

УДК 539.3:629.463: 004.94

Р. И. ШЕЙЧЕНКО, Н. А. ТКАЧУК, М. А. БОНДАРЕНКО, Е. А. ЛУНЕВ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ИННОВАЦИОННЫХ ТОНКОСТЕННЫХ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

У роботі описані результати числового моделювання напружено-деформованого стану тонкостінних машинобудівних конструкцій. На прикладі вагона-цистерни для перевезення рідкої сірки досліджено вплив різних варіантів навантаження та конструктивних параметрів на міцність елементів вагона. Обґрунтовані рекомендації щодо технічних рішень інноваційного вагона-цистерни.

Ключові слова: напружено-деформований стан, тонкостінна машинобудівна конструкція, інноваційний виріб, міцність, вагон-цистерна

В работе описаны результаты численного моделирования напряженно-деформированного состояния тонкостенных машиностроительных конструкций. На примере вагона-цистерны для перевозки жидкой серы исследовано влияние различных вариантов нагружения и конструктивных параметров на прочность элементов вагона. Обоснованы рекомендации по техническим решениям инновационного вагона-цистерны.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, тонкостенная машиностроительная конструкция, инновационное изделие, прочность, вагон-цистерна

The paper describes results of numerical modeling of stress-strain state of thin-walled engineering structures. For example, for tank wagon for liquid sulfur transportation effect of different load modes and design parameters on strength of wagon components was studied. Recommendations for technical solutions of innovative tank-wagon were justified. According to results of multiple studies set of parameters, which is conformed to a complex of existing rules and criteria in terms of strength, is recommended. As a result of strength analysis the equivalent stresses for wagon structure are obtained. Evaluation of wagon structure conformity to normalized parameters of strength by I and III regimes was made by comparison of calculated stresses with the permissible values. Analysis of results led to conclusion that maximum equivalent stresses in all structural wagon elements don't exceed the allowable ones for all load modes. This allows to conclude that wagon structure with recommended design solutions corresponds to the normalized strength parameters.

Keywords: stress-strain state, thin-walled machine engineering structure, innovative product, strength, tank-wagon

Введение

В разных отраслях промышленности в настоящее время значительное внимание уделяется созданию инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций. К таким изделиям предъявляются разнонаправленные требования к нагрузочной способности, долговечности, экономичности и т.п. Соответственно, необходимо проводить значительный объем исследований для обоснования удовлетворительных технических решений. В частности, в работах [1–9] описаны результаты численных и экспериментальных исследований различных грузовых вагонов. В то же время уделяется мало внимания к исследованию инновационных вагонов-цистерн. В связи с этим возникает актуальная задача, состоящая в проведении численного моделирования напряженно-деформированного состояния таких конструкций.

Численное моделирование напряженно-деформированного состояния вагона-цистерны: конструкция и условия нагружения

В ряде работ [7–11] разработаны методологические основы многовариантных численных исследований элементов машиностроительных конструкций с целью обоснования их рациональных проектно-технологических параметров. Для реализации разработанных подходов, моделей и методов в данной работе проведено, в частности, обоснование проектных решений вагона-цистерны модели 15-9544 конструкции Научно-инженерного центра (НИЦ) Управляющей Компании "РэйлТрансХолдинг" (УК "РТХ") (г. Мариуполь). Основные технические характеристики вагона представлены в табл. 1. Общий вид вагона представлен на рис. 1. Все геометрические параметры вагона были приняты в расчете в соответствии с ком-

плектом документации 9544.00.000. Исходные данные для расчетов приведены в табл. 2 [12].

Таблица 1 – Основные технические характеристики

Наименование характеристики	Значение
Грузоподъемность, т	71,5
Масса тары вагона, максимальная, т	27,6±0,9
Длина вагона по осям сцепления автосцепок, м	12,02
База вагона, м	7,80
Скорость конструкционная, км/ч	120
Модель тележки	ГОСТ 9246, тип 3

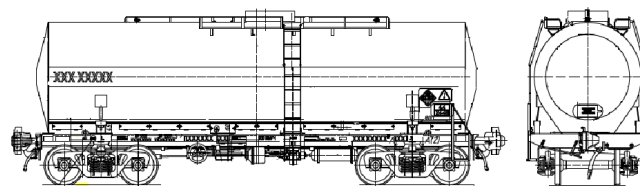


Рисунок 1 – Общий вид вагона

Таблица 2 – Исходные данные

Наименование параметра	Обозначение или расчетная формула	Значение
Масса вагона брутто, максимальная, т	$Q_{бр}$	100
Коэффициент вертикальной динамики	$K_{дв}$	в [12]
Ускорение свободного падения, м/с ²	g	9,81
Длина по осям сцепления автосцепок, м	$2L_c$	12,02
База вагона, м	$2l$	7,80
Диаметр котла внутренний, мм	D	2300
Скорость конструкционная, км/ч	V	120

© Шейченко Р. И., Ткачук Н. А., Бондаренко М. А., Лунев Е. А., 2017

Наименование параметра		Обозначение или расчетная формула	Значение
Радиус расчетной кривой, м		R	250
Длина корпуса автосцепки, м		a	1
Возможное боковое перемещение шкворневого сечения рамы, м		δ	0,04
Разность уровней осей сцепленных вагонов, м	расчетный режим	I	0,1
		III	0,05
Длина жесткого стержня, образованного двумя сцепленными автосцепками по условным шарнирам в точках опоры на вагоны А и В, м	при растяжении	b	1,81
	при сжатии		2,00
Конструктивный вылет автосцепки за плоскость лобового бруса, м		c	0,61
Полный ход поглощающего аппарата, м		h	0,12
Расстояние точки приложения поперечной составляющей продольной квазистатической силы от плоскости лобового бруса, м	при растяжении	$a = \frac{b}{c} - c \pm h$	0,175
	при сжатии		0,510
Давление паров груза, МПа		$P_{\text{пар}}$	0

Методика расчета

Согласно рекомендации [12] расчет был выполнен с использованием специализированного программного вычислительного комплекса ANSYS, реализующего метод конечных элементов. Подготовка данных о топологии конечно-элементной расчетной схемы, приложение нагрузок, вычисление перемещений и напряжений в элементах, а также создание распределения компонент напряженно-деформированного состояния конструкции производились с использованием прикладного программного обеспечения на основе параметризации расчетных моделей.

Для описания подкрепляющих и несущих элементов конструкции вагона были использованы пространственные пластинчатые восьмиузловые и объемные десятиузловые конечные элементы.

В качестве глобальной системы координат при составлении расчетной схемы была выбрана правая Декартова система с центром на продольной оси вагона. Ось «X» системы координат направлена вдоль продольной оси вагона, ось «Y» – вертикально вверх, ось «Z» – поперек вагона. Общий вид расчетной модели с сеткой конечных элементов приведен на рис. 2.

В качестве кинематических граничных условий в расчетных случаях были приняты следующие: в узлах расчетной модели, соответствующих опиранию на пятник, были введены закрепления от перемещений в направлении поперечной оси «Z» и вертикальной оси «Y»; в узлах расчетной схемы, соответствующих ударным поверхностям упоров автосцепного устройства, с противоположной стороны действия силы, были введены закрепления в направлении горизонтальной оси «X».

При расчете было принято следующее допуще-

ние: материал конструкции работает в упругой стадии деформирования и обладает постоянными механическими характеристиками: для элементов рамы – модулем упругости, равным 200 ГПа, и коэффициентом Пуассона, равным 0,27; для элементов котла – модулем упругости, равным 200 ГПа и коэффициентом Пуассона, равным 0,3. При расчете прочности учтено утонение элементов котла за счет допуска на прокат и вследствие коррозии. Оценка прочности вагона проводилась в соответствии с расчетными режимами согласно [12]. Перечень сочетаний расчетных нагрузок приведен в табл. 3, а некоторые компоненты нагрузки описаны ниже.

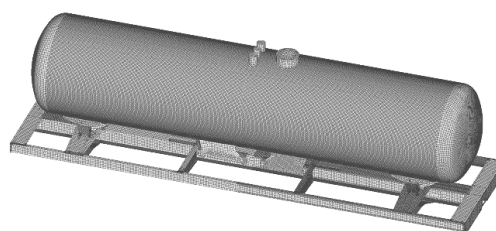


Рисунок 2 – Общий вид расчетной модели с сеткой конечных элементов

Внутреннее давление $P_v = P_{\text{пар}} + P_{\text{уд}}$, где $P_{\text{пар}}$ – давление паров груза, МПа; $P_{\text{уд}} = \left(4N \frac{Q_{\text{гр}}}{Q_{\text{бр}}} \right) / \pi D^2$ –

давление гидравлического удара (здесь N – сила удара (рывка), МН, $Q_{\text{гр}}$ – сила тяжести груза, МН, $Q_{\text{бр}}$ – сила тяжести брутто вагона, МН, D – диаметр котла внутренней, м).

В результате расчета P_v и $P_{\text{уд}}$ получены следующие значения:

- при действии растягивающей квазистатической силы растяжения по I режиму [12] – 0,344 МПа;
- при действии сжимающей квазистатической силы растяжения по I режиму [12] – 0,430 МПа;
- при действии силы рывка по I режиму [12] – 0,430 МПа;
- при действии силы удара по I режиму [12] – 0,602 МПа;
- при действии продольных сил по III режиму [12] – 0,172 МПа.

Вертикальная нагрузка на консоль вагона, возникающая от действия растягивающих или сжимающих сил при положительном и отрицательном нецентральной взаимодействии автосцепок двух соседних вагонов, прикладывалась в соответствии с [12]. Расчет усилий производился по следующей зависимости: $P = \pm Ne/b$, $a = (b/2) - c \pm h$, где P – вертикальное усилие, действующее на консоль вагона, Н; N – расчетная продольная сила, Н; e – разность уровней осей автосцепок сцепления вагонов ($e = 0,1$ м при I расчетном режиме и $e = 0,05$ м – при III режиме); b – длина жесткого стержня, образованного двумя сцепленными автосцепками по условным шарнирам в точках опоры на вагоны А и В (принимается $b = 2,0$ м при сжатии, $b = 1,81$ м при растяжении); a – расстояние точки приложения силы P от плоскости концевого бруса, м;

$c = 0,61$ м – конструктивный вылет автосцепки за плоскость концевго бруса; $h = 0,12$ м – полный ход поглощающего аппарата (знак “+” – при сжатии, знак “-” при растяжении).

Был получен ряд значений вертикальных состав-

ляющих сил от нецентрального взаимодействия автосцепок вагонов при растяжении-сжатии при различных величинах продольной силы (табл. 3). Место приложения нагрузки и значение вычислено согласно [12].

Таблица 3 – Сочетания расчетных нагрузок

Расчетный		Сочетание нагрузок		Значение
случай	режим			
1	I	1.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила растяжения	+2,0 МН
		1.2 Вертикальная нагрузка	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
		1.3 Боковая нагрузка	поперечная составляющая продольной квазистатической силы	48 кН
		1.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]
2	I	2.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила сжатия	-2,5 МН
		2.2 Вертикальная нагрузка	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2.
		2.3 Боковая нагрузка	поперечная составляющая продольной квазистатической силы	201 кН
		2.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]
3	I	3.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила растяжения	+2,0 МН
		3.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная нагрузка на консоль вагона	+110 кН
		3.3 Боковая нагрузка	поперечная составляющая продольной квазистатической силы	48 кН
3.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]		
4	I	4.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила сжатия	-2,5 МН
		4.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная нагрузка на консоль вагона	+125 кН
		4.3 Боковая нагрузка	поперечная составляющая продольной квазистатической силы	201 кН
4.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]		
5	I	5.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила растяжения	+2,0 МН
		5.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2.
			вертикальная нагрузка на консоль вагона	-110 кН
		5.3 Боковая нагрузка	поперечная составляющая продольной квазистатической силы	48 кН
5.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]		
6	I	6.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила сжатия	-2,5 МН
		6.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная нагрузка на консоль вагона	-125 кН
		6.3 Боковая нагрузка	поперечная составляющая продольной квазистатической силы	201 кН
6.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]		
7	I	7.1 Продольные нагрузки	рывок	+2,5 МН
			нагрузка от сил инерции кузова вагона	[12]
		7.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
вертикальная нагрузка на консоль вагона	+138 кН			
7.3 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]		
8	I	8.1 Продольные нагрузки	удар	-3,5 МН
			нагрузка от сил инерции кузова вагона	[12]
		8.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
вертикальная нагрузка на консоль вагона	+175 кН			
8.3 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]		
9	I	9.1 Продольные нагрузки	рывок	+2,5 МН
			нагрузка от сил инерции кузова вагона	[12]
		9.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
вертикальная нагрузка на консоль вагона	-138 кН			
9.3 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]		
10	I	10.1 Продольные нагрузки	удар	-3,5 МН
			нагрузка от сил инерции кузова вагона	[12]
		10.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
вертикальная нагрузка на консоль вагона	-175 кН			
10.3 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]		
11	III	11.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила растяжения	+1,0 МН
		11.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2.
			вертикальная динамическая нагрузка	[12]
		11.3 Боковая нагрузка	центробежная сила	[12]
11.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]		

Расчетный		Сочетание нагрузок		Значение
случай	режим			
12	III	12.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила сжатия	-1,0 МН
		12.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная динамическая нагрузка	[12]
		12.3 Боковая нагрузка	центробежная сила	[12]
		12.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]
13	III	13.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила растяжения	+1,0 МН
		13.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная динамическая нагрузка	[12]
		13.3 Боковая нагрузка	центробежная сила	[12]
		13.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]
14	III	14.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила сжатия	-1,0 МН
		14.2 Вертикальные	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная динамическая нагрузка	[12]
			вертикальная нагрузка на консоль вагона	+25 кН
		14.3 Боковая нагрузка	центробежная сила	[12]
		14.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]
15	III	15.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила растяжения	+1,0 МН
		15.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная динамическая нагрузка	[12]
			вертикальная нагрузка на консоль вагона	-28 кН
		15.3 Боковая нагрузка	центробежная сила	[12]
		15.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]
16	III	16.1 Продольная нагрузка	квазистатическая сила сжатия	-1,0 МН
		16.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная динамическая нагрузка	[12]
			вертикальная нагрузка на консоль вагона	-25 кН
		16.3 Боковая нагрузка	центробежная сила	[12]
		16.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]
17	III	17.1 Продольные нагрузки	рывок	+1,0 МН
			нагрузка от сил инерции кузова вагона	[12]
		17.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная динамическая нагрузка	[12]
		17.3 Боковая нагрузка	центробежная сила	[12]
		17.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]
18	III	18.1 Продольные нагрузки	удар	-1,0 МН
			нагрузка от сил инерции кузова вагона	[12]
		18.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная динамическая нагрузка	[12]
		18.3 Боковая нагрузка	центробежная сила	[12]
		18.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]
19	III	19.1 Продольные нагрузки	рывок	+1,0 МН
			нагрузка от сил инерции кузова вагона	[12]
		19.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная динамическая нагрузка	[12]
		19.3 Боковая нагрузка	центробежная сила	[12]
		19.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]
20	III	20.1 Продольные нагрузки	удар	-1,0 МН
			нагрузка от сил инерции кузова вагона	[12]
		20.2 Вертикальные нагрузки	собственный вес вагона и нагрузка от действия веса груза	см. табл. 1, 2
			вертикальная динамическая нагрузка	[12]
		20.3 Боковая нагрузка	центробежная сила	[12]
		20.4 Самоуравновешенная	внутреннее давление	[12]
21	I	21.1 Самоуравновешенная	испытательное давление	[12]

Поперечная составляющая продольной квазистатической силы, возникающая при взаимодействии между вагонами в кривых, при движении поезда и

маневровой работе, прикладывалась в узлах расчетной схемы, соответствующих ударным поверхностям задних (в случае сжатия) и передних (в случае растяжения)

упоров рамы вагона. Значения поперечной силы рассчитывались согласно [12]. Нагрузка от действия боковых сил взаимодействия между вагонами в кривых при движении поезда и маневровой работе определяется также в соответствии с [12]. Для случая действия растягивающих сил расчет нагрузки P_N , кН, производился в соответствии с формулой: $P_N = N L_c / R$, где N – сила, приложенная вдоль оси автосцепки, величина которой устанавливается в соответствии с расчетными режимами, кН; $2L_c$ – длина вагона по осям сцепления автосцепок, $2L_c=12,02$ м; $R = 250$ м – радиус кривой.

Для случая действия сжимающих сил расчет нагрузки производился в соответствии с формулой:

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

Здесь $2l = 7,8$ м, $2L = 10,02$ м – база вагона, расстояние между упорными плитами автосцепок соответственно, $a = 1$ м – расчетная длина корпуса автосцепки СА-3; $\delta = 0,04$ м – возможное боковое перемещение шкворневого сечения рамы вагона за счет зазоров колесной пары в рельсовой колее и зазоров в буксах и пятниках.

Был получен ряд значений поперечных сил при растяжении и сжатии вагона для различных величин продольной силы. Значения поперечной нагрузки для принятых расчетных случаев приведены в табл. 3.

Нагрузка от силы инерции кузова вагона, возникающая при действии ударов и рывков, прикладывалась в виде ускорения в каждом узле расчетной схемы вдоль оси координат «Х». Величина ускорения $a = N / m_{бр}$ вычислена согласно [12]. Здесь a – ускорение испытываемое груженым вагоном, m/c^2 ; N – сила ударного взаимодействия между вагонами, Н; $m_{бр}$ – масса брутто вагона, кг. Тогда для I расчетного режима при ударе $3,5$ МН $a = 35,0$ m/c^2 ; при рывке $2,5$ МН $a = 25,0$ m/c^2 ; для III расчетного режима при рывке и ударе $1,0$ МН $a = 10,0$ m/c^2 .

Нагрузка от силы инерции тележек, возникающая при действии ударов и рывков, учитывалась в расчете с помощью силы, направленной вдоль оси координат «Х». Нагрузка прикладывалась к поверхностям пятников. Значение силы для каждой тележки $N_{тел}$, Н, определялось по формуле: $N_{тел} = a \cdot m_{тел}$, где a – ускорение, испытываемое груженым вагоном, m/c^2 , а $m_{тел} = 5000$ кг – масса одной тележки.

Центробежная сила, действующая на вагон при движении в кривых, прикладывалась в виде ускорения в каждом узле расчетной схемы вдоль оси координат «Z». Величина ускорения была вычислена согласно [12] по формуле: $a_{ц} = gk$, где g – ускорение свободного падения, m/c^2 , а $k = 0,075$ – коэффициент учета горизонтальной силы в зависимости от силы тяжести брутто вагона (в соответствии с [12]).

Центробежная сила, действующая на груз при движении в кривых, направленная вдоль горизонтальной оси координат «Z», прикладывалась в виде силы P_j , Н, и рассчитывалась по формуле $P_j = Q_{бр} k = 73,6$ кН.

Центробежная сила, действующая на тележки

при движении в кривых, учитывалась в расчете с помощью силы, направленной вдоль горизонтальной оси координат «Z» и приложенной к узлам расчетной схемы, соответствующим плоскостям пятников. Значение силы $F_{гор} = m_{тел} a_{ц}$, Н.

Расчет котла вагона на прочность в соответствии с [12] при действии наибольшего внутреннего давления. Величина наибольшего внутреннего испытательного давления $P_{исп}$, МПа, определялась в соответствии с "Правилами устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением" по формуле $P_{исп} = 1,25(P_{пар} + P_{уд})([\sigma]_{20} / [\sigma]_t)$, где $P_{пар}$ – давление паров, МПа; $P_{уд}$ – максимальное расчетное давление гидроудара, МПа; $[\sigma]_{20} = 184$ МПа, $[\sigma]_t = 168$ МПа – допускаемое напряжение материала сосуда соответственно при 20 °С. В результате расчета величина испытательного давления равна 0,824 МПа.

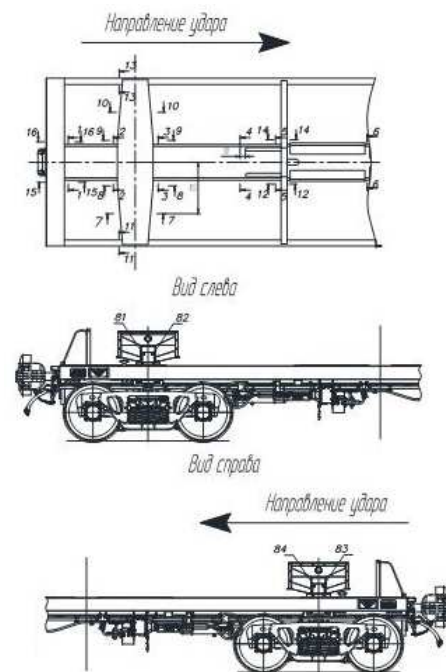


Рисунок 3 – Схема расположения контрольных точек на раме вагона

Расчетные напряжения при нормативных расчетных режимах были получены путем приложения к конечно-элементной модели вагона комбинаций нагрузок, приведенных в табл. 3. В металлоконструкции вагона было выбрано 104 контрольные точки, расположенных согласно рис. 3, 4 и табл. 4. Место расположения этих точек выбиралось в зонах, где ожидаются наибольшие напряжения, в наиболее ответственных элементах, от которых зависит безопасность движения поездов, а также в местах, позволяющих проверить расчетную схему. По информации о максимальных расчетных напряжениях можно судить о напряженном состоянии конструкции вагона. Оценка соответствия конструкции вагона нормируемым параметрам прочности по I и III режимам производилась путем сравнения полученных расчетных напряжений с допускае-

мыми величинами согласно [12].

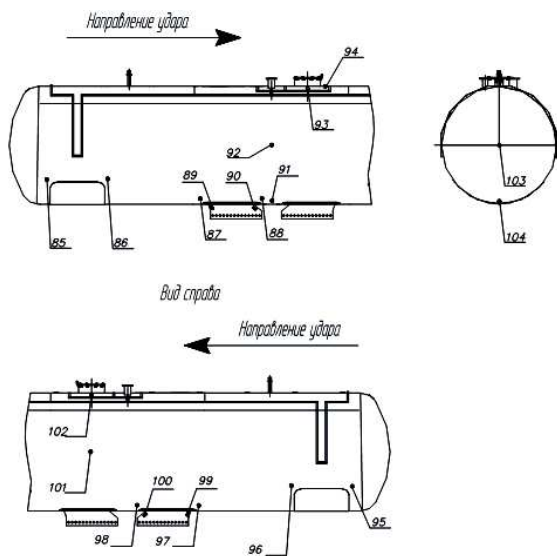


Рисунок 4 – Схема расположения контрольных точек на котле вагона

Допускаемые величины напряжений для элементов вагона были приняты в соответствии с [12] для материалов, применяемых для изготовления несущих элементов металлоконструкции вагона, и материалов, приведенных в [12]. Принятые допускаемые напряжения приведены в табл. 5.

Допускаемые напряжения для элементов котла определялись по формулам:

– для квазистатического растяжения/сжатия по I режиму $[\sigma]^I = k_1 k_2 k_3 0,95 \sigma_m$, где $k_1 = 1,00$ – коэффициент безрамности, $k_2 = 0,90$ – температурный коэффициент, учитывающий максимальную температуру,

при которой эксплуатируется вагон, $k_3 = 1,00$ – коэффициент, учитывающий воздействие на котел высокого давления,

– для удара/рывка по I режиму $[\sigma]^{y1} = k_1 k_2 k_3 \sigma_m$, для III режима $[\sigma]^{III} = k_1 k_2 k_3 155,0 \times (235/245) 133,8$ МПа по соотношению пределов текучести сталей Ст.3 и 12X18H10T;

– для испытательного давления $[\sigma]^{исп} = \sigma_m / n$, где $n = 1,1$ – коэффициент запаса прочности по ГОСТ 14249.

Таблица 5 – Допускаемые напряжения

Наименование элемента	Предел текучести	Допускаемые напряжения по режимам $[\sigma]$, МПа			
		I Растяжение/сжатие	удар/рывок	III	испытательное давление
Марка стали – 09Г2С					
Хребтовая балка	345	310,50	345	210	345
Шкворневая балка	325	292,50	325	195	325
Боковая балка	345	327,75	345	220	345
Промежуточная балка	325	308,75	325	205	325
Элемент опоры котла	345	310,50	345	210	345
Лапы котла	325	308,75	325	205	325
Марка стали – 12X18H10T					
Котел	235	200,90	211,50	133,8	213,60

Таблица 4 – Схема расположения контрольных точек в контрольных сечениях

№ сечения	Схема расположения контрольной точки	№ сечения	Схема расположения контрольной точки	№ сечения	Схема расположения контрольной точки	№ сечения	Схема расположения контрольной точки	№ сечения	Схема расположения контрольной точки	№ сечения	Схема расположения контрольной точки		
<i>хребтовая балка</i>													
1		2		3		4		5		6		7	
<i>шкворневая балка</i>						<i>боковая балка</i>							
7		8		9		10		11		12			
<i>поперечная балка</i>				<i>консольная балка</i>									
13		14		15		16							

Результаты анализа напряженно-деформированного состояния вагона-цистерны

Напряженно-деформированные состояния вагона от действия наиболее неблагоприятных комбинаций расчетных нагрузок, приведенных в табл. 3, представ-

лены в табл. 6, 7. В результате расчета прочности получены данные о распределении эквивалентных напряжений в несущих элементах конструкции вагона (см. табл. 6, 7).

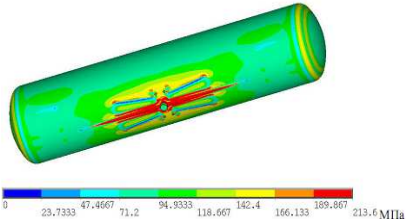
Таблица 6 – Максимальные напряжения в элементах конструкции

Наименование элемента	Максимальные напряжения, МПа			
	I режим*		III режим**	
	расчетные	допускаемые	расчетные	допускаемые
Хребтовая балка	330	345	52	210
Шкворневая балка	110	325	78	195
Боковая балка	95	345	39	220
Промежуточная балка	71	325	9	205
Элементы опоры котла	114	345	72	210
Лапы котла	177	325	111	205
Котел	203	211,5	46	133,8

Примечание: * – удар 3,5 МН, 10 расчетный случай, ** – вертикальная нагрузка + рывок 1,0 МН, 17 расчетный случай

Таблица 7 – Распределение эквивалентных напряжений для различных расчетных случаев

Параметры	Эквивалентные напряжения, МПа	Параметры	Эквивалентные напряжения, МПа
Нагрузка Растяжение, 2,0 МН Расчетный случай/режим 3/ I		Нагрузка – Сжатие, 2,5 МН Расчетный случай/режим 6/ I	
Нагрузка Рывок, 3,5 МН Расчетный случай/режим 7/ I		Нагрузка Удар, 3,5 МН Расчетный случай/режим 10/ I	
Нагрузка Растяжение, 1,0 МН Расчетный случай/режим 13, III		Нагрузка Сжатие 1,0 МН Расчетный случай/режим 16/ III	
Нагрузка Рывок, 1,0 МН Расчетный случай/режим 17/ III		Нагрузка Удар, 1,0 МН Расчетный случай/режим 20/ III	

Параметры	Эквивалентные напряжения, МПа	Параметры	Эквивалентные напряжения, МПа
Расчетный случай – испытательное давление			

Заключение

Итоговые выводы по результатам исследований состоят в следующем:

1. По итогам многовариантных исследований рекомендован набор параметров, соответствующих комплексу действующих норм и критериев по показателям прочности.

2. В результате расчета прочности получены эквивалентные напряжения для конструкции вагона, анализ которых позволил сделать вывод, что максимальные расчетные эквивалентные напряжения во всех элементах конструкции вагона не превышают допусковые [12] для всех расчетных режимов.

3. Наибольшие напряжения возникают в случае нагружения по I режиму при нагрузках, соответствующих 10 расчетному случаю (удар 3,5 МН). Наиболее нагруженными элементами являются хребтовая балка за шкворневой балкой (точка 13, $\sigma_{\text{эКВ}} = 330$ МПа, точка 16, $\sigma_{\text{эКВ}} = 330$ МПа, $[\sigma] = 345$ МПа), котел (точка 91, $\sigma_{\text{эКВ}} = 203$ МПа, $[\sigma] = 211,5$ МПа).

4. Наибольшие напряжения при III расчетном режиме возникают при нагрузках, соответствующих 16 расчетному случаю (сжатие 1,0 МН) и 17 расчетному случаю (рывок 1,0 МН). Наиболее нагруженным элементом при 16 расчетном случае является хребтовая балка (точка 16, $\sigma_{\text{эКВ}} = 110$ МПа, точка 13, $\sigma_{\text{эКВ}} = 101$ МПа, $[\sigma] = 210$ МПа). Наиболее нагруженным элементом при 17 расчетном случае является котел (точка 83, $\sigma_{\text{эКВ}} = 111$ МПа, $[\sigma] = 133,8$ МПа).

5. Наибольшие напряжения при испытательном давлении (21 расчетный случай) возникают в котле в точке 35, $\sigma_{\text{эКВ}} = 49$ МПа, $[\sigma] = 292,5$ МПа.

Это позволяет заключить, что конструкция вагона с рекомендованными проектными решениями соответствует нормируемым параметрам прочности.

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, April 2014. – 11 p.
2. **Baykasoglu C.** Numerical static and dynamic stress analysis on railway passenger and freight car models / **C. Baykasoglu** // International Iron & Steel Symposium, 02-04 April 2012, Karabük, Türkiye – 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, April 2013. – 51 p.
4. Freight railcars testing methods and diagnostics improvement: a collection of scientific articles / **edited by A.A. Bitiutskiy** / Railcar-building Engineering Center. – St. Petersburg: Publishing house “OM-Press”, 2007. – Edition 2. – 120 p.
5. **Чепурной А.Д.** Экспериментальные исследования грузового вагона / **А.Д. Чепурной, А.В. Литвиненко, А.Н. Баранов, Р.И. Шейченко, М.А. Бондаренко** // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2014. – №22 (1065). – С. 44–61.
6. **Сенько В.И.** Испытания вагона-платформы универсальной / **В.И. Сенько, С.В. Макеев, А.Д. Чепурной, Р.И. Шейченко, А.В. Литвиненко, Р.В. Граборов, Н.А. Ткачук, М.А. Чубань** // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2016. – №12 (1184), – С. 71–83. – doi:10.20998/2413-4295.2016.12.10.
7. **Сенько В.И.** Методологические основы расширенных прочностных и динамических исследований при испытаниях длиннобазных платформ / **В.И. Сенько, С.В. Макеев, А.Д. Чепурной, А.В. Литвиненко, Р.И. Шейченко, Р.В. Граборов, Н.А. Ткачук, М.А. Чубань** // Механіка та машинобудування.– Харків: НТУ “ХПІ”, 2015. – №1. – С. 67–81.
8. **Литвиненко А.В.** Метод линеаризации поверхности отклика в задаче обоснования проектных параметров тонкостенных элементов машиностроительных конструкций / **А.В. Литвиненко, Р.И. Шейченко, Р.В. Граборов, М.А. Бондаренко** // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2014. – № 31 (1074). – С. 88–99.
9. **Бондаренко М.А.** Билинеаризация поверхности отклика в оптимизационных исследованиях тонкостенных элементов машиностроительных конструкций / **М.А. Бондаренко, Р.И. Шейченко, Р.В. Граборов, Д.Г. Шинкин, Д.В. Киричук** // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2014. – № 1. – С. 18–23.
10. **Чубань М.А.** Модели аппроксимации поверхности отклика в оптимизационных исследованиях машиностроительных конструкций / **М.А. Чубань, Р.И. Шейченко, Р.В. Граборов** // Вісник НТУ “ХПІ”. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2015. – № 62 (1171). – С. 46–51.
11. **Ткачук Н.А.** Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / **Н.А. Ткачук, Г.Д. Грищенко, А.Д. Чепурной, Е.А. Орлов, Н.Н. Ткачук** // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2006. – №1. – С.57–79.
12. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ВНИИЖТ-ГосНИИВ, 1996. – 319 с.

References (transliterated)

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

- 2 **Baykasoglu C.** Numerical static and dynamic stress analysis on railway passenger and freight car models / **Baykasoglu C.** // International Iron & Steel Symposium, 02-04 April 2012, Karabük, Türkiye, P. 579–586.
- 3 **Liana P.** Finite Element Analysis and Full-Scale Testing of Locomotive Crashworthy Components / **Liana P., Stringfellow R., Mayville R.** // American Society of Mechanical Engineers, Paper No. JRC2013-2546, April 2013. – P. 120 p.
- 4 Freight railcars testing methods and diagnostics improvement: a collection of scientific articles / Edited by A. A. Bitiutskiy // Railcar-building Engineering Center, St. Petersburg, Publishing house "OM-Press", 2007, Edition 2. – P. 44–61.
- 5 Экспериментальные исследования грузового вагона / **Chepurnoy A. D., A. V. Litvinenko, Baranov A. N., Sheychenko R. I., Bondarenko M. A.** // Vestnik NTU "KhPI". Seriya: Transportne mashinobuduvannya. – Kharkov: NTU "KhPI", 2014. – No. 22 (1065). – P. 44–61.
- 6 Испытания вагона-платформы универсальной / **Senko V. I., Makeev V. I., Chepurnoy A. D., Sheychenko R. I., Litvinenko A. V., Graborov R. V., Tkachuk N. A., Chuban M. A.** // Visnik NTU "KhPI". Seriya: Novi rishennya v suchasniy tehnologiyah. – Kharkov: NTU "KhPI", 2016. – No. 12 (1184). – P. 71–83, doi:10.20998/2413-4295.2016.12.10.
- 7 Metodologicheskie osnovy rasshirenykh prochnostnykh i dinamicheskikh issledovaniy pri ispytaniyakh dlinnobaznykh platform / **Senko V. I., Makeev S. V., Chepurnoy A. D., Litvinenko A. V., Sheychenko R. I., Graborov R. V., Tkachuk N. A., Chuban M. A.** // Mehanika ta mashinobuduvannya. – Kharkov: NTU "KhPI", 2015. – No. 1. – P. 67–81.
- 8 Metod linearizatsii poverhnosti otklika v zadache obosnovaniya proektnykh parametrov tonkostennykh elementov mashinostroitelnykh konstruksiy / **Litvinenko A. V., Sheychenko R. I., Graborov R. V., Bondarenko M. A.** // Visnik NTU "KhPI". Seriya: Problemi mehanichnogo privodu. – Kharkov: NTU "KhPI", 2014. – No. 31 (1074). – P. 88–99.
- 9 Bilinearizatsiya poverhnosti otklika v optimizatsionnykh issledovaniyakh tonkostennykh elementov mashinostroitelnykh konstruksiy / **Bondarenko M. A., Sheychenko R. I., Graborov R. V., Shinkin D. G., Kirichuk D. V.** // Mehanika ta mashinobuduvannya. – Kharkov: NTU "KhPI", 2014. – No. 1. – P. 18–23.
- 10 **Chuban M. A.** Modeli approksimatsii poverhnosti otklika v optimizatsionnykh issledovaniyakh mashinostroitelnykh konstruksiy / **Chuban M. A., Sheychenko R. I., Graborov R. V.** // Visnik NTU "KhPI". Seriya: Novi rishennya v suchasniy tehnologiyah. – Kharkov: NTU "KhPI", 2015. – No. 62 (1171). – P. 46–51.
- 11 Konechno-elementnyie modeli elementov slozhnykh mehanicheskikh sistem: tehnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizovanogo opisaniya / **Tkachuk N. A., Gritsenko G. D., Chepurnoy A. D., Orlov E. A., Tkachuk N. N.** // Mehanika ta mashinobuduvannya. – Kharkov: NTU "KhPI", 2006. – No. 1. – P. 57–79.
- 12 Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnykh). – Moscow: VNIIZhT-GosNIIV, 1996. – P. 319 p.

Поступила (received) 05.02.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Числове моделювання напружено-деформованого стану інноваційних тонкостінних машинобудівних конструкцій / Р. І. Шейченко, М. А. Ткачук, М. О. Бондаренко, Є. О. Луньов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР. – Харків: НТУ "ХПІ", 2017. – № 12 (1234). – С. 137–145. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0775.

Численное моделирование напряженно-деформированного состояния инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций / **Р. И. Шейченко, Н. А. Ткачук, М. А. Бондаренко, Е. А. Лунев** // Вестник НТУ "ХПИ". Серия: Машиноведение и САПР. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2017. – № 12 (1234). – С. 137–145. – Библиогр.: 12 назв. – ISSN 2079-0775.

Numerical simulation of stress-strain state of thin-walled innovative engineering structures / **R. I. Sheychenko, M. A. Tkachuk, M. O. Bondarenko, E. A. Lunev** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Engineering and CAD. – Kharkov: NTU "KhPI", 2017. – No. 12 (1234). – P. 137–145. – Bibliogr.: 12. – ISSN 2079-0775.

Відомості про авторів / About the Authors

Шейченко Роман Ігорович – головний конструктор проекту вагонів-цистерн ТОВ Науково-інженерний центр КК "РейлТрансХолдинг", Маріуполь.

Шейченко Роман Ігорович – главный конструктор проекта вагонов-цистерн ООО Научно-инженерный центр УК "РейлТрансХолдинг", Мариуполь.

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

Ткачук Микола Анатолійович – доктор технічних наук, професор, НТУ "ХПІ", завідувач кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Ткачук Николай Анатольевич – доктор технических наук, профессор, НТУ "ХПИ", заведующий кафедрой "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин", тел.: (057) 7076902; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Tkachuk Mykola – doctor of technical sciences, professor, NTU "KhPI", Chief of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Бондаренко Марина Олександрівна – НТУ "ХПІ", аспірант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Бондаренко Марина Александровна – НТУ "ХПИ", аспирант каф. "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин"; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Bondarenko Maryna – NTU "KhPI", postgraduate student of Theory and Systems of Mechanisms and Machines Automated Design Department; tel.: (057) 707-69-01; e-mail: marina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Луньов Євген Олександрович – НТУ "ХПІ", здобувач кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин", тел.: (057) 707-69-01

Лунев Евгений Александрович – НТУ "ХПИ", соискатель кафедры "Теория и системы автоматизированного проектирования механизмов и машин"; тел.: (057) 707-69-01

СОДЕРЖАНИЕ

О. В. БОНДАРЕНКО, І. Є. КЛОЧКОВ, О. В. УСТИНЕНКО Оптимізація трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою: цільова функція, змінні проектування та обмеження.....	3
О. В. БОНДАРЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО, І. Є. КЛОЧКОВ, І. Я. ХРАМЦОВА Комп'ютерне моделювання оптимально-раціонального проектування тривальних коробок передач	9
Ю.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, А.В. ТКАЧУК, О.В. КОХАНОВСКАЯ, И.Я. ХРАМЦОВА, А.А. ЗАРУБИНА, В.И. КОХАНОВСКИЙ, Н.А. ТКАЧУК, А. Н. МАЛАКЕЙ, А. В. НАБОКОВ, А.М. ГОЛОВИН, О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК Компьютерное моделирование процессов и состояний сложных систем: обоснование параметров моделей расчетно-экспериментальным путем.....	14
В.И. ГОЛОВЧЕНКО, Г.П. ГЛИНИН, Н.Л. ИВАНИНА Проверка прочности элементов крепления цистерны к шасси автозаправщика.....	26
В.Б. ГРИНЬОВ, А.Ю. ТАНЧЕНКО, М.А. ТКАЧУК, А.В. ГРАБОВСЬКИЙ, Ю.В. ГУСЄВ, А.В. НАБОКОВ, Я.М. ЛИСОВОЛ Методи дослідження напружено-деформованого стану тонкостінних конструкцій при варіюванні товщини.....	33
Е.И. ЗИНЧЕНКО, Г.А. КРОТЕНКО Вклад ученых Харьковского технологического института в развитие образования учебного заведения. Первые выдающиеся ученые.....	44
С. В. КУЦЕНКО, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, Д. С. МУХІН До питання виконання багатоваріантних розрахунків на міцність на прикладі карабінів.....	49
Е.А. ЛУНЕВ, Е.Н. БАРЧАН, И.В. АРТЕМОВ, А. В. НАБОКОВ, Я.Н. ЛИСОВОЛ, А.В. ГРАБОВСКИЙ, Ю.В. КОСТЕНКО, А.С. ЛЯШЕНКО, М.Р. ХУЗЯХМЕТОВА Численное моделирование динамических процессов в виброударных машинах при импульсном нагружении.....	55
И.В. МАЗУР, А.В. ТКАЧУК, А.В. НАБОКОВ Разработка противоминной защиты, исходя из специфики требований к транспорту специального назначения для миротворческих гуманитарных миссий.....	65
А.И. ПАВЛОВ, С.В. АНДРИЕНКО, Р.В. ПРОТАСОВ, А.В. УСТИНЕНКО, И.П. ГРЕЧКА Синтез зубчатых и цепных втулочных передач с эволютным профилем.....	76
Р. В. ПРОТАСОВ, А. В. УСТИНЕНКО, С. В. АНДРИЕНКО, О. Е. КОНОВАЛЕНКО Компьютерное моделирование эволютного зацепления в CAD-СИСТЕМЕ AUTODESK INVENTOR и анализ его НДС в САЕ-модуле NASTRAN IN-CAD.....	81
М.М. ТКАЧУК Теоретичні основи забезпечення високих технічних характеристик машин військового та цивільного призначення на основі дослідження міцності складнопрофільних деталей.....	86
Н.А. ТКАЧУК, В.Ф. КЛИМОВ, А. В. ХЛАНЬ, А.И. ШЕЙКО, А.Н. МАЛАКЕЙ, В.И. КОХАНОВСКИЙ, А.В. ГРАБОВСКИЙ, А.Ю. ТАНЧЕНКО, А.Ю. ВАСИЛЬЄВ, М.А. БОНДАРЕНКО, А.А. ЗАРУБИНА, А. В. НАБОКОВ Компьютерный программно-аппаратный комплекс для анализа и синтеза моделей элементов объектов бронетанковой техники	96
Н.А.ТКАЧУК, А.В. ХЛАНЬ, А.И. ШЕЙКО, А.Н. МАЛАКЕЙ, А.В. НАБОКОВ, А.В. ГРАБОВСКИЙ, А.Ю. ТАНЧЕНКО, А.Ю. ВАСИЛЬЄВ, А.В. ТКАЧУК Разработка математического аппарата для решения задач расчетно-экспериментального исследования элементов механических систем	110
Д. А. ФЕДИН, Б. В. ВИНОГРАДОВ О резонансных режимах работы открытых зубчатых передач барабанных мельниц.....	132
Р. И. ШЕЙЧЕНКО, Н. А. ТКАЧУК, М. А. БОНДАРЕНКО, Е.А. ЛУНЕВ Численное моделирование напряженно-деформированного состояния инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций.....	137