

А.Д. ЧЕПУРНОЙ, Р.И. ШЕЙЧЕНКО, Р.В. ГРАБОРОВ, С.В. МАРИНЮК, А.А. ПЕСТУНОВ, Н.А. ТКАЧУК, М.А. БОНДАРЕНКО, М.С. САВЕРСКАЯ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ ДЛЯ ТЕХНИЧЕСКОЙ СЕРНОЙ КИСЛОТЫ

Анализ прочности элементов вагона-цистерны для технической серной кислоты проводится путем численного моделирования напряженно-деформированного состояния и обработки полученных результатов. Учтены различные виды нагружения вагона-цистерны. Определено напряженно-деформированное состояние при соударении вагонов, при торможении тяжеловесного состава, а также при торможении и разгоне состава, движущегося в кривом участке пути. Описан подход, который позволил с применением существующих универсальных инструментов, а также разработанных специализированных модулей обосновать параметры исследуемого вагона.

Ключевые слова: вагон-цистерна, прочность, устойчивость, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, обоснование параметров, расчетный режим

А. Д. ЧЕПУРНИЙ, Р. І. ШЕЙЧЕНКО, Р. В. ГРАБОРОВ, В. С. МАРИНЮК, О. О. ПЕСТУНОВ, М. А. ТКАЧУК, М. О. БОНДАРЕНКО, М. С. САВЕРСЬКА

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ВАГОНА-ЦИСТЕРНИ ДЛЯ ТЕХНІЧНОЇ СІРЧАНОЇ КИСЛОТИ

Аналіз міцності елементів вагона-цистерни для технічної сірчаної кислоти проводиться шляхом чисельного моделювання напружено-деформованого стану та обробки отриманих результатів. Враховано різні види навантаження вагона-цистерни. Визначено напружено-деформований стан при зіткненні вагонів, при гальмуванні великовагового складу, а також при гальмуванні і розгоні складу, що рухається у кривій ділянці шляху. Описано підхід, який дозволив із застосуванням існуючих універсальних інструментів, а також розроблених спеціалізованих модулів обґрунтувати параметри досліджуваного вагона.

Ключові слова: вагон-цистерна, міцність, стійкість, напружено-деформований стан, метод скінченних елементів, обґрунтування параметрів, розрахунковий режим

A.D. CHEPURNOY, R.I. SHEYCHENKO, R.V. GRABOROV, V.S. MARYNUK, A.A. PESTUNOV, M.A. TKACHUK, M.O. BONDARENKO, M.S. SAVERSKA

STRENGTH INVESTIGATION OF RAIL TANK CAR FOR TECHNICAL SULFURIC ACID

Strength analysis of the rail tank car for technical sulfuric acid is carried out by numerical simulation of the stress-strain state and obtained results processing. Various types of loading of the tank car are considered. Stress-deformed state at collision of railcars, at braking of a heavy-weight structure, and also at braking and racing of the rolling stock moved in a curved section of the track is determined. An additional check of the frame and tank for stability under the action of external excess pressure was carried out. An approach that allowed using the existing universal tools, as well as developed specialized modules, to justify the parameters of investigated railcar, is described.

Keywords: rail tank car, strength, buckling analysis, stress-strain state, finite element method, parameter justification, design mode

Введение. Тонкостенные машиностроительные конструкции (ТСМСК) получили широкое распространение в промышленности. Среди них особое место занимают вагоны-цистерны для транспортирования жидких продуктов. К ним предъявляются повышенные требования по прочности, поскольку это напрямую сопряжено с обеспечением безопасности движения. Эти требования сконцентрированы в стандарте [1]. Его нормы предписывают обеспечение прочности элементов вагонов при определенных сочетаниях экстремальных нагрузок.

Для оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) элементов вагонов в настоящее время широко применяются численные методы, в частности, метод конечных элементов (МКЭ) [2, 3], реализованный в виде коммерческих программных продуктов типа ANSYS [4].

Среди преимуществ МКЭ, обусловивших его широкое применение – универсальность и возможность параметрического синтеза исследуемых конструкций по разнообразным критериям. В то же время в конкретной предметной области возможности решения задач синтеза при помощи универсальных программных продуктов ограничены спецификой проектных разработок. Действительно, при анализе НДС ТСМСК того или иного типа следует учитывать сложившиеся в отрасли (или

подотрасли) традиционные решения–аналоги, а также инфраструктурные ограничения. Кроме того, важны также факторы экономического характера, причем действующие как на стороне производителя, так и эксплуатанта. И, наконец, на всё это наслаиваются требования безопасности, воплощенные в нормах, условиях, требованиях, ГОСТах. Данные обстоятельства резко ограничивают возможности маневра для разработчика ТСМСК даже при наличии в распоряжении такого мощного инструмента, как МКЭ, например, в виде среды ANSYS.

Пути преодоления отмеченных затруднений лежат, во-первых, в стремлении сформировать математическую формализацию проблемы, а во-вторых, в реализации разработанной стратегии для конкретных объектов проектных исследований. Этим направлениям посвящена данная работа на примере вагона-цистерны для серной кислоты.

Анализ методов исследований подобных конструкций. В работах многих ученых применяются различные аналитические, численные и экспериментальные методы для обоснования рациональных параметров машиностроительных конструкций [5–8]. Традиционная

© А. Д. Чепурной, Р. И. Шейченко, Р. В. Граборов, В. С. Маринюк, А. А. Пестунов, Н. А. Ткачук, М. А. Бондаренко, М. С. Саверская, 2018

постановка задач синтеза предполагает формирование некоторой целевой функции, множества варьируемых параметров, уравнений состояния и ограничений. При этом, например, путем отыскания экстремума целевой функции происходит удовлетворение системе уравнений и неравенств, а само решение объявляется оптимальным с определенной точки зрения стандарта [1]. В то же время такая формализация неприменима в прикладном аспекте в силу отмеченных выше обстоятельств, среди которых – сложность формирования структуры проектируемой ТСМСК, сложный характер области, формируемой ограничениями, многоэкстремальность целевой функции и т. п.

Среди основных препятствий – изменчивость объекта проектных исследований уже во время проведения самих этих исследований. Это относится и к уравнениям состояния, и к составу параметрического пространства, а также к действующим ограничениям. Все эти компоненты задачи синтеза оказываются и детерминированно, и стохастически, и целенаправленно, и хаотически варьируемыми в ходе реального проектирования.

Для оперирования с такими объектами был предложен подход, основанный на обобщенном параметрическом моделировании [9–12]. При его использовании все компоненты задачи синтеза являются обобщенными варьируемыми параметрами. Кроме того, для конкретного класса объектов удается построить специализированные программные средства, которые соединяют специализированные модули (реализуют нацеленность на конкретный объект) и универсальные расчетные средства типа ANSYS (обладают высоким исследовательским функционалом). Данный подход был реализован при проектных исследованиях ряда конструкций [9–11] и обеспечил решение задач обоснования технических решений. В данном случае он применяется для вагона-цистерны для серной кислоты.

Постановка задачи. Целью работы является обоснование проектных решений элементов вагона-цистерны для технической серной кислоты с массовой долей моногидрата не менее 92,5%.



Рис. 1 – Модель конструкции вагона-цистерны

Для этого на первом этапе обоснована структура и основные параметры вагона-цистерны. Его длина по осям сцепления автосцепок – $2L_c = 12,02$ м; $2l = 7,80$ м – база вагона; $D = 2,4$ м – внутренний диаметр котла; $Q_{op} = 0,981$ МН (100,0 тс) – максимальная сила тяжести (вес) вагона брутто (с учетом максимального допуска на тару); $Q_p = 0,756$ МН (77,1 тс) – сила тяжести (вес) груза. На втором этапе путем варьирования проектных параметров определены рекомендуемые параметры основных силовых элементов (рис. 1). На третьем этапе

описаны расчетные модели и результаты анализа напряженно-деформированного состояния вагона-цистерны, представленные далее в работе.

Расчетная модель вагона-цистерны. Величина допускаемых напряжений для элементов кузова и рамы определяются в соответствии с [1]. Материал элементов кузова и рамы вагона и допускаемые напряжения приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Материалы элементов вагона и допускаемые напряжения

Наименование узлов и элементов, материал	Предел текучести R_e , МПа	Допускаемые напряжения $[\sigma]$, МПа
Хребтовая балка – сталь 09Г2С ГОСТ 19281	345	0,9 R_e 310,5
Элементы опоры котла – сталь 09Г2С ГОСТ 19281	345	0,9 R_e 310,5
Элементы шкворневой балки – сталь 09Г2С ГОСТ 19281	325	0,9 R_e 292,5
Передняя балка рамы – сталь 09Г2С ГОСТ 19281	325	0,95 R_e 308,8
Швеллер боковой – сталь 09Г2С ГОСТ 19281	345	0,95 R_e 327,8
Обечайка котла, днища котла – сталь ВСт.3сп5 ГОСТ 14637	245	0,9 R_e 220,5

Допускаемые напряжения для испытательного режима элементов котла определяются по формуле: $[\sigma]^u = \sigma_m / n = 222,7$ МПа, где n – коэффициент запаса прочности по ГОСТ 14249, $n = 1,1$.

В соответствии с [1] прочность несущей конструкции кузова и рамы вагона оценивается при четырех основных расчетных режимах 1а, 1б, 1в и 1г, при которых рассматривается относительно редкое сочетание экстремальных нагрузок. В эксплуатации режимам соответствует действие на вагон сочетания сил (табл. 2):

а) режим 1а – при соударении при роспуске с сортировочной горки, осаживанию тяжеловесного состава вагонов;

б) режим 1б – при трогании тяжеловесного состава;

в) режимы 1в, 1г – при торможении и разгоне состава, двигающегося в кривом участке пути.

Продольная нагрузка при сжатии $N_p = 2,5$ МН по расчетному режиму 1в прикладывается в узлах расчетной схемы, соответствующих опорной поверхности задних упоров рамы вагона, а при растяжении $N_{сж} = 2,0$ МН по расчетному режиму 1г – опорной поверхности передних упоров. Вертикальная статическая нагрузка от веса груза $P_{ст} = 0,756$ МН. Нагрузка от собственного веса вагона учитывалась приложением к расчетной схеме ускорения свободного падения $9,81$ м/с².

Вертикальная нагрузка на консоль вагона, возникающая от действия растягивающих или сжимающих сил при нецентральном взаимодействии автосцепок двух соседних вагонов, прикладывается в соответствии с [1]. Расчет усилий производится по

формуле: $P = \mp N \cdot e / 2a$, где N – расчетная продольная сила, $e = 0,1$ м – разность уровней автосцепок сцепленных вагонов, a – расчетная длина корпуса автосцепки (в расчете принято $a = 1$ м при сжимающих продольных усилиях и $a = 0,9$ м при растягивающих продольных усилиях). Вертикальные уси-

лия при сжимающих продольных нагрузках приложены в узлах расчетной схемы, соответствующих опорной поверхности задних упоров рамы вагона, а при растягивающих продольных нагрузках – опорной поверхности передних упоров рамы.

Таблица 2 – Перечень сочетаний расчетных нагрузок

Расчетный случай	Режим	Сочетание нагрузок		Значение	
1	1а	1.1 Продольная нагрузка	удар	2,500 МН	
			продольная сила инерции груза		1,928 МН
			продольная сила инерции кузова и отдельных масс вагона		25,0 м/с ² 0,122 МН
		1.2 Вертикальная нагрузка	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза		9,81 м/с ² 0,756 МН
			вертикальное усилие на консоль при нецентральной взаимодействии автосцепок		0,125 МН
		1.3 Внутреннее давление в котле	сумма внутреннего избыточного давления насыщенных паров жидкости или сжиженного газа и давления гидравлического удара		0,426 МПа
2	1б	2.1 Продольная нагрузка	рывок	2,5 МН	
			продольная сила инерции груза		1,928 МН
			продольная сила инерции кузова и отдельных масс вагона		25,0 м/с ² 0,122 МН
		2.2 Вертикальная нагрузка	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза		9,81 м/с ² 0,756 МН
			вертикальное усилие на консоль при нецентральной взаимодействии автосцепок		0,138 МН
		1.3 Внутреннее давление в котле	сумма внутреннего избыточного давления насыщенных паров жидкости или сжиженного газа и давления гидравлического удара		0,426 МПа
3	1в	3.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила сжатия		2,5 МН
		3.2 Вертикальная нагрузка	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза		9,81 м/с ² 0,756 МН
			вертикальное усилие на консоль при нецентральной взаимодействии автосцепок		0,125 МН
			кососимметричная сила		
		3.3 Боковая нагрузка	поперечная составляющая продольной квазистатической силы		0,201 МН
		3.4 Внутреннее давление в котле	сумма внутреннего избыточного давления насыщенных паров жидкости или сжиженного газа и давления гидравлического удара		0,426 МПа
4	1г	4.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила растяжения		2,0 МН
		4.2 Вертикальная нагрузка	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза		9,81 м/с ² 0,756 МН
			вертикальное усилие на консоль при нецентральной взаимодействии автосцепок		0,110 МН
			кососимметричная сила		
		4.3 Боковая нагрузка	поперечная составляющая продольной квазистатической силы		0,048 МН
		4.4 Внутреннее давление в котле	сумма внутреннего избыточного давления насыщенных паров жидкости или сжиженного газа и давления гидравлического удара		0,341 МПа

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. Для случая действия сжимающих продольных нагрузок по режиму 1в поперечные силы P_N вычисляются по формуле:

$$P_N = N \left[\frac{\delta L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) + \frac{L_c}{R} \right] \cdot \frac{l}{L},$$

где $\delta = 0,04$ м – возможное боковое перемещение шкворневого сечения кузова вагона за счет зазоров колесной пары в рельсовой колее, зазоров между буксой (адаптером) колесной пары и проемом для колесной пары в боковой раме, зазоров между пятником и подпятником, упругих боковых деформаций рессорного подвешивания, m ; принимается при расчетах грузовых вагонов, $a = 1$ м – длина корпуса автосцепки. В соответствии с табл. 1 принимаем $l = 3,900$ м, $L_c = 6,010$ м, $L = 5,010$ м.

Для случая действия растягивающих продольных нагрузок по режиму 1г поперечную силу P_N вычисляют по формуле: $P_{N_p} = N(L_c / R)$, где $R = 250$ м – радиус кривой.

Поперечные усилия при сжимающих продольных нагрузках приложены в узлах расчетной схемы, соответствующих опорной поверхности задних упоров рамы вагона, а при растягивающих продольных нагрузках – опорной поверхности передних упоров рамы.

Действию вертикальных кососимметричных сил соответствует движение вагона по переходным кривым с отводом возвышения наружного рельса, равным 3,2 мм/м, при условии замыкания боковых скользунов, расположенных по диагонали.

Действие вертикальной кососимметричной силы учитывается, если выполнено условие:

$$z = 0,0032 \cdot 2l > 2\Delta, \quad (1)$$

где $2l = 7,8$ м – база вагона, а Δ – минимальное значение динамического прогиба бокового скользуна, м. Подставив значения в формулу (1), получим случай, когда условие формулы (1) не выполняется – т.е. вертикальная кососимметричная сила не учитывается.

Продольная сила удара. По расчетному режиму 1а для вагонов, оборудованных поглощающими аппаратами класса Т2 и Т3, сила $N_{y\delta} = 2,5$ МН, направленная внутрь вагона, прикладывается к узлам расчетной схемы, соответствующим опорной поверхности заднего упора с одной из сторон вагона. По расчетному режиму 1б продольная сила рывка $N_{p\text{ыв.}} = 2,5$ МН прикладывается к узлам расчетной схемы, соответствующим ударной поверхности переднего упора с одной из сторон вагона.

Продольную силу инерции груза при ударах и рывках определяем как $N_u = N \frac{Q_{ep}}{Q_{op}}$, где N – расчетная

продольная сила удара или рывка, Q_{ep} – сила тяжести груза, тс, а Q_{op} – сила тяжести брутто вагона, тс.

Давление гидравлического удара принимают одинаковым по величине на протяжении всего котла и прикладывают с внутренней стороны котла к днищу и по всей длине обечайки котла (см. табл. 2).

Продольная сила инерции составной части вагона, возникающая при действии ударов и рывков, учитывается приложением распределенного по объему составной части ускорения вдоль продольной оси координат "Z". Величина продольного ускорения определяется по формуле: $a = N / m_{op}$, м/с², где N – внешняя продольная сила удара или рывка, приложенная к автосцепке, либо тормозная сила вагона, Н; а m_{op} – масса брутто вагона, кг.

Нагрузка от силы инерции тележек, возникающая при действии ударов и рывков, учитывалась приложением к поверхностям пятников соответствующей силы, направленной вдоль продольной оси "Z". Значение силы для одной тележки определяется по формуле (см.

табл. 2): $N_{мел} = a \cdot m_{мел}$, Н, где $m_{мел}$ – масса одной тележки, кг.

Величина внутреннего давления в котле определяется по формуле: $P_e = P_{нар} + P_{y\delta}$, где $P_{нар}$ – давление

паров продукта, МПа, $P_{y\delta} = 4N \left(\frac{Q_{ep}}{Q_{op}} \right) / \pi D^2$ – давле-

ние гидравлического удара в котле, N – сила удара (рывка), МН; а D – внутренний диаметр котла, м (вычисленные значения продольных ускорений и сил инерции указаны в табл. 2).

В соответствии с [1] прочность несущей конструкции кузова вагона оценивается при действии сил, возникающих при текущем ремонте для предусмотренных схем подъема вагона:

а) действие силы тяжести, уравновешенной четырьмя реакциями в концевых частях шворневых балок;

б) действие силы тяжести, уравновешенной двумя реакциями в концевых частях одной шкворневой балки и пятнике с противоположного конца вагона;

в) действие силы тяжести (без учета силы тяжести груза), уравновешенной реакциями в двух концевых частях шкворневых балок, расположенных по диагонали вагона.

В соответствии с [1] устойчивость сжатых конструкций оценивают расчетными методами. При расчете устойчивости рам вагонов учитываются начальные прогибы от действия силы тяжести.

Расчет устойчивости сжатых элементов рамы проводим для расчетного режима 1в, при котором к задним упорам рамы прикладывается сжимающее усилие $N_{сж} = 2,5$ МН.

Собственные значения (масштабные множители приложенных нагрузок) полученные в результате расчета на устойчивость для рамы вагона при расчете по режиму 1в должны составлять не менее 1,1.

В соответствии с [1] котел вагона-цистерны, предназначенного для перевозки жидких грузов, проверяют на прочность при действии испытательного (пробного) давления.

Величина внутреннего испытательного давления $P_{исп}$, МПа, определяется в соответствии с "Правилами устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением" по формуле

$$P_{исп} = 1,25(P_{нар} + P_{y\delta}) \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_t} = 0,540 \text{ МПа, где}$$

$[\sigma]_{20} = 154$ МПа, $[\sigma]_t = 152$ МПа – допускаемые напряжения материала сосуда соответственно при 20 °С и расчетной температуре. Прочность котлов вагонов-цистерн оценивают в соответствии с ГОСТ 14249.

В соответствии с [1] котел вагона-цистерны, предназначенного для перевозки жидких грузов, проверяют расчетными методами на устойчивость сжатых конструкций при действии внешнего избыточного давления по требованиям соглашений о международном железнодорожном грузовом сообщении. Согласно [1] собственные значения (масштабные множители приложенных нагрузок), полученные в результате рас-

чета на устойчивость для котла вагона цистерны, должны составлять не менее 1,5.

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния вагона-цистерны. Расчет выполнен с помощью пакета программ "ANSYS" – полностью совместимых программ для формирования, нагружения, расчета модели конструкции и анализа результатов. Для создания конечно-элементной модели, описывающей конструкцию вагона, были использованы пространственные квадратичные оболочечные конечные элементы; пространственные квадратичные элементы в форме криволинейных параллелепипедов и тетраэдров, т.е. в рамках каждого конечного элемента перемещения аппроксимируются полиномом второй степени.

Зоны максимальных напряжений в узлах вагона приведены в табл. 3. Оценка соответствия конструкции вагона требованиям [1] по рассмотренным расчетным режимам производилась путем сравнения расчетных эквивалентных напряжений, приведенных в табл. 3, с допускаемыми величинами, приведенными в табл. 1.

В местах расчетной модели, где наблюдаются сингулярности и резкие скачки жесткостей, т.е. в зонах, где максимальные значения полей напряжений являются существенно завышенными, расчетные значения эквивалентных напряжений определялись с отступом на два характерных размера квадратичного конечного элемента. Местные напряжения в зонах влияния сосредоточенных нагрузок не оцениваются.

Напряженно-деформированное состояние кузова и рамы вагона для всех рассмотренных расчетных режимов представлено на рис. 2–20. Для режимов 1а и

1б допускаемые напряжения принимаются равными пределу текучести материала R_e (см. табл. 1).

Результаты расчета устойчивости сжатых элементов рамы (первая форма потери устойчивости) представлены на рис. 21. Критерием оценки устойчивости сжатых элементов рамы является сравнение расчетного собственного значения (масштабного множителя приложенных нагрузок) $n_y = 7,61$ с допускаемым $[n_y] = 1,1$ – таким образом, устойчивость сжатых элементов рамы обеспечена.

Напряженно-деформированное состояние котла вагона-цистерны от действия испытательного давления представлено на рис. 22. Максимальные напряжения в котле вагона-цистерны при испытательном режиме выявлены в следующих зонах: $\sigma_{экр} = 120$ МПа – зона днища, $\sigma_{экр} = 145$ МПа – зона установки сливного поддона, $\sigma_{экр} = 96$ МПа – зона установки обечайки люка-лаза. Напряжения во всех элементах котла рамы вагона-цистерны не превышают допускаемые значения.

В соответствии с [1] котел вагона-цистерны, оснащенного вакуумными клапанами, проверяют расчетными методами на устойчивость сжатых конструкций при действии внешнего избыточного давления 21 кПа. Первая форма потери устойчивости представлена на рис. 23. Как видно из представленного рисунка, коэффициент запаса устойчивости составляет $n_y = 3,14 > [n_y] = 1,5$. Таким образом, устойчивость котла от внешнего давления обеспечена.

Таблица 3 – Максимальные напряжения в элементах конструкции вагона, МПа

Наименование элементов		Режим				Подъем домкратами			Допускаемые напряжения
		1а	1б	1в	1г	четырьмя	двумя	двумя по диагонали	
		удар 2,5 МН	рывок 2,5 МН	сжатие 2,5 МН	растяжение 2,0 МН				
Балка хребтовая	в зоне стыковки с передней балкой	6	290	9	265	1	2	23	310,5
	перед шкворневой балкой	60	205	130	225	15	52	14	
	за шкворневой балкой	152	169	180	200	15	28	57	
	перед лапами крепления котла	193	219	150	127	3	3	81	
	посередине	152	150	292	245	4	5	85	
Балка шкворневая	посередине	70	53	28	33	133	132	27	292,5
	в зоне стыковки с хребтовой балкой	180	190	168	145	80	98	15	292,5
Швеллер боковой в зоне стыковки со шкворневой балкой		25	27	22	52	65	220	60	327,8
Балка передняя в зоне стыковки с лобовой балкой		25	260	28	265	12	21	59	308,8
Лапы рамы		141	167	81	75	5	5	68	310,5
Опора котла		179	199	130	132	152	156	78	310,5
Обечайка котла	в зоне опор	171	165	164	124	163	163	101	220,5
	в зоне лап среднего крепления	107	110	52	57	20	23	25	220,5
	в зоне сливного поддона	133	132	128	100	11	24	8	220,5
	в зоне люка лаза	134	132	108	92	46	48	12	220,5
Днище котла		222	224	192	168	112	112	64	220,5
Лапы котла		232	235	118	63	24	34	140	292,5

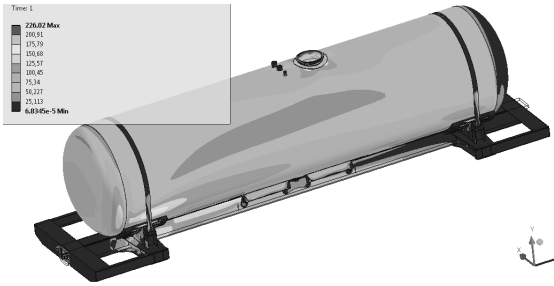


Рис. 2 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме 1а (удар 2,5 МН)

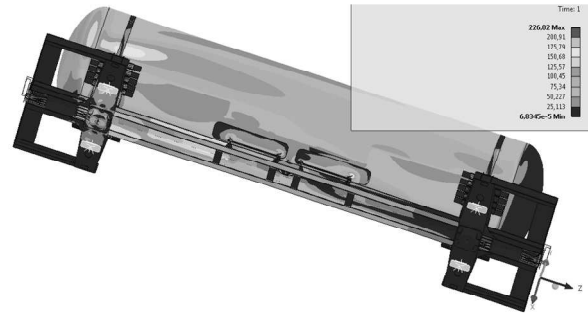


Рис. 3 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме 1а (удар 2,5 МН)

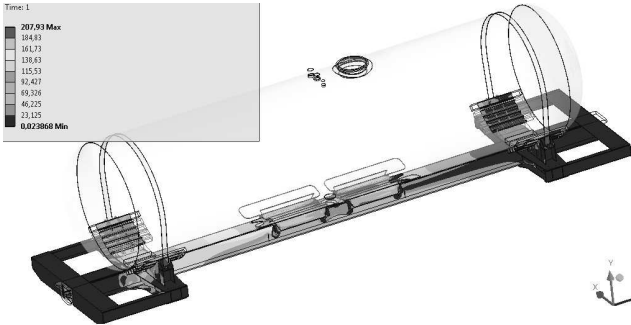


Рис. 4 – Напряженно-деформированное состояние рамы вагона-цистерны при расчетном режиме 1а (удар 2,5 МН)

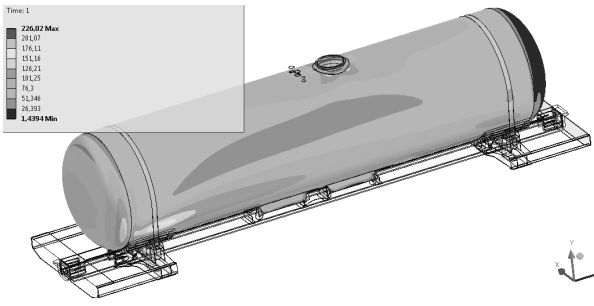
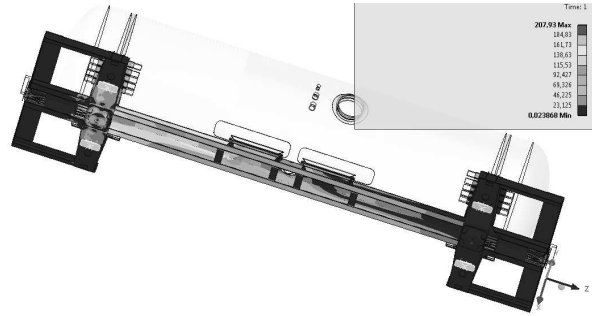


Рис. 5 – Напряженно-деформированное состояние рамы вагона-цистерны при расчетном режиме 1а (удар 2,5 МН)

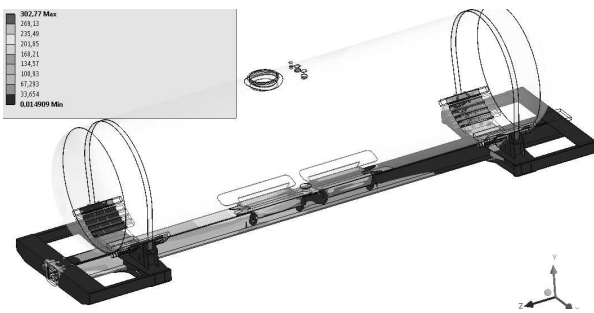
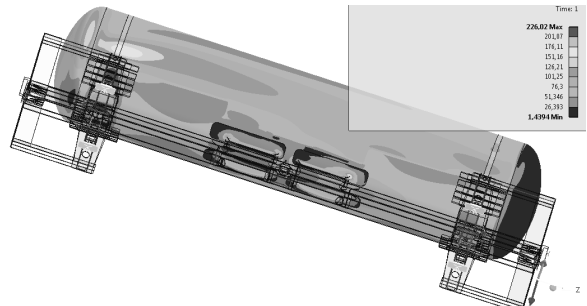


Рис. 6 – Напряженно-деформированное состояние рамы вагона-цистерны при расчетном режиме 1б (рывок 2,5 МН)

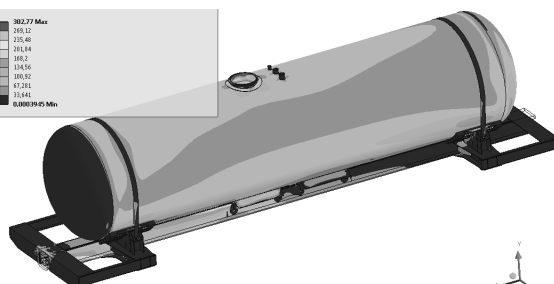
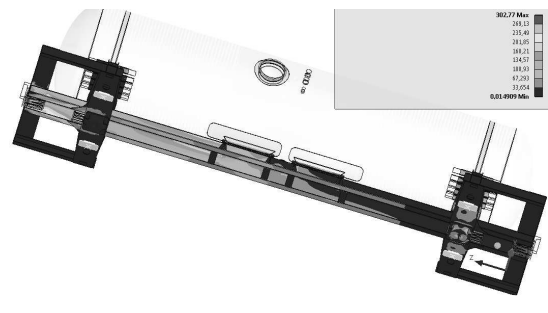


Рис. 7 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме 1б (рывок 2,5 МН)

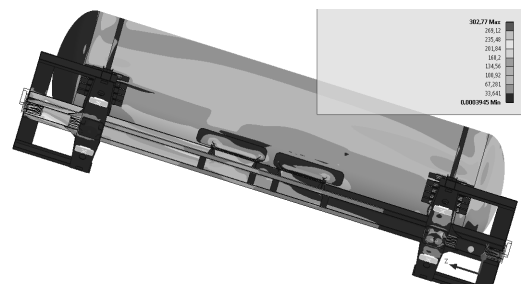


Рис. 8 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме 1б (рывок 2,5 МН)

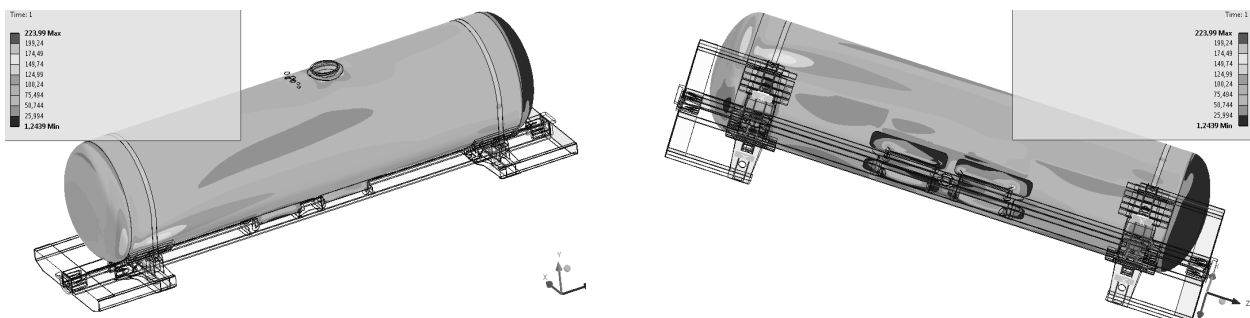


Рис. 9 – Напряженно-деформированное состояние котла вагона-цистерны при расчетном режиме 1б (рывок 2,5 МН)

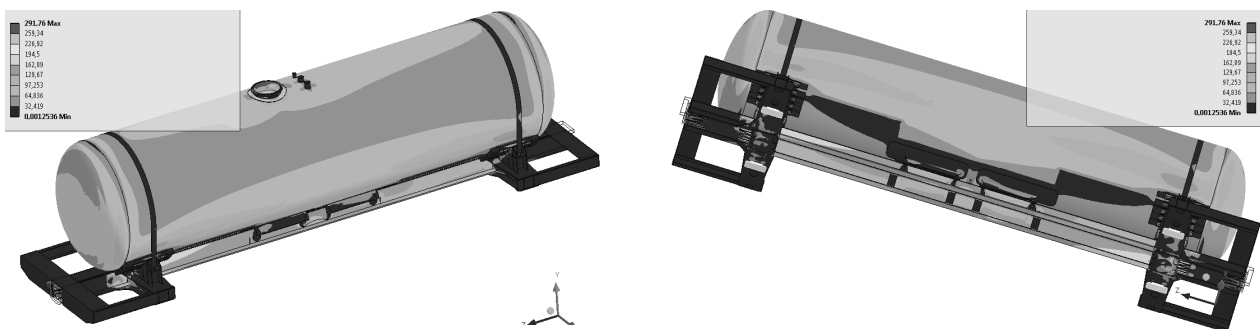


Рис. 10 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме 1в (сжатие 2,5 МН)

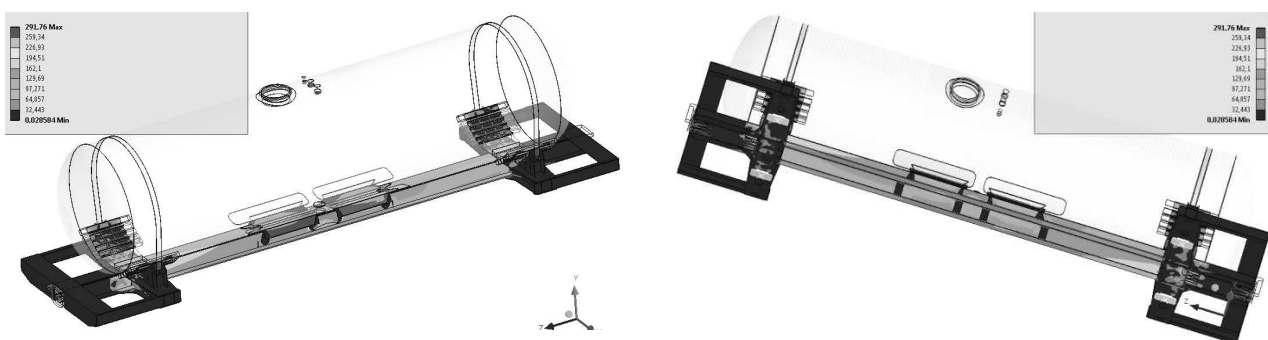


Рис. 11 – Напряженно-деформированное состояние рамы вагона-цистерны при расчетном режиме 1в (сжатие 2,5 МН)

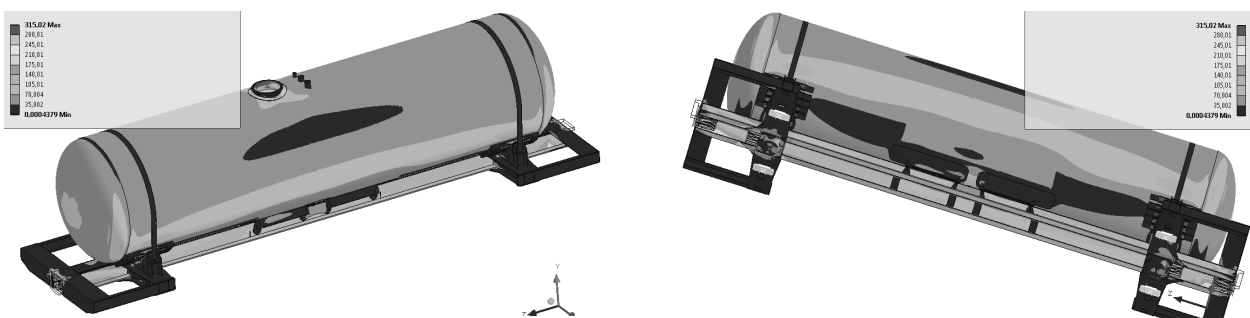


Рис. 12 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при расчетном режиме 1г (растяжение 2,0 МН)

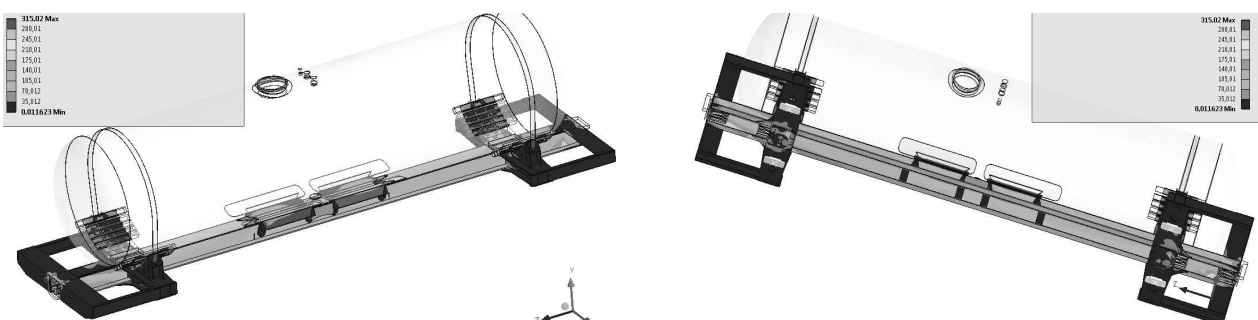


Рис. 13 – НДС рамы вагона-цистерны при расчетном режиме 1г (растяжение 2,0 МН)

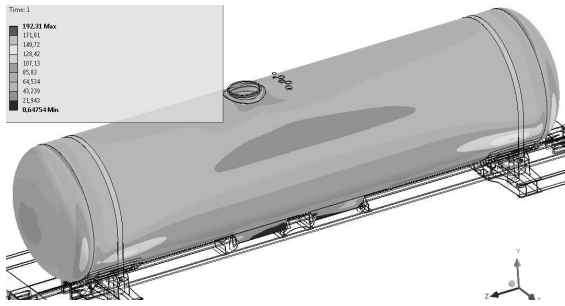


Рис. 14 – Напряженно-деформированное состояние котла вагона-цистерны при расчетном режиме 1в (сжатие 2,5 МН)

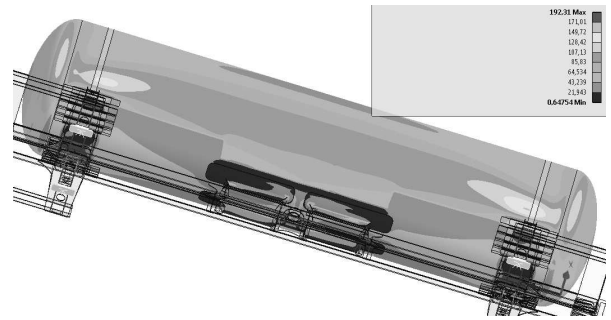


Рис. 15 – Напряженно-деформированное состояние котла вагона-цистерны при расчетном режиме 1в (сжатие 2,5 МН)

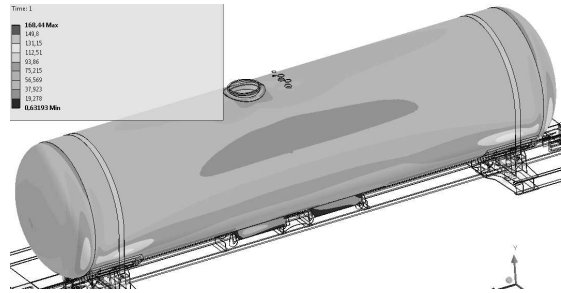


Рис. 16 – НДС котла вагона-цистерны при расчетном режиме 1г (растяжение 2,0 МН)

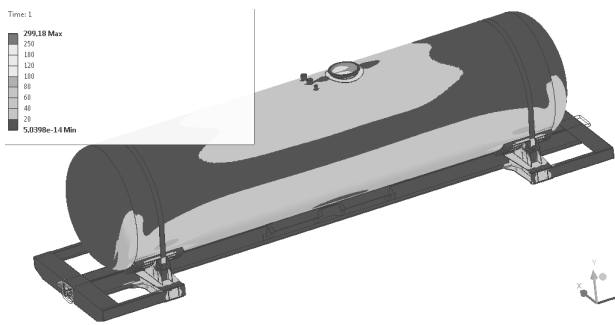
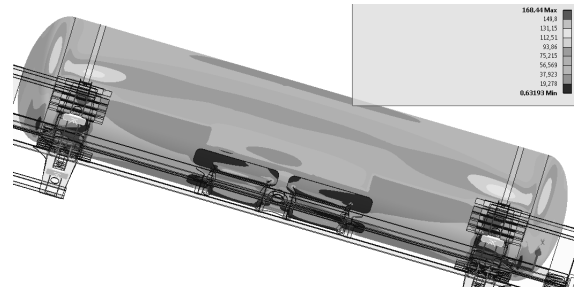


Рис. 17 – НДС вагона-цистерны при подъеме четырьмя домкратами (ремонтный режим)

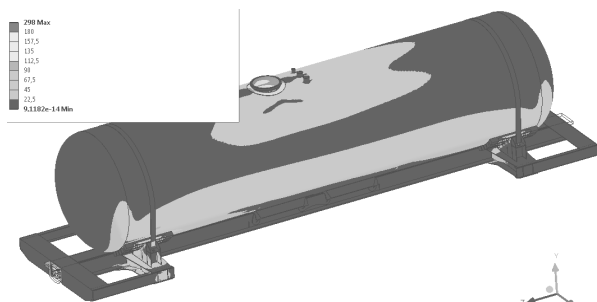
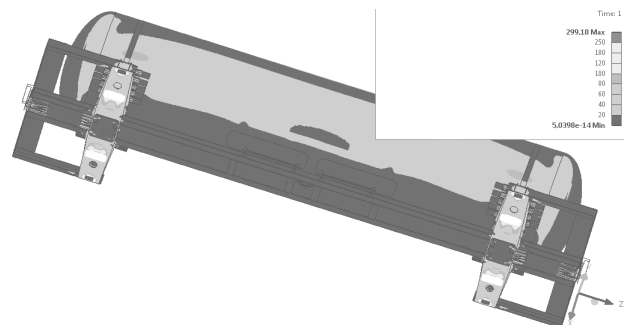


Рис. 18 – Напряженно-деформированное состояние вагона при подъеме двумя домкратами (ремонтный режим)

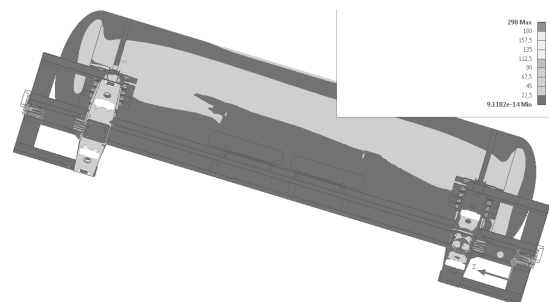


Рис. 19 – Напряженно-деформированное состояние вагона при подъеме двумя домкратами (ремонтный режим)

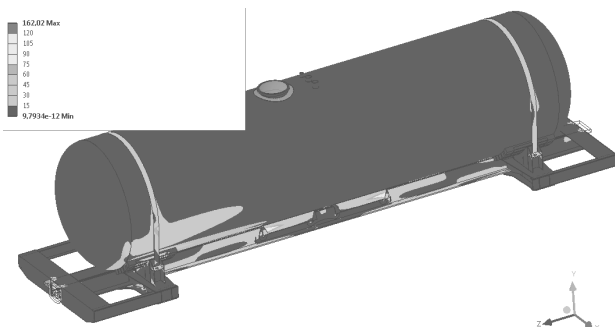
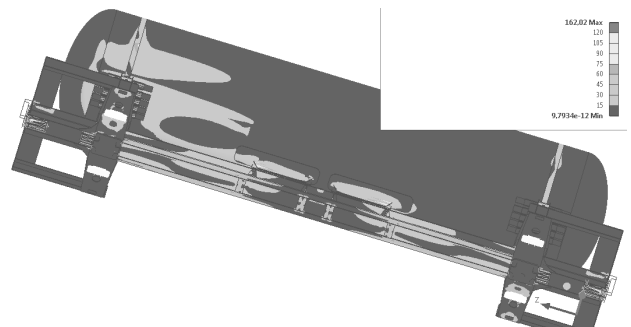


Рис. 20 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при подъеме по диагонали (ремонтный режим)



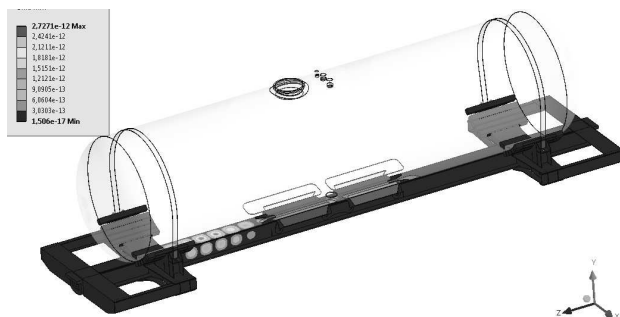


Рис. 21 – Первая форма потери устойчивости элементов рамы при расчетном режиме 1в

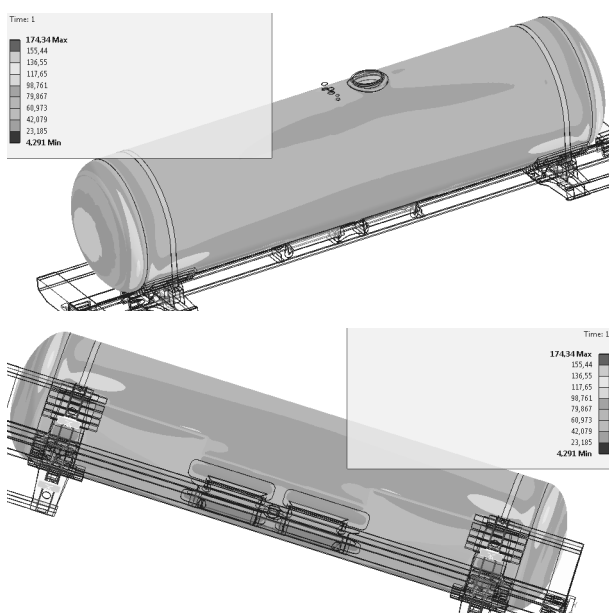


Рис. 22 – Напряженно-деформированное состояние вагона-цистерны при испытательном режиме

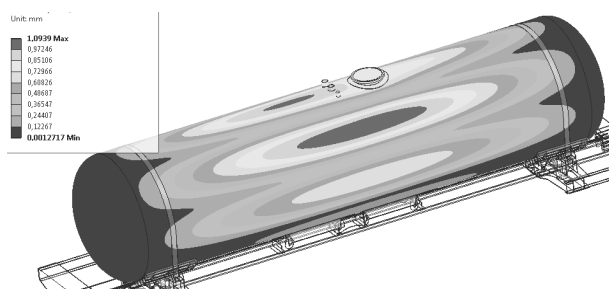


Рис. 23 – Первая форма потери устойчивости котла от внешнего давления

Выводы. Из результатов расчета следует, что напряжения во всех элементах рамы и котла вагона-цистерны модели 15-9544-02 при всех расчетных режимах не превышают допускаемые [1]. Конструкция вагона по нормируемым параметрам прочности и устойчивости соответствует требованиям [1].

Таким образом, в результате применения общего подхода на основе обобщенного параметрического моделирования исследуемой тонкостенной машиностроительной конструкции – вагона-цистерны, а также

соединения преимуществ специализированных и универсальных средств компьютерного моделирования удалось обосновать проектные параметры нового изделия, обладающего высокими технико-экономическими характеристиками и прочностью основных силовых элементов.

В дальнейшем планируется применить предложенный подход к решению подобных задач для других тонкостенных машиностроительных конструкций.

Список литературы

1. ГОСТ 33211 *Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам*, Москва: Стандартинформ, 2016. 54 с.
2. Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., Zhu, J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
3. Стрэнг Г., Фикс Дж. *Теория метода конечных элементов*. М.: Мир, 1977. 351 с
<https://www.ansys.com>
4. Кіндрацький Б.І. Концепція і алгоритм багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій. *Вісник ДТТУ імені Івана Пулюя*, 2003. Том 8. № 1. С.73–82.
5. Носко П.Л. *Оптимальное проектирование машиностроительных конструкций*. Луганск: ВУГУ, 1999. 392 с.
6. Гринев В.Б., Филиппов А.П. *Оптимизация элементов конструкций по механическим характеристикам*. Киев: Наукова думка, 1975. 294 с.
7. Kuczek, T. Application of manufacturing constraints to structural optimization of thin-walled structures. *Engineering Optimization*, 2016. Vol. 48. No. 2. P. 351–360.
8. Marchenko A., Shepurnoy A., Senko V., Makeev A., Litvinenko O., Sheychenko R., Graborov R., Tkachuk M., Bondarenko M. Analysis and synthesis of complex spatial thin-walled structures. *Proceedings of the Institute of Vehicles*. Institute of Vehicles of Warsaw University of Technology, 2017. 1(110). P. 17–29.
9. Чубань М.А., Шейченко Р.И., Граборов Р.В. Модели аппроксимации поверхности отклика в оптимизационных исследованиях машиностроительных конструкций. *Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*, 2015. № 62 (1171). С. 46–51.
10. Бондаренко М.О. Методи оптимізації із застосуванням поверхонь відгуку, адаптовані до розв'язання задач аналізу та синтезу конструктивних параметрів тонкостінних машинобудівних конструкцій. *Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*, 2016. № 42 (1214). С. 22–28. doi: 10.20998/2413-4295.2016.42.04.
11. Ткачук Н. А., Грищенко Г. Д., Чепурной А. Д., Орлов Е. А., Ткачук Н. Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания. *Механика и машиностроение*. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2006. №1. С.57–79

References (transliterated)

1. GOST 33211 *Vagonyi gruzovyie. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam [Freight wagons. Requirements for strenght and dynamic qualities]*, Moscow: Standartinform, 2016. 54 p.
2. Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., Zhu, J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
3. Strenge G., Fiks Dz. *Teoriya metoda konechnyih elementov [The theory of the finite element method]*. M.: Mir, 1977. 351 p.
<https://www.ansys.com/>
4. Kindratskiy B.I. Kontseptsiya i algoritm bagatokriterialnogo strukturno-parametrichnogo sintezu mashinobudivnih konstruksiy [Concept and algorithm of multicriteria structural-parametric synthesis of machine-building constructions]. *Visnik TDTU Imeni Ivana Pulyuya*, 2003. Tom 8. No. 1. pp.73–82.

6. Nosko P.L. *Optimalnoe proektirovanie mashinostro-telnykh konstruksiy* [Optimal design of machine-building structures]. Lugansk: VUGU, 1999. 392 p.
7. Grinev V.B., Filippov A.P. *Optimizatsiya elementov konstruksiy po mekhanicheskim kharakteristikam* [Optimization of structural elements by mechanical characteristics]. Kiev: Naukova dumka, 1975. 294 p.
8. Kuczek, T. Application of manufacturing constraints to structural optimization of thin-walled structures. *Engineering Optimization*, 2016, vol. 48, no. 2, pp. 351–360.
9. Marchenko A., Chepurnoy A., Senko V., Makeev A., Litvinenko O., Sheychenko R., Graborov R., Tkachuk M., Bondarenko M. Analysis and synthesis of complex spatial thin-walled structures. *Proceedings of the Institute of Vehicles*. Institute of Vehicles of Warsaw University of Technology. 1(110). pp. 17–29.
10. Chuban M.A., Sheychenko R.L., Graborov R.V. Modeli approksimatsii poverhnosti otklika v optimizatsionnykh issledovaniyakh mashinostroitelnykh konstruksiy [Models for response surface approximating in optimization studies of engineering structures]. *Visnik NTU "KhPI". Zb. nauk. prats. Seriya: Novi rishennya v suchasniyakh tehnologiyah*. Kharkov: NTU "KhPI", 2015, no.62 (1171), pp. 46–51.
11. Bondarenko M.O. Metodi optimizatsiyi iz zastosuvannam poverhon vIdguku, adaptovani do rozv'yazannya zadach analizu ta sintezu konstruktivnykh parametriv tonkostinnykh mashinobudivnykh konstruksiy [Optimization methods using response surfaces adapted to the tasks of analysis and synthesis of thin-walled machine structures design parameters]. *Visnik NTU "KhPI". Seriya: Novi rishennya v suchasniyakh tehnologiyah*. Kharkov: NTU "KhPI", 2016, no.42 (1214). pp. 22–28. doi: 10.20998/2413-4295.2016.42.04.
12. Tkachuk N. A., Gritsenko G. D., Chepurnoy A. D., Orlov E. A., Tkachuk N. N. Konechno-elementnyye modeli elementov slozhnykh mekhanicheskikh sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizovannogo opisaniya [Finite element models of elements of complex mechanical systems: the technology of automated generation and parameterized description]. *Mehanika i mashinostroenie*. Kharkov: NTU "KhPI", 2006, no. 1, pp.57–79.

Поступила (received) 05.10.2017

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Чепурний Анатолій Данилович (Чепурной Анатолий Данилович, Chepurnoy Anatoly) – доктор технічних наук, проф., директор з науково-технічного розвитку КК "РейлТрансХолдинг", м. Москва, РФ

Шейченко Роман Ігоревич (Шейченко Роман Игоревич, Sheychenko Roman) – головний конструктор проекту вагонів-цистерн ТОВ Науково-інженерний центр КК "РейлТрансХолдинг"; м. Маріуполь, Україна; ORCID: orcid.org/0000-0001-7925-3673; e-mail: sheychenko@urtg.net

Граборов Роман Вікторович (Граборов Роман Викторович, Graborov Roman) – керівник групи технічних розрахунків ТОВ Науково-інженерний центр КК "РейлТрансХолдинг"; м. Маріуполь, Україна; ORCID: orcid.org/0000-0002-7612-0194; e-mail: graborov@gmail.com

Маринюк В'ячеслав Степанович (Маринюк Вячеслав Степанович, Marynuk Vyacheslav) – директор, генеральний конструктор ТОВ Науково-інженерний центр КК "РейлТрансХолдинг"; м. Маріуполь, Україна.

Пестунов Олександр Олександрович (Пестунов Александр Александрович, Pestunov Olexsandr) – провідний інженер-конструктор ТОВ Науково-інженерний центр КК "РейлТрансХолдинг"; м. Маріуполь, Україна

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", завідувач кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Бондаренко Марина Олександрівна (Бондаренко Марина Александровна, Bondarenko Maryna) – молодший науковий співробітник кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-1856-3648>; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – аспірант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут"; м. Харків, Україна; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org.