

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.463.3

doi: 10.30987/2782-5957-2024-10-44-54

ВЛИЯНИЕ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ЖЕСТКОСТИ ОБОЛОЧЕК КОТЛОВ ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ

Павел Сергеевич Григорьев^{1✉}, Сергей Николаевич Коржин², Шерзод Рустамович Ибодуллоев³

^{1,2} Российский университет транспорта, Москва, Россия

³ Национальный исследовательский университет «ГИИИМСХ», Ташкент, Узбекистан

¹ grigorev.p@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0002-5841-341X>

² korjin@miit.ru; <https://orcid.org/0009-0003-4783-3413>

³ sherzod_uzmu@inbox.ru; <https://orcid.org/0000-0002-1436-3844>

Аннотация

В статье исследуется влияние наружного и внутреннего избыточного давления на характеристики жесткости оболочек котлов вагонов-цистерн, которые играют ключевую роль в конструкции вагона, обеспечивая сохранность грузов, таких как нефть, нефтепродукты, сыпучие грузы, газ и химические вещества. Исследование направлено на разработку научного подхода для оценки влияния различных давлений на частотные характеристики оболочек и их устойчивость, что критически важно для обеспечения их надежности и безопасности. Были разработаны математические выражения для определения частот собственных колебаний и критического давления, при котором происходит потеря устойчивости оболочки котла. Проведенный численный анализ с использованием метода конечных элементов подтвердил адекватность и точность

предложенных моделей. Результаты исследования показали, что снижение внутреннего давления приводит к снижению жесткости оболочки и, соответственно, частот собственных колебаний, что может вызвать переход в неустойчивое состояние. В то же время, увеличение внутреннего давления способствует повышению жесткости и частот колебаний. Эти выводы имеют значительное значение для проектирования и эксплуатации вагонов-цистерн, так как позволяют учитывать потенциальные риски и разрабатывать более безопасные и эффективные конструктивные решения. Полученные данные могут способствовать улучшению безопасности перевозок грузов в том числе опасных грузов.

Ключевые слова: вагон-цистерна, колебания, давление, устойчивость, метод конечных элементов, характеристики.

Ссылка для цитирования:

Григорьев П.С. Влияние наружного и внутреннего давления на характеристики жесткости оболочек котлов вагона-цистерны / П.С. Григорьев, С.Н. Коржин, Ш.Р. Ибодуллоев // Транспортное машиностроение. – 2024. – № 9. – С. 44-54. doi: 10.30987/2782-5957-2024-10-44-54.

Благодарность: коллектив авторов выражает благодарность заслуженному деятелю науки и техники РСФСР, доктору технических наук, профессору Владимиру Николаевичу Котуранову за его любезную помощь и полезные предложения. Авторы также выражают признательность доктору технических наук, профессору кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Сергею Валерьевичу Беспалько.

Original article

Open Access Article

THE EFFECT OF EXTERNAL AND INTERNAL PRESSURE ON THE STIFFNESS OF BOILER SHELLS OF THE TANK CAR

Pavel Sergeevich Grigoriev^{1✉}, Sergey Nikolaevich Korzhin², Sherzod Rustamovich Ibodulloev³

^{1,2} Moscow, Russia

³ National Research University "Tashkent Institute of Irrigation and Agricultural Mechanization", Tashkent, Uzbekistan

44

© Григорьев П. С., Коржин С. Н., Ибодуллоев Ш. Р., 2024

¹ grigorev.p@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0002-5841-341X>

² korjin@miit.ru; <https://orcid.org/0009-0003-4783-3413>

³ sherzod_uzmu@inbox.ru; <https://orcid.org/0000-0002-1436-3844>

Abstract

The paper studies the influence of external and internal overpressure on the stiffness characteristics of boiler shells of tank cars, which play a key role in the car design, ensuring the safety of freights such as oil, oil products, bulk cargoes, gas and chemicals. The research is aimed at developing a scientific approach to assess the effect of various pressures on the frequency characteristics of shells and their stability, which is critically important to ensure their reliability and safety. Mathematical expressions are developed to determine the frequency of natural oscillations and the critical pressure at which the stability of the boiler shell is lost. The numerical analysis performed using the finite element method confirms the adequacy and accuracy of the proposed models. The results of the study show that

a decrease in internal pressure leads to a decrease in the stiffness of the shell and, accordingly, the frequencies of natural oscillations, which can cause a transition to an unstable state. At the same time, an increase in internal pressure contributes to an increase in stiffness and oscillation frequencies. These conclusions are of great importance for the design and operation of tank cars, as they allow to take into account potential risks and develop safer and more effective design solutions. The data obtained can contribute to improving the safety of cargo transportation, including dangerous freights.

Keywords: tank car, oscillations, pressure, stability, finite element method, characteristics.

Reference for citing:

Grigoriev PS, Korzhin SN, Ibodulloev ShR. The effect of external and internal pressure on the stiffness of boiler shells of the tank car. *Transport Engineering*. 2024;10:44-54. doi: 10.30987/2782-5957-2024-10-44-54.

Acknowledgments: the authors acknowledge Vladimir Nikolaevich Koturanov, the Honored Worker of Science and Technology of the USSR, Doctor of Technical Sciences, Professor for his kind help and useful suggestions. The authors also acknowledge Sergey Valeryevich Bespalko, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Cars and Car Facilities.

Введение

В области железнодорожных перевозок вагоны-цистерны играют важную роль, обеспечивая надежное и эффективное решение для перемещения большого объема жидких и газообразных грузов, таких как нефть, нефтепродукты, сыпучие грузы, газ и химические вещества. Котлы этих цистерн являются существенными элементами конструкции, подвергающимися ряду нагрузок и воздействий, которые могут вызывать различные повреждения [1].

В частности, наружное и внутреннее давление, которому подвергаются котлы вагонов-цистерн, может влиять на частоты собственных колебаний оболочки котла, что, в свою очередь, может оказывать воздействие на несущую способность конструкции вагона-цистерны и безопасность его эксплуатации. Например, в статье [2] была показана связь между критическим значением потери устойчивости и значениями собственных частот оболочки котла. Иными словами, в отдельных случаях изменение жесткости оболочки этого узла конструкции вагона под воздействием

наружного или внутреннего давления может привести к ситуациям, угрожающим безопасности, создавая риски для инфраструктуры, жизни и здоровья окружающей среды и человека.

К сожалению, несмотря на важность этой проблемы, существует относительно небольшое количество современных исследований, посвященных именно этому вопросу. В настоящее время имеются исследования, посвященные рабочим характеристикам котлов вагонов-цистерн. Например, в исследовании [3] авторами была проведена оценка влияния собственных частот колебаний на уровень динамических напряжений, возникающих в оболочке котла цистерны. В своей работе Богачев В.И. [4] разработал методику определения частот собственных колебаний жидкости, связанных с возможным появлением резонанса при движении вагона. В статье [5] показаны подходы к определению собственных частот оболочки котла вагона-цистерны, в которых учитывается влияние жидкого груза, а в работе [6]

предложен энергетический подход для оценки собственных частот. Одними из ценных работ по определению собственных частот являются работы [7, 8], в которых содержатся экспериментальные данные о значениях собственных частот котлов вагонов-цистерн.

Таким образом, знакомство с литературными источниками позволяет утверждать, что вопрос влияния нагрузок в виде наружного и внутреннего избыточного давления на оболочки котлов и частоты их колебаний применительно к железнодорожным котлам-цистернам практически не изучен. В связи с вышесказанным необходимо иметь научный подход к обоснованию влияния наружного и внутреннего давления на характеристики жесткости оболочек котлов вагонов-цистерн. Выявление и объяснение связи между давлением и частотами колебаний может помочь в создании более надежных и долговечных конструкций котлов, что в конечном итоге приведет к улучшению безопасности перевозок и эффективности транспортных операций.

Целью данного исследования является определение влияния наружного и внутреннего избыточного давления на ха-

Материалы, модели, эксперименты и методы

Знакомство с научными исследованиями показало, что при решении подобных задач уравнение типа Доннелла зарекомендовало себя достаточно хорошо. В частности, в статье [9] были получены собственные частоты изотропной конической оболочки, нагруженной внутренним и наружным давлением, на основе указанного уравнения. Значения, полученные в результате теоретического исследования, хорошо согласуются с экспериментальными данными. Следует отметить, что для проведения эксперимента использовался электромагнит, генерирующий колебания в стенках цилиндра посредством переменного магнитного поля. В ходе тестирования частота возбуждения электромагнита изменялась с помощью генератора до тех пор, пока не была достигалась резонансная частота. Эта частота измерялась с помощью микрофона. Затем микрофон переме-

рактические жесткости оболочки котла вагона-цистерны. Результаты этого исследования позволят выполнить оценку частотных характеристик и потерю устойчивости при различных уровнях наружного и внутреннего давления. Для достижения поставленной цели необходимо:

- разработать выражения, определяющие частоты собственных колебаний и критическое давление при различном наружном и внутреннем избыточном давлении;

- разработать выражение, определяющие критическое давление потери устойчивости при различных вынужденных воздействиях с разной частотой;

- вычислить значения собственных частот при различных уровнях наружного и внутреннего избыточного давления по разработанным выражениям;

- выполнить численный анализ с использованием метода конечных элементов для подтверждения адекватности полученных формул;

- исследовать влияние давления и параметров котла вагона-цистерны на его жесткостные характеристики его оболочки.

щали как вдоль оси, так и по окружности вокруг образца для получения модального рисунка. Похожее исследование описано в статье [10], где с помощью модифицированного уравнения Доннелла были исследованы собственные частоты и потеря устойчивости поперечно-слоистых неоднородных ортотропных усеченно-конических оболочек под действием однородного бокового и гидростатического давления. Однако, помимо работ, использующих уравнение Доннелла, стоит обратить внимание на работу [11], в которой предложен подход для определения собственных частот предварительно напряженных тонких цилиндрических оболочек, транспортирующих жидкость, и работу [12], в которой приводится описание и результаты эксперимента по определению спектрального отклика сферической алю-

миниевой оболочки при изменении внутреннего давления.

Применительно к рассматриваемой задаче воспользуемся уравнением Доннелла, которое описывает напряженно-деформированное состояние круговых цилиндрических оболочек [13]. Это дифференциальное уравнение является специфическим случаем обобщенного уравнения оболочек. Оно учитывает главным образом внешние нагрузки и изгибные напряжения, связанные с геометрической формой и материалом оболочки, но при этом предполагает, что радиус кривизны оболочки значительно превышает ее толщину. Уравнение Доннелла предполагает, что перемещения в оболочке небольшие и линейны, что позволяет применять принцип суперпозиции и линейную теорию упругости. Уравнение Доннелла обычно используется для расчета внутренних усилий, деформаций, перемещений и напряжений в цилиндрических оболочках под воздействием

$$D\nabla^8 w + \frac{Eh}{R^2} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = \nabla^8 \left[\frac{PR}{2} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + PR \left(\frac{\partial^2 w}{R^2 \partial \beta^2} + w \right) - \rho_{об} h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right], \quad (1)$$

где $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ – цилиндрическая

жесткость оболочки котла вагонцистерны; w – радиальные перемещения; E – модуль упругости материала оболочки; h – толщина оболочки; μ – коэффициент Пуассона; R – радиус срединной поверхности цилиндрической оболочки; P – давление на оболочку; x, β – линейные и угловые координаты; t – время; $\rho_{об}$ – плотность материала оболочки;

$\nabla^8 = \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{R^2 \partial \beta^2} \right)^4$ – оператор дифференцирования.

$$w(x, \beta, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=2}^{\infty} w_{mn} \sin(\lambda_m x) \cos(n\beta) \sin(\omega t), \quad (2)$$

где w_{mn} – коэффициент ряда с номерами m и n ; $\lambda_m = m\pi R/L$; L – длина цилиндрической части котла; $\omega = 2\pi f$ – круговая частота колебаний.

После подстановки аппроксимирующей функции (2) в дифференциальное уравнение (1) и применения метода Бубнова-Галеркина, получаем бесконечную си-

различных типов нагрузок, таких как осевые, радиальные, торсионные, температурные и другие.

Особенностью этого уравнения является то, что оно эквивалентно всем трем группам полной системы уравнений теории оболочек: уравнениям равновесия, геометрическим соотношениям, выражающим деформации через перемещения, и физическим соотношениям, реализующим закон Гука, в котором определяются внутренние усилия через деформации. Левая часть этого уравнения, по сути, представляет собой дифференциальную матрицу реакций на радиальные перемещения, а правая – характеризует нагрузку оболочки. Можно сказать, что это уравнение динамического равновесия в перемещениях, поскольку правая часть отражает влияние инерционных сил, обусловленных колебаниями.

Для рассматриваемой задачи выбранное уравнение имеет вид

Отметим, что выбранное уравнение хорошо зарекомендовало себя для традиционной расчетной схемы цилиндрической части котла-цистерны [14]. Оно удобно в использовании и обеспечивает необходимый уровень точности расчетных данных [15]. В этом уравнении в качестве основной разрешающей функции принято радиальное перемещение w , через которое можно определить все другие расчетные величины. Для обычно применяемой расчетной схемы цилиндрической части котла [16, 17] целесообразно аппроксимировать перемещения w в виде тригонометрического ряда

стему независимых алгебраических уравнений относительно коэффициентов w_{mn} . Поскольку перемещение w в этой задаче входит как в правую, так и в левую части уравнения, система уравнений оказывается однородной. В результате получаем следующую формулу:

$$D \left[\lambda_m^2 + \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right]^4 + \frac{Eh}{R^2} \lambda_m^4 = \left[-\frac{PR}{2} \lambda_m^2 + PR \left(\frac{1}{R^2} - \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right) + \rho_{об} h \omega^2 \right] \left[\lambda_m^2 + \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right]^2 \quad (3)$$

Решая уравнение относительно квадрата частоты, получаем формулы для расчета этой частоты в зависимости от изменения давления P

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D \left(\lambda_m^2 + \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right)^4 + \frac{Eh}{R^2} \lambda_m^4 - \left(PR \left(\frac{1}{R^2} - \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right) - \frac{PR}{2} \lambda_m^2 \right) \left(\lambda_m^2 + \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right)^2}{\rho_{об} h \left(\lambda_m^2 + \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right)^2}} \quad (4)$$

Также можно сформулировать задачу по-другому и решить это уравнение относительно нагрузки P в зависимости от частоты

$$P = \frac{D \left(\lambda_m^2 + \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right)^4 + \frac{Eh}{R^2} \lambda_m^4 - \rho_{об} h \omega^2 \left(\lambda_m^2 + \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right)^2}{\left(R \left(\frac{1}{R^2} - \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right) - \frac{R}{2} \lambda_m^2 \right) \left(\lambda_m^2 + \left(\frac{n}{R} \right)^2 \right)^2} \quad (5)$$

Результаты расчетов и обсуждение

В расчетах рассмотрим два вида оболочек со следующими параметрами, соответствующими рамной (оболочка 1) и безрамной (оболочка 2) конструкциям вагон-цистерн (табл. 1).

Результаты расчетов по выражению (4), показывающие зависимость собственных частот от уровней наружного и внутреннего давления, представлены в табл. 2.

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Table 1

Initial data for the calculation

Параметр	Оболочка 1	Оболочка 2	Размерность
E	200	210	ГПа
μ	0,3	0,3	–
g	9,81	9,81	м/с
ρ	7850	7850	кг/м ³
R	1,5	1,5	м
h	10	12	мм
L	9	17	м

Сравним результаты, полученные по выражениям (4) и (5), с результатами, полученными методом конечных элементов (МКЭ). Общий вид конечно-элементной модели рассматриваемой оболочки 2 приведен на рис. 1.

Расчет численным методом выполнялся в два этапа. На первом этапе определялось напряженно-деформированное состояние. На втором этапе напряженно-деформированная модель оценивалась на

критическое давление потери устойчивости (табл. 3).

На графиках сплошные линии соответствуют результатам, полученным по выражению (4), пунктирные – результатам, полученным методом конечных элементов. Синие и оранжевые линии соответствуют расчетам, выполненным по исходным данным для оболочки 1, а серые и желтые – для оболочки 2.

Значения собственных частот при различных уровнях давления, рассчитанные по выражению (4)

Table 2

The values of natural frequencies at different pressure levels, calculated by the expression (4)

Тип давления	Значение давления P , кПа	Частота f , Гц	
		Оболочка 1	Оболочка 2
Наружнее избыточное	0	18,70	11,38
	20	17,74	10,89
	40	16,01	9,98
	60	13,83	8,42
	80	11,23	6,48
	100	7,81	3,634
	120	–	–
Внутреннее избыточное	0	18,70	11,38
	20	19,61	11,85
	40	20,48	12,23
	60	21,33	12,73
	80	22,13	13,16
	100	22,91	13,56
	120	23,66	13,56
	140	24,39	14,34
	160	25,09	14,72
	180	25,79	15,08
	200	26,46	15,44

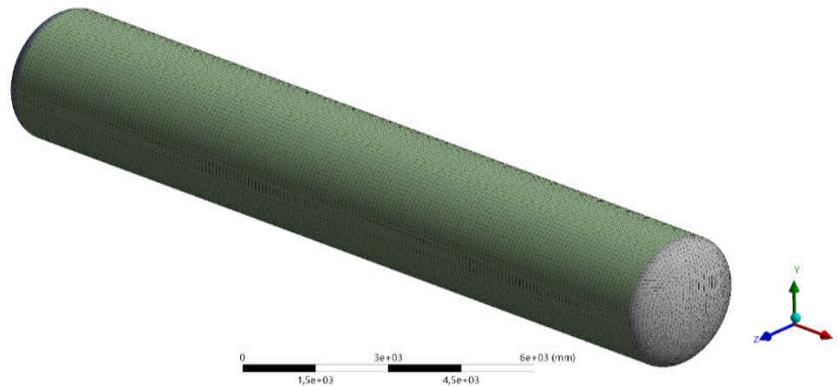


Рис. 1. Общий вид конечно-элементной модели котла
Fig. 1. General view of the finite element boiler model

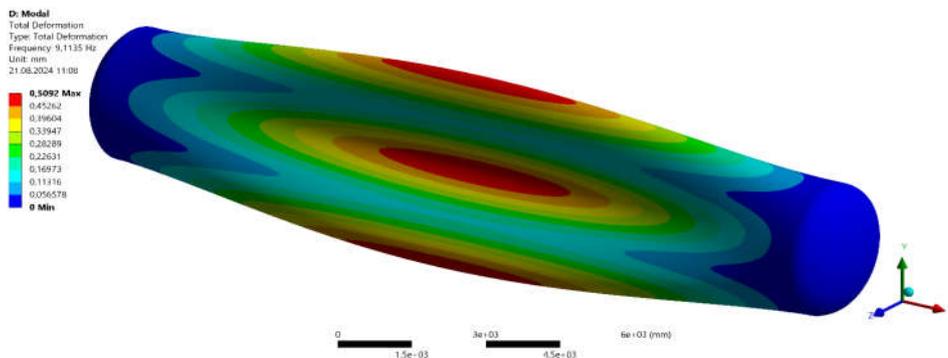


Рис. 2. Форма собственных колебаний оболочки котла вагона-цистерны при наружном избыточном давлении 40 кПа
Fig. 2. The shape of the natural oscillations of the shell of the boiler of the tank car at an external overpressure of 40 kPa

Значения собственных частот при различных уровнях давления,
рассчитанные методом конечных элементов

Table 3

Values of natural frequencies at different pressure levels,
calculated by the finite element method

Тип давления	Значение давления P , кПа	Частота f , Гц	
		Оболочка 1	Оболочка 2
Наружнее избыточное	0	17,88	11,6
	20	16,98	10,43
	40	15,801	9,11
	60	13,764	7,57
	80	11,284	5,61
	100	8,05	2,39
	120	–	–
Внутреннее избыточное	0	17,88	11,6
	20	18,74	12,66
	40	19,55	13,61
	60	20,33	13,98
	80	21,07	14,29
	100	21,79	14,58
	120	22,49	14,87
	140	23,17	15,16
	160	23,83	15,44
	180	24,47	15,71
	200	25,09	15,97

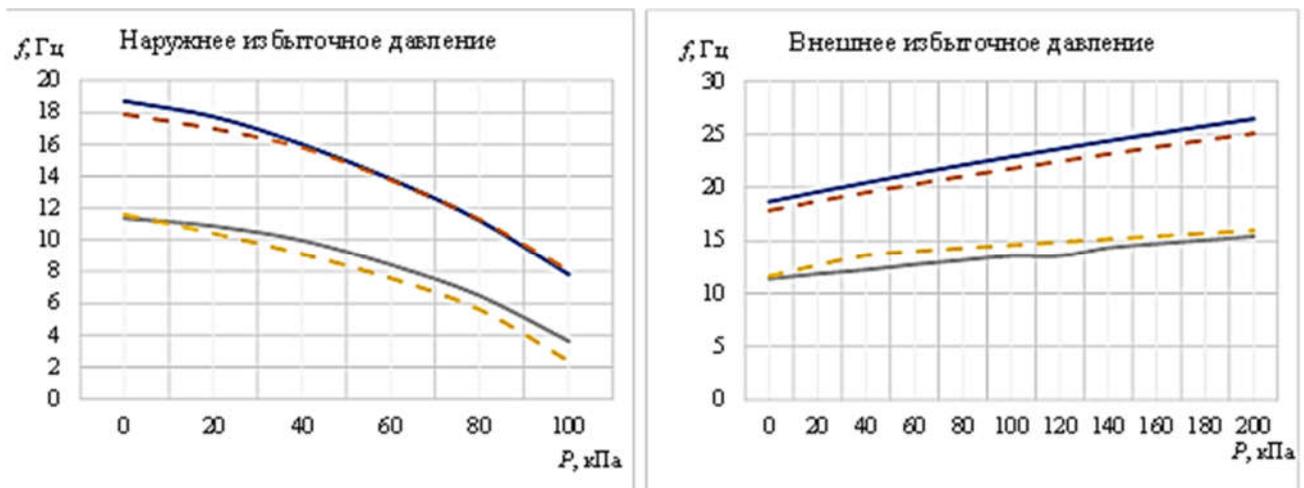


Рис. 3. Графики зависимости частот собственных колебаний от уровня наружного (слева) и внутреннего (справа) давления

Fig. 3. Graphs of the dependence of natural oscillation frequencies on the level of external (left) and internal (right) pressure

Как было сказано ранее, уравнение (3) можно преобразовать относительно давления и получить выражение (5). Иными словами, используя выражение (5), можно определить уровень критического наружного избыточного давления, при котором может произойти потеря устойчиво-

сти оболочки котла вагона-цистерны. В отличие от выражений, предлагаемых в работах [14], выражение (5) учитывает вынужденные воздействия на оболочку. Приведем результаты вычислений по выражению (5) для оболочки 1 и оболочки 2 в табл. 4.

Значения критического наружного избыточного давления, при котором теряется устойчивость котла вагона-цистерны

Table 4

The values of the critical external overpressure at which the stability of the boiler of the tank car is lost

Частота воздействия f , Гц	Критическое давление потери устойчивости P , кПа	
	Оболочка 1	Оболочка 2
0	118,75	109,17
2	117,52	106,39
4	113,84	98,06
6	107,69	84,18
8	99,09	64,75
10	88,04	39,71
12	74,53	9,24
14	58,56	26,85
16	40,13	66,61
18	14,73	41,39
20	4,08	13,19
22	29,89	17,96
24	58,14	52,09

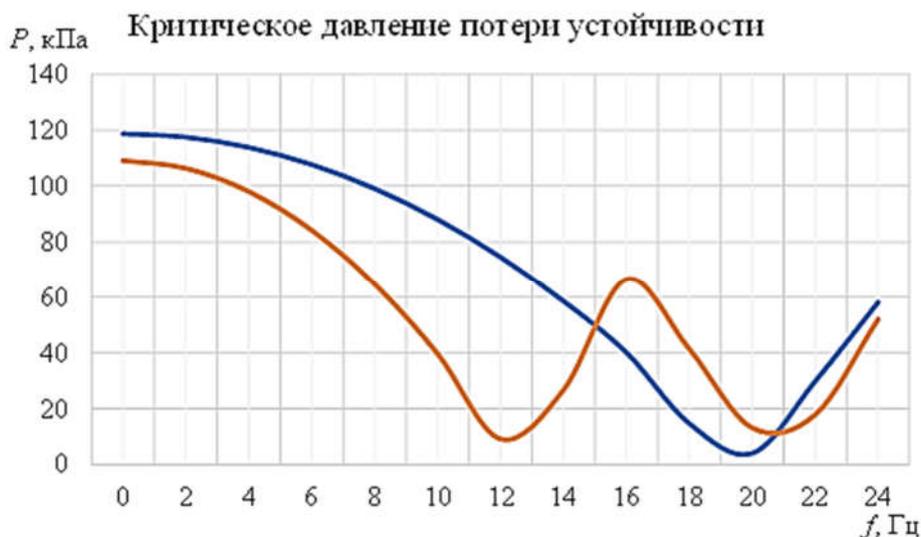


Рис. 4. График зависимости критического давления потери устойчивости оболочки от воздействия вынужденными колебаниями с различной частотой (синий график – оболочка 1, оранжевый график – оболочка 2)

Fig. 4. Graph of the dependence of the critical pressure of the loss of stability of the shell on the impact of forced vibrations with different frequencies (blue graph – shell 1, orange graph – shell 2)

Выводы и обсуждение

Рассмотрим результаты, полученные по выражению (4). Как видно из графиков, представленных на рис. 3, результаты, полученные по выражению (4), достаточно хорошо коррелируют с результатами, получаемыми при расчете методом конечных элементов. Стоит обратить внимание на характер изменения частот собственных колебаний при воздействии на конструк-

цию наружного или внутреннего избыточного давления. В первом случае в оболочке начинает образовываться отрицательное внутреннее давление, которое снижает жесткость всей конструкции. При достижении определенного уровня отрицательного внутреннего давления происходит переход из устойчивого состояния в неустойчивое, что приводит к потере устой-

чивости оболочки. Эти вопросы, как было сказано ранее, рассматривались авторами в работах [2]. Снижение жесткости котла приводит к снижению уровня частот собственных колебаний. Например, при увеличении наружного избыточного давления на 80 кПа от начального уровня 0 кПа частоты собственных колебаний уменьшаются практически в два раза – с 11,38 Гц до 6,38 Гц. В другом случае, при увеличении внутреннего избыточного давления, жесткость конструкции повышается, и, как следствие, повышается уровень частот собственных колебаний. Например, при увеличении внутреннего избыточного давления с 0 кПа до 80 кПа частоты собственных колебаний увеличиваются с 11,38 Гц до 13,16 Гц.

Таким образом, предлагаемый подход к расчету частот собственных колебаний достаточно хорошо отражает характер поведения котла при воздействии на него различных видов давления и показал себя эффективно в сравнительном анализе с другим методом расчета.

Рассмотрим результаты, полученные по выражению (5). Данное выражение позволяет находить значения критического давления, при котором происходит потеря устойчивости оболочки котла вагона-цистерны. На графиках, представленных на рисунке 4, видно, что при увеличении частоты воздействия на оболочку значение критического давления снижается до определенного уровня, после чего снова возрастает. Например, для котла с параметрами оболочки четырехосного вагона-цистерны значение критического давления при воздействии частотами в диапазоне 0-12 Гц снижается, после чего в диапазоне частот 12...16 Гц значение критического

давления возрастает, но не достигает первоначального уровня, соответствующего частотам в диапазоне 0...4 Гц. Полученные результаты показывают, что воздействие на котел вагона-цистерны различными видами вынужденных колебаний приводит к снижению способности сопротивляться наружному избыточному давлению. Это обстоятельство необходимо учитывать при проектировании котлов вагонов-цистерн.

Предложен подход для оценки уровня вибрационных воздействий массивных деталей на цилиндрическую оболочку вагонов-цистерн. Особенностью предложенного подхода является возможность выполнить приближенный расчет по определению уровня собственных частот массивного груза. Расчеты такого рода необходимы при верификации и оценке адекватности результатов расчета, выполняемых другими методами, например, наиболее распространенным на сегодняшний день методом конечных элементов.

Дополнительной возможностью является тот факт, что применения результатов, описанных в статье, могут позволить оценить напряженно-деформированное состояние цилиндрической оболочки котла вагона цистерны под воздействием локальных нагрузок. Такие оценки необходимы ввиду конструкционной специфики котлов вагонов цистерн.

Тестовые расчеты оболочек, соответствующих восьмиосным и четырехосным вагонам-цистернам, показали, что значения собственных частот установленного на котлах вагонов-цистерн массивного груза находятся в районе 29 Гц и 38 Гц соответственно.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Мойкин, Д.А. Определение браковочных характеристик и влияние повреждений на работоспособность вагонов-цистерн / Д.А. Мойкин // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта. 2005. № 8. С. 147-150.
2. Григорьев, П.С. О связи частот собственных колебаний и критических нагрузок при оценке жесткости несущих элементов вагонных кон-

струкций / П.С. Григорьев // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. 2022. № 1(53). С. 17-23. DOI: 10.20291/2079-0392-2022-1-17-23

3. Григорьев, П.С. Оценка частот собственных колебаний и динамических напряжений в оболочке котла цистерны / П.С. Григорьев, К.Е. Суворова // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2017. Т. 14. № 4. С. 637-643.

4. Богачев, В.И. Оценка колебаний жидкого груза в котле цистерны / В. И. Богачев // Мир транспорта. 2012. № 1. С. 32-37.
5. Григорьев, П.С. Подходы к оценке собственных частот котлов вагонов-цистерн с учетом влияния жидкости / П.С. Григорьев, Фу Т. Чан, Ш.Р. Ибодуллоев, А.Н. Нуралиев // Международная научно-практическая конференция «Рахматулинские чтения»: Тезисы докладов. Ташкент, 26-27 мая 2023 года / Составители: А.Х. Закиров, Ш.Р. Ибодуллоев. Национальный университет Узбекистана, 2023. С. 51-52.
6. Чан, Фу Тхуан. Расчетные зависимости и оценки частот и форм колебаний оболочки котлов цистерн / Фу Тхуан Чан, П.С. Григорьев, К.Е. Суворова // Мир транспорта. 2018. № 5(78). С. 84-90.
7. Беспалько, С.В. Разработка и анализ моделей повреждающих воздействий на котлы цистерн для перевозки криогенных продуктов : дис. ... докт. техн. наук / С.В. Беспалько. М.: МИИТ, 2000. 427 с.
8. Морзинова, Т.Г. Колебания оболочек котлов цистерн с учетом их конструктивных особенностей : дис. ... канд. техн. наук / Т.Г. Морзинова. М.: МИИТ, 1983. 118 с.
9. Weingarten VI. The effect of internal or external pressure on the free vibrations of conical shells. *Int J Mech Sci.* 1966;8(2):115-24. DOI: 10.1016/0020-7403(66)90070-1
10. Sofiyev AH, Karaca Z. The vibration and buckling of laminated non-homogeneous orthotropic conical shells subjected to external pressure. *Eur J Mech A Solids.* 2009;28(2):317-28.
11. Zhang YL, Gorman DG, Reese JM. Vibration of prestressed thin cylindrical shells conveying fluid.

Thin-Walled Struct. 2003;41(12):1103-27. DOI: 10.1016/j.euromechsol.2008.06.002

12. Piacsek AA, Abdul-Wahid S, Taylor R. Resonance frequencies of a spherical aluminum shell subject to static internal pressure. *J Acoust Soc Am.* 2012;131(6). DOI: 10.1121/1.4721647
13. Доннелл, Л.Г. Балки, пластины и оболочки / Л. Г. Доннелл. М.: Наука, 1982. 568 с.
14. Григорьев, П.С. Вариант представления разрешающего уравнения полубезмоментной теории круговых цилиндрических оболочек в форме Доннелла для расчетов напряженного состояния и устойчивости котлов вагонов-цистерн / П.С. Григорьев, С.В. Беспалько, Н.С. Кодиров // Железнодорожный подвижной состав: проблемы, решения, перспективы : Материалы Второй Международной научно-технической конференции, Ташкент, 19–22 апреля 2023 года. – Ташкент: Ташкентский государственный транспортный университет, 2023. С. 114-119.
15. Григорьев, П.С. Оценка вибрационных воздействий массивных деталей на цилиндрическую часть котлов вагонов-цистерн на основе теории оболочек / П.С. Григорьев, С.Н. Коржин, Ш.Р. Ибодуллоев, В.В. Гончаров // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 5. – С. 69–78. DOI: 10.30987/2782-5957-2023-5-69-78
16. Лукин, В.В. Конструирование и расчет вагонов : учеб. для студентов вузов ж.-д. транспорта / В.В. Лукин, Л.А. Шадур, В.Н. Котуранов [и др.] ; под ред. В.В. Лукина. М., 2000. 726 с. – ISBN: 978-5-9994-0060-4
17. Шадур, Л.А. Большегрузные восьмиосные вагоны : учебник / Л.А. Шадур, Б.С. Евстафьев, В.В. Лукин, [и др.]. М.: Транспорт, 1968. 288 с.

REFERENCES

1. Moikin DA. Determination of defective characteristics and the effect of damage on the performance of tank cars. *Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport.* 2005;8:147-150.
2. Grigoriev PS. On the connection of free frequencies and critical loads when evaluating the stiffness of load-bearing elements of car structures. *Vestnik of Ural State University of Railway Transport.* 2022;1(53):17-23. DOI: 10.20291/2079-0392-2022-1-17-23
3. Grygoriyev PS, Suvorova KE. The assessment of free frequencies and dynamic stress incased in a tank shell. *Proceedings of Petersburg Transport University.* 2017;14(4):637-643.
4. Bogachev VI. Evaluation of fluctuations of liquid cargo in a tank boiler. *World of Transport and Transportation Journal.* 2012;1:32-37.
5. Grigoriev PS, Chan Fut, Ibodulloev ShR, Nuraliev AN. Approaches to evaluate free frequencies of tank boilers taking into account the influence of liquid *International Scientific and Practical Confer-*

ence, May 26-27, 2023: Rakhmatulin Readings; National University of Uzbekistan. 2023.

6. Chan FuT, Grygoriyev PS, Suvorova KE. Calculated dependences and estimates of frequencies and forms of vibrations of the tank boiler shell. *World of Transport and Transportation Journal.* 2018;5(78):84-90.
7. Bepalko SV. Development and analysis of models of damaging effects on tank boilers for transportation of cryogenic products [dissertation]. [Moscow (RF)]: Russian University of Transport; 2000.
8. Morzinova TG. Vibrations of tank boiler shells taking into account their design features [dissertation]. [Moscow (RF)]: Russian University of Transport; 1983.
9. Weingarten VI. The effect of internal or external pressure on the free vibrations of conical shells. *Int J Mech Sci.* 1966;8(2):115-24. DOI: 10.1016/0020-7403(66)90070-1
10. Sofiyev AH, Karaca Z. The vibration and buckling of laminated non-homogeneous orthotropic conical shells subjected to external pressure. *Eur J Mech A Solids.* 2009;28(2):317-28.

11. Zhang YL, Gorman DG, Reese JM. Vibration of prestressed thin cylindrical shells conveying fluid. *Thin-Walled Struct.* 2003;41(12):1103-27. DOI: 10.1016/j.euromechsol.2008.06.002
12. Piacsek AA, Abdul-Wahid S, Taylor R. Resonance frequencies of a spherical aluminum shell subject to static internal pressure. *J Acoust Soc Am.* 2012;131(6). DOI: 10.1121/1.4721647
13. Donnell LG. *Beams, plates and shells.* Moscow: Nauka; 1982.
14. Grigoriev PS, Bepalko SV, Kodirov NS. A way to represent the resolving equation of the semi-instantaneous theory of circular cylindrical shells in Donnell form to calculate the stress state and stability of tank car boilers. *Proceedings of the Second International Scientific and Technical Conference, April 19-22, 2023: Railway Rolling Stock: Problems, Solutions, Prospects; Tashkent State Transport University. Tashkent; 2023.*
15. Grigoriev PS, Korzhin SN, Ibodulloev SR, Goncharov VV. Evaluation of vibration effects of bulky elements on the cylindrical part of tank car boilers based on shell theory. *Transport Engineering.* 2023;5:69-78. DOI: 10.30987/2782-5957-2023-5-69-78
16. Lukin VV, Shadur LA, Koturanov VN. *Design and calculation of cars: textbook.* Moscow; 2000.
17. Shadur LA, Evstafyev BS, Lukin VV. *Heavy-duty eight-axle cars: textbook.* Moscow: Transport; 1968.

Информация об авторах:

Григорьев Павел Сергеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Электропоезда и локомотивы» Российского университета транспорта; тел. +7-905-549-15-51; Scopus Author ID: 57966694500; РИНЦ SPIN-код: 2014-9531; РИНЦ Author ID: 841994.

Коржин Сергей Николаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Российского университета транспорта;

Grigoriev Pavel Sergeevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Electric Trains and Locomotives at Russian University of Transport; phone: +7-905-549-15-51; Scopus Author ID: 57966694500; RSCI SPIN code: 2014-9531; RSCI Author ID: 841994.

Korzhin Sergey Nikolaevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Cars and Car Facilities at Russian University of

Scopus Author ID: 57223093144; РИНЦ Author ID: 4350996.

Ибодуллоев Шерзод Рустамович – старший преподаватель кафедры «Механика и компьютерное моделирование» Национального исследовательского университета «ТИИИМСХ»; Scopus Author ID: 57982866900; РИНЦ SPIN-код: 8498-3972; РИНЦ Author ID: 947316.

Transport; Scopus Author ID: 57223093144; RSCI Author ID: 4350996.

Ibodulloev Sherzod Rustamovich – Senior Lecturer of the Department of Mechanics and Computer Modeling at National Research University «Tashkent Institute of Irrigation and Agricultural Mechanization»; Scopus Author ID: 57982866900; RSCI SPIN code: 8498-3972; RSCI Author ID: 947316.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 10.09.2024; одобрена после рецензирования 20.09.2024; принята к публикации 26.09.2024. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 10.09.2024; approved after review on 20.09.2024; accepted for publication on 26.09.2024. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.