

УДК 629.4: 539.3

doi:10.20998/2413-4295.2017.23.08

## ЧИСЛЕННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГРУЗОВОГО ВАГОНА

А. Д. ЧЕПУРНОЙ<sup>1</sup>, Р. И. ШЕЙЧЕНКО<sup>2</sup>, Р. В. ГРАБОРОВ<sup>2</sup>, Н. А. ТКАЧУК<sup>3</sup>,  
М. А. БОНДАРЕНКО<sup>3\*</sup>, А. В. ГРАБОВСКИЙ<sup>3</sup>, Е. А. ЛУНЕВ<sup>3</sup>

<sup>1</sup> ООО «Управляющая Компания РэйлТрансХолдинг», г. Москва, РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

<sup>2</sup> ООО Научно-инженерный центр УК «РэйлТрансХолдинг», Мариуполь, УКРАИНА

<sup>3</sup> Кафедра «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, УКРАИНА

\*email: marina.bondarenko@tmm-sapr.org

**АННОТАЦИЯ** В данной работе проведен статический прочностной расчет кузова и рамы вагона крытого модели 11-9962 силой тяжести брутто 0,922 МН. Расчетная схема вагона учитывает силы, действующие на него в условиях эксплуатации. Рассмотрены режимы нагружения: I, III основные режимы, режим соударения и рывка, ремонтные режимы, режим загрузки вагона, проверка прочности крыши. Из результатов расчета следует, что напряжения во всех элементах кузова и рамы вагона крытого модели 11-9962 при всех расчетных режимах не превышают допустимые. Расчет показал хорошее соответствие с результатами испытания на прочность опытного образца вагона.

**Ключевые слова:** вагон крытый; статический прочностной расчет; режимы нагружения; допустимые напряжения; метод конечных элементов.

## NUMERICAL STUDIES OF FREIGHT RAILCAR

A. CHEPURNOY<sup>1</sup>, R. SHEYCHENKO<sup>2</sup>, R. GRABOROV<sup>2</sup>, M. TKACHUK<sup>3</sup>,  
M. BONDARENKO<sup>3\*</sup>, A. GRABOVSKIY<sup>3</sup>, E. LUNYOV<sup>3</sup>

<sup>3</sup> JSC "Management Company "RailTransHolding", Moscow, RUSSIAN FEDERATION

<sup>4</sup> JSC "Science Engineering Center MC "RailTransHolding", Mariupol, UKRAINE

<sup>5</sup> Department "The theory and computer aided design of mechanisms and machines", National Technical University «Kharkov Polytechnic Institute», Kharkov, UKRAINE

**ABSTRACT** In this paper static strength analysis of body and frame of the covered railcar model 11-9962 with the weight of 0.922 MN is carried out. Numerical study of freight railcar is carried out by the finite element method. Calculation model consists of plates and beams linked together at the nodal points simulating the elements of the railcar body. The main objective of the static strength analysis was to evaluate strength and bearing capacity of railcar structure and to evaluate the conformity of freight railcar structure to regulatory requirements. Typical for the static loading mode is a single and continuous application of an external load, gradually increasing from zero to the maximum value. The calculation scheme of railcar takes into account forces acting on it in operating conditions. Load modes considered are: I, III basic modes, collision and jerk mode, repair modes (when jacking up a railcar by jacks), railcar loading mode (on possibility of using electric and autoloader for loading), roof strength test. From the analysis results it follows that stresses in all body elements and frame of the covered railcar model 11-9962, for all design modes, do not exceed the permissible values, and railcar structure conforms to the current regulations. Analysis showed good agreement with the test results for strength of the prototype railcar.

**Keywords:** covered railcar; static strength analysis; modes of loading; allowed stresses; finite element method.

### Введение

В последнее время в мировом вагоностроении наблюдается тенденция активной работы по созданию инновационных грузовых вагонов, отвечающих современным требованиям. Поставленную важную задачу вагоностроительные заводы решают при сотрудничестве проектных и научно-исследовательских организаций.

Дело в том, что большая часть времени, отведенного на разработку проекта инновационного вагона, отводится расчетным работам. При этом особое внимание уделяется вопросам оптимизации. Создаваемая конструкция вагона должна отвечать условиям эксплуатации, включая требования к прочности и надежности, и обладать высокими

техническими характеристиками, обеспечивающими приемлемую стоимость перевозок. В то же время расходы на изготовление и дальнейшую эксплуатацию должны быть не слишком высокими. Это составляет главную цель проектирования.

Проведение расчетов необходимо также для оценки соответствия конструкции грузовых вагонов нормативным требованиям и обеспечения безопасности движения [1–3].

В данной работе проведен статический прочностной расчет кузова и рамы вагона крытого модели 11-9962 силой тяжести брутто 0,922 МН.

Характерным для статического режима нагружения является однократное и длительное приложение внешней нагрузки, постепенно возрастающей от нуля до максимального значения.

Статический прочностной расчет позволяет:

- подробно исследовать характеристики прочности и устойчивость проектируемой конструкции вагона или его конструктивных элементов;
- обосновать правильность и рациональность конструктивных решений еще на стадии проектирования;
- является основой для подготовки статических испытаний вагона. В частности, в ходе статических прочностных испытаний важно правильно выбрать места расположения тензодатчиков на опытном образце. Они должны наклеиваться в местах, где ожидаются наибольшие напряжения, и в местах, где предполагаются излишние затраты металла с целью дальнейшей оптимизации.

Исходные данные для расчета приведены в табл. 1. Материал элементов кузова и рамы вагона и допускаемые напряжения приведены в табл. 2 [4].

Расчетная схема вагона учитывает силы, действующие на него в условиях эксплуатации. Расчетные режимы нагружения регламентируются [5].

Таблица 1 – Исходные данные для расчета

Наименование параметра	Значение
Длина вагона по осям сцепления автосцепок $2L_c$ , м	18,325
Длина вагона по концевым балкам $L_k$ , м	17,165
Длина вагона между упорными плитами автосцепок $2L$ , м	16,325
База вагона $2l$ , м	12,625
Ширина кузова $B_k$ , м	2,794
Максимальная сила тяжести (вес) вагона брутто (с учетом максимального допуска на тару) $Q_{бр}$ , МН, (тс)	0,922 (94)
Сила тяжести (вес) груза $Q_{гр}$ , МН, (тс)	0,659(67,2)

Таблица 2 – Механические характеристики используемых материалов

Наименование узлов и элементов, материал	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Допускаемые напряжения $[\sigma]$ , МПа	
		I расчетный режим	III расчетный режим
Хребтовая балка — сталь марки 09Г2С	345	310,5 (0,9 $\sigma_T$ )	210
Шкворневая балка — сталь марки 09Г2С	325	292,5 (0,9 $\sigma_T$ )	195
Передняя балка рамы, элементы поперечных диафрагм рамы — сталь марки 09Г2С	345	327,7 (0,95 $\sigma_T$ )	220
Элементы верхней обвязки и другие элементы кузова толщиной менее 10 мм — сталь марки 09Г2С-14	345	327,7 (0,95 $\sigma_T$ )	220
Стойка боковой стены — сталь марки 09Г2С	305	289,8 (0,95 $\sigma_T$ )	198
Боковые и продольные балки рамы из швеллера — сталь марки 09Г2С	325	308,7 (0,95 $\sigma_T$ )	205
Нижние средние и верхние листы обшивки боковых стен, листы обшивки торцевой стены — сталь марки 09Г2С	345	327,7 (0,95 $\sigma_T$ )	220
Настил пола толщиной 9 мм — сталь марки 09Г2С	345	327,7 (0,95 $\sigma_T$ )	220
Обшивка крыши толщиной 1,5 мм – сталь марки 09Г2С	305	289,8 (0,95 $\sigma_T$ )	198
Дуги крыши – сталь марки 09Г2Д	325	308,7 (0,95 $\sigma_T$ )	205

*I расчетный режим.* При I расчетном режиме предусматривается следующее сочетание расчетных нагрузок:

1. Вертикальная статическая нагрузка от веса кузова с грузом  $P_{в.с.}=0,659$  МН.

2. Продольные квазистатические силы растяжения  $N_p=2,0$  МН, прикладывается к передним упорам, или сжатия  $N_{сж}=2,5$  МН, прикладывается к задним упорам.

3. Нагрузка, вызванная разностью высот осей автосцепок 0,1 м,  $P_l$ , МН. Сцепление вагонов с разностью высот осей автосцепок приводит к взаимодействию их в поезде не только в продольном, но и в вертикальном направлении. Дополнительная вертикальная нагрузка, обусловленная эксплуатационным эксцентриситетом, вызывает изгиб консольной части рамы.

Расчетная схема для определения величины дополнительной вертикальной нагрузки от

эксплуатационного эксцентриситета при растяжении приведена на рис. 1, а при сжатии – на рис. 2.

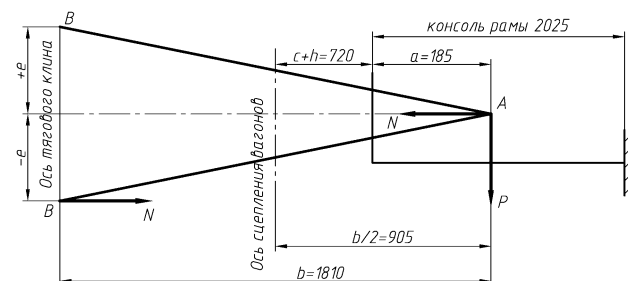


Рис.1 — Схема нагружения консоли рамы при нецентральной взаимодействии автосцепок двух вагонов при растяжении

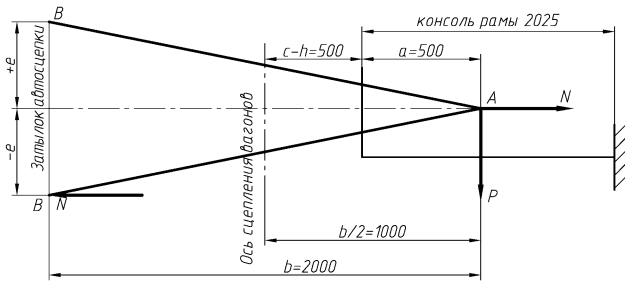


Рис. 2 — Схема нагружения консоли рамы при нецентральной взаимодействии автосцепок двух вагонов при сжатии

Дополнительная вертикальная нагрузка  $P$ , МН, вычисляется по формуле:

$$P = \frac{N \cdot e}{b}, \quad (1)$$

где  $b$  — длина жесткого стержня, образованного двумя сцепленными автосцепками по условным шарнирам в точках опоры А и В, м. Для типовых 4-х осных грузовых вагонов с автосцепкой типа СА-3 принимается  $b = 2,0$  м — при сжатии и  $b = 1,81$  м — при растяжении;  $e$  — разность уровней автосцепок сцепленных вагонов, м;  $e = 0,1$  м.

Подставив значения в формулу (1), получим:

– дополнительная вертикальная нагрузка  $P_p^I$ , МН, при растяжении в I расчетном режиме:

$$P_p^I = 2,0 \cdot \frac{0,1}{1,81} = 0,11 \text{ МН};$$

– дополнительная вертикальная нагрузка  $P_c^I$ , МН, при сжатии в I расчетном режиме:

$$P_c^I = 2,5 \cdot \frac{0,1}{2,0} = 0,125 \text{ МН}.$$

Расстояние  $a$ , м точки приложения  $P^I$  от плоскости лобового бруса вычисляется по формуле:

$$a = \frac{b}{2} - c \pm h, \quad (2)$$

где  $c$  — конструктивный вылет автосцепки за плоскость концевой бруса,  $c = 0,61$  м;  $h$  — полный ход поглощающего аппарата (знак «+» при сжатии, знак «-» при растяжении), для наиболее распространенного аппарата ПМКП-110,  $h = 0,11$  м.

4. Горизонтальные составляющие продольных сил в кривых участках пути.

При растяжении-сжатии вагона продольными силами на кривых участках пути рама вагона находится под действием поперечных составляющих этих сил, вследствие отклонения автосцепки от продольной оси хребтовой балки. Поперечные силы

приложены в тех же точках, что и дополнительная вертикальная нагрузка, соответственно при растяжении и сжатии.

Схема нагружения консоли рамы, при действии горизонтальных составляющих продольных сил в кривых участках пути при растяжении приведена на рис. 3, а при сжатии — на рис. 4.

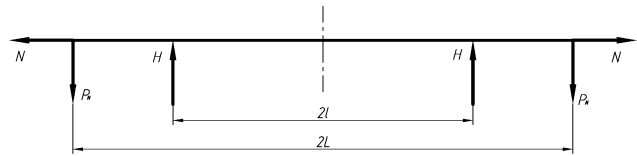


Рис. 3 — Схема нагружения консоли рамы при действии горизонтальных составляющих продольных сил в кривых участках пути при растяжении

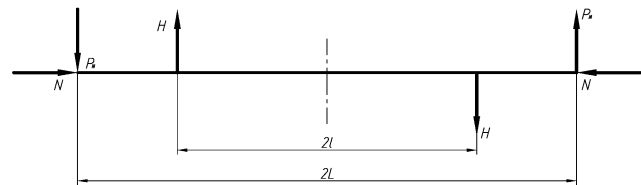


Рис. 4 — Схема нагружения консоли рамы при действии горизонтальных составляющих продольных сил в кривых участках пути при сжатии

Боковые силы взаимодействия между вагонами на кривых участках пути при движении поезда и маневровой работе  $P_N$ , МН, вычисляется по следующим формулам:

– для случая действия растягивающих сил (рис. 3):

$$P_{Np}^I = H = N \cdot \frac{L_c}{R}, \quad (3)$$

где  $H$  — горизонтальные поперечные силы, действующие на пятники, МН;  $R$  — радиус кривой, м;  $R = 250$  м;

– для случая действия сжимающих сил (рис. 4):

$$P_{Nc}^I = \frac{1}{L} \cdot H = N \cdot \left[ \frac{\delta \cdot L}{I^2} \left( 1 + \frac{L}{a} \right) + \frac{L_c}{R} \right] \cdot \frac{l}{L}, \quad (4)$$

где  $\delta$  — возможное боковое перемещение шкворневого сечения кузова вагона за счет зазоров колесной пары в рельсовой колее, буксах, пятниках и упругих деформаций рессор, м; принимается при расчетах грузовых вагонов  $\delta = 0,04$  м;  $a$  — длина корпуса автосцепки, м;  $a = 1$  м.

В соответствии с табл. 1 принимаем  $l = 6,3125$  м,  $L_c = 9,1625$  м,  $L = 8,1625$  м.

Подставив значения в формулы (3) и (4), получим:

- при сжатии  $P_{Nc} = 0,216$  МН;
- при растяжении  $P_{Np} = 0,073$  МН.

5. Распорная нагрузка. Так как вагон предназначен для перевозки в том числе и насыпных грузов, то на боковые и торцевые стены вагона действует распорная нагрузка. При загрузке без шапки и без учета сил трения груза о стенки кузова давление распора,  $P_a$ , МПа, вычисляется по формуле:

$$P_a = (1 + K_{\text{дв}}) \cdot \gamma \cdot n \cdot y \cdot \text{tg}^2 \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right), \quad (5)$$

где  $K_{\text{дв}}$  — коэффициент вертикальной динамики, принимается при расчете по I режиму  $K_{\text{дв}} = 0,1$ ;  $\gamma$  — насыпная плотность груза принимается как частное от деления грузоподъемности вагона на объем кузова при загрузке до верхней обвязки,  $\gamma = 67,2/135,2 = 0,497$  т/м<sup>3</sup>;  $y$  — расстояние от поверхности груза до точки, в которой определяется давление;  $\varphi$  — угол естественного откоса груза, образуемый поверхностью свободно насыпанного груза с горизонтальной плоскостью, принимаем равным  $\varphi = 0,73$  рад, что соответствует углу естественного откоса сухого торфа.

Подставив значения в формулу (5), получим  $P_a = 3,022 \cdot 10^{-3}$  МПа.

III основной расчетный режим соответствует движению поезда с наибольшей допустимой скоростью 33,3 м/с и предусматривает сочетание следующих нагрузок:

1. Вертикальная статическая нагрузка от веса кузова с грузом  $P_{\text{в.с.}} = 0,659$  МН.

2. Вертикальная динамическая нагрузка  $P_{\text{в.д.}}$ , МН. Вертикальная динамическая нагрузка вычисляется умножением вертикальной статической нагрузки на коэффициент вертикальной динамики. Согласно [5] коэффициент вертикальной динамики вагона вычисляется по формуле:

$$K_{\text{дв}} = \frac{\bar{K}_{\text{дв}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(K_{\text{дв}})}}, \quad (6)$$

где  $\bar{K}_{\text{дв}}$  — среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики;  $\beta$  — параметр распределения, для грузовых вагонов;  $\beta = 1,13$ ;  $P(K_{\text{дв}})$  — расчетная односторонняя вероятность; при расчетах на прочность по допускаемым напряжениям принимается  $P(K_{\text{дв}}) = 0,97$ .

Среднее вероятное значение  $\bar{K}_{\text{дв}}$  вычисляется по формуле:

$$\bar{K}_{\text{дв}} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \frac{V - 15}{f} \quad (7)$$

где  $a$  — коэффициент для элементов кузова;  $a = 0,05$ ;  $b$  — коэффициент, учитывающий влияние числа осей  $n$  в тележке;

$$b = \frac{n + 2}{2n}, \quad (8)$$

где  $V$  — скорость движения, м/с;  $V = 33$  м/с;  $f$  — статический прогиб рессорного комплекта под нагрузкой брутто, м.

Статический прогиб рессорного комплекта под нагрузкой брутто вычисляется по формуле:

$$f = \left( \frac{Q_{\text{оп}}}{2} - q \right) \cdot \lambda, \quad (9)$$

где  $q$  — сила тяжести необрессоренных частей тележки, т;  $q = 4,11$  тс;  $\lambda$  — гибкость рессорного комплекта тележки, м/т;  $\lambda = 0,00113$  м/тс.

Подставив значения в формулы (6)–(9), получим  $b = 1$ ,  $f = 0,0485$ ,  $\bar{K}_{\text{дв}} = 0,186$ ,  $K_{\text{дв}} = 0,348$ ,  $P_{\text{в.д}} = 0,229$  МН.

Для шкворневых (опорных) узлов рамы и шкворневых стоек (в местах заделки в раму) боковых стенок кузова значение расчетного коэффициента вертикальной динамики вычисляется с учетом влияния перевалки кузова по формуле:

$$K_{\text{дв}}^p = K_{\text{дв}} \cdot (1 + \gamma); \quad (10)$$

где  $\gamma$  — коэффициент, который рекомендуется принимать  $\gamma = 0,2$ ;

$$K_{\text{дв}}^p = 0,418.$$

3. Продольная сила растяжения или сжатия  $N$ , МН;  $N = 1,0$  МН.

4. Нагрузка вызванная разностью высот осей автосцепок до 0,005 м  $P_p^{\text{III}}$ , МН, при растяжении и  $P_{\text{сж}}^{\text{III}}$ , МН, при сжатии, а также боковая сила  $N_{\sigma}^{\text{III}}$ , МН, равная разности центробежной силы и горизонтальной составляющей силы тяжести. Подставив значения в формулу (1), получим дополнительные вертикальные нагрузки от эксплуатационного эксцентриситета для III расчетного режима:

1) при растяжении  $P_p^{\text{III}} = 0,0276$  МН;

2) при сжатии  $P_{\text{сж}}^{\text{III}} = 0,025$  МН.

5. Величина боковой силы принимается равной 7,5 % веса груза  $N_{\sigma}^{\text{III}} = 0,049$  МН.

6. Активное (статическое) давление распора насыпного груза на единицу площади боковых и торцевых стен кузова. При расчете по III режиму, угол естественного откоса принимается равным 0,2 значения по I режиму. Коэффициент вертикальной динамики  $K_{\text{дв}} = 0,348$  и  $K_{\text{дв}} = 0,418$  для шкворневых узлов рамы и шкворневых стоек в местах заделки в

раму. Подставив значения в формулу (5), получим  $P_a = 5,70 \cdot 10^{-5}$  МПа.

*Расчетные режимы соударения и рывка.* В расчетном режиме соударения рассматриваются продольные силы удара, 3,5 МН, на прямом участке пути с учетом вертикальной нагрузки возникающей при разности высот осей автосцепок взаимодействующих вагонов равной 0,1 м (от эксплуатационного эксцентриситета).

Сила от эксплуатационного эксцентриситета вычисляется по формуле (1) и равна  $P_y = 0,175$  МН.

Торцевые стены кузова рассчитываются на равномерно распределенную по всей их площади динамическую нагрузку  $N_{nd}$ , МН, равную 0,35 продольной силы инерции груза  $N_u$ , МН.

Продольная сила инерции груза вычисляются по формуле:

$$N_u = N_x \frac{Q_{cp}}{Q_{бр}}; \quad (11)$$

где  $Q_{cp}$  — сила тяжести груза, тс;  $Q_{бр}$  — сила тяжести брутто вагона, тс.

Откуда получаем  $N_u = 2,502$  МН.

Величина продольной динамической нагрузки на торцевую стену равна  $N_{no} = 0,876$  МН.

В расчетном режиме рывка рассматриваются продольные силы рывка, 2,5 МН, на прямом участке пути с учетом вертикальной нагрузки, возникающей при разности высот осей автосцепок взаимодействующих вагонов равной 0,1 м (от эксплуатационного эксцентриситета).

Сила от эксплуатационного эксцентриситета  $P_y$ , МН, вычисляется по формуле (1) и равна  $P_p^I = 0,14$  МН.

Торцевые стены кузова рассчитываются на равномерно распределенную по всей их площади динамическую нагрузку  $N_{nd}$ , МН, равную 0,35 продольной силы инерции груза  $N_u$ , МН.

Продольная сила инерции груза вычисляются по формуле (10).  $N_u = 1,79$  МН.

Величина продольной динамической нагрузки на торцевую стену равна  $N_{no} = 0,626$  МН.

*Ремонтные режимы.* При подъеме груженого вагона двумя домкратами, подведенными под края одной шкворневой балки в зоне установки пяты домкратной на расстоянии 480 мм от середины шкворневой балки, на раму действует вертикальная статическая нагрузка от веса кузова с грузом. При этом опирание вагона происходит на головки двух домкратов и подпятник тележки другой шкворневой балки.

При подъеме вагона одним домкратом до отрыва обоих пятников от подпятников тележек, вес перераспределяется на трех опорных точках — двух боковых скользунах и головке домкрата.

При подъеме порожнего вагона двумя домкратами по диагонали, вес кузова перераспределяется на двух опорных точках — головках домкратов. Допускаемые напряжения принимаются как по I расчетному режиму.

*Режим загрузки вагона.* Этот расчетный режим учитывает возможность использования для загрузки вагона электропогрузчиков и автопогрузчиков.

Пол вагона рассчитывается на две отстоящие друг от друга на 1,0 м силы, по 0,03 МН каждая, сосредоточенные на площадках 0,15 x 0,15 м. Напряженное состояние пола вагона, при этом расчетном режиме, показано на рис. 15. Зона максимальных напряжений располагается в местах приложения сосредоточенных сил, где они достигают 314 МПа. Допускаемые напряжения равны 327,7 МПа (как для I расчетного режима).

*Проверка прочности крыши.* При данном расчетном режиме элементы жесткости крыши вагона должны дополнительно к основным расчетным режимам рассчитываться на действие двух сил по 1,0 кН каждая, распределенных на площадке 0,25x0,25 м и приложенных на расстоянии 0,5 м друг от друга в любой части крыши. Допускаемые напряжения равны 289,8 МПа (как для I расчетного режима).

**Описание расчетной модели.** Для проведения расчета конструкции методом конечных элементов, создается ее расчетная модель (рис. 5), состоящая из пластин и стержней, связанных между собой в узловых точках, имитирующих элементы кузова вагона [6–8].

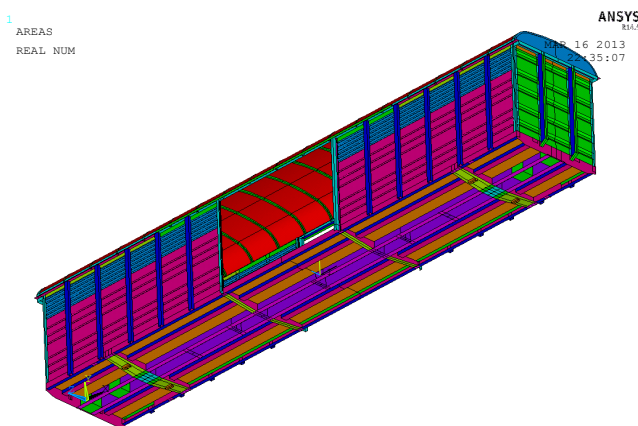


Рис. 5 — Расчетная модель

**Анализ результатов исследований.** Зоны максимальных напряжений в узлах полувагона приведены в табл. 3

Оценка соответствия конструкции вагона требованиям [5] по I и III режимам, режиму соударения и ремонтным режимам производилась путем сравнения расчетных эквивалентных напряжений, приведенных в табл. 3, с допускаемыми величинами, приведенными в табл. 2.

Напряженно-деформированное состояние (НДС) кузова вагона для всех рассмотренных расчетных режимов представлено на рисунках 6 – 16.

Таблица 3 — Максимальные напряжения в элементах конструкции вагона

Наименование элементов		I расчетный режим			III расчетный режим			Удар 3,5 МН	Рывок 2,5МН	Подъем одним домкратом	Подъем двумя домкратами	Подъем двумя домкратами по диагонали
		растяжение 2,0 МН	сжатие 2,5МН	Допускаемые напряжения	растяжение 1,0МН	сжатие 1,0МН	допускаемые напряжения					
Рама	Балка хребтовая	111	290	310,5	56	131	210	319	248	58	58	11
	Балка шкворневая	46	238	292,5	90	124	195	246	232	268	92	43
	Балка передняя	121	32	327,7	79	11	220	332	312	9	6	3
	Балка боковая	66	120	308,7	54	84	205	234	243	160	165	134
	Балка продольная	79	131	308,7	75	129	205	152	143	103	89	13
	Балка поперечная	106	76	327,7	121	108	220	136	124	127	111	21
Пол	Настил	99	95	327,7	99	88	220	138	142	97	64	38
Крыша	Обшивка	30	26	289,8	44	35	198	188	201	151	34	39
	Дуга	32	35	308,7	21	29	205	201	178	120	41	43
Стена торцевая	Обшивка	97	15	327,7	54	15	220	337	324	15	5	5
	Балка вертикальная	108	14	327,7	45	9	220	332	312	5	4	2
	Стойка угловая	33	13	289,8	20	10	198	298	278	34	9	12
	Обвязка верхняя	15	10	327,7	13	3	220	323	294	34	9	12
Стена боковая	Обшивка	93	73	327,7	100	81	220	188	166	160	68	42
	Стойки промежуточные	48	39	289,8	55	51	198	108	97	79	51	17
	Обвязка верхняя	23	35	327,7	19	36	220	213	205	135	35	30
	Стойки дверного проема	112	79	289,8	117	104	198	296	245	312	100	87

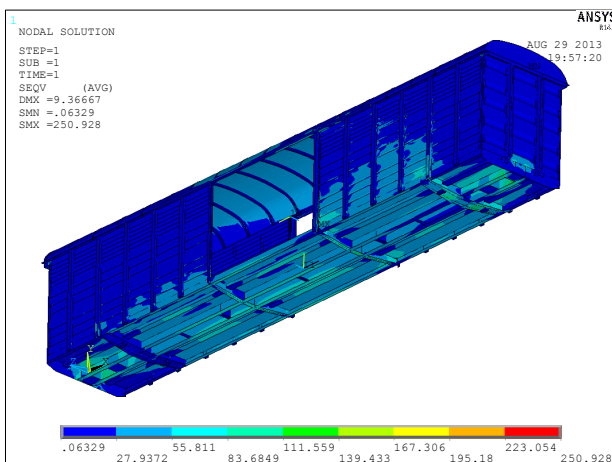


Рис. 6 — НДС вагона при I расчетном режиме (растяжение)

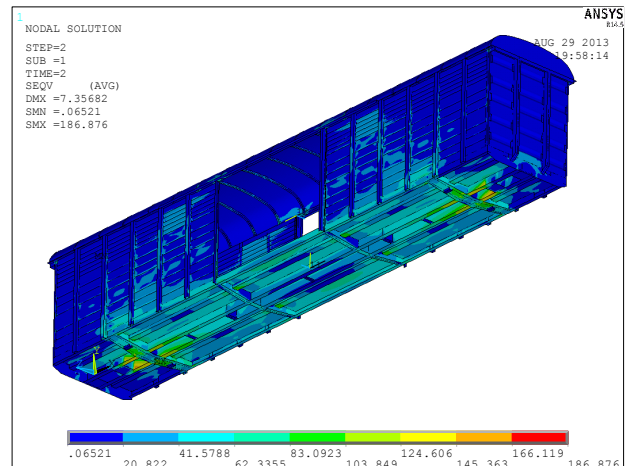


Рис. 7 — НДС вагона при I расчетный режим (сжатие)

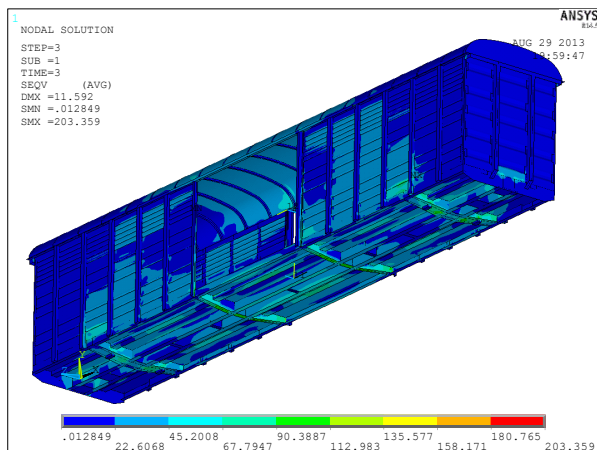


Рис. 8 — НДС вагона при III расчетном режиме (растяжение)

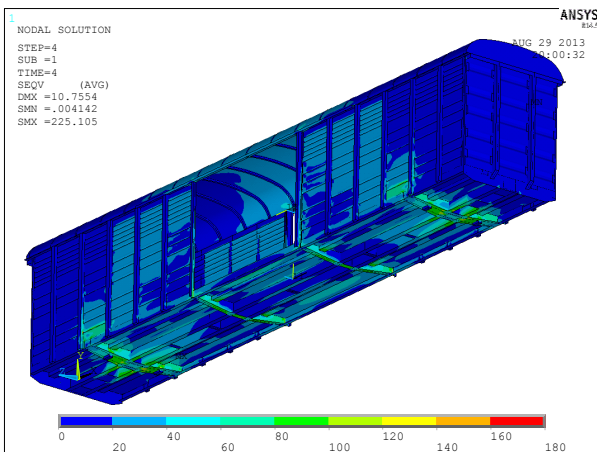


Рис. 9 — НДС вагона при III расчетном режиме (сжатие)

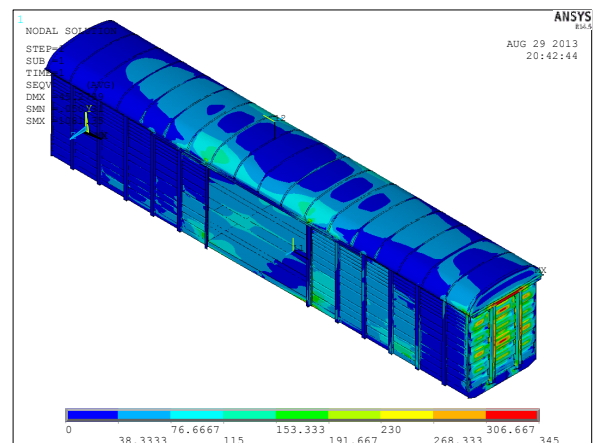


Рис. 10 — НДС вагона при ударе 3,5 МН

### Выводы

Из результатов расчета следует, что напряжения во всех элементах кузова и рамы вагона крытого модели 11-9962 при всех расчетных режимах не превышают допускаемые [5].

Расчетные значения оцениваемых характеристик напряженно-деформированного состояния были сверены с результатами испытания на прочность опытного образца вагона [9] и показали хорошее соответствие. Отличие составило 5–15%.

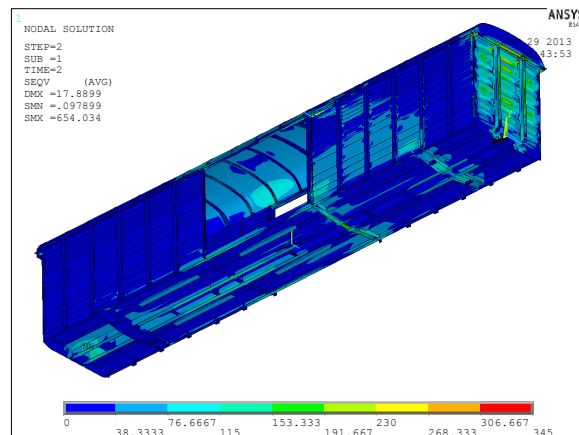


Рис. 11 — НДС вагона при рывке 2,5 МН

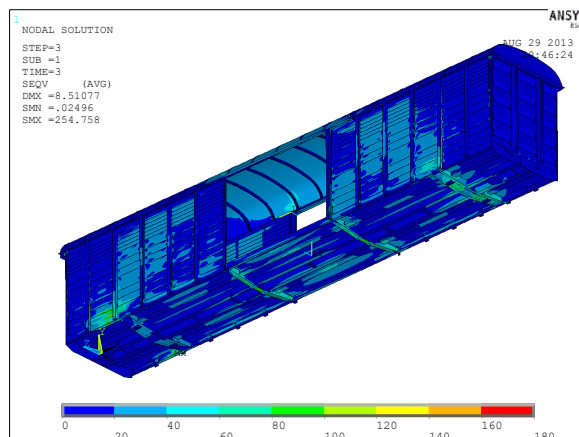


Рис. 12 — НДС вагона при подъеме двумя домкратами (ремонтный режим)

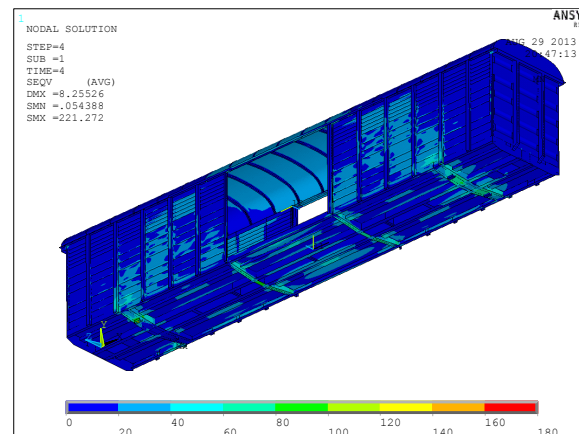


Рис. 13 — НДС вагона при подъеме одним домкратом (ремонтный режим)

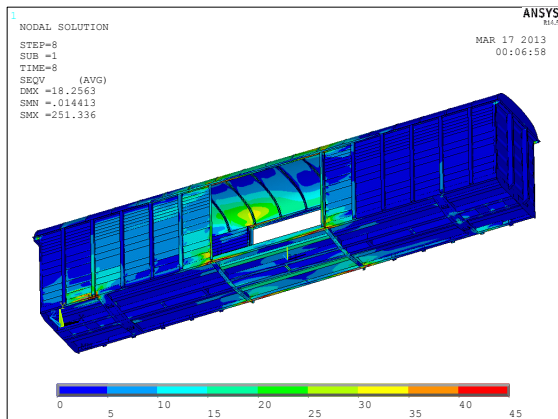


Рис. 14 — НДС вагона при подъеме по диагонали (ремонтный режим)

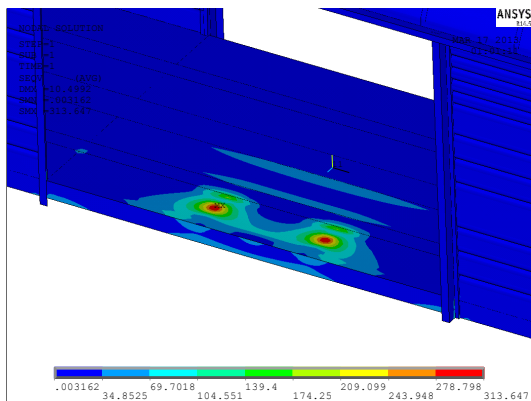


Рис. 15 — НДС пола вагона при работе погрузочной техники

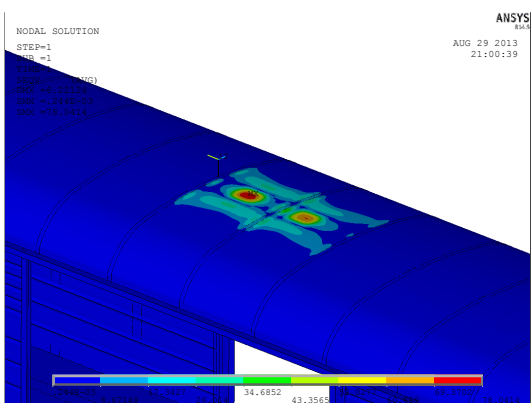


Рис. 16 — НДС крыши вагона при действии двух сил по 1,0 кН

#### Список литературы

1. **Carolan, M.** Crippling Test of a Budd M-1 Passenger Railcar: Test and Analysis Results / **M. Carolan, B. Perlman, D. Tyrell, J. Gordon** // *Proceedings of the 2014 Joint Rail Conference*, JRC2014-3824, 2014. – 11 p. – doi:10.1115/JRC2014-3824.

2. **Baykasoglu, C.** Numerical static and dynamic stress analysis on railway passenger and freight car models / **C. Baykasoglu** // *International Iron & Steel Symposium*, Karabük, Türkiye, 2012. – P. 579–586.
3. **Liana, P.** Finite Element Analysis and Full-Scale Testing of Locomotive Crashworthy Components / **P. Liana, R. Stringfellow, R. Mayville** // *American Society of Mechanical Engineers*, Paper No. JRC2013-2546, 2013. – 51 p. – doi:10.1115/JRC2013-2546.
4. Прокат из стали повышенной прочности. Общие технические условия: ГОСТ 19281—89. Введ. 01-01-91. – М.: Стандартинформ. – 2009. – 15 с.
5. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1996.
6. **Strang, G.** An Analysis of the Finite Element Method / **G. Strang, G. J. Fix** – New Jersey: Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1973. – 351 p. – doi: 10.1137/1017062.
7. **Zienkiewicz, O. C.** The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems / **O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor** – London: Mc Graw-Hill, 1989. – 648 p. – doi: 10.1002/bate.200201090.
8. **Flaherty, J. E.** Finite Element Analysis / **J. E. Flaherty** – New York: Spring, 2000. – 323 p.
9. **Чепурной, А. Д.** Экспериментальные исследования грузового вагона / **А. Д. Чепурной, А. В. Литвиненко, А. Н. Баранов, Р. И. Шейченко, М. А. Бондаренко** // *Вісник НТУ «ХП»*. Зб. наук. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х.: НТУ «ХП». – 2014. – №22 (1065). – С. 44-61.

#### Bibliography (transliterated)

1. **Carolan, M., Perlman, B., Tyrell, D., Gordon, J.** Crippling Test of a Budd M-1 Passenger Railcar: Test and Analysis Results. *Proceedings of the 2014 Joint Rail Conference*, JRC2014-3824, 2014, 11 p., doi:10.1115/JRC2014-3824.
2. **Baykasoglu, C.** Numerical static and dynamic stress analysis on railway passenger and freight car models. *International Iron & Steel Symposium*, 2012, Karabük, Türkiye, 579-586.
3. **Liana, P., Stringfellow, R., Mayville, R.** Finite Element Analysis and Full-Scale Testing of Locomotive Crashworthy Components. *American Society of Mechanical Engineers*, Paper No. JRC2013-2546, 2013, 51 p., doi:10.1115/JRC2013-2546.
4. Прокат из стали повышенной прочности. Общие технические условия [Rolled steel of increased strength. General specifications]: GOST 19281—89. Vved. 01-01-91. М.: Standartinform, 2009, 15 p.
5. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [The rules for the calculation and design of wagons MPS 1520 mm gauge railways (non-self)], Moscow: VNIIZhT-GosNIIV, 1996, 319 p.
6. **Strang, G., Strang, G.** An Analysis of the Finite Element Method. New Jersey: Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1973, 351 p., doi: 10.1137/1017062.
7. **Zienkiewicz, O. S., Taylor, R. L.** *The Finite Element Method*. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems. London: Mc Graw-Hill, 1989, 648 p., doi: 10.1002/bate.200201090.
8. **Flaherty, J. E.** Finite Element Analysis. New York: Spring, 2000, 323 p.



- 9 **Chepurnoy, A. D., Litvinenko A. V., Baranov, A. N., Sheychenko, R. I., Bondarenko, M. A.** Eksperimentalnyie issledovaniya gruzovogo vagona [Freight railcar experimental studies] *Visnik NTU «KhPI». Zb. nauk. prats.*

*Seriya: Transportne mashinobuduvannya. [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute. Series: Transport engineering]. – Kharkov: NTU «KhPI», 2014, 22(1065), 44–61.*

#### Сведения об авторах (About authors)

**Чепурной Анатолий Данилович** – доктор технических наук, проф., директор по научно-техническому развитию «УК «РэйлТрансХолдинг», г. Москва, Российская Федерация.

**Anatoly Chepurnoy** – Doctor of Technical Sciences, prof., Director of Scientific and Technological Development "MC "RailTransHolding", Moscow, Russian Federation.

**Шейченко Роман Игоревич** – главный конструктор проекта вагонов-цистерн ООО «Научно-инженерный центр УК «РэйлТрансХолдинг», г. Мариуполь, Украина.

**Roman Sheychenko** – chief designer of the tank-car project at the JSC "Science Engineering Center MC" RailTransHolding", Mariupol, Ukraine.

**Граборов Роман Викторович** – начальник группы технических расчетов ООО «Научно-инженерный центр УК «РэйлТрансХолдинг», г. Мариуполь, Украина.

**Roman Graborov** – chief of technical calculations group of the JSC "Science Engineering Center MC" RailTransHolding", Mariupol, Ukraine.

**Ткачук Николай Анатольевич** – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», заведующий кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; г. Харьков, Украина; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

**Mykola Tkachuk** – doctor of technical sciences, professor, National Technical University "Kharkiv polytechnic institute", head at the department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; Kharkiv, Ukraine; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

**Бондаренко Марина Александровна** – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; г. Харьков, Украина; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

**Maryna Bondarenko** – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", postgraduate student at the department of theory and computer aided design of mechanisms and machines; Kharkiv, Ukraine; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

**Грабовский Андрей Владимирович** – кандидат технических наук, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», старший научный сотрудник кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; г. Харьков, Украина; e-mail: andrej8383@gmail.com.

**Andrey Grabovskiy** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Senior Researcher of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; Kharkiv, Ukraine; e-mail: andrej8383@gmail.com.

**Лунев Евгений Александрович** – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», соискатель кафедры «Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин»; г. Харьков, Украина.

**Eugene Lunnyov** – National technical university "Kharkiv polytechnic institute", applicant at the department of theory and computer aided design of mechanisms and machines"; Kharkiv, Ukraine.

*Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

**Чепурной, А. Д.** Численные исследования грузового вагона / **А. Д. Чепурной, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, Н. А. Ткачук, М. А. Бондаренко, А. В. Грабовский, Е. А. Лунев** // *Вестник НТУ «ХПИ», Серия: Новые решения в современных технологиях.* – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2017. – № 23 (1245). – С. 47-55. – doi:10.20998/2413-4295.2017.23.08.

*Please cite this article as:*

**Chepurnoy, A., Sheychenko, R., Graborov, R., Tkachuk, M., Bondarenko, M., Grabovskiy, A., Lunnyov, E.** Numerical study of freight railcar. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies.* – Kharkiv: NTU "KhPI", 2017, 23 (1245), 47–55, doi:10.20998/2413-4295.2017.23.08.

*Будь ласка, посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Чепурний, А. Д.** Числові дослідження вантажного вагону / **А. Д. Чепурний, Р. І. Шейченко, Р. В. Граборов, М. А. Ткачук, М. О. Бондаренко, А. В. Грабовський, Є. О. Лунов** // *Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях.* – Харків: НТУ «ХПІ». – 2017. – № 23 (1245). – С. 47-55. – doi:10.20998/2413-4295.2017.23.08.

**АНОТАЦІЯ** У даній роботі проведено статичний розрахунок на міцність кузова і рами вагона критого моделі 11-9962 вагою брутто 0,922 МН. Розрахункова схема вагона враховує сили, що діють на нього в умовах експлуатації. Розглянуто режими навантаження: I, III основні режими, режим зіткнення і ривка, ремонтні режими, режим завантаження вагона, перевірка міцності даху. З результатів розрахунку видно, що напруження в усіх елементах кузова і рами вагона критого моделі 11-9962 при всіх розрахункових режимах не перевищують напруження, що допускаються. Розрахунок показав хорошу відповідність з результатами випробування на міцність дослідного зразка вагона.

**Ключові слова:** вагон критий; статичний розрахунок на міцність; режими навантаження; напруження, що допускаються; метод скінченних елементів.

*Поступила (received) 30.05.2017*