплитуды, что можно проследить по графикам на рисунках 3 и 4.

На основании рисунка 3 можно отметить, что при определенном коэффициенте жесткости, в нашем случае при 14,25 кН/мм, продольные колебания в период переходного процесса практически не появляются, и между вагонами возникают минимально возможные силы, распределение которых по длине поезда представляется в виде линейной зависимости (линия 1 на рисунке 2). При увеличении коэффициента жесткости происходит постепенный рост продольных сил, наблюдаемых в средней части поезда, а затем снова их снижение. Второй минимум значений сил наблюдается при  $C = 57$  кН/мм. Максимальные продольные силы во всех случаях оказываются значительно меньшими тормозной силы локомотива, что демонстрируют рисунки 5 и 6.

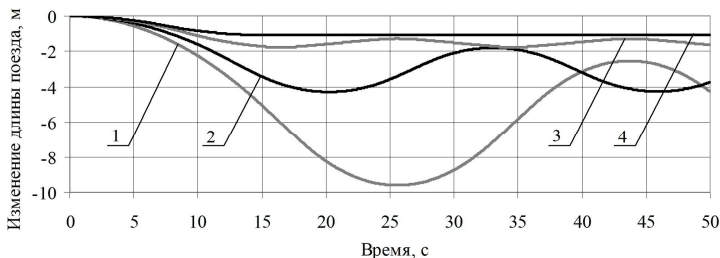


Рисунок 3 – Продольные упругие колебания в поезде при торможении локомотивом при коэффициентах жесткости амортизатора: 1 – 2,5 кН/мм; 2 – 5 кН/мм; 3 – 10 кН/мм; 4 – 14,25 кН/мм

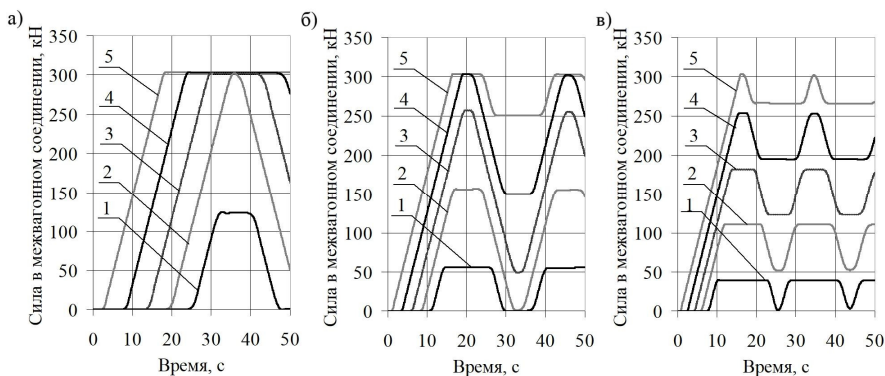


Рисунок 4 – Продольные силы при коэффициентах жесткости амортизатора: а – 1 кН/мм; б – 5 кН/мм; в – 10 кН/мм в межвагонных соединениях поезда с номерами: 1 – 90; 2 – 70; 3 – 50; 4 – 30; 5 – 10

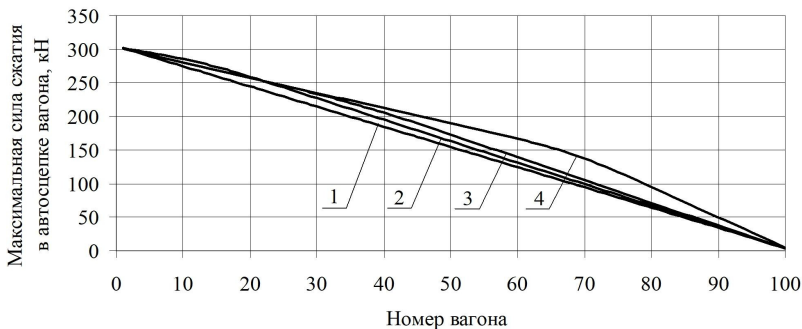


Рисунок 5 – Распределение максимальных сил по длине поезда при коэффициентах жесткости амортизаторов: 1 – 14,25 и 57 кН/мм; 2 – 50 кН/мм; 3 – 100 кН/мм; 4 – 25 кН/мм

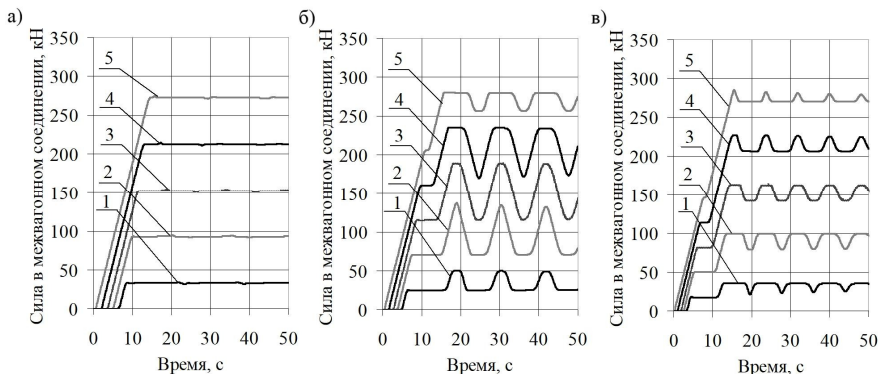


Рисунок 6 – Изменение продольных сил при коэффициентах жесткости: *a* – 14,25 и 57 кН/мм; *б* – 25 кН/мм; *в* – 50 кН/мм в межвагонных соединениях поезда с номерами: 1 – 90; 2 – 70; 3 – 50; 4 – 30; 5 – 10

Анализ результатов расчетов показал, что наименьшие силы возникают в том случае, когда время изменения внешнего воздействия кратно периоду  $T_c$  собственных упругих колебаний в поезде, амплитуда которых в этом случае минимальна (близка к нулю). Для подтверждения данного вывода проведены вычислительные эксперименты, в которых на поезд действует тормозная сила 500 кН, достигающая своего максимального значения за различные периоды времени  $t_n$  (при  $C = 14,25$  кН/мм). Результаты расчетов (рисунки 7–9) показали, что характер распределения продольных сил оказался таким же, как и в рассмотренном выше случае (при различной жесткости упругих элементов и неизменном времени увеличения внешней силы).

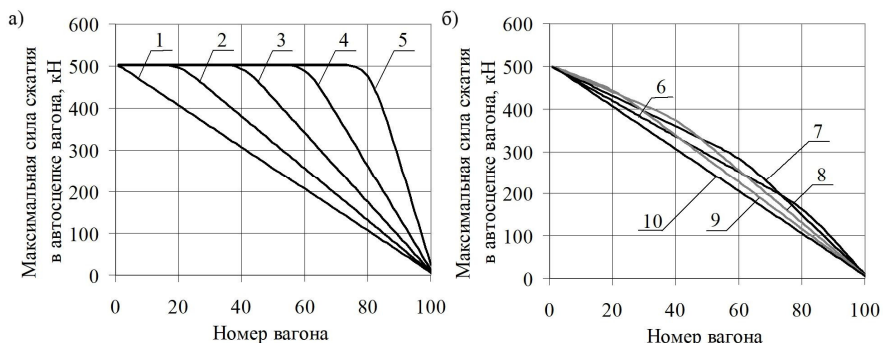


Рисунок 7 – Распределение максимальных сил по длине поезда для разных времен  $t_n$  нарастания тормозной силы:

*a* – при  $t_n < T_c$ : 1 – 15 с; 2 – 12 с; 3 – 9 с; 4 – 6 с; 5 – 3 с;  
*б* – при  $t_n > T_c$ : 6 – 18 с; 7 – 21 с; 8 – 24 с; 9 – 27 с; 10 – 30 с

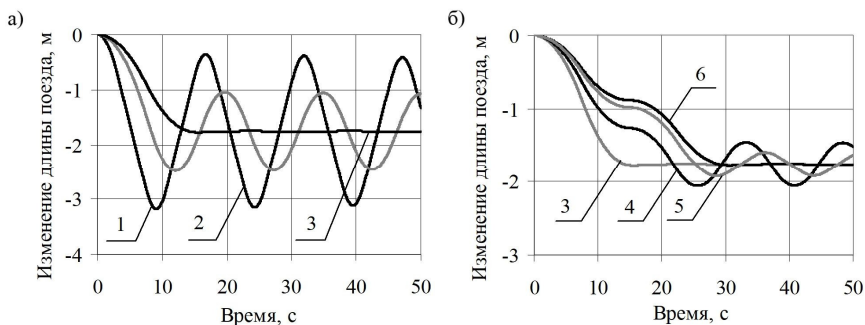


Рисунок 8 – Продольные упругие колебания в поезде при  $t_n < T_c$  (а),  $t_n > T_c$  (б): время нарастания тормозной силы  $t_n$ : 1 – 3 с; 2 – 9 с; 3 – 15 с; 4 – 21 с; 5 – 27 с; 6 – 30 с

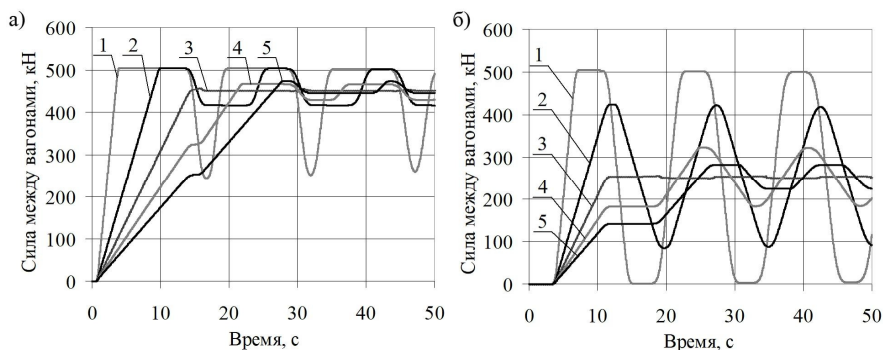


Рисунок 9 – Изменение силы в 10-м (а) и 50-м (б) межвагонном соединении при различных значениях времени нарастания тормозной силы  $t_n$ : 1 – 3 с; 2 – 9 с; 3 – 15 с; 4 – 21 с; 5 – 27 с

Представленные графики демонстрируют значительное влияние времени нарастания силы торможения на амплитуду возникающих в поезде упругих колебаний, и, как следствие, на распределение продольных сил между вагонами. Значение тормозной силы при этом не влияет на характер распределения продольных сил вдоль состава.

Можно отметить, что при длительности нарастания силы, большей  $T_c$ , значения сил в межвагонных связях не достигают уровня тормозной силы (за исключением головных вагонов) независимо от жесткости амортизаторов. В иных случаях в поезде наблюдается продольная сила, равная тормозной. Уменьшение ее амплитуды по длине состава зависит от величины отклонения времени нарастания тормозной силы от периода  $T_c$ .

Представленные результаты расчетов получены при допущении, что вагоны взаимодействуют между собой абсолютно упруго (коэффициент демпфирования равен нулю), что на практике невозможно. Рассмотрено влияние

величины коэффициента демпфирования на продольные силы и найденные ранее закономерности. Анализ результатов показал, что увеличение демпфирующей способности поглощающих аппаратов практически не влияет на период собственных упругих колебаний в поезде, что подтверждается проведенными ранее исследованиями [15]. При увеличении коэффициента демпфирования уменьшается амплитуда продольных сил, но их зависимость от времени нарастания тормозной силы сохраняется. Данный вывод подтверждается графиками, представленными на рисунках 10 и 11.

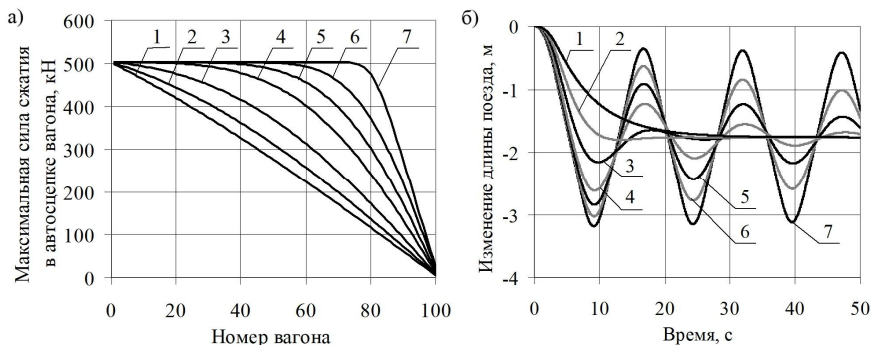


Рисунок 10 – Распределение максимальных сил по длине (а) и продольные упругие колебания (б) в поезде при  $C = 14,25$  кН/мм,  $t_n = 3$  с при коэффициентах демпфирования: 1 – 100 МН·с/м; 2 – 50 МН·с/м; 3 – 25 МН·с/м; 4 – 10 МН·с/м; 5 – 5 МН·с/м; 6 – 2 МН·с/м; 7 – без демпфирования

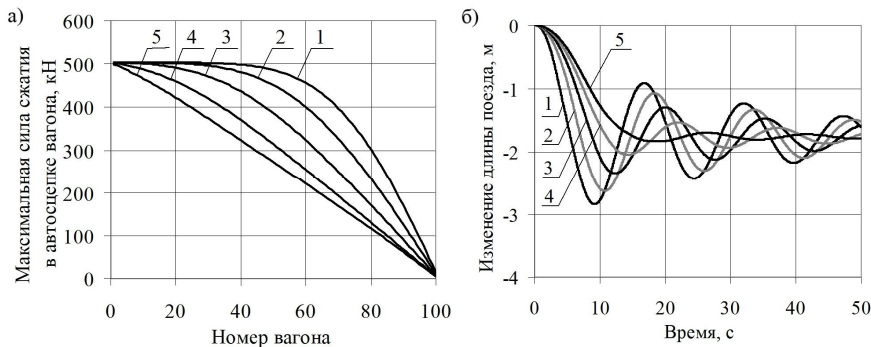


Рисунок 11 – Максимальные силы по длине поезда (а) и его продольные упругие колебания (б) при  $C = 14,25$  кН/мм,  $K = 5$  МН·с/м для времен нарастания тормозной силы  $t_n$ : 1 – 3 с; 2 – 6 с; 3 – 9 с; 4 – 12 с; 5 – 15 с

Таким образом, максимальные силы, возникающие в межвагонных соединениях поезда при переходных процессах, зависят от жесткости и демпфирующих свойств амортизаторов, а также от времени, в течение которого



происходит изменение внешней силы. Причем коэффициент жесткости и время нарастания внешнего воздействия являются величинами взаимозависимыми, то есть продольную силу можно регулировать изменением  $t_n$  при неизменном  $C$ , или изменением  $C$  при неизменном  $t_n$ . В свою очередь период собственных упругих колебаний в поезде  $T_c$  зависит от жесткости амортизаторов, массы и количества вагонов и секций локомотива (при допущении, что зазоры в автосцепках отсутствуют). С целью определения данных зависимостей для однородного поезда проведен ряд вычислительных экспериментов. На рисунках 12 и 13 показаны графики продольных упругих колебаний в поезде при различных значениях массы вагонов и их количестве. Для наглядности кривые смещены друг относительно друга вдоль оси ординат на 1 м.

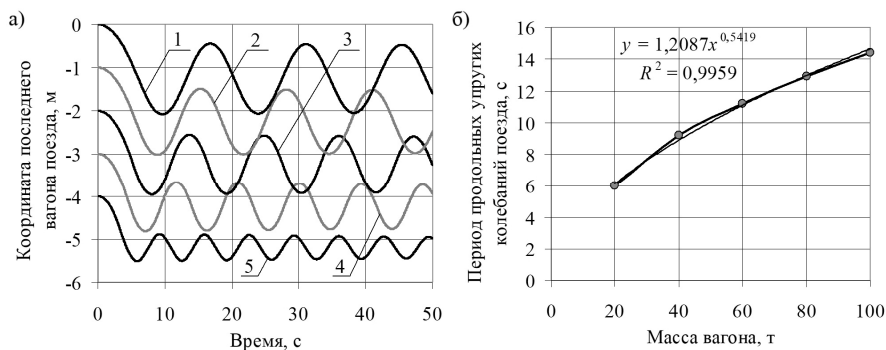


Рисунок 12 – Продольные упругие колебания в поезде (а) и зависимость их периода колебаний в однородном составе (б) при массах вагона:

1 – 100 т; 2 – 80 т; 3 – 60 т; 4 – 40 т; 5 – 20 т

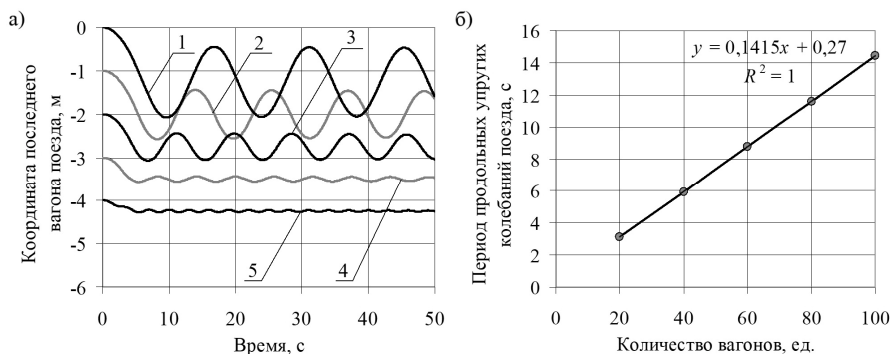


Рисунок 13 – Продольные упругие колебания в поезде (а) и зависимость их периода колебаний в однородном составе (б) при количестве вагонов в составе:

1 – 100; 2 – 80; 3 – 60; 4 – 40; 5 – 20

Кривые, представленные на рисунке 12, получены при следующих характеристиках состава: 100 вагонов массой от 100 до 20 т, тормозная сила 500 кН,  $t_n = 5$  с,  $C = 20$  кН/мм,  $K = 0$ . Графики на рисунке 13 получены для тех же параметров, но при различном количестве вагонов, массой по 100 т.

Анализ результатов расчетов позволил получить период собственных упругих колебаний, возникающих в однородном поезде под воздействием тормозной силы, от характеристик его состава и локомотива

$$T_c = 2 \left( n \sqrt{\frac{m_B}{C}} + \sqrt{\frac{\pi m_{л}}{C}} \right), \quad (2)$$

где  $n$  – количество вагонов в составе;  $m_B$ ,  $m_{л}$  – масса вагона и локомотива.

Представленное выражение соответствует низшей частоте свободных колебаний поезда.

На основании приведенных результатов компьютерного моделирования движения поезда можно сделать вывод, что при электродинамическом торможении на величину продольных сил в однородном составе, оборудованном упруго-вязкими связями без зазоров, влияют коэффициенты жесткости и демпфирования амортизаторов, а также период времени  $t_n$ , за который тормозная сила достигает своего максимального значения (при плавном ее увеличении). Минимальные значения сил, независимо от характеристик амортизаторов, возникают при  $t_n$ , кратном  $T_c$ , определенном в соответствии с формулой (2). Полученные результаты можно использовать при ведении поезда в режиме электрического торможения как при ручном управлении, так и при автоведении.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Повышение эффективности комбинированных фрикционных поглощающих аппаратов на базе ПМК-110А / Б. Г. Кеглин [и др.] // Вісник Дніпропетр. нац. ун-та заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – 2004. – № 5. – С. 85–95.

2 **Васильев, А. С.** Повышение эффективности фрикционных поглощающих аппаратов автосцепки за счет применения эластомерных распорных узлов : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07 / А. С. Васильев ; Брянский гос. техн. ун-т. – Брянск, 2013. – 19 с.

3 Перспективы совершенствования поглощающих аппаратов железнодорожных вагонов / Г. В. Артох [и др.] // Защита металлургических машин от поломок. – 2012. – Вып. 14. – С. 174–179.

4 **Фатьков, Э. А.** Исследование работы поглощающих аппаратов с объемными распорными блоками / Э. А. Фатьков, А. С. Васильев // Вестник Брянского гос. техн. ун-та. – 2013. – № 1. – С. 57–62.

5 **Болдырев, А. П.** Расчет характеристик современных амортизаторов удара подвижного состава железных дорог с использованием адекватных математических моделей / А. П. Болдырев, А. С. Васильев // Вестник Брянского гос. техн. ун-та. – 2015. – № 4. – С. 19–24.

6 Расчетно-экспериментальные исследования полимерного амортизатора удара / А. П. Болдырев [и др.] // Вестник Брянского гос. техн. ун-та. – 2013. – № 1. – С. 16–22.

7 Аппараты поглощающие сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки: ГОСТ 32913–2014. – Введ. 2015.06.01. – М. : Стандартинформ, 2015. – 9 с.

8 A review of dynamics modelling of friction draft gear / Q. Wu [et al.] // Vehicle System Dynamics. – 2014. – Vol. 52, No. 6. – P. 733–758.

9 **Гребенюк, П. Т.** Нестационарные процессы торможения / П. Т. Гребенюк. – М. : Интекст, 2006. – 96 с. (Сер. Труды ВНИИЖТ).

10 **Mohammadi, S.** Effects of the change in autocoupler parameters on in-train longitudinal forces during brake application / S. Mohammadi, R. Serajian // Mechanics & Industry. – 2015. – Vol. 16, No. 2. – P. 1–13.

11 **Халаев, А. А.** Эффективность применения полимерных материалов в поглощающих аппаратах автосцепки / А. А. Халаев, Э. А. Фатьков // Вестник науч.-исслед. ин-та ж.-д. транспорта. – 2009. – № 2. – С. 39–42.

12 **Котуранов, В. А.** Повышение энергоемкости поглощающих аппаратов грузовых вагонов / В. А. Котуранов // Транспорт Российской Федерации. – 2013. – № 5 (48). – С. 40–42.

13 **Utsab, R.** Effect of different types of wagon connectors on longitudinal forces of a heavy freight train / R. Utsab, M. Bidhan, K. R. Binoy // International Journal of Engineering & Technology. – 2018. – Vol. 7, No. 2.21. – P. 84–87.

14 **Сахаров, П. А.** Исследование продольных сил в грузовых поездах при движении по переломам продольного профиля пути // П. А. Сахаров // Механика. Исследования и инновации. – 2018. – Вып. 11. – С. 209–219.

15 **Шимановский, А. О.** Моделирование продольной динамики поезда в среде программного комплекса MSC.ADAMS / А. О. Шимановский, П. А. Сахаров, А. В. Коваленко // Актуальные вопросы машиноведения. – 2018. – № 7. – С. 75–78.

*P. A. SAKHARAU, A. O. SHIMANOVSKY*  
*Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus*

## **ESTIMATION OF THE INFLUENCE OF THE TRAIN INTER-CAR CONNECTIONS CHARACTERISTICS ON THE LONGITUDINAL FORCES VALUE AT ELECTRIC BRAKING**

The simulation of a homogeneous train motion along a straight horizontal rail track section in the locomotive electric braking mode is considered. The assessment of the auto-coupling devices shock absorbers stiffness and damping coefficients influence on the size and distribution of the longitudinal forces in the train is performed. It is shown that the frequency of longitudinal elastic vibrations in the train depends on the stiffness of inter-car joints, the mass and number of cars, and their amplitude depends on the time of locomotive braking force increase. It is established that the smallest forces arise when the growth period of the braking force is equal to the period of natural longitudinal elastic vibrations in the train, or if it is a multiple of it. There is presented the dependence that allows to determine the lowest frequency of natural longitudinal elastic oscillations in the train.

Получено 11.11.2019