

21-osios jaunųjų mokslininkų konferencijos „Mokslas – Lietuvos ateitis“ teminės konferencijos  
**TRANSPORTO INŽINERIJA IR VADYBA**,  
vykusios 2018 m. gegužės 4-5 d. Vilniuje, straipsnių rinkinys

Proceedings of the 21th Conference for Junior Researchers 'Science – Future of Lithuania'  
**TRANSPORT ENGINEERING AND MANAGEMENT**, 4-5 May 2018, Vilnius, Lithuania

Сборник статей 21-й конференции молодых ученых «Наука – будущее Литвы»  
**ИНЖЕНЕРИЯ ТРАНСПОРТА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПЕРЕВОЗОК**, 4-5 мая 2018 г., Вильнюс, Литва

## ПОВЫШЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ КОТЛА И РАМЫ ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ ПОСЛЕ ДЛИТЕЛЬНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

И.И. Архутик, А.Э. Баранкевич, А.В. Пуцяго

Учреждение образования «Белорусский государственный университет транспорта»,  
г. Гомель, Республика Беларусь,  
E-mail: sun-tm@mail.ru

**Аннотация.** Представлен ряд технических решений для повышения прочности котла и рамы вагона-цистерны для перевозки нефтепродуктов модели 15-1443. Выполнена оценка напряженно-деформированного состояния рамы вагона-цистерны после установки дополнительных усиливающих элементов. Предложен вариант модернизации котла вагона-цистерны для повышения его несущей способности. Установлены рациональные параметры геометрических характеристик подкрепляющих конструктивных элементов, обеспечивающие наиболее высокое значение коэффициента запаса устойчивости оболочки котла при условии выполнения требований прочности. Предложенный вариант усиления позволил повысить несущую способность в 1,7 – 2 раза в наиболее нагруженных областях. Выполнены экспериментальные исследования по оценке частот колебаний элементов рамы вагона в процессе эксплуатации, с целью установления причин возникновения трещин в местах крепления подвагонного оборудования.

**Ключевые слова:** вагон-цистерна, котел, рама, устойчивость, напряженно-деформированное состояние, модернизация, шпангоут, усиление, частотный анализ.

### Введение

В результате разделения парка грузовых вагонов бывшего МПС СССР между железнодорожными администрациями на V Совете по железнодорожному транспорту в 1992 году Белорусская железная дорога получила в собственность 36891 вагон, в том числе цистерн – 6026. К настоящему времени происходит естественное сокращение числа вагонов в виду старения вагонного парка. Одним из показателей, который наиболее полно отражает техническое состояние вагонов, является частота поступления их в текущий отцепочный ремонт, который за последние десять лет увеличился в 2,1 раза.

На основе сбора информации об отказах на Белорусской железной дороге, с учетом отцепов на пунктах технического обслуживания выявлено, что к наиболее отказонасыщенному периоду следует отнести зимний, а лидирующую позицию по числу отказов занимают элементы кузова (рисунок 1).

На протяжении более 20 лет сотрудниками Отраслевой научно-исследовательской лаборатории «Технические и технологические оценки ресурса единиц подвижного состава» БелГУТа выполнялся непрерывный мониторинг технического состояния гру-

зового подвижного состава не только на Белорусской железной дороге, но и в странах ближнего зарубежья.

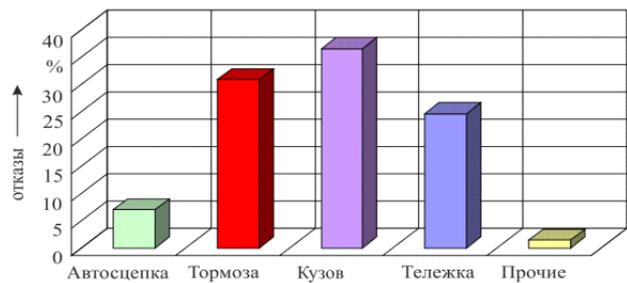


Рис. 1. Распределение по причине отказа

На основе результатов визуального контроля построена диаграмма частоты появления характерных неисправностей относительно их общего количества, приведенная на рисунке 2.

Анализируя приведенную диаграмму, установлено, что к наиболее часто встречающимся неисправностям следует отнести появление трещин в областях среднего крепления котла на раме: место приварки рамной лапы к верхнему листу хребтовой балки (19) и место приварки фасонной лапы к броне листу котла (22).

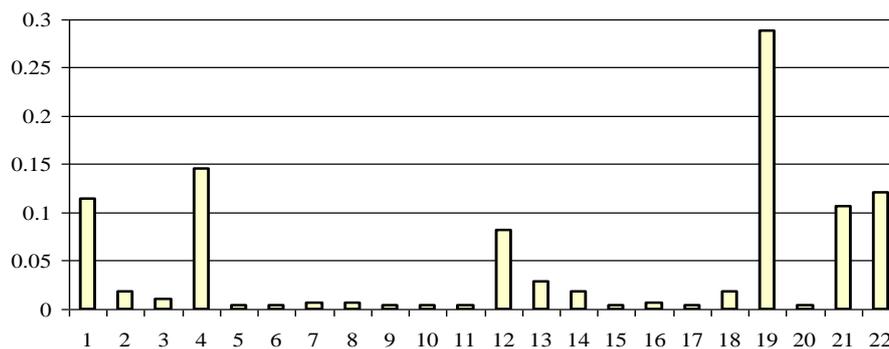


Рис. 2. Частота распределения неисправностей вагонов-цистерн

Характерно, что во многих случаях эти неисправности сопровождаются нарушениями креплений котла на раме в консольных частях (ослабление стяжных хомутов), а также отсутствием призонных болтов, соединяющих рамную и фасонную лапы (21), или наличием зазоров в результате овальности отверстий в местах их постановки. Достаточно часто фиксировались трещины в области установки сливного прибора (12) и в зоне сочленения хребтовой балки со шкворневыми (4), а также выпучивание верхнего листа хребтовой балки в районе хвостовика автосцепного устройства (1).



Рис. 3. Неисправности вагонов-цистерн

В связи с вышесказанным целью настоящей работы является повышение прочности конструкции вагонов-цистерн для перевозки нефтепродуктов после длительной эксплуатации.

### Повышение несущей способности котла вагонов-цистерн

Вопросу оценки напряженно-деформированного состояния котлов вагонов-цистерн посвящено достаточно большое число работ (Voiko 2013; Ovechnikov 2001).

Одним из способов повышения усиливающей способности котлов вагонов-цистерн является установка кольцевых шпангоутов.

Практика расчетов на устойчивость котлов (Kosicic 2006; Putyato 2011), а также случаи потери

устойчивости их в эксплуатации свидетельствуют о том, что последняя имеет место в областях верхнего и среднего листов цилиндрической части (рисунок 4). Такой эффект объясняется во-первых меньшей толщиной среднего и верхнего листа по сравнению с толщиной броневых (нижнего); во-вторых наличием в средней части броневых листа жесткой связи котла с рамой.

В связи с чем, предлагается выполнять подкрепление котла шпангоутами, имеющими незамкнутую конструкцию.

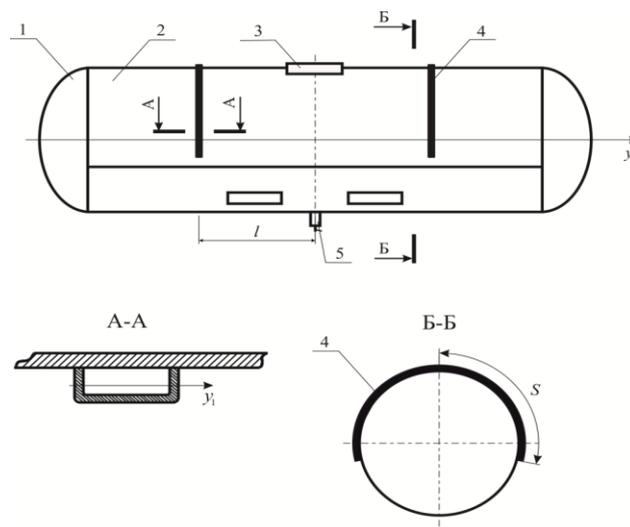


Рис. 4. Схема котла с подкрепляющими элементами: 1 – днище котла, 2 – средняя часть котла, 3 – загрузочный люк, 4 – шпангоут, 5 – сливной прибор

Следует отметить, что при отборе вагонов-цистерн для проведения усиления минимально допустимые значения толщин листов цилиндрической части котла составляют  $\delta_{ц} = 7$  мм, а броневых листа  $\delta_{б} = 9$  мм. Учитывая, что согласно (*Norm dlya proektirovaniya, rascheta ...*) средняя скорость коррозионного износа металлоконструкции котла для перевозки нефтепродуктов составляет 0,04 мм/год и срок продления после указанного вида ремонта составляет 16 лет, прогнозные значения составят 6,36 мм и 8,36 мм, соответственно.

На рисунке 5 приведены зависимости критического давления  $P_{кр}$  от полудлины подкрепляющих

шпангоутов  $S$  с моментом сопротивления  $W_{y1} = 6 \text{ см}^3$  при  $l = 1,47 \text{ м}$  для различных толщин его элементов.

Анализируя приведенные зависимости видно, что градиент изменения  $P_{кр}$  существенно зависит от величины  $S$  и принимает максимальные значения после  $S = 3,2 \text{ м}$ . Для подтверждения полученного результата проведены расчеты для различных значений момента сопротивления  $W_{y1}$ . Установлено, что полученные зависимости качественно идентичны.

На рисунке 6 приведены зависимости градиента критического давления  $dP_{кр}$ , определяемого по формуле

$$dP_{кр} = \frac{P_{кр}^{i-1}}{S^{i-1}} \frac{dP_{кр}}{dS} - \frac{P_{кр}^i}{S^i}$$

от полудлины шпангоутов. Установлено, что  $dP_{кр}$  принимает максимальные значения для любых значений момента сопротивления  $W_{y1}$  при полудлине  $S$  равной  $3,2 \div 3,3 \text{ м}$ .

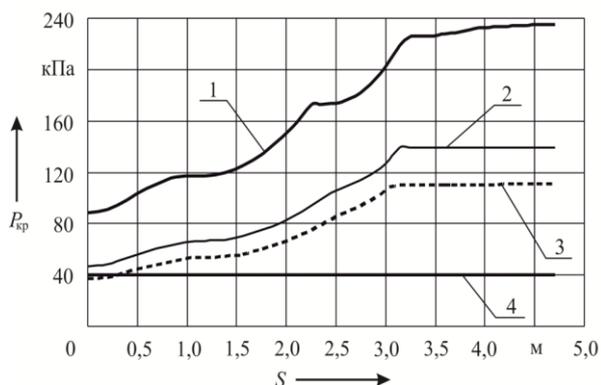


Рис. 5. Зависимости  $P_{кр}$  от  $S$  для различных толщин элементов котла: 1 –  $\delta_c = 9 \text{ мм}$ ,  $\delta_b = 11 \text{ мм}$ ; 2 –  $\delta_c = 7 \text{ мм}$ ,  $\delta_b = 9 \text{ мм}$ ; 3 –  $\delta_c = 6,36 \text{ мм}$ ,  $\delta_b = 8,36 \text{ мм}$ ; 4 – допусковое наружное давление

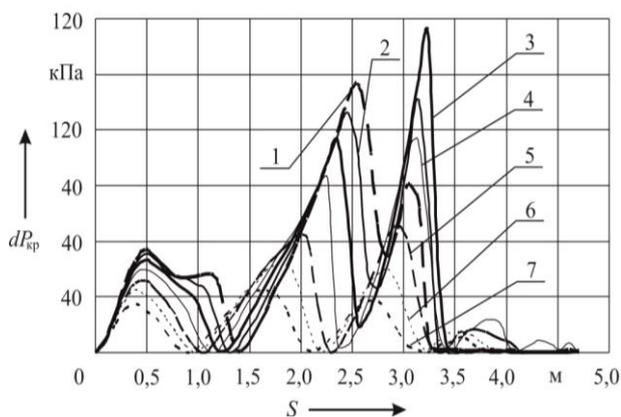


Рис. 6. Зависимость  $dP_{кр}$  от  $S$  для различных значений  $W_{y1}$  при  $\delta_c = 9 \text{ мм}$  и  $\delta_b = 11 \text{ мм}$ : 1 –  $W_{y1} = 13,8 \text{ см}^3$ ; 2 –  $W_{y1} = 11 \text{ см}^3$ ; 3 –  $W_{y1} = 8,52 \text{ см}^3$ ; 4 –  $W_{y1} = 6,46 \text{ см}^3$ ; 5 –  $W_{y1} = 4,75 \text{ см}^3$ ; 6 –  $W_{y1} = 3,68 \text{ см}^3$ ; 7 –  $W_{y1} = 2,75 \text{ см}^3$

Характерно, что наибольшие значения  $dP_{кр}$  соответствуют установке шпангоутов при  $W_{y1} = 6 \div 9 \text{ см}^3$  (рисунок 7).

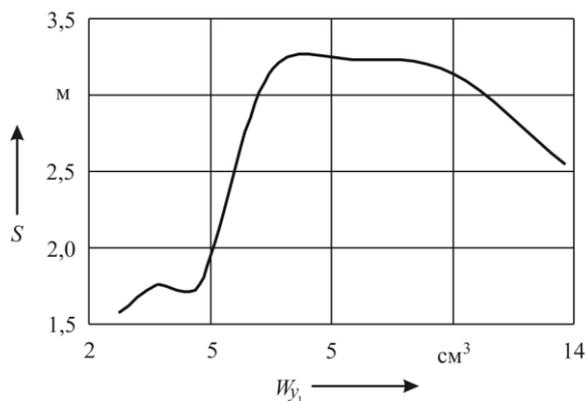


Рис. 7. Зависимость  $S$  от  $W_{y1}$  при  $\delta_c = 9 \text{ мм}$ ,  $\delta_b = 11 \text{ мм}$  и  $dP_{кр} \rightarrow \max$

Выполненные исследования показали, что полудлина шпангоутов должна составлять  $3,2 \div 3,3 \text{ м}$ , что приводит к обеспечению наиболее высокого значения коэффициента запаса устойчивости цилиндрической оболочки котла.

### Повышение несущей способности рамы вагона-цистерны

*Установка дополнительных усиливающих элементов. Этап первый*

К одним из часто встречающимся повреждениям рамы, следует отнести появление трещин в области сочленения хребтовой балки со шкворневой.

В сравнении с исходной конструкцией вагона-цистерны модели 15-1443 сопряжение хребтовой балки со шкворневыми усилено снизу накладками размером  $1440 \times 500 \times 10 \text{ мм}$ , а сверху – диафрагмами размером  $320 \times 320 \times 10 \text{ мм}$ . Накладки и диафрагмы поставлены только с внутренней стороны рамы. На рисунке 8 приведен фрагмент конечно-элементной модели в областях усиления.

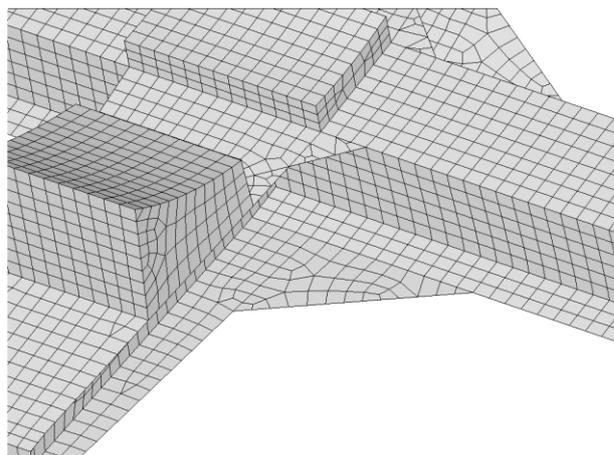


Рис. 8. Фрагмент конечно-элементной сетки в областях усиления

В таблице 1 сведены значения максимальных напряжений по основным конструктивным элементам после установки дополнительных накладок и диафрагм, для I режима нагружения.

Установка дополнительных усиливающих элементов и боковых продольных балок. Этап второй

Дополнительно к усилению, предусмотренному этапом I выполнена постановка на раму двух боковых балок по длине соответствующей расстоянию между шкворневыми балками и двух поперечных балок возле средней опоры котла, выполненных из швеллеров № 20 по ГОСТ 8240 – 89.

После проведения расчета были получены значения напряжений и деформаций для всех конечных элементов металлоконструкции рамы вагона-цистерны. На рисунке 9 приведена картина распределения напряженно-деформированного состояния рамы при нагружении согласно I режиму эксплуатации (сжатие).

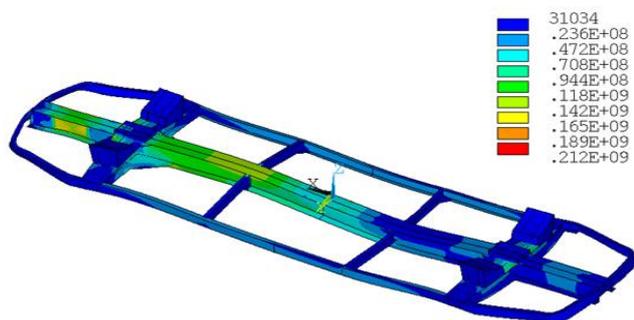


Рис. 9. Напряженно-деформированное состояние рамы после установки дополнительных накладок, диафрагм и боковых продольных балок (I режим нагружения, растяжение)

Обобщая результаты расчета рамы по I режиму модернизированного варианта, в таблицу 1 сведены значения максимальных напряжений по основным конструктивным элементам после установки дополнительных накладок, диафрагм и продольных боковых балок.

Таблица 1. Результаты поэтапной оценки прочности рамы

Расчетный параметр	Максимальные эквивалентные напряжения, МПа						Изменение напряжений относительно исходного варианта, % (коэффициент перегрузки)			
	Исходный вариант		Этап I		Этап II		Этап I		Этап II	
	сжатие	растяжение	сжатие	растяжение	сжатие	растяжение	сжатие	растяжение	сжатие	растяжение
1. Хребтовая балка	192,2	157,3	186	152,6	181,9	148,4	-3,2 (0,81)	-3 (0,66)	-5,4 (0,79)	-5,7 (0,65)
2. Шкворневая балка	130,3	97,4	81,8	76	83,7	110,3	-37 (0,36)	-22 (0,33)	-35,7 (0,36)	+13,2 (0,48)
3. Область сочленения хребтовой и шкворневой балок	165,5	133	82,3	72	78,5	80,2	-50 (0,36)	-46 (0,31)	-52,6 (0,34)	-40 (0,35)
4. Боковые продольные балки	-	-	-	-	40,3	29	-	-	-	-
5. Дополнительные поперечные балки	-	-	-	-	99,9	83,1	-	-	-	-

Результаты приведены в сводной таблице 1.

Анализируя результаты приведенные в таблице 1 можно сделать вывод, что в местах возникновения трещин в хребтовой балке после их усиления максимальные эквивалентные напряжения снизились на 52,6 % при сжатии и на 40 % при растяжении.

В заключение следует отметить, что модернизация рамы цистерны обеспечивает повышение несущей способности опасных зон в 1,7 – 2 раза.

### Экспериментальное исследование частот колебаний элементов конструкции рамы

Анализ результатов обследования технического состояния вагонов-цистерн в рамках реализации процедуры продления их срока службы показал, что в областях крепления подвагонного оборудования к хребтовой балке достаточно часто встречаются трещины по сварным швам, переходящие на основной металл (рисунки 10).



Рис. 10 Трещины в месте крепления воздухораспределителя к хребтовой балке.

Одной из возможных причин может быть возникновение резонансных частот. Для анализа частот вынужденных колебаний рамы и подвешенного оборудования вагона (тормозного цилиндра, воздухораспределителя) и элементов крепления выполнены экспериментальные исследования, в результате которых получен массив данных временных зависимостей ускорений подвагонного оборудования в процессе движения вагона-цистерны

В результате проведения ходовых испытаний вагона-цистерны типовой конструкции, получены значения о величине ускорений, возникающих на подвагонном оборудовании в процессе эксплуатации. Первичная обработка данных проводилась в программном комплексе Catman.

Для дальнейшей обработки результаты разлагались в ряд Фурье.

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{+\infty} A_k \cos\left(2\pi \frac{k}{\tau} x + \theta_k\right) \quad (1)$$

где:  $A_k$  – амплитуда  $k$ -го гармонического колебания;  $2\pi \frac{k}{\tau} = k\omega$  – круговая частота гармонического колебания;  $\theta_k$  – начальная фаза  $k$ -го колебания.

В результате обработки данных ходовых динамических испытаний установлено, что наибольшие значения ускорений подвагонного оборудования возникают в груженом состоянии, при скорости 60 км/ч, 80 км/ч, 100 км/ч. Обработка экспериментальных данных путем разложения в ряд Фурье, позволила установить частоты колебаний подвагонного оборудования в процессе эксплуатации. Распределение вынужденных частот колебаний при различных скоростях представлено на рисунках 11 – 13.

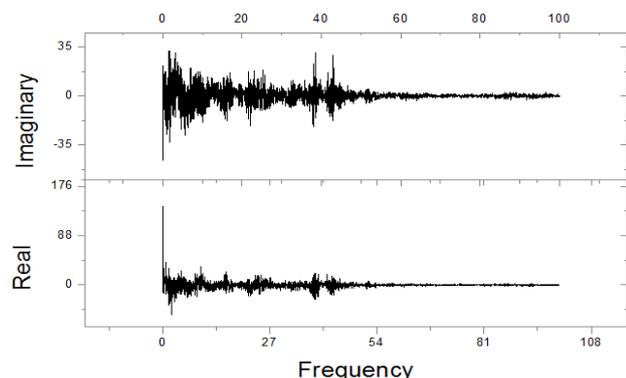


Рис. 11. Распределение вынужденных частот колебаний на подвагонном оборудовании вагона-цистерны при движении со скоростью 60 км/ч.

Анализ данных, приведенных на рисунках 11-13 показал, что появление резонансных частот наиболее вероятно в следующем диапазоне:

- при скорости 60 км/ч наиболее благоприятными для появления резонанса являются следующие интервалы частот 7-15 Гц, 20-30 Гц, 37-44 Гц, 83-95 Гц;
- при скорости 80 км/ч наиболее благоприятны-

ми для появления резонанса являются следующие интервалы частот 1-20 Гц, 30-50 Гц, 58-65 Гц, 80-100 Гц;

- при скорости 100 км/ч наиболее благоприятными для появления резонанса являются следующие интервалы частот 0-7 Гц, 10-20 Гц, 35-48 Гц, 51-58 Гц; 80-100 Гц.

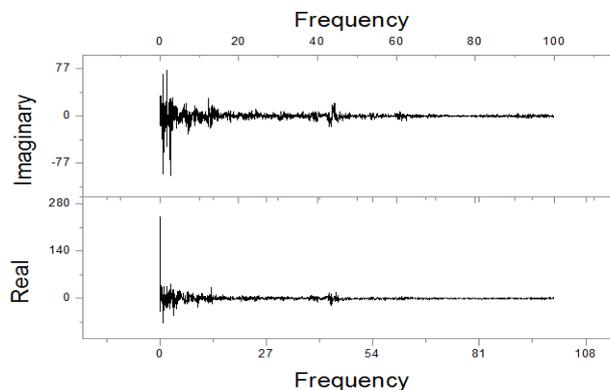


Рис. 12. Распределение вынужденных частот колебаний на подвагонном оборудовании вагона-цистерны при движении со скоростью 80 км/ч.

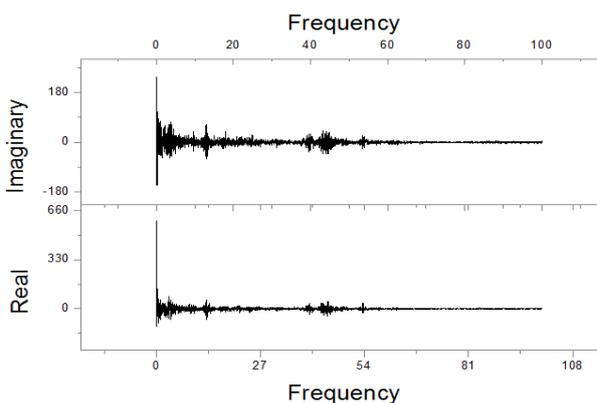


Рис. 13. Распределение вынужденных частот колебаний на подвагонном оборудовании вагона-цистерны при движении со скоростью 100 км/ч.

В соответствии с Нормами для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм расчет собственной частоты производится по формуле

$$f_0 = \frac{a}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}} \quad (2)$$

где:  $a$  – коэффициент, принимаемый равным,  $a = 1,4$ ;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $f_{cm}$  – статический прогиб рессорного комплекта  $f_{ct} = 0,05 \text{ м}$ .

По результатам расчета установлено, что собственные частоты колебаний кузова вагона-цистерны попадают в диапазон от 6,24 Гц до 6,51 Гц. Таким образом наиболее опасными скоростями для возникновения резонансных частот является промежуток скоростей от 80 до 100 км/ч. Полученные данные позволяют продолжить исследования в программном комплексе ANSYS, на заранее подготовленной конеч-

но-элементной, модели рамы вагона с подвагонным оборудованием. В процессе определения собственных частот колебаний производился экспресс анализ на предмет попадания их в область расположения подвагонного оборудования (область установки акселерометров при ходовых динамических испытаниях).

### Выводы

Установлены рациональные параметры геометрических характеристик подкрепляющих конструктивных элементов, обеспечивающие наиболее высокое значение коэффициента запаса устойчивости оболочки

котла вагона-цистерны. Предложенный вариант усиления обеспечивает наиболее высокое значение коэффициента запаса устойчивости цилиндрической оболочки котла.

Предложенные варианты усиления рамы вагона, позволяют повысить несущую способность в 1,7 – 2 раза в наиболее нагруженных областях.

Выполнены экспериментальные исследования по оценке вынужденных частот колебаний элементов рамы, с целью установления причин возникновения трещин в местах крепления подвагонного оборудования.

### Литература

- Boiko, A. 2013. Assessment of remaining resource of tank wagons with expired life time. *Summary of Doctoral Dissertation: Engineering sciences*. Riga: Riga Technical University. 39 p.
- Kosicin, S. B. 2006. Issledovanie poteri ustojchivosti obolochki zheleznodorozhnoj cisterny / S. B. Kosicin, G. A. Manujlov // *Vychislitel'naya mekhanika deformiruемого tverdogo tela: trudy mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. Moskva, 31 yanvarya – 2 fevralya 2006 g. V 2 t. T. 1 – M., 2006. – S. 236 – 240.*
- Norm dlya proektirovaniya, rascheta i otsenki prochnosti i dinamiki mehanicheskoy chasti vagonov metropolitena kolei 1520 mm.*
- Ovechnikov, M. N. 2001. Reshenie problemy sni-zheniya povrezhdaemosti kotlov i ram zheleznodo-rozhnyh cistern dlya perevozki nefteproduktov s ispol'zovaniem sovremennyh programmnyh sredstv modelirovaniya i rascheta konstrukcii: avtoref. na soisk. uch. step. d-ra tekhn. nauk / M.N. Ovechnikov; MIIT – MGUPS. – M. 47 с.
- Putyato, A. V. 2011. Teoriya i praktika sovershenstvovaniya konstrukcii kuzovov vagonov s uchetom vzaimodejstviya s perevozimymi gruzami: [mono-grafiya] / A. V. Putyato. – Gomel': BelGUT. – 295 s. – ISBN 987-985-468-867-1.