

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ТЕЛЕЖКИ 18-100 ПРИ ПРОХОЖДЕНИИ РЕЛЬСОВЫХ СТЫКОВ

Проанализирована возможность применения резинометаллических амортизаторов в качестве буксового подвешивания для снижения динамической нагрузки при прохождении рельсового стыка грузовой тележкой 18-100. Предложен альтернативный вариант конструкции кассеты из тарельчатых пружин, выполнено его сравнение с резиновым амортизатором. Для оценки эффективности снижения ударных нагрузок в буксовых подшипниках тележки проведено динамическое моделирование прохождения стыка полувагоном на стандартных и доработанных тележках при разной степени загрузки и различных скоростях движения.

В настоящее время продолжается активное внедрение бесстыкового железнодорожного пути. Его применение благоприятно сказывается на ходовых качествах транспортных средств. По состоянию на 01.01.2019 протяженность главных путей Белорусской железной дороги составляет 7011,1 км, из которых 4723,3 км являются бесстыковыми [1]. Таким образом, протяженность звеньев пути составляет 2287,8 км, или 32,6 % главных путей, а это значит, что при длине звена 25 м главные пути содержат минимум 91512 стыков. Несмотря на укладку плетей длиной от 3 до 10 км и даже протяженностью 20 км на Минской дистанции пути [2], наиболее широко распространённым всё ещё является бесстыковый путь с длиной плети всего 550–800 м, который перемежается 2–4 уравнительными пролётами [3, с. 9]. Это увеличивает число стыков ещё на 5–8 штук на 1 км такого пути. Кроме обычных стыков на железной дороге для отделения рельсовых цепей используются изолирующие стыки. Следовательно, прохождение стыков железнодорожным составом ещё долгое время будет оставаться актуальной проблемой. Суть её заключается в повышенных циклических динамических нагрузках, повреждающих балластный слой, рельсы и непосредственно необрессоренные элементы ходовых частей подвижного состава.

Наибольшее воздействие на стыки оказывают грузовые вагоны, поскольку они имеют максимальную осевую нагрузку до 245 кН и у них отсутствует буксовое рессорное подвешивание, а следовательно, наибольшая неподдресоренная масса. Для снижения вертикальных динамических нагрузок зачастую рассматривается вариант с применением упругих резинометаллических элементов для связи боковых рам с буксами колёсных пар. Так, в работе [4] отмечается, что использованные в конструкциях тележек 18-1711, 18-9750 и 18-9800 амортизаторы из чередующихся стальных и резиновых пластин существенно уменьшают коэффициенты вертикальной динамики и снижают рамные силы. Однако вместе с этим в статье выделяются недостатки, связанные с усложнением монтажа и демонтажа букс, отжатием колёсных пар при торможении и существенным повышением жёсткости эластомера при отрицательных температурах. Кроме этого, Л. А. Шадур [5, с. 161–167] отмечает изменение физических свойств резины с течением времени, существенное различие модуля упругости резиновых амортизаторов при статических и динамических нагрузках, а также постоянство объема резины при деформациях. Последний факт обуславливает

малый ход широких и плоских резинометаллических элементов.

Внедрение резинометаллических амортизаторов может быть целесообразно при проектировании новых ходовых частей грузового подвижного состава, но их применение для модернизации существующих тележек 18-100 связано с конструктивными трудностями, в частности, малым расстоянием от оси вращения колёсной пары до верхней части буксового проёма. Рассмотрим плоский прямоугольный амортизатор, состоящий из двух стальных пластин толщиной 4 мм и резиновой плиты, длиной 250 мм и шириной 120 мм. Максимальная толщина резиновой плиты при фрезеровке верхней части буксы на 18 мм с сохранением положения центра буксы относительно боковой рамы составляет 15 мм. Учитывая это, а также постоянство объема резины, построены твердотельные 3D-модели трёх плит, каждая из которых имеет объем 450 см³, но отличается формой кромки. После этого созданы модели еще четырех плит, сохранивших объем, но имеющих уменьшенную толщину и выпуклые кромки, пропорциональные исходным вогнутым кромкам. На рисунке 1 представлены сечения кромок полученных моделей, из которого в случае прямой кромки (рисунок 1, а) при соотношении длины хорды к высоте сегмента 1/4 максимальная деформация составляет 0,87 мм, а при соотношении 1/3 – 1,3 мм. В случае вогнутой кромки (рисунок 1, б, в) – 1,67 и 2,19 мм соответственно.

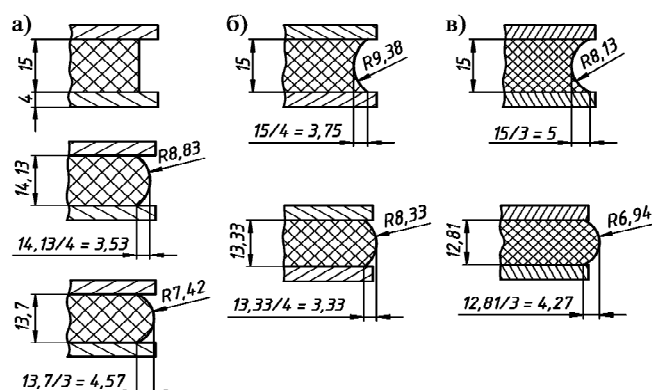


Рисунок 1 – Сечения кромок, не нагруженных и нагруженных резинометаллических амортизаторов:

а – прямая кромка; б – вогнутая кромка 1/4; в – вогнутая кромка 1/3

Расчёт деформации и коэффициента жёсткости выбранного амортизатора под воздействием статической и динамической нагрузок полувагона с осевой нагрузкой

230 кН выполнен по методике, предложенной в источнике [5]. В результате расчётный статический прогиб $f = 1,49$ мм, что наиболее соответствует резинометаллическому амортизатору, представленному на рисунке 1, б). Отсюда получаем коэффициенты соответственно статической и динамической жёсткости, $c_{ст} = 72,6$ МН/м, $c_{дин} = 94,4$ МН/м.

Полученные показатели вполне сопоставимы с коэффициентом жёсткости железнодорожного пути на бетонных шпалах, которая составляет 80–150 МН/м [6, с. 58] и по меньшей мере в 32 раза превышают жёсткость центрального рессорного подвешивания тележки 18-100. Внедрение рассмотренной модернизации позволит снизить вибрацию и незначительно улучшить ходовые качества тележки, однако из-за повышенной динамической жёсткости резины и увеличении жёсткости при отрицательных температурах добиться значительного снижения динамических нагрузок при прохождении стыков не представляется возможным.

Более перспективным вариантом внедрения в существующие грузовые тележки упругой связи буксы с боковой рамой является кассета тарельчатых пружин. Они имеют больший ход по сравнению с резиновыми амортизаторами тех же размеров, а их характеристики мало зависят от условий окружающей среды.

Конструктивно опорная поверхность кассеты тарельчатых пружин ограничена размерами челюсти и опорной плоскости корпуса буксы. Она составляет 260 мм длины и 130 мм ширины, соответственно наружный диаметр тарельчатой пружины не должен превышать 130 мм, а суммарная высота с учётом указанной выше фрезеровки буксы – 20 мм. При таких геометрических размерах целесообразно собрать кассету, состоящую из двух пакетов тарельчатых пружин.

Для подбора тарельчатых пружин найдены статическая $P_c = 54,1$ кН и динамическая $P_d = 72,4$ кН нагрузки, действующие на один пакет тарельчатых пружин, при скорости движения 25 м/с. Также стоит отметить, что для наиболее продолжительной циклической работы тарельчатых пружин, в соответствии с ГОСТ 3057–90 [7], их деформация должна оставаться в пределах 0,2–0,6 от максимальной деформации и в редких случаях перегрузок не должна превышать 0,8. При соблюдении этих условий пружины способны выдерживать до 2 млн циклов нагружения. В результате выбраны две тарельчатые пружины с параллельными кромками по наружному и внутреннему диаметру и опорными плоскостями, которые будут работать в паре. Это «Пружина тарельчатая I-1-2-125×71×7×2,9 хим. окс. прм. ГОСТ 3057–90» и «Пружина тарельчатая I-1-2-63×35,5×3,5×1,5 хим. окс. прм. ГОСТ 3057-90», силы которых при деформации 0,6 от максимальной деформации соответственно равны 60980 и 16160 Н, что составляет 77,14 кН и превышает $P_d = 72,4$ кН. На рисунке 2 приведен график зависимости жёсткости кассеты из двух пакетов тарельчатых пружин от деформации и его аппроксимация для дальнейшего использования при динамическом моделировании.

Таким образом, жёсткость кассеты тарельчатых пружин вдвое меньше жёсткости рассмотренного выше резинометаллического амортизатора и не возрастает при динамических нагрузках, возникающих при прохождении стыка или иных ударных воздействиях. Рабочий ход кассеты превышает деформацию амортизатора

и достигает 3,6 мм, а в исключительных случаях может быть 4,8 мм без последствий для пружин. Резиновый амортизатор обладает демпфированием за счёт нагрева при сжатии и диссипации тепла, а тарельчатые пружины демпфируют за счёт трения опорных плоскостей о сопрягаемые детали. Для дополнительного демпфирования и центрирования буксы предлагается использовать скобы из рессор 55×5,5 (ГОСТ 7419–90).

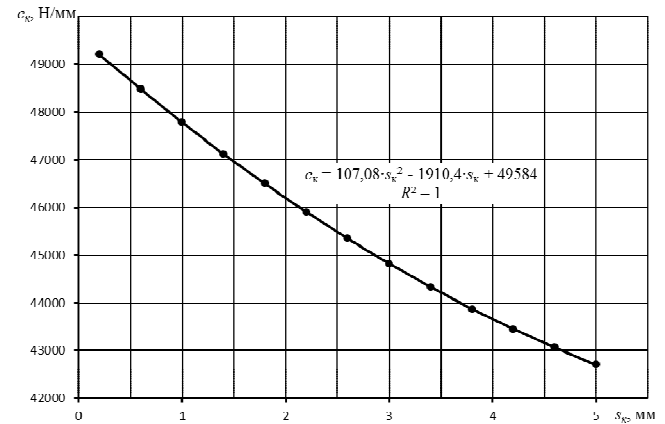


Рисунок 2 – Зависимость от деформации коэффициента жёсткости кассеты тарельчатых пружин

Посредством динамического компьютерного моделирования в пакете MSC.ADAMS с учетом результатов работ [8, 9] выполнена оценка эффективности применения предложенной доработки буксового узла. Для этого сравнивались силы, возникающие в подшипниках букс стандартной тележки 18-100 и доработанной при прохождении ими стыка рельсов шириной 20 мм. В компьютерной модели (рисунок 3) рассматриваются полувагоны модели 12-132 с массой груза 69,5, 46 и 23 тонны и порожний полувагон, движущиеся со скоростями 5, 10, 15, 20, 25 и 30 м/с. Особенностью модели является применение отдельного подпружиненного рельса массой 220 кг для каждого колеса вагона. Это позволило имитировать железнодорожный путь как гибкий стержень на упругом основании, с жёсткостью 100 МН/м и с демпфированием 100 кН·с/м.

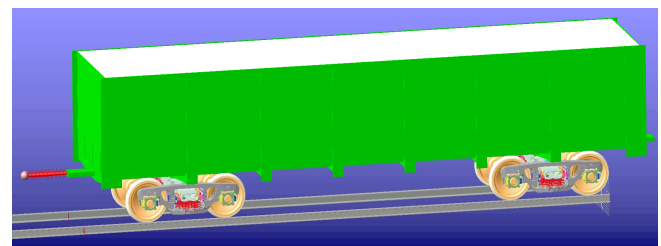


Рисунок 3 – Модель полувагона модели 12-132 на тележках 18-100 в среде пакета MSC.ADAMS

Движение модели всегда начинается с заданной скоростью из положения равновесия, без раскочки. Рельсы также не имеют неровностей, поэтому динамические силы не оказывали никакого влияния на силы удара при прохождении стыка и статическую нагрузку можно принять в качестве номинальной. Пример полученных результатов в виде графика силы для подшипников одной буксы представлен на рисунке 4. На рисунке 5 представлена зависимость силы, возникающей в подшипниках букс при прохождении стыка, от скорости.

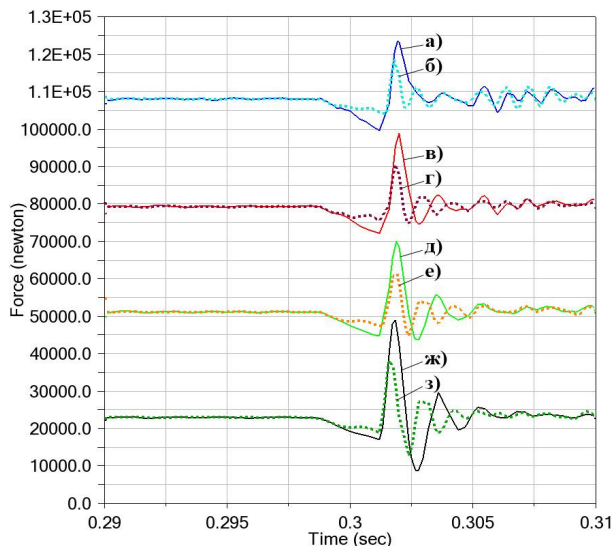


Рисунок 4 – Силы в подшипниках буксы при прохождении стыка на скорости 5 м/с для разной загрузки вагона: масса груза 69,5 т: стандартная (а) и доработанная (б) тележки; масса груза 46 т: стандартная (в) и доработанная (г) тележки; масса груза 23 т: стандартная (д) и доработанная (е) тележки; порожний вагон: стандартная (ж) и доработанная (з) тележки

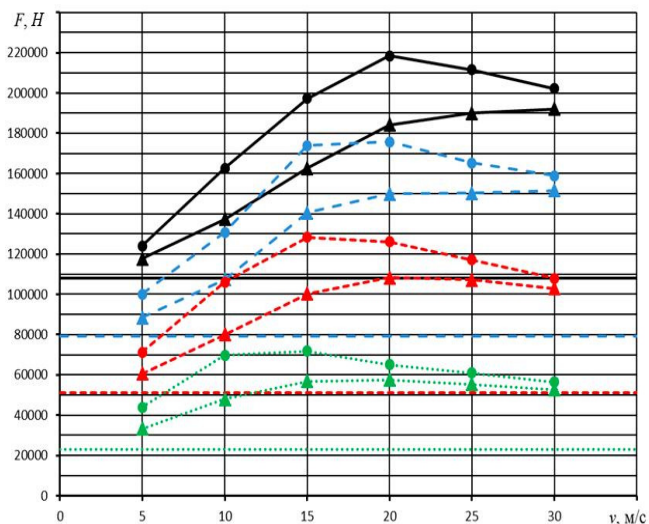


Рисунок 5 – Силы, воздействующие на подшипники букс: Масса груза 69,5 т: ● – динамическая нагрузка стандартной тележки, ▲ – то же для доработанной тележки, — — — — статическая нагрузка. Масса груза 46 т: ● – динамическая нагрузка стандартной тележки, ▲ – динамическая нагрузка доработанной тележки, — — — — статическая нагрузка. Масса груза 23 т: ● – динамическая нагрузка стандартной тележки, ▲ – динамическая нагрузка доработанной тележки, — — — — статическая нагрузка. Порожний вагон: ● – динамическая нагрузка стандартной тележки, ▲ – динамическая нагрузка доработанной тележки, — — — — статическая нагрузка

Получено 31.10.2019

D. M. Marchenko. Reducing dynamic load of the bogie 18-100 when driving rail joints.

The possibility of using rubber-metal shock absorbers as axle suspension to reduce dynamic load during the passage of a rail joint by a 18-100 bogie is analyzed. An alternative design of the disk spring cassette is proposed; its comparison with a rubber shock absorber is made. To assess the effectiveness of reducing shock loads in axle box bearings of a bogie, dynamic modeling of the passage of a joint by a gondola car on standard and modified bogies was carried out at different degrees of load and various speeds.

Для визуальной оценки величин динамических нагрузок и эффективности внедрения предлагаемой доработки на рисунке 5 горизонтальными линиями показаны статические силы, соответствующие аналогичным массам транспортируемого груза.

Таким образом, результаты динамического компьютерного моделирования в MSC.ADAMS проезда вагоном стыков железнодорожного пути подтверждают эффективность применения кассеты из тарельчатых пружин в качестве буксового рессорного подвешивания для снижения ударных нагрузок при прохождении стыков железнодорожного пути. Наибольшее снижение динамических сил наблюдается при движении груженых экипажей со скоростями около 20 м/с, а для порожних – 15 м/с, но и при иных скоростях динамические нагрузки снижаются. В свою очередь уменьшение нагрузок, передаваемых боковым рамам тележки, повышает надёжность и долговечность конструкции.

Список литературы

- 1 Белорусская железная дорога [Электронный ресурс] : Техническая характеристика (по состоянию на 01.01.2019). – Режим доступа : https://www.rw.by/corporate/belarusian_railway/technical_characteristics/. – Дата доступа : 04.08.2019.
- 2 Разработки НИЛ «Путь» [Электронный ресурс] / Белорус. гос. ун-т транспорта. – Режим доступа : <http://www.bsut.by/science/niizht/nil-put/razrab-nil-put>. – Дата доступа : 04.08.2019.
- 3 Крейнис, З. Л. Бесстыковой путь. Ч. 1. Как устроен и работает бесстыковой путь : учеб. пособие / З. Л. Крейнис, Н. Е. Селезнева. – М., 2009. – 84 с.
- 4 Выбор конструкции первой ступени подвешивания трехэлементных тележек инновационных грузовых вагонов / А. М. Орлова [и др.] // Известия Петербургского государственного университета путей сообщения. – 2011. – № 3 (28). – С. 88–99.
- 5 Расчет вагонов на прочность / С. В. Вершинский [и др.] ; под ред. Л. А. Шадура. – М. : Машиностроение, 1971. – 432 с.
- 6 Вершинский, С. В. Динамика вагона : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / С. В. Вершинский ; под ред. С. В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1991. – 360 с.
- 7 ГОСТ 3057–90. Пружины тарельчатые. Общие технические условия. – Взамен ГОСТ 3057–79. – Введ. с 01.07.91. – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 38 с.
- 8 Марченко, Д. М. Создание компьютерной модели вагона для динамического моделирования в MSC.ADAMS / Д. М. Марченко // Механика. Исследования и инновации. – 2017. – Вып. 10. – С. 148–156.
- 9 Shimanovsky, A. Investigation of the longitudinal track profile influence on the forces acting in the train inter-car connections using the MSC.ADAMS software / A. Shimanovsky, P. Sakharau // CEUR Workshop Proceedings. – 2019. – Vol. 2353. – P. 555–569.