

УДК 355.691.21+656.2

О повышении надежности элементов пневматической части тормозной системы грузового вагона

В. Ф. Куликов

Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, Российская Федерация, 190031, Санкт-Петербург, Московский пр., 9

Для цитирования: Куликов В. Ф. О повышении надежности элементов пневматической части тормозной системы грузового вагона // Бюллетень результатов научных исследований. — 2025. — Вып. 1. — С. 131–148. DOI: 10.20295/2223-9987-2025-1-131-148

Аннотация

Цель: Выполнить расчетную оценку путей повышения надежности элементов пневматической части тормозной системы (ТС) грузового вагона, включая магистральный воздухопровод, места его крепления, безрезьбовые соединения и воздухораспределитель. Особое внимание уделено анализу отказов, связанных с потерей герметичности безрезьбового соединения участков воздухопровода и засорением отверстий тормозных приборов. **Методы:** Расчет прочности воздухопровода при внутреннем давлении с учетом температурных эффектов и коррозионной стойкости сталей; частотный анализ колебаний воздухопровода в SolidWorks Simulation для определения оптимального числа точек крепления; моделирование напряженно-деформированного состояния уплотнительных колец из резины и композита «Констафтор 200» при различных температурах. **Результаты:** Установлено, что запас прочности магистрального воздухопровода к внутреннему давлению ($n = 67$) значительно превышает требуемый минимум ($n = 5$). Это позволяет снизить массу конструкции за счет уменьшения толщины труб без ущерба надежности. Разработана регрессионная зависимость частоты собственных колебаний воздухопровода от расстояния между креплениями: $f_1 = 215,04 \cdot \exp(-0,95 \cdot \Delta l)$. Для исключения резонанса рекомендовано не менее 5 точек крепления при длине трубы 12 м. Показано, что замена резиновых уплотнений на «Констафтор 200» снижает максимальные деформации в 300 раз (с 0,6 мм до 0,0022 мм) и повышает герметичность соединений при экстремальных температурах (-60°C). **Практическая значимость:** Предложены меры по оптимизации конструкции: уменьшение толщины труб, увеличение числа креплений, замена материала уплотнений. Рекомендована химическая обработка внутренней поверхности труб для предотвращения засорения тормозных приборов. Реализация результатов повысит надежность тормозных систем грузовых вагонов, сократит эксплуатационные расходы и риск аварийных ситуаций.

Ключевые слова: Тормозная система, грузовой вагон, расчетное обоснование, воздухораспределитель, надежность элементов.

Введение

Анализ данных по причинам отказов пневматической части тормозной системы (ТС) показал, что одним из наиболее часто встречающихся видов отказов является неисправность воздухораспределителя (ВР). Причем в большинстве случаев они связаны с нарушением целостности резиновых уплотнительных элементов (разрывы, надрывы, расслоения и т. п.) или забивкой отверстий во внутренней полости ВР. Вместе с отказами тормозной магистрали и арматуры тормозного оборудования они составляют от 82 до 87 % от общего числа [1].

Цель работы заключалась в расчетной оценке путей повышения надежности элементов пневматической части ТС грузового вагона с привлечением опубликованных в открытой печати экспериментальных данных. В число рассматриваемых элементов ТС были включены магистральный воздухопровод, подвергнутый действию внутреннего давления, места крепления воздухопровода к раме, уплотнительный элемент безрезьбового соединения участков воздухопровода и ВР с забитыми отверстиями.

Прочность магистрального воздухопровода к действию внутреннего давления

Магистральный воздухопровод и подводящие трубки предназначены для подачи сжатого воздуха от компрессора к исполнительным приборам ТС. При этом в тормозной магистрали (ТМ) применяются два типоразмера труб [2]:

- магистральная труба — наружный диаметр 42 мм, толщина стенки 4 мм;
- подводящие трубки — наружный диаметр 27 мм, толщина стенки 3,2 мм.

В ТМ грузового вагона используются бесшовные холоднокатанные трубы по ГОСТ 8734—75. Согласно данному ГОСТу, используемые трубы относятся к толстостенным. Марки сталей, допускаемых к изготовлению труб ТМ, и нормируемые показатели основных механических свойств для этих марок установлены требованиями ГОСТ 8733—74 [3] и приведены в табл. 1, в которой приняты следующие обозначения: σ_b — предел прочности на растяжение; σ_T — предел текучести при растяжении; δ_5 — относительное удлинение при разрыве; *НВ* — твердость по Бринеллю (при толщине стенки более 10 мм).

Основными нагрузками, действующими на воздухопроводы ТМ грузового вагона, являются внутреннее давление сжатого воздуха, вибрационная нагрузка и сборочные усилия в местах соединений. Запас прочности к действию внутреннего давления вычисляется по величине предельного давления P , определяемого моментом выхода пластических деформаций на наружную поверхность трубы. В качестве сопутствующего фактора выступает температура воздуха, которая по условиям эксплуатации может варьироваться от минус 60 до плюс 60 °С.

Используются различные модели для описания поведения материала воздухопровода (зависимость «напряжение — деформация»), которые приводят к различным соотношениям для вычисления предельного давления P . Так, для несжимаемого идеально-пластического материала предельное давление P определяется из соотношения [5, 6]:

$$P = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_T \ln \frac{d_H}{d_{BH}},$$

где d_H и d_{BH} — наружный и внутренний диаметр соответственно.

ТАБЛИЦА 1. Марки сталей и основные механические характеристики [3, 4]

Марка стали	Механическая характеристика					
	σ_b , МПа	σ_T , МПа	δ_5 , %	НВ	E^* , МПа	λ
10	343	206	24	137	569	0,9972
20	412	245	21	156	792	0,9960
35	510	294	17	187	1263	0,9937
45	589	323	14	207	1882	0,9906
10Г2	422	245	22	197	801	0,9960
15Х	412	—	19	179	—	—
20Х	431	—	17	179	—	—
40Х	618	—	14	217	—	—
30ХГСА	491	—	18	229	—	—
15ХМ	431	226	21	179	971	0,9951

Примечание. Прочерк у величины σ_T означает отсутствие требований.

Для сравнения: использование для описания диаграммы «напряжение — деформация» модели с линейным упрочнением приводит к следующему соотношению для вычисления предельного давления P^* [5, 6]:

$$P^* = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}} \left[2\lambda \ln \frac{d_H}{d_{BH}} + (1 - \lambda) \left(\frac{d_H^2}{d_{BH}^2} - 1 \right) \right].$$

Для материала с линейным упрочнением используются величины модуля упрочнения E^* и параметра упрочнения λ , определяемых по следующим соотношениям [5, 6]:

$$E^* = \frac{\sigma_b - \sigma_T}{\delta_5 + \frac{\sigma_b - \sigma_T}{E}}, \lambda = 1 - \frac{E^*}{E}.$$

Здесь E — модуль упругости стали, величина которого в расчетах принята равной $2 \cdot 10^5$ МПа. Рассчитанные величины E^* и λ также приведены в табл. 1. При значении $\lambda = 1$ имеем модель идеально-пластического материала.

Атмосферостойкость низколегированных сталей оценивается по величине индекса коррозионной стойкости CI [7]:

$$CI = 26,01 \cdot Cu + 3,88 \cdot Ni + 1,20 \cdot Cr + 1,49 \cdot Si + 17,28 \cdot P - 7,29 \cdot Cu \cdot Ni - 9,10 \cdot Ni \cdot P - 33,39 \cdot Cu^2.$$

Граничным значением данного показателя является 6 [8]. Если значение CI меньше 6, то сталь не является атмосферостойкой. Полученные значения данного критерия для сталей по ГОСТ 8733—74 при максимальном содержании элементов приведены в табл. 2.

ТАБЛИЦА 2. Содержание элементов в сталях и индекс СІ [4]

Марка стали	Содержание элементов					Индекс СІ
	Cu	Ni	Cr	Si	P	
10	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,15	0,17–0,37	≤ 0,035	6,5
20	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,25	0,17–0,37	≤ 0,035	6,7
35	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,25	0,17–0,37	≤ 0,035	6,7
45	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,25	0,17–0,37	≤ 0,035	6,7
10Г2	≤ 0,30	≤ 0,30	≤ 0,30	0,17–0,37	≤ 0,035	6,7
15Х	≤ 0,30	≤ 0,30	0,70–1,00	0,17–0,37	≤ 0,035	7,5
20Х	≤ 0,30	≤ 0,30	0,70–1,00	0,17–0,37	≤ 0,035	7,5
40Х	≤ 0,30	≤ 0,30	0,80–1,10	0,17–0,37	≤ 0,035	7,7
30ХГСА	≤ 0,30	≤ 0,30	0,80–1,10	0,90–1,20	≤ 0,025	8,8
15ХМ	≤ 0,30	≤ 0,30	0,80–1,10	0,17–0,37	≤ 0,035	7,7

Как видно из табл. 2, для всех рассматриваемых сталей индекс СІ имеет величину, большую 6. То есть данные стали являются атмосферостойкими. Однако необходимо отметить, что расчет индекса СІ для средних значений содержания элементов (нижняя граница диапазона изменения содержания равна нулю) и нижнего значения оговоренного диапазона (для Cr и Si) дает существенно меньшие величины. Так, для стали 10, например, приведенное значение СІ = 6,5 уменьшается до величины 4,2. То есть сталь является неатмосферостойкой. Также уменьшается значение СІ для всех других сталей, переводя их в разряд неатмосферостойких.

Исследования коррозионной стойкости стали 10, результаты которых изложены в работе [9], показали, что образцы имеют повреждение в виде питтинговой коррозии. То есть данные исследования подтверждают факт необходимости осуществления мероприятий по нанесению защитных покрытий поверхностей воздухопровода, изготовленного из сталей, регламентированных ГОСТ 8733—74.

Еще один момент заключается в контроле качества трубы после ремонта ТС. Очистка внутреннего канала магистрального воздухопровода осуществляется механическим способом. Для чего трубу обстукивают деревянным молотком и пропускают ерш. Состояние внутреннего канала воздухопровода после чистки оценивается путем пропускания металлического шарика диаметром (28_{-1}) мм, что для внутреннего диаметра 34 мм слишком мало. Про подводящие трубки ничего не сказано [10].

Такой подход к качеству наружной и внутренней поверхности воздухопровода (магистральные и подводящие трубы) не исключает наличие на них загрязнений различной природы (окалина, окислы и т. п.), которые могут при воздействии вибрации отделиться от металлической поверхности и попасть в тормозные приборы. Вследствие этого могут забиваться дроссельные отверстия. Более эффективной мерой по устранению загрязнения внутреннего пространства ТС может служить химическая

обработка труб последующим пассивированием. При выборе наиболее подходящего метода могут быть использованы рекомендации ИТС 36—2017 [11].

Влияние температуры сказывается на величине предела текучести материала. Чем выше температура, тем меньше значение предела текучести. Температура T окружающей среды учитывается путем введения коэффициента K_T , величина которого определяется с использованием справочных данных для применяемых материалов:

$$P^* = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}} K_T \left[2\lambda \ln \frac{d_H}{d_{BH}} + (1 - \lambda) \left(\frac{d_H^2}{d_{BH}^2} - 1 \right) \right].$$

Коэффициент K_T представляет собой отношение величины предела текучести при данной температуре $\sigma_T(T)$ к значению предела текучести при 20 °С. То есть:

$$K_T = \frac{\sigma_T(T)}{\sigma_T(20\text{ °С})}.$$

Коэффициент запаса прочности определяется как отношение предельного давления к максимальному значению P_{\max} при эксплуатации с учетом добавки от прихода воздушной волны, то есть:

$$n = \frac{P^*}{P_{\max}}.$$

Расчеты прочности трубопровода проводятся для материала, предел текучести которого имеет наименьшее значение из числа используемых материалов. Согласно данным, приведенным в табл. 1, это сталь 10. Если требования по прочности для нее выполняются, то для остальных сталей они выполняются автоматически.

На рис. 1 показана зависимость K_T от температуры. Точками обозначены экспериментальные данные [4, 12, 13]. Сплошной линией показана аппроксимационная зависимость, полученная с помощью программы Sigma Plot v.12.5.

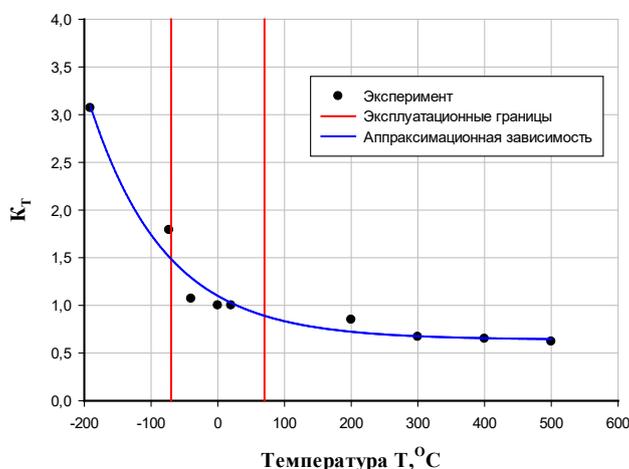


Рис. 1. Зависимость $K_T = f(T)$

Согласно расчету, зависимость коэффициента K_T от температуры T выглядит следующим образом:

$$K_T = 0,4479 e^{-0,0089T} + 0,6516 e^{-3,293 \cdot 10^{-5}T}.$$

Близость аппроксимационной кривой к экспериментальным точкам оценивается по величине коэффициента корреляции, который для данного соотношения получился равным 0,984, то есть достаточно близким к единице. В эксплуатационном диапазоне изменения температуры ± 60 °С (показан на рис. 1 красными линиями) минимальное значение коэффициента K_T реализуется при температуре 60 °С и равно 0,92.

Расчет величины предельного давления P^* дал следующий результат (для $T = +60$ °С):

$$P^* = \frac{206}{\sqrt{3}} 0,92 \left[2 \cdot 0,9972 \ln \frac{42}{34} + (1 - 0,9972) \left(\frac{42^2}{34^2} - 1 \right) \right] = 46,6 \text{ МПа}.$$

Расчет предельного давления P без учета упрочнения дал величину 44,7 МПа. Результаты практически совпадают, но это относится только к стали 10, поскольку разница между пределами текучести и прочности небольшая и значение параметра λ близко к единице.

Согласно [14] расчет магистрального воздухопровода необходимо проводить на давление $P_{\text{тр}} = 0,7$ МПа. Таким образом, запас прочности по предельному внутреннему давлению равен:

$$n = \frac{P^*}{P_{\text{тр}}} = \frac{46,6}{0,7} = 67.$$

Для оценки достаточности полученного запаса прочности с точки зрения обеспечения необходимого уровня надежности 0,995 рассмотрим модель «Нагрузка q — прочность r », которые являются случайными величинами [15]. В графическом виде данная модель показана на рис. 2.

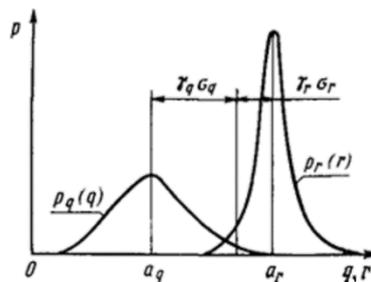


Рис. 2. Модель «Нагрузка q — прочность r »:

- P_q и P_r — плотность вероятности нагрузки и прочности соответственно;
- a_q и a_r — математические ожидания нагрузки и прочности соответственно;
- σ_q и σ_r — средние квадратичные отклонения нагрузки и прочности соответственно;
- γ_q и γ_r — гауссовский уровень надежности нагрузки и прочности соответственно

Данная модель для случая известных функций P_q и P_r позволяет рассматривать несколько подходов к назначению требуемого запаса — отношение математических ожиданий прочности и нагрузки, отношение минимального значения прочности к максимальному значению нагрузки и т. д.

Рассмотрим требуемый коэффициент запаса как отношение средних значений прочности q и нагрузки r при условии $\gamma_q = \gamma_r = \gamma$. В этом случае для определения требуемого запаса прочности $n_{\text{тр}}$ используется следующее соотношение [15]:

$$n_{\text{тр}} = \frac{1}{1 - \gamma^2 w_q^2} \left[1 + \sqrt{1 - (1 - \gamma^2 w_q^2)(1 - \gamma^2 w_r^2)} \right].$$

Здесь w_q и w_r — коэффициенты вариации нагрузки и прочности соответственно.

Коэффициенты вариации нагрузки и прочности меняются в достаточно широком диапазоне — от (1–2) % до (20–30) % [16]. Для проведения оценки достаточности коэффициента запаса прочности $n_{\text{тр}}$ примем коэффициенты вариации нагрузки и прочности равными максимальному значению 30 %. Согласно [15] величина требуемого запаса прочности для обеспечения надежности 0,995 должна быть не ниже 5,0. У нас запас прочности получен 67, то есть требования надежности по обеспечению прочности к действию внутреннего давления выполняются. Избыточность запаса прочности к действию давления представляет собой скрытый резерв для увеличения грузоподъемности состава. Для примера рассмотрим вариант изменения толщины магистрального воздухопровода ТС с 4 мм на 3 мм при сохранении наружного диаметра $d_{\text{н}} = 42$ мм. В этом случае внутренний диаметр становится равным $d_{\text{в}} = 36$ мм.

Расчеты по приведенным выше соотношениям показывают, что при уменьшении толщины магистрального воздухопровода на ~30 % происходит снижение величины предельного давления практически в два раза. Тем не менее запас прочности по отношению к максимальному рабочему давлению 0,7 МПа остается достаточно высоким $n = 49$, существенно, практически на порядок, превышающем требуемую величину $n_{\text{тр}} = 5$. Уменьшение толщины воздухопровода на 30 % приводит к уменьшению погонной массы на 0,864 кг/м. При использовании более прочной стали корректировка используемой толщины воздухопровода может дать больший эффект.

Расчет собственной частоты колебаний магистрального воздухопровода

В качестве расчетной схемы для определения характера изменения частоты собственных поперечных колебаний магистрального воздухопровода рассмотрим балку с шарнирно опертыми концами, показанную на рис. 3. Балка нагружена равномерно распределенной по длине l нагрузкой m_0 , равной распределенной массе трубы. Примем начало координат на левой опоре, то есть для нее $z = 0$. Обозначим через u поперечное перемещение балки.

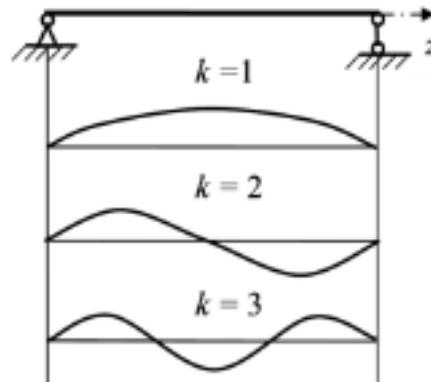


Рис. 3. Формы колебаний балки

Граничными условиями являются соотношения [17]:

$$- \text{ на левом конце балки } u(0) = 0 \text{ и } \frac{d^2 u}{dz^2}(0) = 0;$$

$$- \text{ на правом конце балки } u(l) = 0 \text{ и } \frac{d^2 u}{dz^2}(l) = 0.$$

Такие же условия предъявляются к участкам трубопровода в местах крепления. Частота собственных колебаний магистрального воздухопровода равна [17]:

$$f_k = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 k^2 \sqrt{\frac{EJ}{m_0}} = f_k = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 k^2 \sqrt{\frac{EJ}{\rho S}},$$

где E и ρ — модуль упругости и плотность стали;

J — момент инерции поперечного сечения;

S — площадь поперечного сечения;

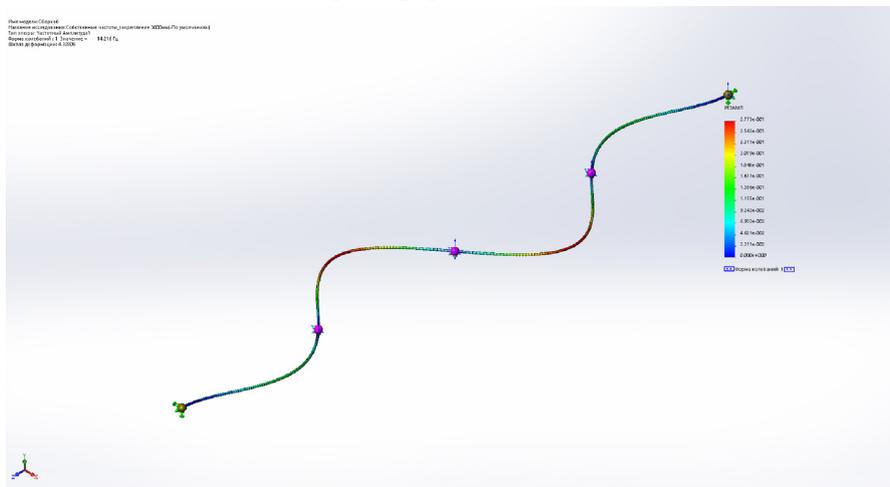
k — параметр формы колебаний (количество полуволн).

Величины E , ρ , J , S по условиям задачи являются постоянными величинами, характеризующими материал и форму поперечного сечения балки (воздухопровода).

Из данного соотношения следуют два положения. Во-первых, минимальная собственная частота колебания рассматриваемой балки соответствует первой форме колебаний $k = 1$ (см. рис. 3). Во-вторых, величина частоты обратно пропорционально зависит от величины l^2 — расстояния между опорами. То есть чем меньше расстояние, тем выше частота.

Для оценки влияния дополнительных мест крепления магистрального воздухопровода на величину собственной частоты первой формы колебаний был использован частотный анализ, реализованный в программном пакете SolidWorks Simulation.

Первая форма колебаний



Вторая форма колебаний

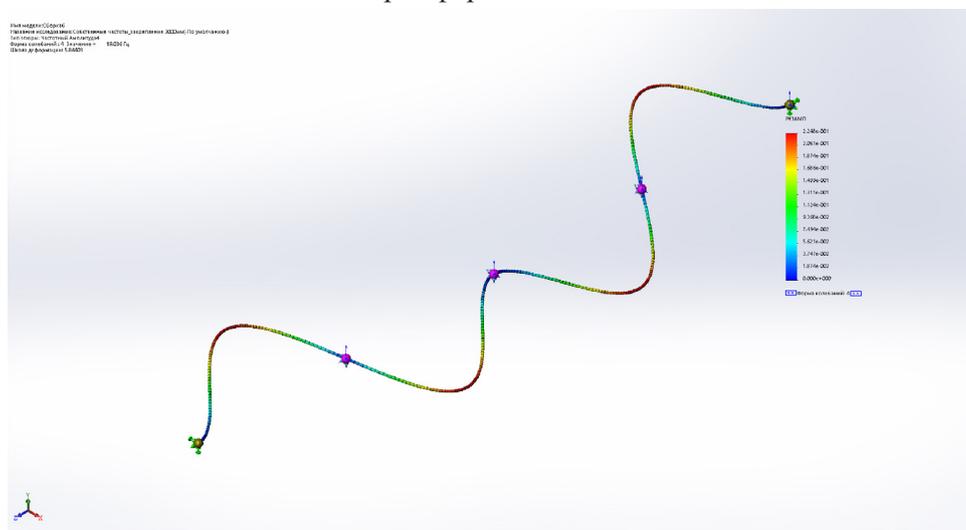


Рис. 4. Перемещения трубы при различных формах колебаний

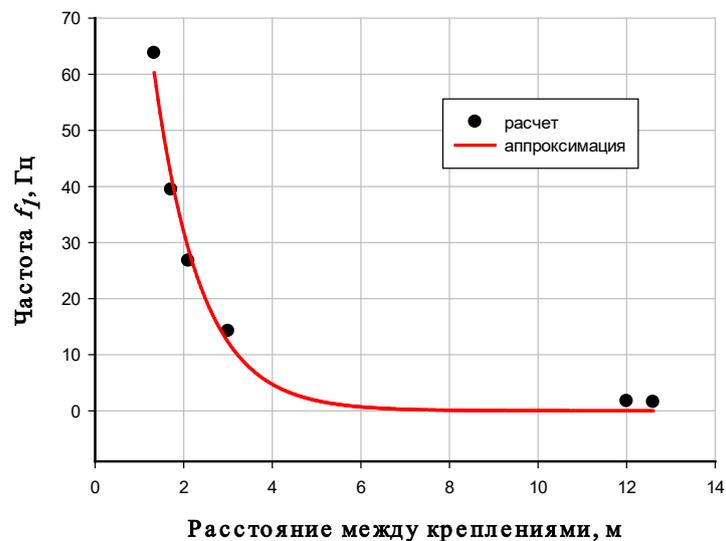
Для более наглядного представления внешнего вида воздухопровода в процессе колебаний была выбрана искаженная форма изгиба трубы с нереальными масштабами перемещений. На рис. 4 приведены распределения перемещений u при первой и второй формах колебаний воздухопровода для случая трех дополнительных мест его крепления.

Учитывая, что первая форма колебаний воздухопровода показывает наименьшие частоты, все дальнейшие расчеты для различного числа мест дополнительных креплений воздухопровода проводились для первой формы колебаний. В табл. 3 приведены результаты расчетов собственных колебаний трубы при различном количестве n мест дополнительного крепления магистрального воздухопровода. Расчеты проводились для длин трубы 12 м (основной вариант) и 12,6 м (дополнительный вариант). Наличие дополнительного варианта позволило увеличить число вариаций расстояний Δl между дополнительными и основными (крайними) опорами.

ТАБЛИЦА 3. Собственные частоты воздухопровода при различных n и l

l , м	n	l , м	f_1 , Гц
12,6	0	12,600	1,57
12,6	5	2,100	26,78
12,0	0	12,000	1,73
12,0	3	3,000	14,22
12,0	6	1,714	39,41
12,0	8	1,333	63,79

На рис. 5 показана зависимость $f_1 = f(\Delta l)$. Точками отмечены результаты расчетов.

Рис. 5. Зависимость $f_1 = f(\Delta l)$

Приведенная на рис. 5 аппроксимационная зависимость описывается следующим соотношением:

$$f_1 = 215,04 \exp(-0,95l).$$

Коэффициент корреляции $R = 0,983$, то есть данная зависимость достаточно хорошо описывает расчетные данные.

Для определения необходимого числа дополнительных мест закрепления магистрального воздухопровода воспользуемся результатами исследований ускорений и частот колебаний различных типов грузовых вагонов, представленных в работе [18]. Согласно этим данным частоты колебаний грузовых вагонов лежат в пределах от 1,5 до 18 Гц. То есть для предотвращения возникновения явления резонанса необходимо обеспечить расстояние между местами крепления воздухопровода не более 2,3 м (см. рис. 5). Для длины воздухопровода 12 м это реализуется при 5 и более дополнительных мест крепления.

Результаты расчета безрезьбового соединения воздухопроводов

Для расчета была взята муфта 4379-01, внешний вид которой в подготовленном для сборки состоянии показан на рис. 6.



Рис. 6. Внешний вид муфты 4379-01

В состав муфты 4379-01 входят: корпус 4379.00.02; гайка накидная 4370.00.04; кольцо 4370.00.05; шайба 4370.00.04 и кольцо уплотнительное 4370.00.06.

Герметизация соединения осуществляется за счет деформации уплотнительного кольца от действия сборочного усилия, создаваемого при навинчивании накидной гайки на корпус. Уплотнительное кольцо в рабочем состоянии оказывается под действием сборочного усилия со стороны накидной гайки, передаваемой через шайбу, внутреннего давления воздуха в тормозной магистрали и температурной деформации $\varepsilon_T = \alpha \Delta T$. Здесь α — коэффициент линейного расширения материала уплотнительного кольца (резина или «Констафтор 200» на основе фторопласта) и ΔT — разность температур сборки (20 °С) и эксплуатации (± 60 °С).

Для определения сборочного усилия P , создаваемого моментом затяжки накидной гайки M , было использовано следующее соотношение [19]:

$$P = \frac{M}{K_2},$$

где K_2 — коэффициент, зависящий от трения в резьбе и по опорной поверхности. В [19] даны рекомендации по определению данного коэффициента. При проведении расчетов сборочное усилие определялось по повороту накидной гайки на один виток, то есть по горизонтальному перемещению гайки на величину шага резьбы.

На рис. 7 показаны математическая модель муфты (а), которая с учетом условия симметричности представляет собой половину корпуса, и сетка конечных элементов (б, в). В программном пакете SolidWorks Simulation сетка строится автоматически.

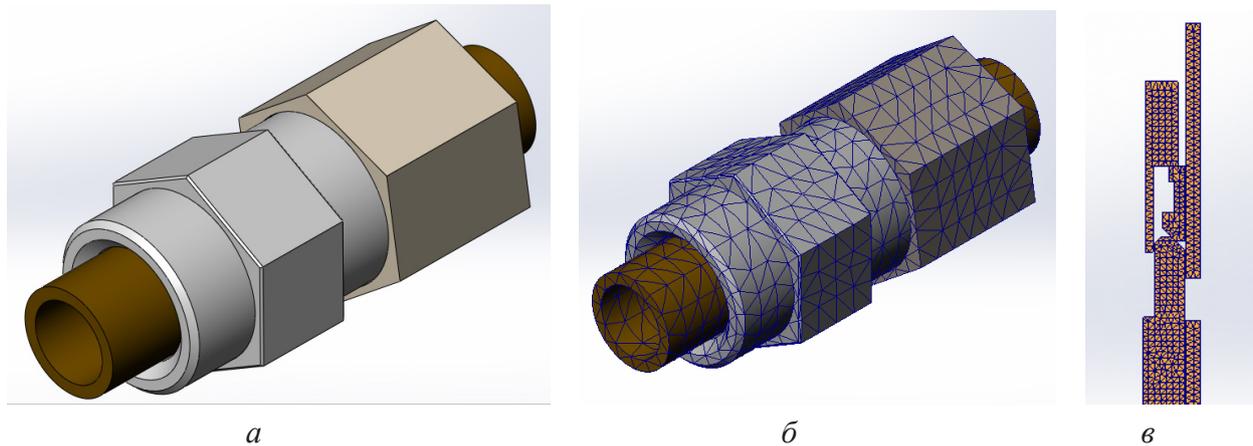


Рис. 7. Математическая модель муфты 4379-01

Материал уплотнительного кольца — резина 7-7130, которая изготавливается на основе каучука СКВ-18. В качестве альтернативного материала уплотнения безрезьбового соединения рассматривается «Констафтор 200», представляющий собой композиционный материал на основе фторопласта Ф4 и углерод-керамического наполнителя. Физико-механические характеристики данных материалов приведены в табл. 4 [20–23].

ТАБЛИЦА 4. Физико-механические характеристики материалов кольца 4374.00.06

Материал	Параметр			
	r	α , 1/С	σ_b , МПа	δ , %
Резина 7-7130	1,2	$24 \cdot 10^{-5}$	12	180
«Констафтор 200»	2,1–2,2	$8 \cdot 10^{-5}$	i	i

То есть по уровню температурных деформаций кольцо из резины в три раза нагружается сильнее, чем из «Констафтора 200» (по значению α).

На рис. 8 показана муфта 4379-01 с действующими нагрузками и расчетными эквивалентными деформациями, реализующимися в уплотнительном кольце в составе сборки при температуре минус 60 °С. С целью упрощения производимого расчета по программе SolidWorks Simulation рассмотрено напряженно-деформированное состояние только в уплотняющем кольце, поскольку напряжения в остальных деталях сборки не являются лимитирующими.

Видно, что деформации кольца в составе муфты 4379-01 имеют неравномерный характер. Полученные в результате расчетов максимальные значения перемещений u_{\max} и эквивалентных напряжений по Мизесу $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ для температур +60 °С, +20 °С и –60 °С приведены в табл. 5.

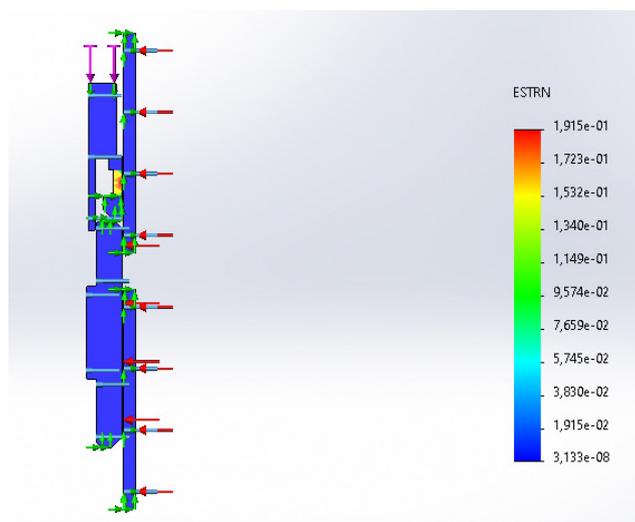


Рис. 8. Эквивалентные деформации кольца в составе муфты

ТАБЛИЦА 5. Максимальные перемещения и эквивалентные напряжения по Мизесу в уплотнительном кольце при разных температурах

Материал	Параметр	Температура, °С		
		Плюс 60	Плюс 20	Минус 60
Резина 7-7130	u_{\max} , мм	0,18	0,30	0,60
	$\sigma_{\text{эkv}}$, МПа	0,52	0,25	0,94
«Констафтор 200»	u_{\max} , мм	0,0012	0,0013	0,0022
	$\sigma_{\text{эkv}}$, МПа	0,67	0,69	1,19

По полученным данным видно, что для двух материалов существенное различие фиксируется по величинам перемещений, а по уровню эквивалентных напряжений они близки. Для иллюстрации на рис. 9 приведено распределение перемещений в уплотнительном кольце в составе муфты 4379-01 для температуры минус 60 °С. Отметим, что на рисунке не показана цветовая шкала. В данном случае важно изменение цвета от синего к красному, соответствующее изменению величины перемещения от минимального значения к максимальному.

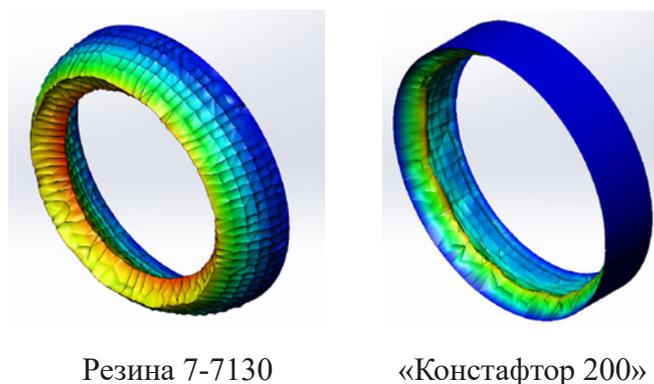


Рис. 9. Максимальные перемещения в уплотнительном кольце

По результатам расчета видно, что при одинаковом силовом и температурном воздействии величины максимальных перемещений в уплотнительном кольце из резины существенно выше аналогичного показателя для варианта исполнения кольца из «Констафтора 200». Это означает, что вероятность разрушения резинового кольца выше, чем у «Констафтора 200», то есть герметизирующая способность материала «Констафтор 200» выше, чем у резины.

По величинам максимальных напряжений можно отметить, что зоны их локализации меняются в зависимости от условий нагружения. Но для обоих вариантов исполнения уплотнительного кольца характерен существенный разброс значения напряжений от практически нулевого значения до максимального.

Выводы

1. Определено регрессионное соотношение, учитывающее влияние температуры эксплуатации на несущую способность магистрального воздухопровода. Данная зависимость имеет следующий вид:

$$K_T = 0,4479e^{-0,0089T} + 0,6516e^{-3,293 \cdot 10^{-5}T}.$$

Показано, что для принятых размеров магистрального и подводящих воздухопроводов требования прочности и надежности выполняются. При этом имеется определенный запас, позволяющий уменьшить толщину воздухопроводов. При производстве труб на заводе-изготовителе желательно на заключительных этапах проводить химическую обработку внутренней полости трубы и нанесения антикоррозионного покрытия на внутреннюю и наружную поверхности.

2. Проведен анализ частот колебаний магистрального воздухопровода при различном числе точек его крепления к раме. Получено соотношение, связывающее частоту первой формы колебания с расстоянием между точками крепления, которое имеет следующий вид:

$$f_1 = 215,04 \exp(-0,95\Delta l).$$

Показано, что таких точек должно быть не менее 5.

3. Проведено расчетное исследование максимальных значений перемещений и напряжений, реализуемых в уплотнительном кольце 4370.00.06 в безрезьбовом соединении участков воздухопровода с помощью муфты 4379-01. Показано, что более предпочтительным вариантом материала уплотнительного кольца является «Констафтор 200».

Список источников

1. Куликов В. Ф. Расчетная схема надежности тормозной системы грузового вагона / В. Ф. Куликов // Транспорт Российской Федерации. — 2023. — № 5-6(108-109). — С. 38–41.

2. Сапетов М. В. Типовой конспект для проведения технической учебы работников эксплуатационных вагонных депо. № 832 — 2018 ПКБ ЦВ. Часть № 6. Автотормозное оборудование грузовых вагонов / М. В. Сапетов. — М.: ПКБ ЦВ ОАО «РЖД», 2019. — 172 с.
3. ГОСТ 8733—74. Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные и теплодеформированные. Технические требования. Введен в действие 01.01.76. — М.: Стандартиформ, 2007. — 5 с.
4. Зубченко А. С. Марочник сталей и сплавов / А. С. Зубченко, М. М. Колосков, Ю. В. Каширский и др. 2-е изд., доп. и испр. — М.: Машиностроение, 2003. — 784 с.
5. Писаренко Г. С. Уравнения и краевые задачи теории пластичности и ползучести / Г. С. Писаренко, Н. С. Можаровский. — Киев: Наук. думка, 1981. — 496 с.
6. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести / Н. Н. Малинин. — М.: Машиностроение, 1968. — 400 с.
7. Саранча С. Ю. Комплексная оценка качества конструкционных сталей / С. Ю. Саранча, Д. А. Зайцев // Качество в обработке материалов. — 2015. — № 2(4). — С. 54–58.
8. Vai D. Разработка на фирме «SSAB North America» сталей с высокими характеристиками для конструкции мостов / D. Vai, T. Nelson, R. Bondar et al. // Новости черной металлургии за рубежом. — 2010. — № 6. — С. 67–70.
9. Петрова Л. Г. Основы электрохимической коррозии металлов и сплавов / Л. Г. Петрова, Г. Ю. Тимофеева, П. Е. Демин и др.; под общ. ред. Г. Ю. Тимофеевой. — М.: МАДИ, 2016. — 148 с.
10. ЦВ-ЦЛ-945. Инструкция по ремонту тормозного оборудования вагонов. — М., 2003. — 138 с.
11. ИТС 36—2017. Обработка поверхностей металлов и пластмасс с использованием электролитических и химических процессов. — М.: Бюро НТД, 2017. — 238 с.
12. Стали и сплавы. Марочник / Под ред. В. Г. Сорокина, М. А. Гервасьева. — М.: Интермет Инжиниринг, 2001. — 608 с.
13. Львовский П. Г. Справочное руководство механика металлургического завода / П. Г. Львовский; ред. М. И. Петрик. 4-е изд., испр. и доп. — Свердловск: Металлургиздат, 1961. — 1105 с.
14. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). — М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. — 319 с.
15. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Т. 1 / Под ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. — М.: Машиностроение, 1988. — 831 с.
16. Лукашенко В. И. Вероятностные методы строительной механики и теория надежности строительных конструкций / В. И. Лукашенко. — Казань: Казанский гос. архитект.-строит. ун-т, 2016. — 244 с.
17. Еремьянц В. Э. Аналитическая динамика и теория колебаний / В. Э. Еремьянц, Я. И. Рудаев, Г. В. Тютюкин. Ч. 2. — Бишкек: КРСУ, 2014. — 247 с.
18. Васильев И. Исследование характеристик колебаний железнодорожных грузовых вагонов с целью определения технических требований к конструкции автономных пьезоэлектрических генераторов тока / И. Васильев, С. Генералов, О. Краснобаев и др. // Наноиндустрия. — 2016. — № 3(65). — С. 72–77.
19. ОСТ В95 1823—76. Моменты затяжки резьбовых соединений. Введен в действие 02.09.76. — 20 с.
20. Большой справочник резинщика. Ч. 1. Каучуки и ингредиенты / Под ред. С. В. Резниченко, Ю. Л. Морозова. — М.: Техинформ, 2012. — 744 с.

21. Кондаков Л. А. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер и др.; под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. — М.: Машиностроение, 1986. — 464 с.

22. Зерщиков К. Ю. Перспективные полимерные материалы для уплотнений в арматуростроении / К. Ю. Зерщиков, Ю. В. Семенов // Трубопроводная арматура и оборудование. — 2014. — № 6(75). — С. 86–89.

23. Производство уплотнений из полимерных и композиционных материалов. Каталог изделий 2017 года / ООО «Константа-2», 2017. — 24 с.

Дата поступления: 11.12.2024

Решение о публикации: 13.02.2025

Контактная информация:

КУЛИКОВ Владимир Феодосьевич — аспирант; kulikovvf@mail.ru

Improving the Reliability of the Pneumatic Elements in a Freight Car Braking System

V. F. Kulikov

Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, 9, Moskovsky pr., Saint Petersburg, 190031, Russian Federation

For citation: Kulikov V. F. Improving the Reliability of the Pneumatic Elements in a Freight Car Braking System. *Bulletin of scientific research results*, 2025, vol. 22, iss. 1, pp. 131–148. (In Russian) DOI: 10.20295/2223-9987-2025-1-131-148

Summary

Purpose: To perform a design justification of improving the braking system reliability (BS) of a freight car including the main air pipe, its mounting points, non-threaded connections, and the air distributor. Particular attention is paid to analyzing failures caused by loss of tightness of the air pipe non-threaded connections and brake equipment holes' clogging. **Methods:** Calculation of the air pipe strength at internal pressure considering temperature effects and the corrosion resistance of steels; frequency analysis of the air pipe vibrations in *SolidWorks Simulation* to determine the optimal number of mounting points; modelling the stress-strain state of sealing rings made of rubber and *Constafor 200* composite material at various temperatures. **Results:** The strength margin of the main air pipeline to internal pressure ($n = 67$) has been found to exceed significantly the required minimum ($n = 5$). This allows reducing the structure mass by decreasing the pipe thickness without compromising reliability. A regression relationship between the natural vibration frequency of the air pipeline and the distance between the mounting points has been developed: $f_1 = 215.04 \cdot \exp(-0.95 \cdot \Delta l)$. To avoid resonance, it is recommended to have at least 5 mounting points at a pipe length of 12 m. It has been shown that replacing rubber seals with *Constafor 200* reduces maximum deformation by 300 times (from 0.6 to 0.0022 mm) and improves the tightness of the joints at extreme temperatures (-60°C). **Practical significance:** Optimization methods such as reducing the pipe thickness, increasing the number of mounting points, and introducing an innovative sealing material have been proposed. The chemical treatment of the pipe inner surface has been recommended to prevent clogging of the brake equipment. The implementation of these methods will enhance the reliability of the freight car braking systems, reduce operating costs, and lower the risk of emergency situations.

Keywords: Braking system, freight car, design justification, air distributor, elements' reliability.

References

1. Kulikov V. F. Raschetnaya skhema nadezhnosti tormoznoy sistemy gruzovogo vagona [Calculation scheme of reliability of the braking system of a freight car]. *Transport Rossiyskoy Federatsii* [Transport of the Russian Federation]. 2023, Iss. 5-6(108-109), pp. 38–41. (In Russian)
2. Sapetov M. V. *Tipovoy konspekt dlya provedeniya tekhnicheskoy ucheby rabotnikov ekspluatatsionnykh vagonnykh depo. № 832 — 2018 PKB TsV. Chast' № 6. Avtotormoznoe oborudovanie gruzovykh vagonov* [Standard summary for conducting technical training of employees of operational wagon depots. № 832 — 2018 PKB CV. Part No. 6. Automatic braking equipment of freight cars]. Moscow: PKB TsV OAO “RZhD” Publ., 2019, 172 p. (In Russian)
3. *GOST 8733—74. Truby stal'nye besshovnyye kholodnodeformirovannyye i teplodeformirovannyye. Tekhnicheskie trebovaniya. Vveden v deystvie 01.01.76* [GOST 8733—74. Seamless cold-formed and heat-deformed steel pipes. Technical requirements. Put into effect on 01.01.76]. Moscow: Standartinform Publ., 2007, 5 p. (In Russian)
4. Zubchenko A. S., Koloskov M. M., Kashirskiy Yu. V. et al. *Marochnik staley i splavov. 2-e izd., dop. i ispr.* [Brand Book of Steels and. 2nd ed., suppl. and corrected.]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2003, 784 p. (In Russian)
5. Pisarenko G. S., Mozharovskiy N. S. *Uravneniya i kraevyye zadachi teorii plastichnosti i polzuchesti* [Equations and Boundary Value Problems of the Theory of Plasticity and Creep]. Kiev: Nauk. dumka Publ., 1981, 496 p. (In Russian)
6. Malinin N. N. *Prikladnaya teoriya plastichnosti i polzuchesti* [Applied Theory of Plasticity and Creep]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1968, 400 p. (In Russian)
7. Sarancha S. Yu., Zaytsev D. A. Kompleksnaya otsenka kachestva konstruktsionnykh staley [Comprehensive Assessment of the Quality of Structural Steels]. *Kachestvo v obrabotke materialov* [Quality in Materials Processing]. 2015, Iss. 2(4), pp. 54–58. (In Russian)
8. Bai D., Nelson T., Bondar R. et al. Razrabotka na firme “SSAB North America” staley s vysokimi kharakteristikami dlya konstruktsii mostov [Development of high-performance steels for bridge construction at SSAB North America]. *Novosti chernoy metallurgii za rubezhom* [News of ferrous metallurgy abroad]. 2010, Iss. 6, pp. 67–70. (In Russian)
9. Petrova L. G., Timofeeva G. Yu., Demin P. E. et al. *Osnovy elektrokhimicheskoy korrozii metallov i splavov* [Fundamentals of electrochemical corrosion of metals and alloys]. Moscow: MADI Publ., 2016, 148 p. (In Russian)
10. *TsV-TsL-945. Instruktsiya po remontu tormoznogo oborudovaniya vagonov* [CV-CL-945. Instructions for repairing braking equipment of cars]. Moscow, 2003, 138 p. (In Russian)
11. *ITS 36—2017. Obrabotka poverkhnostey metallov i plastmass s ispol'zovaniem elektroliticheskikh i khimicheskikh protsessov* [ITS 36—2017. Surface treatment of metals and plastics using electrolytic and chemical processes]. Moscow: Byuro NTD Publ., 2017, 238 s. (In Russian)
12. *Stali i splavy. Marochnik. Pod red. V. G. Sorokina, M. A. Gervas'eva* [Steels and alloys. Brand book. Ed. by V. G. Sorokin, M. A. Gervasyev]. Moscow: Internet Inzhiniring Publ., 2001, 608 p. (In Russian)

13. L'vovskiy P. G. *Spravochnoe rukovodstvo mekhanika metallurgicheskogo zavoda; red. M. I. Petrik. 4-e izd., ispr. i dop.* [Reference manual for a metallurgical plant mechanic; ed. by M. I. Petrik. 4th ed., corrected. and additional]. Sverdlovsk: Metallurgizdat Publ., 1961, 1105 p. (In Russian)
14. *Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh)* [Standards for the calculation and design of cars for 1520 mm gauge MPS railways (non-self-propelled)]. Moscow: GosNIIV-VNIIZhT Publ., 1996, 319 p. (In Russian)
15. *Prochnost', ustoychivost', kolebaniya. Spravochnik v trekh tomakh. T. 1. Pod red. I. A. Birgera i Ya. G. Panovko* [Strength, stability, vibrations. Handbook in three volumes. Vol. 1. Ed. by I. A. Birger and Ya. G. Panovko]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1988, 831 p. (In Russian)
16. Lukashenko V. I. *Veroyatnostnye metody stroitel'noy mekhaniki i teoriya nadezhnosti stroitel'nykh konstruksiy* [Probabilistic methods of structural mechanics and reliability theory of building structures]. Kazan': Kazanskiy gos. arkhitekt.-stroit. un-t Publ., 2016, 244 p. (In Russian)
17. Erem'yants V. E., Rudaev Ya. I., Tyutyukin G. V. *Analiticheskaya dinamika i teoriya kolebaniy. Ch. 2* [Analytical dynamics and theory of vibrations. Part 2]. Bishkek: KRSU Publ., 2014, 247 p. (In Russian)
18. Vasil'ev I., Generalov S., Krasnobaev O. et al. Issledovanie kharakteristik kolebaniy zheleznodorozhnykh gruzovykh vagonov s tsel'yu opredeleniya tekhnicheskikh trebovaniy k konstruksii avtonomnykh p'ezoelektricheskikh generatorov toka [Study of vibration characteristics of railway freight cars in order to determine technical requirements for the design of autonomous piezoelectric current generators]. *Nanoindustriya* [Nanoindustry]. 2016, Iss. 3(65), pp. 72–77. (In Russian)
19. *OST V95 1823—76. Momenty zatyazhki rez'bovykh soedineniy. Vveden v deystvie 02.09.76* [OST B95 1823—76. Tightening torques for threaded connections. Effective from 02.09.76]. 20 p. (In Russian)
20. *Bol'shoy spravochnik rezinshchika. Ch. 1. Kauchuki i ingredienty. Pod red. S. V. Reznichenko, Yu. L. Morozova* [The Big Handbook of a Rubber Manufacturer. Part 1. Rubbers and Ingredients. Ed. by S. V. Reznichenko, Yu. L. Morozov]. Moscow: Tekhinform Publ., 2012, 744 p. (In Russian)
21. Kondakov L. A., Golubev A. I., Ovander V. B. et al. *Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: Spravochnik; pod obshch. red. A. I. Golubeva, L. A. Kondakova* [Seals and sealing equipment: Handbook; under the general editorship of A. I. Golubev, L. A. Kondakov]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986, 464 p. (In Russian)
22. Zershchikov K. Yu., Semenov Yu. V. Perspektivnye polimernye materialy dlya uplotneniy v armaturostroenii [Promising polymeric materials for seals in valve engineering]. *Truboprovodnaya armatura i oborudovanie* [Pipeline valves and equipment]. 2014, Iss. 6(75), pp. 86–89. (In Russian)
23. *Proizvodstvo uplotneniy iz polimernykh i kompozitsionnykh materialov. Katalog izdeliy 2017 goda* [Production of seals from polymer and composite materials. Product catalog 2017]. OOO "Konstanta-2", 2017, 24 p. (In Russian)

Received: December 11, 2024

Accepted: February 13, 2025

Author's information:

Vladimir F. KULIKOV — Postgraduate Student; kulikovvf@mail.ru