

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ, БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ

УДК 629.4.077–592 : 629.463

DOI 10.46973/0201–727X_2026_2_81

*А. Н. Балалаев, А. В. Жебанов*ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ЦИФРОВАЯ МОДЕЛЬ ПОЛУВАГОНА
С ПРОИЗВОЛЬНЫМ ПОЛОЖЕНИЕМ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ

Аннотация. Одной из целей цифровизации железнодорожного транспорта является создание цифровых двойников вагонов, позволяющих управлять их жизненным циклом. Начальными этапами создания цифрового двойника вагона являются, во-первых, разработка цифровых моделей всех модификаций основных узлов вагона конкретной модели и, во-вторых, расширение функций этих моделей для обеспечения возможности прогнозирования работоспособности узлов вагона в конкретных условиях эксплуатации с заданными параметрами и возможными дефектами, что делает эти модели цифровыми тенями конкретных узлов конкретного вагона. Кроме прогнозирования работоспособности узлов и, следовательно, всего вагона, их цифровая тень позволяет обоснованно устанавливать причины неисправностей, препятствующих эксплуатации, сходов подвижного состава, аварий и крушений, то есть использоваться в судебной экспертизе при спорах хозяйствующих субъектов об ответственности за возникновение неисправностей или расследовании происшествий. Начальным этапом разработки цифровой тени полувагона является создание параметрической цифровой модели кузова полувагона с грузом. Рассматривается вопрос об использовании результатов коммерческого осмотра полувагона с сыпучим грузом для моделирования положения суммарного центра масс кузова и груза. Предложен алгоритм определения максимальной нагрузки на пружину рессорного комплекта тележки полувагона. Найденное значение максимальной нагрузки на пружину используется для расчета напряженно-деформированного состояния пружины и определения коэффициента запаса по различным критериям.

Ключевые слова: цифровая модель полувагона, суммарный центр масс, пружинный комплект, модель сыпучего груза, модель пружины, запас прочности.

Для цитирования: Балалаев, А. Н. Параметрическая цифровая модель полувагона с произвольным положением центра тяжести / А. Н. Балалаев, А. В. Жебанов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2026. – № 2. – С. 81–95. – DOI 10.46973/0201–727X_2026_2_81.

Введение

По данным об отцепках грузовых вагонов в текущий отцепочный ремонт (ТОР) за 9 месяцев 2024 г., представленным в [1], количество изломов пружин составило 23,1 тысячи. Основной причиной изломов пружин, по данным [2], является несоответствие разности высот пружин в пружинном комплекте установленной руководящими документами. Так, в [3] к разности высот пружин предъявляются требования, согласно которым для тележки 18-100 высота пружин в одном пружинном комплекте не должна различаться более чем на 4 мм при выпуске из плановых (деповских и капитальных) видов ремонта. Согласно [4] при выпуске из текущего отцепочного ремонта высота пружин в одном пружинном комплекте не должна различаться более чем на 5 мм. Однако в настоящее время замена пружин возможна безотцепочным способом в парке отправления пункта технического обслуживания (ПТО), при этом на такую операцию не распространяется гарантия текущего отцепочного ремонта.

Сопутствующей причиной излома пружины с несоответствием разности высот пружин рессорного комплекта является неравномерность загрузки сыпучего груза, вызывающая смещение суммарного центра масс кузова полувагона с грузом. Такое смещение может быть выявлено при коммерческом осмотре вагонов с помощью вагонных весов [5], способных осуществлять поосевое взвешивание, что позволяет не допускать в эксплуатацию вагоны со смещением центра масс более установленных в [6] нормативных значений по причине возможной потери устойчивости вагона [7]. Однако вагонными весами, позволяющими вести поосевое взвешивание, оборудованы не все пункты коммерческого осмотра, а нахождение величины смещения центра масс в пределах допусков технических условий [6] не гарантирует отсутствие негативного влияния на нагруженность пружин рессорного подвешивания

вагона, то есть величина смещения центра масс в пределах допусков при несоответствии разности высот пружин в пружинном комплекте нормативным документам [3, 4] может привести к сверхнормативной нагруженности пружин. Нагруженность пружин в вертикальной и горизонтальной плоскости анализировалась в работе [8], где сравнивались различные критерии оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) пружин для задачи нахождения коэффициента запаса прочности.

В работе [9] обосновывается многокритериальный подход к определению устойчивости вагона, согласно которому для определения условий обезгруженности колеса при сходе с рельс необходимо учитывать не только техническое состояние множества узлов вагона, но и кососимметричные силы, вызванные смещением центра масс вагона и вызывающие различие зазоров в скользящих. Данный подход следует распространить и на проблему сверхнормативной нагруженности пружин, решить которую можно с помощью исследования цифровой тени рессорного комплекта тележки грузового вагона, основанной на цифровой модели пружинных комплектов с заданными высотами пружин и возможными характерными дефектами, например отколами концевой витка, а также цифровой модели кузова полувагона с грузом, моделирующей заданное положение суммарного центра масс кузова и груза.

В работах [10, 11] описан интегрированный пост автоматизированного приема и диагностики подвижного состава на сортировочных станциях (ППСС), разработанный специалистами Ростовского филиала АО «НИИАС». Одной из функций данного поста является фотографирование открытого подвижного состава (вид сверху) при коммерческом осмотре, построение по фотографии 3D-модели вагона с грузом и определение перегруженной из-за смещения центра масс оси. Функции данного поста могут служить основой построения цифровых теней и двойников как отдельных узлов вагонов (колесных пар, боковых рам, надрессорных балок, пружинных комплектов), так и самих вагонов.

В работе [12] представлена методология построения цифровых теней и цифровых двойников объектов железнодорожного транспорта, показаны различия в этих понятиях. Так, если цифровая модель постоянно совершенствуется в соответствии с данными эксплуатации реального объекта, то это – цифровая тень, она способна предсказывать поведение реального объекта только при условиях эксплуатации, имевших место в прошлом. В отличие от цифровой тени цифровой двойник не только получает обратную связь от реального объекта, но и управляет этим реальным объектом.

Как отмечено в [13], цифровая тень – это лишь промежуточное звено от цифровой модели к цифровому двойнику реального объекта. Поэтому необходимыми условиями для создания цифрового двойника вагона являются, во-первых, разработка цифровых моделей всех модификаций основных узлов вагона и, во-вторых, расширение функций этих моделей для обеспечения возможности прогнозирования работоспособности узлов вагона в конкретных условиях эксплуатации с заданными параметрами и возможными дефектами, что делает эти модели цифровыми тенями конкретных узлов конкретного вагона. Цифровые тени узлов вагона имеют свою прикладную ценность, они позволяют прогнозировать работоспособность узлов и, следовательно, всего вагона в заданных условиях, обоснованно устанавливать причины неисправностей, препятствующих эксплуатации, сходов подвижного состава, аварий и крушений, могут использоваться в судебной экспертизе при спорах хозяйствующих субъектов об ответственности за возникновение неисправностей, а также при расследовании сходов, аварий, крушений.

Начальным этапом разработки цифровой тени полувагона является создание параметрической цифровой модели кузова полувагона с сыпучим грузом, составная часть которой – параметрическая модель сыпучего груза, позволяющая задавать высоту конусов груза и положение центров их оснований. Настройка цифровой модели груза должна осуществляться по задаваемым параметрам, которые корректируются из условия наилучшего согласования положений конусов модели сыпучего груза и фотографий кузова полувагона с грузом, полученных в эксплуатации.

В работе ставится цель – разработать параметрическую цифровую модель полувагона с произвольным положением суммарного центра тяжести, позволяющую моделировать положение груза по фотографии кузова с грузом, полученной в процессе эксплуатации, выявлять наиболее нагруженную пружину рессорного подвешивания полувагона в зависимости от заданных высот пружин и положения суммарного центра масс кузова и груза, определять НДС пружины и ее коэффициент запаса прочности по различным критериям.

Основная часть

Для определения нагрузок на рессорные комплекты от надрессорных балок конкретного вагона в условиях конкретной перевозки необходимо обратиться к данным автоматизированной системы коммерческого осмотра поездов и вагонов (АСКОПВ) или интегрированного поста автоматизированного

приема и диагностики состава на сортировочной станции (ППСС) с целью определения нагрузок с каждого колеса на весы при коммерческом осмотре [7, 10, 11]. Схема нагрузок с каждого колеса и возможное местоположение точки центра масс представлены на рис. 1.

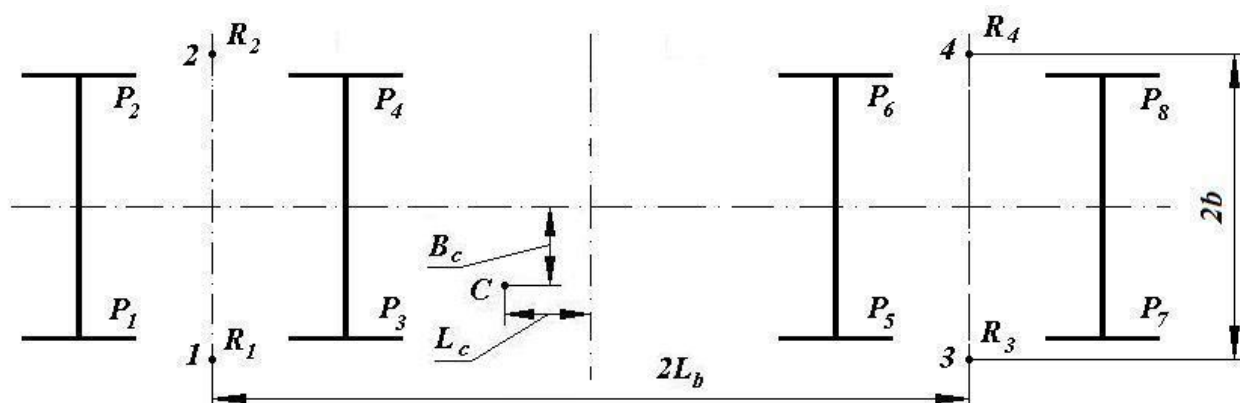


Рис. 1. Схема исходных данных, получаемых с аппаратуры весов АСКОПВ или ППСС, и возможное местоположение центра масс кузова вагона с грузом:

$P_1 \dots P_8$ – нагрузки от колес; $R_1 \dots R_4$ – нагрузки от наддресорных балок на колеса одной стороны каждой тележки; $1 \dots 4$ – геометрические центры рессорных комплектов с каждой стороны каждой тележки; C – местоположение центра масс; L_c – расстояние от центра масс до вертикальной плоскости, проходящей через среднюю поперечную ось вагона; B_c – расстояние от центра масс до вертикальной плоскости, проходящей через среднюю продольную ось вагона; $2L_b$ – длина базы вагона; $2b$ – поперечное расстояние между центрами рессорных комплектов

По результатам поколесного взвешивания вагона при коммерческом осмотре, полученным из АСКОПВ или ППСС, находятся нагрузки с наддресорных балок на рессорные комплекты:

$$\begin{aligned} R_1 &= (P_1 + P_3 - 0,5 \cdot M_t) \cdot g, \\ R_2 &= (P_2 + P_4 - 0,5 \cdot M_t) \cdot g, \\ R_3 &= (P_5 + P_7 - 0,5 \cdot M_t) \cdot g, \\ R_4 &= (P_6 + P_8 - 0,5 \cdot M_t) \cdot g, \end{aligned} \quad (1)$$

где $P_1 \dots P_8$ – весовая нагрузка с одного вагонного колеса с индексом $i = 1 \dots 8$ в соответствии с обозначениями рис. 1, кг; M_t – масса двухосной тележки, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Однако если нет возможности произвести поколесное взвешивание вагона, но имеются фотографии кузова с грузом, то можно составить 3D-модель груза по фотографиям с двух ракурсов, на которых видны границы сыпучего груза на боковых стенках. На рис. 2 показан пример одного из необходимых ракурсов кузова полувагона. На рис. 2, б показана эта же фотография с наложенной на нее схемой измерений.

Другой необходимый ракурс фотографии полувагона с грузом должен быть таким, чтобы была видна граница груза на правой боковой стенке кузова.

Для моделирования положения груза в модели кузова полувагона несколькими конусами необходимо на фотографии (рис. 2, а) измерить расстояния от верхней обвязки кузова до границы сыпучего груза в нескольких местах с постоянным шагом по длине кузова.

Следует отметить, что процесс измерения фотографий и расчета реальных расстояний от границы груза до верха кузова может быть автоматизирован с помощью специализированных программ фотометрии, таких, например, как Iphoto Measure, ImageMeter и др. Однако можно использовать приближенный метод обработки фотографий полувагона, основанный на том, что реальный кузов полувагона представляет собой параллелепипед с известными для заданной модели вагона сторонами (высота, ширина и длина кузова). В этом случае измерения на фотографии переводятся в реальные размеры с учетом масштаба (отношение размера известного эталонного объекта к размеру аналогичного

объекта на фотографии) и перспективы, которая учитывается по соотношению измеренных на фотографии двух одинаковых эталонных объектов с известными размерами на разных планах (заднем, переднем).

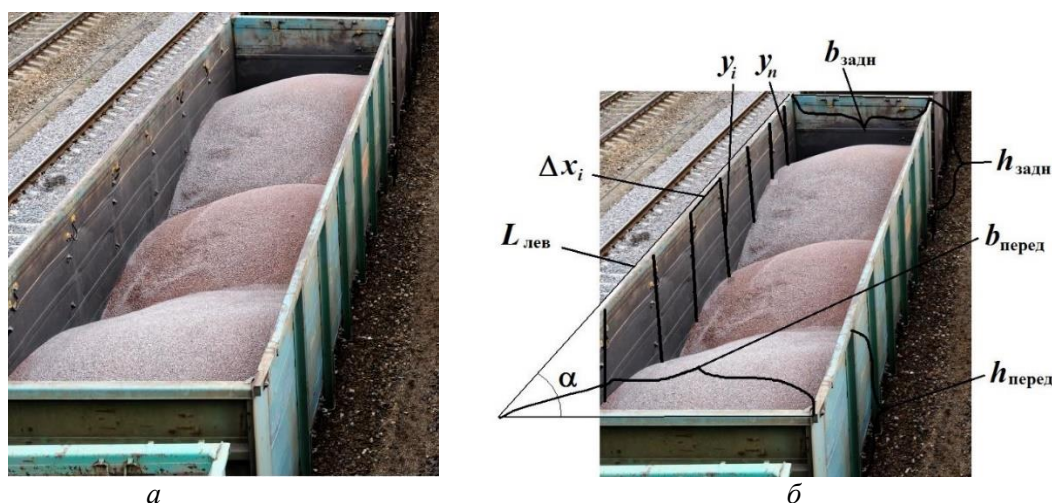


Рис. 2. Фотографии полувагона с сыпучим грузом:

a – вид справа с видимостью границы груза на левой боковой стенке; *б* – этот же вид с обозначениями схемы измерений фотографии

Из-за наличия на фотографии перспективы места измерения на верхней обвязке кузова будут находиться друг от друга на разном расстоянии Δx_i , определить которое можно приближенно из решения системы уравнений:

$$\Delta x_i = \frac{L_{\text{лев}} \cdot \sin(\alpha)}{n} \cdot \frac{b_{\text{перед}}}{b_{\text{задн}}} \cdot c \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{b_{\text{задн}}}{b_{\text{перед}}} \right) \cdot \frac{i-1}{n-1} \right],$$

$$c = \frac{L_{\text{лев}}}{\sum_{i=1}^n \Delta x_i}, \quad (2)$$

где $L_{\text{лев}}$ – измеренная на фотографии длина левой боковой стенки кузова в районе верхней обвязки, мм; α – измеренный на фотографии угол между левой боковой стенкой и передней торцевой стенкой, град; n – число разбиений длины $L_{\text{лев}}$ для определения мест измерений расстояния от верхней обвязки кузова до границы сыпучего груза; $b_{\text{перед}}$ – измеренная на фотографии ширина передней к зрителю торцевой стенки кузова в районе верхней обвязки, мм; $b_{\text{задн}}$ – измеренная на фотографии ширина задней к зрителю торцевой стенки кузова в районе верхней обвязки, мм; c – поправочный коэффициент; i – порядковый номер места измерения, начиная с передней к зрителю части левой боковой стенки.

Определив таким образом места измерений с учетом перспективы фотографии, далее необходимо измерить на фотографии рис. 2, *a* расстояния от верхней обвязки кузова до границы сыпучего груза на линиях, параллельных линии сопряжения задней торцевой и левой боковой стенок кузова, как показано на рис. 2, *б* – см., например, линии с размерами y_i и y_n . Перевести эти измеренные на фотографии величины в реальные размеры можно приближенно с учетом масштаба и перспективы фотографии по формуле:

$$y_{\text{реал}} = y_i \cdot \frac{H}{h_{\text{перед}}} \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{h_{\text{перед}}}{h_{\text{задн}}} \right) \cdot \frac{i-1}{n-1} \right], \quad (3)$$

где y_i – измеренные на фотографии расстояния от верхней обвязки кузова до границы сыпучего груза, мм; H – известная высота кузова (опорный размер эталонного объекта), мм; $h_{\text{перед}}$ – измеренная на фотографии высота передней к зрителю торцевой стенки кузова в районе доступном для измерений, мм; $h_{\text{задн}}$ – измеренная на фотографии высота задней к зрителю торцевой стенки кузова, мм.

Такие же измерения и вычисления необходимо провести для фотографии полувагона с грузом с другого ракурса, при котором видна граница сыпучего груза на правой боковой стенке.

Далее проводится моделирование положения груза в модели кузова полувагона несколькими конусами так, чтобы обеспечить такие же расстояния от верха модели кузова до модели груза. На рис. 3 показана модель полувагона с грузом и датчиками уровня, показывающими расстояние от верха модели кузова до модели груза, образованной тремя конусами.

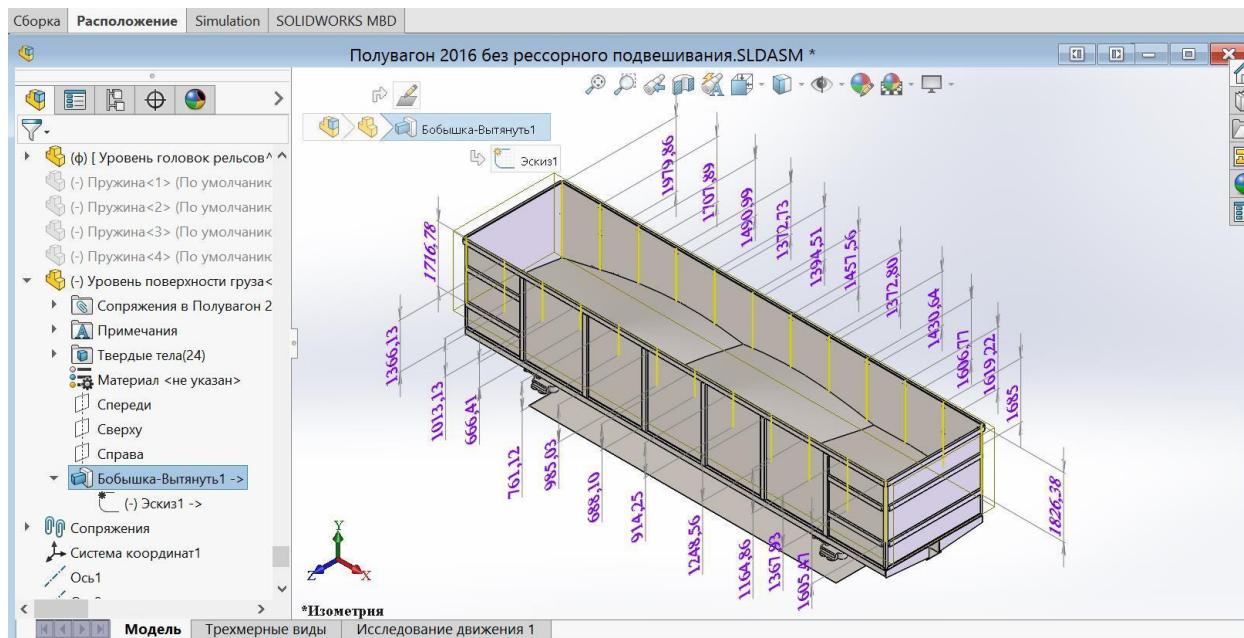


Рис. 3. Модель полувагона с насыпным грузом и датчиками уровня груза

Датчики уровня груза, изображенные на рис. 3, снабжены размерами для справок, показывающими расстояния от верха кузова до поверхности груза.

Обеспечив совпадение этих размеров с соответствующими величинами $h_{\text{реали}}$, можно определить центр масс модели кузова с грузом относительно системы координат с центром, находящимся на пересечении трех ортогональных плоскостей: плоскости головок рельс, плоскости, проходящей через продольную ось полувагона, и плоскости, проходящей через поперечную ось полувагона.

На рис. 4 показана цифровая модель полувагона с грузом, таблица с глобальными переменными, определяющими размеры и смещения оснований трех конусов модели груза, и таблица с массовыми характеристиками полувагона с грузом, где указаны координаты центра масс относительно системы координат «Система координат 2», центр которой размещен в геометрическом центре проекции днища полувагона на плоскость головок рельс.

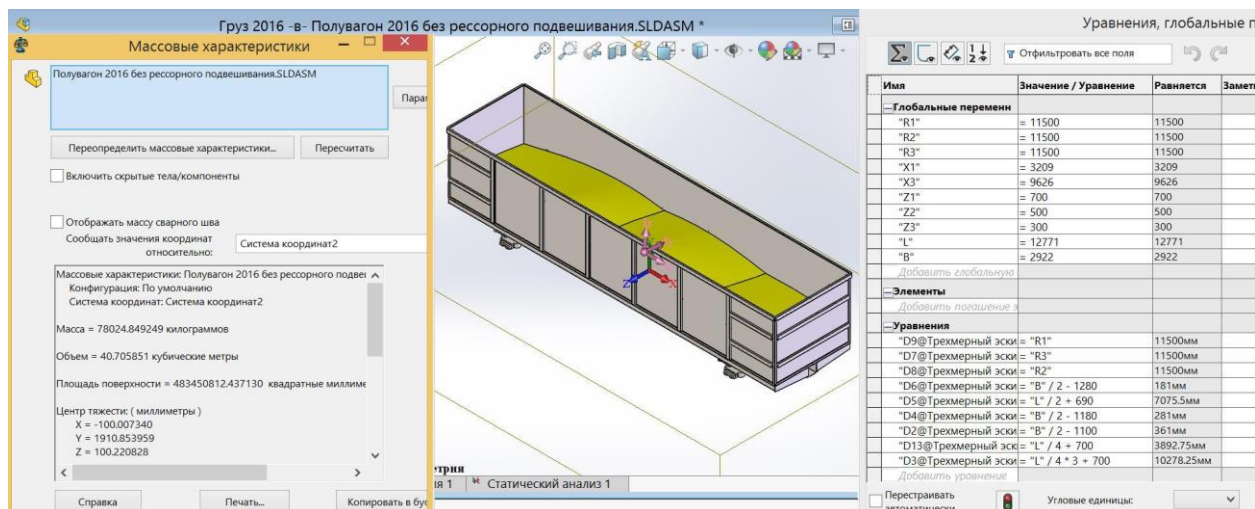


Рис. 4. Массовые характеристики модели кузова полувагона с грузом, с таблицей параметров для расчетов геометрии трех конусов

Как видно на рис. 4, суммарный центр масс кузова с грузом смещен относительно и продольной, и поперечной осей полувагона примерно на 100 мм, а масса кузова с грузом составляет 78 025 кг.

По смещению суммарного центра масс кузова с грузом относительно геометрического центра модели кузова можно определить нагрузки с надрессорных балок на рессорные комплекты $R_1 \dots R_4$.

Если представить в плане местоположение точки центра масс кузова с грузом в соответствии с рис. 1, то можно составить уравнения сохранения моментов относительно каждой комбинации из двух соседних точек центров четырех рессорных комплектов, то есть получить четыре уравнения, связывающие нагрузки от надрессорных балок $R_1 \dots R_4$ с величинами L_c и B_c , представляющими собой смещения суммарного центра масс кузова с грузом соответственно от поперечной и продольной осей полувагона. Например, для точек 1 и 2 уравнение сохранения моментов в проекции на плоскость, проходящую через эти точки, имеет вид:

$$R_1 \cdot (b - B_c) = R_2 \cdot (b + B_c), \quad (4)$$

аналогично уравнению (4) можно составить для точек 1 и 3 уравнение сохранения моментов в проекции на плоскость, проходящую через эти точки:

$$R_1 \cdot (L_b - L_c) = R_3 \cdot (L_b + L_c), \quad (5)$$

где b – половина поперечного расстояния между центрами рессорных комплектов, м; L_b – половина базы полувагона (половина расстояния между осями пятников), м.

После составления уравнений сохранения момента для двух других пар точек аналогично уравнениям (4) и (5) и преобразований этих уравнений получают выражения относительно нагрузок $R_1 \dots R_4$ [Н]:

$$\begin{aligned} R_1 &= G_k \cdot g \cdot \left(0,5 + \frac{L_c}{2L_b} \right) \cdot \left(0,5 + \frac{B_c}{2b} \right), \\ R_2 &= G_k \cdot g \cdot \left(0,5 + \frac{L_c}{2L_b} \right) \cdot \left(0,5 - \frac{B_c}{2b} \right), \\ R_3 &= G_k \cdot g \cdot \left(0,5 - \frac{L_c}{2L_b} \right) \cdot \left(0,5 + \frac{B_c}{2b} \right), \\ R_4 &= G_k \cdot g \cdot \left(0,5 - \frac{L_c}{2L_b} \right) \cdot \left(0,5 - \frac{B_c}{2b} \right), \end{aligned} \quad (6)$$

где G_k – масса кузова полувагона с грузом, кг (в дальнейших расчетах принималась равной 78 025 кг).

Нагрузки на рессорные комплекты, определяемые по формулам (6), характерны для вагона в статическом состоянии, этот режим нагружения можно распространить на вагон, движущийся с постоянной скоростью на прямолинейном горизонтальном участке пути. Однако при движении в кривой на вагон кроме силы тяжести действуют боковые силы: сила инерции от непогашенного центробежного ускорения и боковая сила, действующая на кузов вагона через автосцепные устройства и возникающая от продольной силы. Кроме того, центр масс кузова с грузом может быть смещен в поперечном направлении из-за возвышения наружного рельса в кривом участке, а на боковую стенку кузова вагона может действовать давление ветра. Вышеперечисленные боковые силы можно рассчитать следующим образом.

Сила инерции от непогашенного ускорения при прохождении вагоном кривого участка пути складывается с учетом знака из центробежной силы и силы, вызванной наклоном кузова вагона за счет возвышения наружного рельса:

$$F_p = G_k \cdot \frac{V_R^2}{R} - G_k \cdot g \cdot \frac{H_p}{2S}, \quad (7)$$

где V_R – скорость движения вагона, м/с; R – радиус кривого участка, м; H_p – величина возвышения наружного рельса, м; $2S$ – расстояние между кругами катания колес в колесной паре, м: принимают равным 1,580 м для прямой или кривой радиусом 650 м, равным 1,592 м для кривой радиусом 300 м и равным 1,595 м для кривой радиусом 250 м.

Боковая сила, действующая на кузов вагона через автосцепные устройства, находится в соответствии с рекомендациями [14] по формуле

$$P_N = N_p \cdot \frac{2L_c}{2 \cdot R}, \quad (8)$$

где N_p – продольная сила (для груженого вагона в расчете потери устойчивости наружу кривой по рекомендациям [14] принимается $N_p = 1\,000\,000$ Н, в расчете потери устойчивости внутрь кривой – $N_p = 1\,400\,000$ Н); $2L_c$ – длина вагона по осям автосцепок, м.

В соответствии с рекомендациями [14] давление ветра при расчете устойчивости вагона принимается равным $q = 360$ Па.

Учесть боковые силы в расчете нагрузок на рессорные комплекты можно с помощью исследования модели необрессоренной части кузова полувагона с грузом, показанной на рис. 3 и 4, в программе CAE, например, T-Flex с модулем «Анализ» или SolidWorks Simulation. Данные программы позволяют рассчитывать для 3D-модели кузова полувагона с грузом по методу конечных элементов (МКЭ) реакции опорных поверхностей наддрессорных балок. Преимущества такого определения нагрузок на рессорные комплекты по сравнению с базовым расчетом по формулам (6) заключаются в учете воздействия боковых сил на кузов полувагона и учете всех параметров модели груза, в частности высоты его центра масс. На рис. 5 представлены результаты расчета силы реакции на левой опорной поверхности наддрессорной балки первой тележки полувагона, выполненные в SolidWorks Simulation.

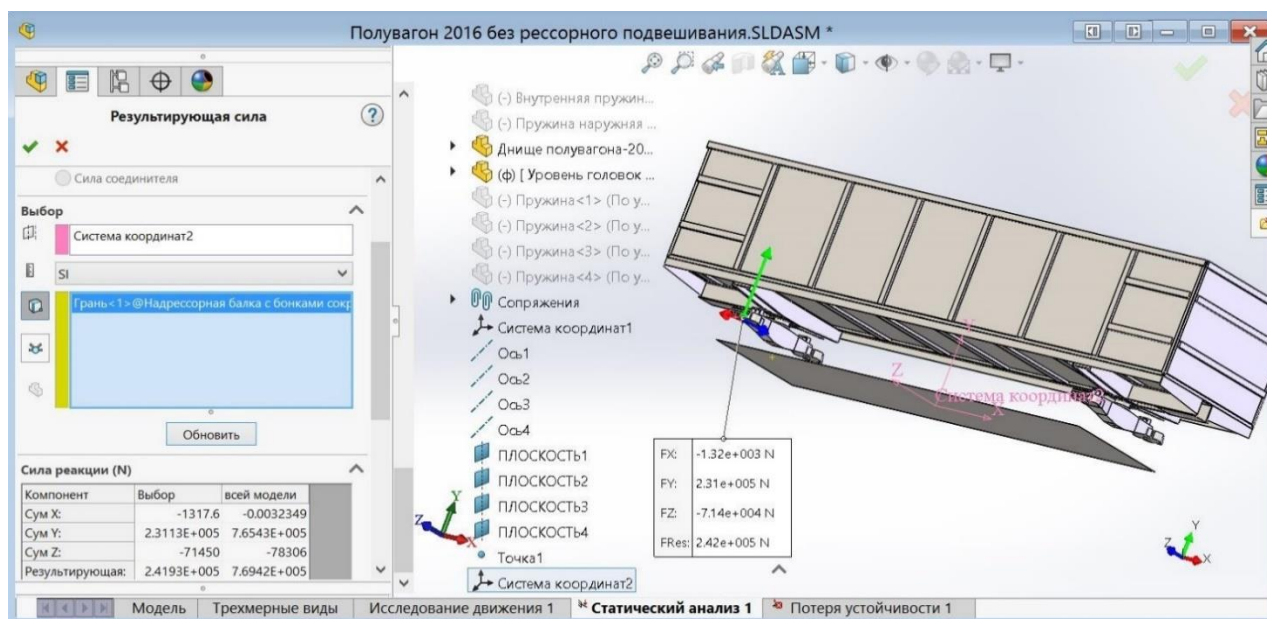


Рис. 5. Результаты расчета силы реакции на опорной поверхности наддрессорной балки

Как видно из таблицы результатов на рис. 5, величина силы реакции по вертикальной координате Y равна 231 130 Н. Силы реакции в подобных расчетах определяются на поверхностях, которые в исследованиях на статическую прочность были зафиксированы как неподвижные. Этими поверхностями были четыре опорные поверхности наддрессорных балок.

Для валидации расчетной модели были определены силы реакции на четырех опорных поверхностях наддрессорных балок полувагона с грузом без учета боковых сил и результаты расчета по формулам (4), также не учитывающим боковые силы. В табл. 1 приведены результаты расчета нагрузок на рессорные комплекты, выполненные в SolidWorks Simulation и не учитывающие боковые силы, результаты расчета этих нагрузок по формулам (4) и результаты расчета этих нагрузок, выполненные в SolidWorks Simulation, с учетом боковых сил, которые составляли: $F_p = 54618$ Н, $P_N = 10708$ Н, $q = 360$ Па.

Таблица 1

**Результаты расчета нагрузок на рессорные комплекты с учетом и без учета действия
на полувагон с грузом боковых сил**

Метод расчета нагрузок на рессорные комплекты	Нагрузки на рессорные комплекты от кузова полувагона с грузом			
	R_1 , Н	R_2 , Н	R_3 , Н	R_4 , Н
1-й вариант: расчет по формулам (6) без смещения суммарного центра масс	191 356	191 356	191 356	191356
2-й вариант: расчет по формулам (6) со смещением суммарного центра масс $L_c = 100$ мм, $B_c = 100$ мм	214 948	176 496	205 359	168 622
3-й вариант: расчет в SolidWorks Simulation со смещением суммарного центра масс $L_c = 100$ мм, $B_c = 100$ мм без учета боковых сил	212 200	178 580	203 670	170 980
4-й вариант: расчет в SolidWorks Simulation со смещением суммарного центра масс $L_c = 100$ мм, $B_c = 100$ мм с учетом боковых сил в кривом участке	231 130	159 440	222 630	152 220

Относительное среднеквадратическое отклонение величин нагрузок $R_1 \dots R_4$, подсчитанных в третьем варианте, от этих величин, подсчитанных во втором варианте, составило 2,4 %, что можно объяснить приближенностью МКЭ. При использовании МКЭ обычно для повышения точности уменьшают размер расчетной сетки до тех пор, пока относительная разность вычисляемого параметра в двух расчетах с разными размерами сетки не становится меньше 5 %, причем дальнейшее уменьшение размера сетки приводит к значительному увеличению продолжительности вычислений и затратам оперативной памяти компьютера.

Как видно из сравнения результатов расчета во втором и третьем вариантах, представленных в табл. 1, учет боковых сил приводит к увеличению разности между максимальной R_1 и минимальной R_4 нагрузок. Так, отношение R_1/R_4 в четвертом варианте расчета (с учетом боковых сил) равно 1,518, а эта же величина в третьем варианте расчета (без учета боковых сил) равна 1,241.

Высоту пружин рессорного комплекта, состоящего из n_0 двухрядных пружин (без учета подклиновых пружин), можно определить из следующего выражения:

$$H_{\Sigma i} = \frac{\left(\sum_{j=1}^{n1} Hn_{i,j} \cdot Cn_{i,j} + \sum_{j=1}^{n2} Hv_{i,j} \cdot Cv_{i,j} \right) - R_i}{\sum_{j=1}^{n1} Cn_{i,j} + \sum_{j=1}^{n2} Cv_{i,j}}, \quad (9)$$

где i – номер рессорного комплекта; j – номер двухрядной пружины в рессорном комплекте; $n1$ – число исправных наружных пружин; $n2$ – число исправных внутренних пружин; $Hn_{i,j}$ – высота j -й наружной пружины i -го рессорного комплекта, мм; $Cn_{i,j}$ – жесткость j -й наружной пружины i -го рессорного комплекта, Н/мм; $Hv_{i,j}$ – высота j -й внутренней пружины i -го рессорного комплекта, мм; $Cv_{i,j}$ – жесткость j -й внутренней пружины i -го рессорного комплекта, Н/мм. Если все пружины рессорного комплекта исправны, то $n1 = n2 = n_0$.

Уравнение (9) составлено в виде, позволяющем рассчитывать прогиб рессорного комплекта, состоящего из пружин разной высоты, учитывать возможное отсутствие или излом части пружин, а также замену пружины на пружину другого типа с другим диаметром прутка.

Согласно рекомендациям ГОСТ 13765-86 жесткость пружин $Cn_{i,j}$ или $Cv_{i,j}$ [Н/мм] определяется по формуле [15]:

$$C = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}, \quad (10)$$

где G – модуль сдвига, МПа; d – диаметр прутка пружины, мм; D – средний диаметр пружины, мм;

n – число рабочих витков пружины.

Модуль сдвига можно рассчитать по значениям модуля упругости Юнга и коэффициента Пуассона по известной формуле:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)}, \quad (11)$$

где E – модуль упругости Юнга, МПа; μ – коэффициент Пуассона.

В работе [16] в виде графиков представлены зависимости коэффициента Пуассона и модуля упругости Юнга от температуры, полученные путем обработки справочных значений. Использование этих данных позволяет уточнять величину жесткости пружин с помощью формул (10) и (11) для заданных погодных условий эксплуатации. Так, согласно [16] жесткость пружин понижалась на 4 % при повышении температуры от -50°C до $+50^\circ\text{C}$.

Формулы (10) и (11) позволяют определять величину жесткости пружины с учетом ее реальных размеров, которые можно получить путем обмера лишь в процессе расследования причин схода грузового вагона с рельс. Это условие ограничивает использование цифровой модели полувагона с грузом для прогнозирования работоспособности полувагона, то есть в качестве цифровой тени, однако решает задачу проведения судебной экспертизы при спорах хозяйствующих субъектов об ответственности за возникновение неисправностей или расследовании сходов, аварий, крушений. При проведении такой экспертизы жесткость пружин можно определять из эксперимента как частное от деления нагрузки на прогиб. Также в ходе судебного расследования причин схода вагонов с рельс измеряется высота каждой пружины.

Определив из уравнения (9) общую высоту сжатого рессорного комплекта $H_{\Sigma i}$, можно найти нагрузки на каждую наружную (сила $F_{n_{i,j}}$) и внутреннюю (сила $F_{v_{i,j}}$) пружину по следующим выражениям:

$$\begin{aligned} F_{n_{i,j}} &= (H_{n_{i,j}} - H_{\Sigma i}) \cdot C_{n_{i,j}}, \\ F_{v_{i,j}} &= (H_{v_{i,j}} - H_{\Sigma i}) \cdot C_{v_{i,j}}. \end{aligned} \quad (12)$$

По величинам нагрузок на одиночные пружины, найденным по формулам (12), можно определить касательные напряжения из выражения, рекомендованного [15] для определения максимального касательного напряжения,

$$\tau_k = \frac{8 \cdot F \cdot D \cdot k}{\pi \cdot d^3}, \quad (13)$$

где F – сила, найденная по формулам (12), Н; k – коэффициент, учитывающий кривизну витков пружины. Величина коэффициента k находится по рекомендациям [15]:

$$k = \frac{4 \cdot i - 1}{4 \cdot i - 4} + \frac{0,615}{i}, \quad (14)$$

где $i = D/d$ – индекс пружины.

Для нахождения запаса прочности необходимо предельную величину касательного напряжения для заданного материала прутка пружины, которую можно найти из государственного стандарта, соответствующего классу пружины, разделить на найденную по формуле (13) величину касательного напряжения. Так по ГОСТ 13765-86 максимальная величина касательного напряжения для пружин грузовых тележек назначается по табл. 2 ГОСТ 13764-86 [21], в которой для пружин II класса 4-го разряда $\tau_{k \max} = 800$ МПа [17]. Коэффициент запаса прочности при этом находится по формуле:

$$k_\tau = \frac{\tau_{k \max}}{\tau_k}. \quad (15)$$

Если $k_\tau > 1$, то при статическом нагружении не произойдет разрушения пружины.

Запас прочности при статическом исследовании в SolidWorks Simulation можно определить с помощью виртуального испытательного стенда пружин, описанного в [16–18]. Нагрузив модель пружины силой $F_{n_{i,j}}$ или $F_{v_{i,j}}$ при использовании их максимальных значений, можно в SolidWorks Simulation найти коэффициент запаса прочности по критерию максимального напряжения при сдвиге в контексте модели Треска:

$$k_{Tresca} = \frac{0,5 \cdot [\sigma_{\tau}]}{\tau_{\max}}, \quad (16)$$

где $[\sigma_{\tau}]$ – предел текучести материала пружины; $\tau_{\max}$ – максимальное напряжение при сдвиге, которое находится выбором наибольшего значения среди сдвиговых напряжений $\sigma_{12} = (\sigma_1 - \sigma_2)/2$; $\sigma_{23} = (\sigma_2 - \sigma_3)/2$; $\sigma_{13} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2$, определяемых по главным напряжениям $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, ранжированным в порядке уменьшения.

Если $k_{Tresca} > 1$, то при статическом нагружении не произойдет разрушения пружины.

В SolidWorks Simulation коэффициент запаса прочности можно также найти по критерию Губера – Мизеса, который обосновывался в [8] как более предпочтительный

$$k_{Mises} = \frac{0,57735 \cdot [\sigma_{\tau}]}{\tau}, \quad (17)$$

где τ – максимальное касательное напряжение по Мизесу, определяемое из выражения:

$$\tau = \frac{1}{\sqrt{6}} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (18)$$

Если $k_{Mises} > 1$, то при статическом нагружении не произойдет разрушения пружины.

В табл. 2 сведены результаты расчетов максимальных касательных напряжений и коэффициентов запаса прочности для наружной и внутренней пружин комплекта, на который приходится максимальная нагрузка. Значения нагрузки брались из табл. 1.

Таблица 2

Результаты расчета касательных напряжений и коэффициентов запаса прочности с учетом и без учета действия на полувагон с грузом боковых сил

Метод расчета нагрузок, касательных напряжений и коэффициентов запаса одиночных пружин	Максимальное касательное напряжение в пружине, МПа		Коэффициент запаса прочности пружины	
	наружная	внутренняя	наружная	внутренняя
1-й вариант: расчет максимальной нагрузки по формуле (6) без смещения суммарного центра масс, расчет касательного напряжения по формуле (13), расчет коэффициента запаса прочности по формуле (15)	525,3	544,2	1,523	1,470
2-й вариант: расчет максимальной нагрузки по формуле (6) со смещением суммарного центра масс $L_c = 100$ мм, $B_c = 100$ мм, расчет касательного напряжения по формуле (13), расчет коэффициента запаса прочности по формуле (15)	580,6	601,5	1,378	1,330
3-й вариант: расчет в SolidWorks Simulation со смещением суммарного центра масс $L_c = 100$ мм, $B_c = 100$ мм без учета боковых сил, расчет коэффициента запаса прочности по критерию Треска – формула (16)	607	619,0	1,091	1,070

Окончание табл. 2

Метод расчета нагрузок, касательных напряжений и коэффициентов запаса одиночных пружин	Максимальное касательное напряжение в пружине, МПа		Коэффициент запаса прочности пружины	
	наружная	внутренняя	наружная	внутренняя
4-й вариант: расчет в SolidWorks Simulation со смещением суммарного центра масс $L_c = 100$ мм, $B_c = 100$ мм без учета боковых сил, расчет коэффициента запаса прочности по критерию Губера – Мизеса – формулы (17), (18)	607,4	620,1	1,260	1,234
5-й вариант: расчет в SolidWorks Simulation со смещением суммарного центра масс $L_c = 100$ мм, $B_c = 100$ мм с учетом боковых сил, расчет коэффициента запаса прочности по критерию Треска – формула (16)	660,5	674,0	1,003	0,983
6-й вариант: расчет в SolidWorks Simulation со смещением суммарного центра масс $L_c = 100$ мм, $B_c = 100$ мм с учетом боковых сил, расчет коэффициента запаса прочности по критерию Губера – Мизеса – формулы (17), (18)	661,1	674,9	1,157	1,134

Как видно из табл. 2, максимальные касательные напряжения в вариантах расчета 2 и 3 отличаются на 2,9...4,5 %. Также в этих вариантах заметно расхождение коэффициентов запаса прочности примерно на 24...26 %, что объясняется различием в выборе максимально допустимого значения касательного напряжения. Так, в SolidWorks Simulation в соответствии с формулой (16) в качестве максимально допустимого касательного напряжения используется половина предела текучести материала пружины при сжатии. При значении $[\sigma_\tau] = 1325$ МПа, принятом в SolidWorks Simulation для материала пружин 60C2XA, максимально допустимое значение касательного напряжения составляло 662,5 МПа, что на 21 % меньше значения $\tau_{k \max} = 800$ МПа, принятого по ГОСТ 13764-86 [18–22].

Сравнение результатов в вариантах расчета 3 и 4 в табл. 2 показывает незначительные (менее 0,2 %) расхождения в значениях максимальных касательных напряжений. Сравнение результатов в вариантах расчета 2 и 4 показывает расхождения значений коэффициентов запаса прочности на 7,8...9,4 %, что значительно меньше расхождений в вариантах 2 и 3.

Сравнение между собой результатов в вариантах расчета 3 и 5, а также 4 и 6 в табл. 2 показывает заметное (на 6...7 %) снижение коэффициента запаса прочности за счет учета боковых сил. Использование в SolidWorks Simulation критерия Треска (16) при исследовании внутренней пружины с максимальными нагрузками, найденными с учетом смещения суммарного центра масс кузова и груза и с учетом боковых сил, приводит к выводу о возможном разрушении пружины. По остальным критериям разрушение пружин не прогнозируется.

В данной работе не ставилась цель создания цифровой тени полувагона, однако на основе проведенного исследования можно предполагать возможность эволюции параметрической цифровой модели полувагона с произвольным центром тяжести до цифровой тени и цифрового двойника. Так, при использовании данных эксплуатации полувагона, таких как фотографии полувагона в двух ракурсах, погодные условия, прохождение кривого участка с известным возвышением наружного рельса, реальные размеры пружин (средний диаметр, диаметр прутка, высота), возможно получение прогноза разрушения наиболее нагруженной пружины и выдача предупреждения о необходимости запрета эксплуатации такого вагона. Функционирование цифровой тени и цифрового двойника конкретного полувагона возможно на облачной цифровой платформе управления жизненным циклом подвижного состава при использовании искусственного интеллекта, собирающего данные о сочетании возможных неблагоприятных факторов эксплуатации полувагона (данные по колесному взвешиванию, фотографии кузова с грузом, прогноз силы и направления ветра, данные кривого участка пути предполагаемого маршрута)

и использующего данные электронного паспорта полувагона, где актуализированы параметры всех пружин (средний диаметр, диаметр прутка, высота). К сожалению, в настоящее время электронный паспорт вагона не содержит размеров пружин на момент формирования тележки и не предусматривает изменения этих данных при замене пружин в эксплуатации.

Выводы

Разработана параметрическая цифровая модель полувагона с произвольным положением суммарного центра тяжести, позволяющая моделировать положение груза по фотографии кузова с грузом, полученной в процессе эксплуатации, выявлять наиболее нагруженную пружину рессорного подвешивания полувагона в зависимости от заданных высот пружин и положения суммарного центра масс кузова и груза, определять НДС пружины и коэффициент ее запаса прочности по различным критериям.

Как показали тестовые расчеты наиболее нагруженных пружин при максимально допустимых смещениях суммарного центра масс сыпучего груза в полувагоне по 100 мм при прохождении кривого участка радиусом 650 м с непогашенным ускорением $0,7 \text{ м/с}^2$ и возвышением наружного рельса на 50 мм прогнозируется разрушение внутренней пружины по критерию Треска. По критерию Губера – Мизеса и по расчету, проведенному согласно методике, рекомендуемой ГОСТ 13765-86, разрушение пружин не прогнозируется.

Таким образом, разработанная параметрическая цифровая модель полувагона с сыпучим грузом может служить основой для построения цифровой тени при использовании данных эксплуатации полувагона (фотографии полувагона в двух ракурсах, погодные условия, прохождение кривого участка с известным возвышением наружного рельса), что позволит предсказывать возможное разрушение пружины при стечении неблагоприятных факторов: смещении суммарного центра масс кузова и груза, прохождении кривого участка с непогашенным ускорением, различиях высот пружин в комплекте и т. д.

Список литературы

- 1 Агафонов, М. С. Отцепки грузовых вагонов в неплановый ремонт за 9 месяцев 2024 г. / М. С. Агафонов // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2024. – № 4 (80). – С. 8–9. – ISSN 1817-6089.
- 2 Бороненко, Ю. П. Причины излома пружин тележек типа 18-100 в эксплуатации / Ю. П. Бороненко, С. В. Меркушев // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. – 2021. – № 4 (95). – С. 41–43. – ISSN 1994-831X.
- 3 РД 32 ЦВ 052-2009. Общее руководство по ремонту. Ремонт тележек грузовых вагонов тип 2 по ГОСТ 9246 с боковыми скользунами зазорного типа : утвержден Советом по железнодорожному транспорту государств – участников Содружества 13–14 мая 2010 г. № 52 (ред. от 11.06.2025). – Москва, 2010. – 80 с.
- 4 РД 32 ЦВ-056-97. Грузовые вагоны железных дорог колеи 1520 мм. Руководство по текущему отцепочному ремонту : утвержден МПС РФ 2 сентября 1997 г. (ред. от 19.10.2018). – Москва : МПС РФ, 1997. – 32 с.
- 5 Прогрессивные системы взвешивания вагонов // Железные дороги мира. – 2015. – № 5. – С. 55–59. – ISSN 0321-1495.
- 6 Технические условия размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах : утверждены МПС России 27 мая 2003 г. № ЦМ-943. – Москва : Юртранс, 2003. – 544 с.

References

- 1 Agafonov, M. Uncoupling of freight cars for unscheduled repairs over 9 months of 2024 / M. S. Agafonov // Vagony i vagonnoe hozyajstvo. – 2024. – No. 4 (80). – P. 8–9. – ISSN 1817-6089.
- 2 Boronenko, Yu. P. Causes of fracture of springs of type 18-100 bogies in operation / Yu. P. Boronenko, S. V. Merkushev // Transport of the Russian Federation. Journal of science, practice, economics. – 2021. – No. 4 (95). – P. 41–43. – ISSN 1994-831X.
- 3 RD 32 CV 052-2009. General repair guide. Repair of freight car bogies trolleys type 2 according to GOST 9246 with clearance type side slides : approved by the Council for Railway Transport of the Commonwealth Member States on May 13–14, 2010 No. 52 (amended on 11.06.2025). – Moscow, 2010. – 80 p.
- 4 RD 32 CV-056-97. Freight cars of 1520 mm gauge railways. Guidelines for routine uncoupling repairs : approved by the Ministry of Railways of the Russian Federation on September 2, 1997 (amended on 19.10.2018). – Moscow : Ministry of Railways of the Russian Federation, 1997. – 32 p.
- 5 Progressive Carriage Weighing Systems // Rail international. – 2015. – No. 5. – P. 55–59. – ISSN 0321-1495.
- 6 Technical conditions for the placement and fastening of goods in wagons and containers : approved by the Ministry of Railways of the Russian Federation on May 27, 2003 No. CM-943. – Moscow : Yurtrans, 2003. – 544 p.

7 **Винокурова, Т. А.** Алгоритм автоматизированного контроля смещения общего центра тяжести груза в вагоне при перевозке железнодорожным транспортом / Т. А. Винокурова, А. Б. Галушкин, А. А. Рахмилевич // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2019. – Т. 78, № 5. – С. 266–273. – DOI 10.21780/2223-9731-2019-78-5-273.

8 **Попович, С. И.** Определение горизонтальной жесткости и оценка напряженного состояния при проектировании пружин тележек грузовых вагонов / С. И. Попович, Д. В. Шевченко, А. М. Орлова // Проблемы и перспективы развития вагоностроения : сборник научных трудов VIII Всероссийской научно-технической конференции, Брянск, 18–19 апреля 2019 года. – Брянск : Брянский государственный технический университет, 2019. – С. 135–138. – ISBN 978-5-907270-40-4.

9 **Попова, Т. А.** Многокритериальный подход к определению устойчивости подвижного состава / Т. А. Попова, Г. И. Петров // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2025. – № 1 (70). – С. 117–125. – ISSN 1818-5509.

10 **Хатламаджиян, А. Е.** Применение современных цифровых технологий и технических средств для повышения безопасности и эффективности перевозочного процесса подвижного состава / А. Е. Хатламаджиян, И. А. Яицков, И. А. Степин // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2020. – № 1 (50). – С. 107–110. – ISSN 1818-5509.

11 **Осипова, Т. П.** Модель технического обслуживания грузовых вагонов с сокращением влияния человеческого фактора / Т. П. Осипова, А. В. Жебанов // Наука и образование транспорту. – 2025. – № 1. – С. 62–64. – EDN FGAJKO.

12 **Жебанов, А. В.** Оптимизация осмотра грузовых вагонов на пунктах технического обслуживания при использовании возможностей искусственного интеллекта / А. В. Жебанов, Ю. А. Печенкина // Актуальные проблемы современного транспорта. – 2024. – № 4 (18). – С. 27–36. – eISSN 2949-091X.

13 **Хатламаджиян, А. Е.** Интегрированный пост автоматизированного приема и диагностики подвижного состава на сортировочных станциях / А. Е. Хатламаджиян, А. И. Лебедев // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2019. – № 2 (58). – С. 9–13. – ISSN 1817-6089.

14 **Жебанов, А. В.** Передовая технология технического обслуживания подвижного состава в различных условиях / А. В. Жебанов, А. Р. Вильданов // Передовые технологии и инновации в образовании и науке для улучшения качества жизни и стимулирования устойчивого экономического роста :

7 **Vinokurova, T. A.** Algorithm for automated control of the displacement of the general center of gravity of cargo in a carriage during railway transportation / T. A. Vinokurova, A. B. Galushkin, A. A. Rakhmievich // Russian Railway Science Journal. – 2019. – Vol. 78, No. 5. – P. 266–273. – DOI 10.21780/2223-9731-2019-78-5-273.

8 **Popovich, S. I.** Determination of horizontal rigidity and stress state assessment in the design of freight car bogie springs / S. I. Popovich, D. V. Shevchenko, A. M. Orlova // Problems and prospects of car building development : collection of scientific papers of the VIII All-Russian scientific and technical conference, Bryansk, April 18–19, 2019. – Bryansk : Bryansk State Technical University, 2019. – P. 135–138. – ISBN 978-5-907270-40-4.

9 **Popova, T. A.** A multi-criteria approach to determining the stability of rolling stock / T. A. Popova, G. I. Petrov // Trudy Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2025. – No. 1 (70). – P. 117–125. – ISSN 1818-5509.

10 **Khatlamadzhiyan, A. E.** Application of modern digital technologies and technical means to improve the safety and efficiency of the rolling stock transportation process / A. E. Khatlamadzhiyan, I. A. Yaitkov, I. A. Stepin // Trudy Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2020. – No. 1 (50). – P. 107–110. – ISSN 1818-5509.

11 **Osipova, T. P.** Model of technical maintenance of freight cars with reducing the influence of the human factor / T. P. Osipova, A. V. Zhebanov // Science and Education for Transport. – 2025. – No. 1. – P. 62–64. – EDN FGAJKO.

12 **Zhebanov, A. V.** Optimization of freight car inspection at maintenance facilities using artificial intelligence / A. V. Zhebanov, Yu. A. Pechenkina // Actual problems of modern transport. – 2024. – No. 4 (18). – P. 27–36. – eISSN 2949-091X.

13 **Khatlamadzhiyan, A. E.** Integrated post of automated reception and diagnostics of rolling stock at sorting stations / A. E. Khatlamadzhiyan, A. I. Lebedev // Wagons and carriage industry. – 2019. – No. 2 (58). – P. 9–13. – ISSN 1817-6089.

14 **Zhebanov, A. V.** Advanced technology for technical maintenance of rolling stock in various conditions / A. V. Zhebanov, A. R. Vildanov // Advanced technologies and innovations in education and science to improve the quality of life and stimulate sustainable economic growth : collection of articles from the VIII International scientific and

сборник статей VIII Международной научно-технической конференции 03–05 декабря 2025 года ; Белорусский государственный технологический университет. В 3 т. Т. 2. – Минск : Учреждение образования Белорусский государственный технологический университет, 2025. – С. 212–216. – ISBN 978-985-897-319-3.

15 **Шевченко, Д. В.** Методология построения цифровых двойников на железнодорожном транспорте / Д. В. Шевченко // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2021. – Т. 80, № 2. – С. 91–99. – DOI 10.21780/2223-9731-2021-80-2-91-99.

16 **Печенкина, Ю. А.** Формирование базы данных с целью создания цифрового двойника грузового вагона при его эксплуатации / Ю. А. Печенкина, А. В. Жебанов // Цифровые системы и модели: теория и практика проектирования, разработки и использования : материалы Международной научно-практической конференции, Казань, 10–11 апреля 2025 года. – Казань : Казанский государственный энергетический университет, 2025. – С. 519–521. – ISBN 978-5-89873-689-7.

17 **Петрова, А. В.** Цифровые двойники и цифровые тени в транспортно-логистической сфере / А. В. Петрова // Железнодорожный транспорт и технологии : сборник трудов международной научно-практической конференции, Екатеринбург, 29–30 ноября 2022 года / Уральский государственный университет путей сообщения (УрГУПС). Вып. 1 (249). – Екатеринбург : УРГУПС, 2023. – С. 206–208. – ISBN 978-5-94614-528-2.

18 **ГОСТ 33211–2014.** Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. – Москва : Стандартинформ, 2016. – 54 с.

19 **ГОСТ 13765–86.** Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Обозначение параметров, методика определения размеров. – Москва : ИПК «Издательство стандартов», 1999. – 13 с.

20 **Балалаев, А. Н.** Цифровой стенд для виртуальных испытаний двухрядных пружин различной высоты с имитацией отрицательных температур окружающей среды / А. Н. Балалаев // Наука и образование транспорту. – 2025. – № 1. – С. 10–14. – EDN BHYVXZ.

21 **ГОСТ 13764–86.** Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Классификация. – Москва : Стандартинформ, 2007. – 6 с.

22 **Балалаев, А. Н.** Выявление на виртуальном испытательном стенде пружин рессорного подвешивания с недопустимыми в эксплуатации параметрами / А. Н. Балалаев, А. В. Жебанов // Транспорт Урала. – 2025. – № 2 (85). – С. 29–36. – DOI 10.20291/1815-9400-2025-2-29-36.

technical conference, December 3–5, 2025 ; Belarusian State Technological University. In 3 vols. Vol. 2. – Minsk : Educational Institution Belarusian State Technological University, 2025. – P. 212–216. – ISBN 978-985-897-319-3.

15 **Shevchenko, D. V.** Methodology for building digital twins in railway transport / D. V. Shevchenko // Russian Railway Science Journal. – 2021. – Vol. 80, No. 2. – P. 91–99. – DOI 10.21780/2223-9731-2021-80-2-91-99.

16 **Pechenkina, Yu. A.** Formation of a database for the purpose of creating a digital twin of a freight car during its operation / Yu. A. Pechenkina, A. V. Zhebanov // Digital Systems and Models : theory and practice of design, development, and use : proceedings of the International scientific and practical conference, Kazan, April 10–11, 2025. – Kazan : Kazan State Power Engineering University, 2025. – P. 519–521. – ISBN 978-5-89873-689-7.

17 **Petrova, A. V.** Digital twins and digital shadows in the transport and logistics sphere / A. V. Petrova // Railway transport and technologies : collection of papers of the International scientific and practical conference, Yekaterinburg, November 29–30, 2022 / Ural State Transport University (USTU). Iss. 1 (249). – Yekaterinburg : USTU, 2023. – P. 206–208. – ISBN 978-5-94614-528-2.

18 **GOST 33211–2014.** Freight cars. Requirements for strength and dynamic qualities. – Moscow : Standartinform, 2016. – 54 p.

19 **GOST 13765–86.** Cylindrical compression and extension screw springs made of round-section steel. Designation of parameters and methods for determining dimensions. – Moscow : IPK Publishing House of Standards, 1999. – 13 p.

20 **Balalaev, A. N.** Digital stand for virtual testing of double-row springs of various heights with simulation of negative ambient temperatures / A. N. Balalaev // Science and Education for Transport. – 2025. – No. 1. – P. 10–14. – EDN BHYVXZ.

21 **GOST 13764–86.** Cylindrical compression and extension screw springs made of round-section steel. Classification. – Moscow : Standartinform, 2007. – 6 p.

22 **Balalaev, A. N.** Identification of spring suspension elements with unacceptable operating parameters on a virtual test stand / A. N. Balalaev, A. V. Zhebanov // Transport of the Urals. – 2025. – No. 2 (85). – P. 29–36. – DOI 10.20291/1815-9400-2025-2-29-36.

A. N. Balalaev, A. V. Zhebanov

**PARAMETRIC DIGITAL MODEL OF A GONDOLA CAR
WITH AN ARBITRARY POSITION OF THE CENTER OF GRAVITY**

Abstract. One of the goals of railway transport digitalization is to create digital twins of wagons, which allow for the management of their life cycle. The initial stages of creating a digital twin of a wagon include, firstly, the development of digital models of all modifications of the main components of a specific model of wagon, and, secondly, the expansion of the functions of these models to ensure the ability to predict the performance of wagon components under specific operating conditions with specified parameters and possible defects, which makes these models digital shadows of specific components of a specific wagon. In addition to predicting the performance of the units and, consequently, the entire car, their digital shadow allows for the reasonable identification of the causes of malfunctions that prevent the operation, derailments, accidents, and crashes, which can be used in forensic examinations in disputes between business entities regarding liability for the occurrence of malfunctions or the investigation of incidents. The initial stage of developing a digital shadow of a gondola is the creation of a parametric digital model of the body of a gondola with cargo. The issue of using the results of a commercial inspection of a gondola with loose cargo to model the position of the total center of mass of the body and cargo is being considered. An algorithm for determining the maximum load on the spring set coils of a gondola bogie has been proposed. The found value of the maximum load on the spring is used to calculate the stress-strain state of the spring and determine the safety factor according to various criteria.

Keywords: digital gondola car model, total center of mass, spring set, bulk cargo model, spring model, safety margin.

For citation: Balalaev, A. N. Parametric digital model of a gondola car with an arbitrary position of the center of gravity / A. N. Balalaev, A. V. Zhebanov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2026. – No. 2. – P. 81–95. – DOI 10.46973/0201–727X_2026_2_81.

Сведения об авторах

Балалаев Анатолий Николаевич

Приволжский государственный университет
путей сообщения (ПривГУПС),
кафедра «Вагонное хозяйство и наземные
транспортные комплексы»,
доктор технических наук, доцент,
e-mail: wagon.samgaps@mail.ru

Жебанов Александр Владимирович

Приволжский государственный университет
путей сообщения (ПривГУПС),
кафедра «Вагонное хозяйство и наземные
транспортные комплексы»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: zhebanov@inbox.ru

Information about the authors

Balalaev Anatoly Nikolaevich

Volga State Transport University (VSTU),
Chair “Car Facilities and Land Transport
Complexes”,
Doctor of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: wagon.samgaps@mail.ru

Zhebanov Alexander Vladimirovich

Volga State Transport University (VSTU),
Chair “Car Facilities and Land Transport
Complexes”,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: zhebanov@inbox.ru