

X3 (18–100), проработавших более 30 лет, и порядок продления срока их службы : отчет о НИР (заключит.): 62.00.50.00.01.01 / ГУП ВНИИЖТ МПС России ; рук. Л. Н. Косарев ; исполн.: В. А. Ильин [и др.]. – М., 2000. – 88 с.

4 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / разраб. ВНИИВ, ВНИИЖТ. – М., 1996. – 318 с.

5 **Сенько, В. И.** Оценка влияния эксплуатационных факторов на усталостную прочность литых деталей тележек грузовых вагонов / В. И. Сенько, И. Ф. Пастухов, М. И. Пастухов // Теория и практика машиностроения. – Мн., 2004. – № 1. – С. 4–8.

6 **Кондратов, С. П.** Безопасности движения – пристальное внимание / С. П. Кондратов // Вагоны и вагонное хозяйство. Пилотный выпуск. – М., 2004. – С. 14–23.

Получено 08.09.2006

V. I. Senko, I. F. Pastuhov, M. I. Pastuhov. Way of an estimation of a residual resource of moulded pieces of carriages of goods' cars.

Two ways of an estimation of a residual resource (service life) of cast details of carriages of goods' cars are considered: by results of fatigue tests of natural details after development of the appointed service life by them and by results of test for weariness of the samples made of details after their long operation. It is shown, that the way of an estimation of a residual resource of cast details by results of test of samples is more effective. It demands smaller financial and labour expenses, and provides higher accuracy of an estimation of a residual resource of cast details. It speaks that the residual resource of cast details by results of test of samples is defined on a limit of endurance of a material, and then and the details, expressed in pressure whereas at test of natural details it is on the peak loadings working only in one plane and considerably distinguished from spectrum dynamic to load in operation. As consequence of a zone of destruction of details in laboratory conditions of test do not coincide with zones of destruction of details in operation and consequently does not provide necessary accuracy of calculation of a residual resource of cast details.

Вестник Белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт. 2007. № 1–2(14–15)

УДК 629.113.6

В. И. СЕНЬКО, доктор технических наук, И. Ф. ПАСТУХОВ, кандидат технических наук, С. В. МАКЕЕВ, кандидат технических наук, С. В. МОКРЕНКО, руководитель группы ОНИЛ «ТТОРЕПС», Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

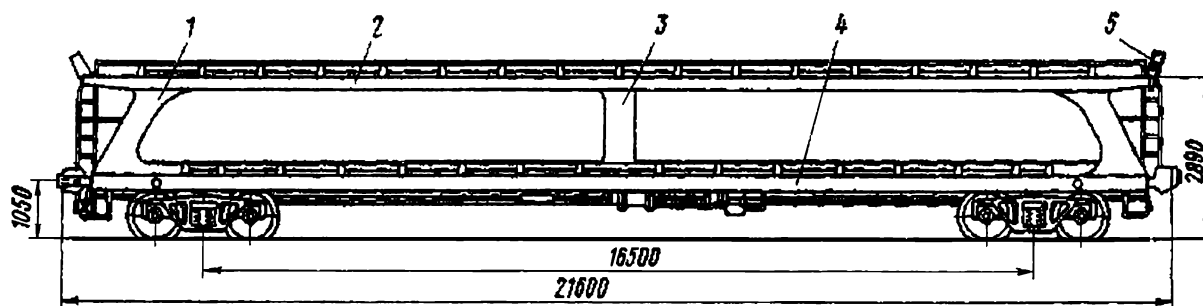
МОДЕРНИЗАЦИЯ ДВУХЪЯРУСНОЙ ПЛАТФОРМЫ ДЛЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Рассматриваются конструкторские и технологические аспекты модернизации двухъярусной платформы для легковых автомобилей модели 13-479. Произведен прочностной расчет и оценка качества хода вагона.

В настоящее время бурными темпами развивается рынок доставки автомобилей по железной дороге. Эксперты оценивают этот сектор как весьма перспективный и высокодоходный. Возрастает и импорт легковых автомобилей в Республику Беларусь, что вызывает дефицит специализированных вагонов, предназначенных для перевозки легковых автомобилей. Однако существующие двухъярусные платформы для легковых автомобилей модели 13-479 не отвечают современным требованиям, так как не обеспечивают сохранность перевозимого груза,

защиту от атмосферных осадков и внешних загрязнений. В связи с этим данные вагоны долгое время не эксплуатировались и находятся на запасных путях. Модернизация этих вагонов позволит продлить их срок службы и использовать для перевозки легковых автомобилей по всей сети железных дорог колеи 1520 мм со скоростью 120 км/ч.

В настоящее время на балансе Белорусской железной дороги находится 114 двухъярусных платформ модели 13-479 для перевозки легковых автомобилей (рисунок 1).



1 – стойка концевая; 2 – рама верхнего яруса; 3 – стойка средняя; 4 – рама нижнего яруса; 5 – переездная площадка

Рисунок 1 – Специализированная двухъярусная платформа для легковых автомобилей

По заказу Белорусской железной дороги лабораторией ОНИЛ «ТТОРЕПС» проведены конструкторские и расчетные работы по модернизации данных платформ под крытый вариант.

Модернизированная конструкция крытого вагона

для легковых автомобилей модели 11-479М (рисунок 2) разработана на базе модели 13-479 и имеет кузов, закрытый оболочкой с сетчатыми окнами на каждом из ярусов и двухстворчатыми торцовыми дверями, исключая доступ внутрь вагона посторонних лиц.

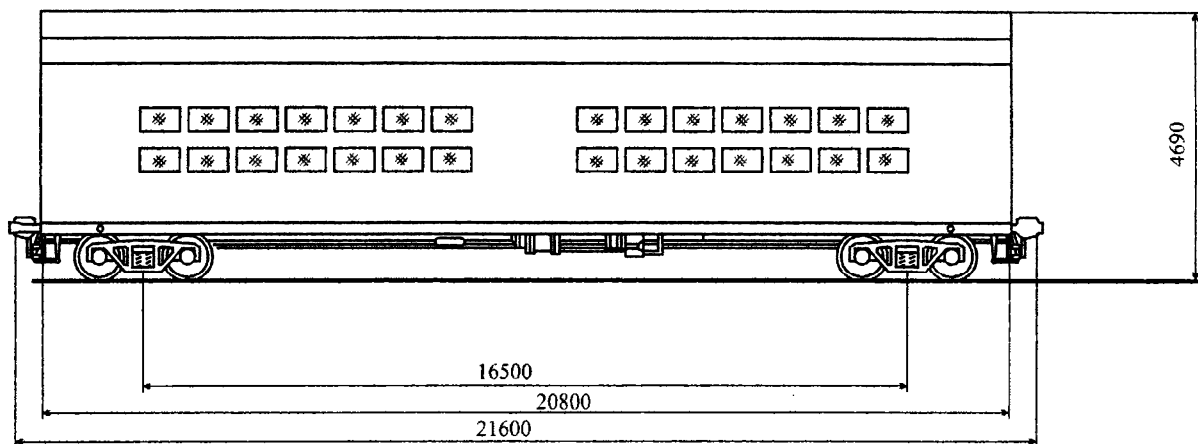


Рисунок 1 – Общий вид модернизированной платформы для легковых автомобилей модели 11-479М

Конструкция кузова (рисунок 3) состоит из оболочки боковых стен 8, 10, 12 (нижнего яруса) и 4, 7 (верхнего яруса), набора стоек 11 и 15, верхней обвязки 5 и сетчатых окон 6 и 9 размером 972×545 мм. Участки стен нижнего яруса возле консольных стоек 14 и возле средней стойки 13

зашиваются обшивкой на полную высоту. Крыша 3 кузова состоит из набора дуг 1 (угловых) и 2 (промежуточных), обшитых листами толщиной 2 мм. Крыша изготавливается из четырех секций длиной 5200 мм каждая.

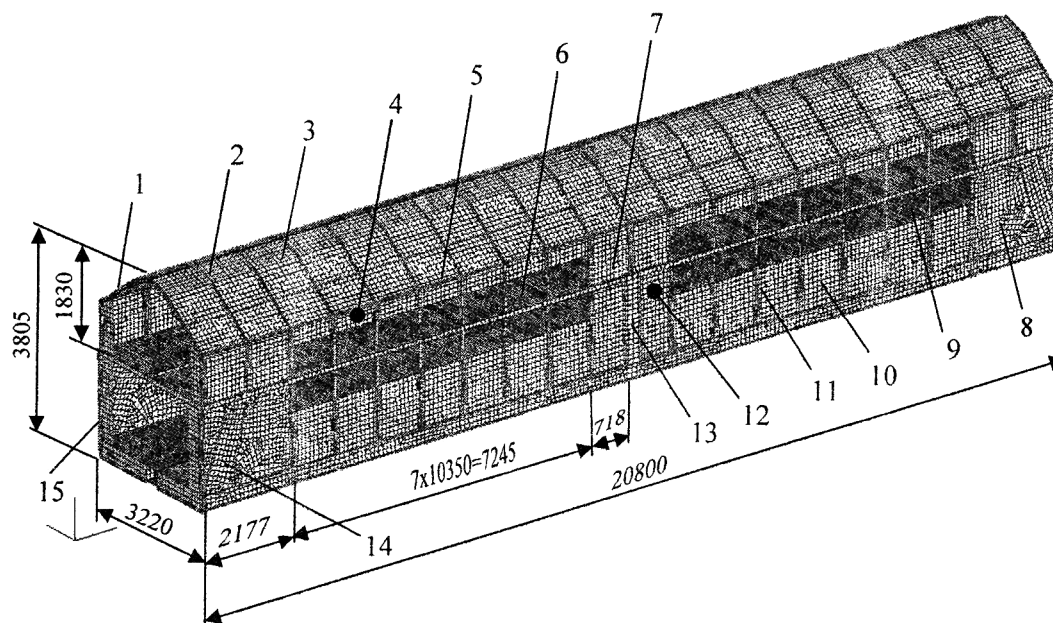


Рисунок 3 – Расчетная схема кузова двухъярусного крытого вагона после модернизации платформы модели 13-479 (двери условно не показаны)

Стойки стен выполнены из квадратных гнутых труб сечением 60×60×4 мм, верхняя обвязка стен – из трубы 60×40×4 мм, угловые дуги – из уголка 56×56×5 мм, а промежуточные – из гнутых швеллерообразных профилей 60×50×3 мм. Листы обшивки крыши (размером 1250×6000 мм) ставятся в конструкции без технологической резки. Листы

обшивки боковой стены размером 390 и 860 мм готовятся одной резкой из листа шириной 1250 мм. Листы нижнего яруса привариваются к стойкам с зазором 50 мм от боковой балки рамы (для стока воды), а окна верхнего яруса приподняты относительно боковых балок рамы верхнего яруса на 65 мм.

Поскольку ширина рамы верхнего яруса имеет размер 3250 мм, а нижнего яруса – 3220 мм, все окна заключены в рамки, выполненные из уголков 40×40×4 мм и обтянутые сеткой с толщиной проволоки 4 мм.

Торцовые стены обеих сторон кузова представляют собой двустворчатые двери для каждого яруса в отдельности. Створки выполнены из каркаса и листовой обшивки толщиной 2 мм, открываются наружу и по ширине в открытом положении образуют просвет размером 2420 мм для прохода автомобилей своим ходом. Каркасы створок изготовлены из уголков 40×40×4 мм. Верхние створки двери закрываются изнутри шпингалетами, а нижние – снаружи штанговыми запорами. Для доступа к запорам по торцам кузова приварены подножки и поручни.

Для подъема на второй ярус вагона в полу верхнего яруса предусмотрены два люка-лаза, располагаемые по диагонали кузова. На нижнем ярусе под каждым люком поставлены лестницы, которые переносятся с торца модернизируемых платформ. Для обеспечения безопасности работ при открывании и закрывании дверей на глухих участках дверей приварены поручни.

Вагон модели 11-479М спроектирован по габариту 1-Т. Крепление автомобилей осуществляется колесными упорами, предусмотренными конструкцией платформы 13-479. Вагон предназначен для перевозки по 8-10 легковых автомобилей всех типов высотой не более 1500 мм в один ряд на каждом ярусе.

Под модернизированный вагон подкатываются типовые тележки модели 18-100 с более гибким рессорным подвешиванием, в комплекте которого (с одной стороны тележки) устанавливается четыре 2-рядных пружины вместо семи. Жесткость комплекта четырех пружин 2528 кН/м, всей тележки – 5056 кН/м. Прогиб подвешивания под массой брутто кузова составляет 0,048 м, а под тарой – 0,03 м.

Вагон оборудуется типовым автосцепным устройством СА-3 полужесткого типа, на малом зубе корпуса автосцепки которого приварен кронштейн, ограничивающий вертикальные перемещения смежных автосцепок. Автосцепное устройство оснащено поглощающим аппаратом типа Ш-6-ТО-4 энергоемкостью 90 кДж.

Тормозное оборудование вагона – типовое, установленное на двухъярусной платформе модели 13-479 и остающееся без изменения на модернизированном крытом вагоне модели 11-479М.

Конструкторские и проектные решения крытого модернизированного вагона модели 13-479М проверялись прочностным расчетом и расчетом качества хода. Расчет кузова выполнен на I и III режимы нагружения во время движения вагонов по «Нормам...» [1].

На I режим нагружения представлены расчеты в состоянии тяги поезда и соударения вагонов на сортировочной горке при маневровой работе. На III режим нагружения представлен расчет в состоянии тяги поезда, когда напряженное состояние хребтовой балки наибольшее. Расчет выполнен методом конечных элементов на вертикальную нагрузку от массы брутто вагона, продольных сил, приложенных к упорам автосцепки, плюс-минус 250 тс (2,5 МН) и боковой нагрузки – при I режиме нагружения и плюс 100 тс (1 МН) – при III режиме нагружения.

Прочностной расчет модернизированного вагона модели показал, что рассчитанная по номинальным размерам основных элементов конструкция кузова обладает достаточной несущей способностью по своим прочностным показателям.

Работоспособность вагона оценена проверкой динамических качеств путем определения уровня динамических сил (коэффициент вертикальной динамики), величины рамных сил, устойчивости колесной пары против схода с рельсов при движении по прямым и кривым участкам пути, устойчивости колесной пары против схода с рельсов при выжимании вагона в кривых продольными силами, а также устойчивости вагона против опрокидывания при воздействии боковых и поперечных сил.

По уровню вертикальных динамических сил вагон полностью соответствует требованиям «Норм ...» [1]. Коэффициенты вертикальной динамики для кузова и рамы тележки не превышают допускаемых, установленных «Нормами...».

Расчетная величина рамной силы в долях $P_0(H_p / P_0)$ от колесной пары на раму тележки $K_d = 0,241$ и не превышает допускаемую $[K_d] = 0,38$.

Проверка устойчивости колесной пары против схода с рельсов производится для наиболее опасных случаев сочетания большой поперечной силы взаимодействия набегающего колеса с рельсом и малой вертикальной нагрузки на это колесо. При одновременном в течение некоторого времени действии такого сочетания указанных сил возможно вкатывание («вползание») гребня набегающего колеса на головку рельса и последующий сход вагона с рельсов.

Критическое сочетание действующих на колесную пару сил может возникнуть в следующих случаях:

– при ударном входе вагона в кривую, проходе стрелок на боковой путь, интенсивном вилянии тележки при движении с максимальной скоростью по прямому участку пути, при интенсивных боковых колебаниях кузова и сопутствующих невыгодных обстоятельствах взаимодействия колесной пары в пути;

– при экстренном торможении поезда повышенного веса на малой скорости с головного локомотива, прохождении составом кривого участка пути, когда возникающие значительные квазистатические усилия сжатия состава могут привести к перекосу (сдвигу) вагона в колее и появлению больших поперечных сил взаимодействия колес с рельсами, а в экстремальных условиях и к «выжиманию» легковесного (порожного) вагона, при

$$k_{yc} = \left(\frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta} \right) \frac{2Q_{ш}^{ст} \left[\frac{b-a_2}{l} (1 - \bar{k}_{дв1}) - \frac{b}{l} \bar{k}_{дб} \right] + \bar{H}_p \frac{r}{l} + q_{кп}^н \frac{b-a_1}{l}}{\bar{H}_p + \mu \left\{ 2Q_{ш}^{ст} \left[\frac{b-a_1}{l} (1 - \bar{k}_{дв1}) \right] - \bar{H}_p \frac{r}{l} + q_{кп}^н \frac{b-a_1}{l} \right\}},$$

где $Q_{ш}^{ст}$ – сила тяжести обрессоренных частей вагона, действующая на шейку оси колесной пары; $q_{кп}^н$ – сила тяжести необрессоренных частей, приходящихся на колесную пару; $\bar{k}_{дв1}$ – расчетное значение коэффициента вертикальной динамики экипажа; $\bar{k}_{дб}$ – расчетное значение коэффициента динамики боковой качки, $\bar{k}_{дб} = 0,25 \bar{k}_{дв}$; \bar{H}_p – расчетное среднее значение рамной силы; $2b$ – расстояние между серединами шеек оси, для стандартных колесных пар

проходе с малой скоростью вагоном переходной кривой, когда происходит силовое замыкание скользунов, расположенных по диагонали вагона и, как следствие, возникновение кососимметричных сил и обезгрузка колес.

Коэффициент устойчивости колесной пары при ударном входе вагона в кривую определяется по формуле

$2b = 2,036$ м; l – среднее расстояние между точками контакта колес с рельсами, принимается $l = 1,6$ м; $a_{1,2}$ – расчетные расстояния от точек контакта до середины шеек, принимаются $a_1 = 0,25$ м; $a_2 = 0,22$ м; r – радиус среднеизношенного колеса, $r = 0,45$ м; $[k_{yc}]$ – допускаемое значение коэффициента запаса устойчивости, $[k_{yc}] = 1,3$ – для случая ударного входа в кривую грузового вагона.

Коэффициент устойчивости колесной пары против схода с рельса по условию «выжимания» легковесного (порожного) вагона определяется по зависимости

$$k_{yc} = \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta} \times \frac{P_T + 2\gamma N \left[\frac{\delta_0 L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) h_n \pm \alpha \frac{L_c}{R} h_a \right] \frac{1}{2S} \mp 2P_{тел} \frac{h_p}{2S} \frac{h_{ц}}{2S}}{\mu P_T + 2\gamma N \left\{ \left[\frac{\delta_0 L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right] \left(1 - \mu \frac{h_a}{2S} \right) \mp \mu \alpha \frac{L_c}{R} \frac{h_a - h_n}{2S} \right\} \mp 2P_{тел} \frac{h_p}{2S} \left(1 - \mu \frac{h_{ц}}{2S} \right)} \geq [k_{yc}], \quad (1)$$

где P_T – вертикальная нагрузка от тележки на путь с учетом ее обезгрузки при эксцентричном действии продольных сил; $P_{тел}$ – вертикальная статическая нагрузка от тележки на путь; α, γ – коэффициенты перекоса; N – расчетные продольные сжимающие силы, действующие на автосцепки вагона [учитывая, что процесс «выжимания» является относительно длительным, в расчете учитываются длительно действующие (более 3 с) квазистатические силы, принимаемые равными для порожнего 4-осного грузового вагона $N = 0,5$ МН]; $2\delta_0$ – суммарный свободный поперечный разбег рамы кузова вагона относительно оси пути в направляющем сечении по шкворню. Для 4-осных грузовых вагонов $2\delta_0 = 0,05$ м; $2l, 2L, 2L_c$ – соответственно база вагона, расстояние между упорными плитами автосцепок и длина вагона по осям сцепления автосцепок; a – длина корпуса автосцепки от оси сцепления до конца хвостовика, для

автосцепки СА-3 $a = 1$ м; $h_n, h_a, h_{ц}$ – соответственно высоты рабочей плоскости пятника оси автосцепки и центра тяжести вагона над уровнем головок рельсов; h_p – возвышение наружного рельса в кривой; $2S$ – расстояние между кругами катания колес, принимается $2S = 1,6$ м; R – радиус кривой, $R = 250$ м.

В формуле (1) верхние знаки соответствуют установке I вагона, когда набегающее колесо накачивается на наружный рельс, а нижние – установке II, когда набегающее колесо вкатывается на внутренний рельс.

Расчет произведен только для порожнего состояния вагона при наличии и отсутствии возвышения наружного рельса ($h_p = 0,15$ м и $h_p = 0$) [1].

Расчет вагона на устойчивость колесной пары при ударном входе порожнего вагона в кривую и при выжимании в кривой обеспечивается полностью, так как фактические коэффициенты запаса

устойчивости 1,45 и 2,2 превышают допускаемые значения 1,3 (при ударном выходе) и 1,2 (при выжимании).

Устойчивость вагона от опрокидывания производится при движении его по кривым участкам пути:

- наружу кривой при сжатии вагона;
- внутрь кривой при растяжении вагона.

При оценке устойчивости вагона от опрокидывания наружу кривой рассматривается его движение с максимальной скоростью (для данного радиуса $R = 650$ м и возвышения наружного рельса $h_p = 0,15$ м) в составе поезда. При этом учитываются центробежные и ветровые нагрузки, направленные наружу кривой, и поперечные составляющие P_N^n продольных квазистатических сил сжатия N , действующие на вагон через автосцепки.

При оценке устойчивости вагона от опрокидывания внутрь кривой рассматривается его движение с малой скоростью (когда практически отсутствуют центробежные силы) в режиме тяги поезда. При этом учитываются ветровые нагрузки, направленные внутрь кривой, и поперечные составляющие P_N^n квазистатических сил тяги N на автосцепках. В обоих случаях учитываются поперечные смещения от центрального положения продольной оси вагона центров тяжести кузова и тележки в результате относительных поперечных перемещений элементов вагона за счет поперечных зазоров между ними и боковых наклонов кузова за счет зазоров между скользунами и одно-сторонних просадок рессорных комплектов при

$$P_{\text{дин}} = \frac{F_k h_{\text{цк}} + 2F_T h_{\text{цт}} + F_{\text{вк}} h_{\text{вк}} + 2F_{\text{вт}} h_{\text{вт}} + 2P_N^n h_a + G_k \Delta_k + 2G_t \Delta_t}{n \cdot 2S},$$

где F_k, F_T – боковые силы, действующие на кузов и тележку, равные разности центробежных и поперечных составляющих сил тяжести, возникающих вследствие возвышения наружного рельса, $F_k = m_k a_{\text{неп}}$, $F_T = m_T a_{\text{неп}}$; m_k, m_T – соответственно массы кузова и тележки, $m_k = m_v - 2m_t$; m_v – масса вагона (для груженого – масса брутто, для порожнего – тара вагона); $a_{\text{неп}} = 0,7$ м/с² – наружу кривой, $a_{\text{неп}} = 0,9$ м/с² – внутрь кривой; $h_{\text{цк}}, h_{\text{цт}}$ – высота от уровня головок рельсов до центров тяжести кузова и тележки; $F_{\text{вк}}, F_{\text{вт}}$ – силы давления ветра на кузов и тележку, $F_{\text{вк}} = \omega F_{\text{пк}}$, $F_{\text{вт}} = \omega F_{\text{пт}}$; $F_{\text{пк}}, F_{\text{пт}}$ – боковые проекции площадей кузова и тележки; ω – давление ветра, принимаемое $\omega = 0,4$ кПа – внутрь кривой, $\omega = 0,5$ кПа – наружу кривой; $h_{\text{вт}}, h_{\text{вк}}$ – высота от

действия боковых опрокидывающих моментов.

Учитываются также обезгрузки тележек при действии вертикальных составляющих P_N^B продольных сил N на автосцепках вследствие разницы высот продольных осей автосцепок исследуемого и соседних вагонов.

Коэффициент запаса устойчивости вагона от опрокидывания

$$K_{\text{yc}} = \frac{P_{\text{ст}}}{P_{\text{дин}}} \geq [K_{\text{yc}}],$$

где $P_{\text{ст}}$ – статическая вертикальная сила давления колеса на рельс с учетом обезгрузки при действии вертикальных составляющих продольных сил, действующих на вагон через автосцепки; $P_{\text{дин}}$ – динамическая вертикальная сила давления колеса на рельс, вызванная действием поперечных сил с учетом перемещений центров тяжести кузова и тележек; $[K_{\text{yc}}]$ – допускаемый коэффициент запаса устойчивости от опрокидывания.

Оценка устойчивости от опрокидывания производится для порожнего и груженого состояний вагона.

Статическая вертикальная сила

$$P_{\text{ст}} = \frac{G_v - 2P_N^B}{2n},$$

где G_v – сила тяжести вагона, кН; P_N^B – вертикальная составляющая продольной силы, действующей на кузов вагона через автосцепку; n – число осей вагона.

Динамическая вертикальная сила

уровня головок рельсов до геометрических центров боковых проекций тележки и кузова; P_N^n – поперечная (горизонтальная) составляющая продольной силы, действующая на вагон через автосцепку; h_a – высота от уровня головки рельсов до продольной оси автосцепок; G_k, G_t – сила тяжести кузова и тележки; Δ_k, Δ_t – суммарные, параллельные плоскости головок рельсов перемещения центров тяжести кузова и тележки относительно центрального положения продольной оси вагона; $2S$ – расстояние между кругами катания колес, $2S = 1,6$ м.

Значения P_N^n, P_N^B определяются по формулам

$$P_N^n = N \frac{L_c}{R}, \quad P_N^B = N \frac{\Delta h}{2a},$$

где N – продольная квазистатическая сила, действующая на кузов через автосцепку. Значения N

принимаются равными: для 4-осных грузовых порожних и легкозагруженных вагонов (с осевой нагрузкой до 125 кН): $N = 0,5$ МН – при сжатии вагона в кривой и опрокидывании наружу и $N = 0,7$ МН – при растяжении вагона в кривой и опрокидывании внутрь; для 4-осных грузовых нагруженных вагонов: $N = 1$ МН – при сжатии вагона в кривой и опрокидывании наружу, $N = 1,4$ МН – при растяжении вагона в кривой и опрокидывании внутрь; R – радиус расчетной кривой, принимается равным: при опрокидывании наружу кривой – 650 м, при опрокидывании внутрь кривой – 300 м; L_c – половина длины вагона между осями автосцепок; Δh – разность уровней осей автосцепок исследуемого и соседних вагонов, принимается одинаковой с обоих концов исследуемого вагона, $\Delta h = 0,8$ м; $2a$ – длина жесткого стержня, оборудованного двумя сцепленными автосцепками, для вагонов с типовой автосцепкой: $2a = 2$ м – при сжатии и опрокидывании наружу кривой и

$2a = 1,8$ м – при растяжении и опрокидывании внутрь кривой.

Расчеты на устойчивость против опрокидывания показали, что устойчивость модернизируемого вагона обеспечивается, т. к. коэффициенты устойчивости превышают допускаемые величины 1,3 (наружу кривой) и 1,2 (внутри кривой).

Таким образом, выполненная работа позволяет сделать вывод, что модернизированный вагон для легковых автомобилей модели 11-479М, разработанный на базе двухъярусной платформы для легковых автомобилей модели 13-479, соответствует «Нормам...» [1], а полученные материалы могут быть использованы для строительства опытного образца и сертификации продукции.

Список литературы

1 Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М. : ГосНИИВ–ВНИИЖТ, 1996. – 317 с.

Получено 12.09.2006

V. I. Senko, I. F. Pastuhov, S. V. Makeev, S. V. Mokrenko. Modernization of the bilevel car.

In work are considered design and technological aspects to modernizations two tiers of the platform for passenger cars of the models 13-479. The Maded calculation to toughness and estimation quality move of the coach.

Вестник Белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт. 2007. № 1–2(14–15)

УДК 629.4

И. Л. ЧЕРНИН, кандидат технических наук А. В. ПИГУНОВ, кандидат технических наук, А. В. ПУТЯТО, кандидат технических наук, Н. Г. СЕНЬКО, научный сотрудник, Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель

РАЦИОНАЛЬНЫЕ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ КУЗОВОВ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Отражены актуальные вопросы дальнейшего совершенствования конструкций используемого железнодорожного подвижного состава. Приведено описание новых технических решений, направленных на повышение прочности и надежности основных типов кузовов грузовых вагонов. Даны описания новых конструкций крышек разгрузочных люков полувагонов, бортов универсальных платформ, изготовление которых возможно из листового металлопроката путем свободной гибки фасонных усиливающих частей элементов жесткости металлических листов обшивки, что является первым приближением к использованию на предприятиях бесштамповой технологии изготовления элементов металлоконструкций кузовов грузовых вагонов. Представлено направление совершенствования элементов конструкций наливного подвижного состава, заключающееся в повышении надежности узлов крепления котла к раме и универсальных сливных приборов. Повышение надежности сливных приборов заключается в реализации в существующей конструкции независимого тройного запираения сливного отверстия в корпусе упомянутого устройства для нижнего слива перевозимых наливных грузов из котлов. Представленные конструкторско-технические работы, выполненные в ОНИЛ «ТТОРЕПС», полностью направлены на решение насущных задач службы вагонного хозяйства Белорусской железной дороги и обеспечивают повышение безопасности движения при перевозках грузов.

Ускорение экономического развития страны является важнейшей задачей для всех отраслей промышленности, транспорта. База такого ускорения – научно-технический прогресс, интенсификация производства, повышение его технического, технологического и экономического уровня. Интенсификация перевозочного процесса предусматривает широкое развитие тяжеловесного движения, увеличение скоростей движения, комплексную механизацию производственных про-

цессов, всемерное совершенствование железнодорожного подвижного состава.

Вопросы улучшения технических характеристик подвижного состава остаются крайне важными. Несмотря на проводимое оснащение железнодорожного транспорта новыми локомотивами, грузовыми и пассажирскими вагонами, проблема технического обновления рабочего парка вагонов является актуальной. Железные дороги получают вагоны большей грузоподъемности и вместимо-