

Разработка методики уточненного определения коэффициента тормозного нажатия и тормозной силы по результатам ходовых тормозных испытаний грузовых вагонов



Е.И. Артамонов,
соискатель ФГБОУ ВО
«Петербургский государственный
университет путей сообщения
Императора Александра I»



А.М. Орлова,
д.т.н., исполнительный директор
ООО «Всесоюзный научно-
исследовательский центр
транспортных технологий»

По мере роста веса грузовых поездов возникает потребность в совершенствовании тормозных систем вагонов. Внедрены композиционные тормозные колодки с чугунной вставкой, тормозные системы с размещением тормозного цилиндра и авторегулятора в тележке, специальные тормозные системы вагонов сочлененного типа. Стандартизованные методы тормозных расчетов и испытаний во многом основаны на эмпирических данных, полученных для тормозных систем четырехосных вагонов с чугунными и композиционными колодками, что при наличии инноваций в тормозных системах не позволяет применять их непосредственно. Для уточнения тормозных характеристик новых конструкций грузовых вагонов в статье предложены и апробированы экспериментально-расчетные методики для коэффициента тормозного нажатия и тормозной силы.

Уточненное определение коэффициента расчетного нажатия

Коэффициент расчетного нажатия тормозных колодок на ось в пересчете на чугунные колодки (ϑ) является важнейшим показателем тормозной эффективности вагонов и представляет отношение суммы расчетных сил нажатия всех тормозных колодок вагона к массе вагона:

$$\vartheta = \frac{\sum K_p}{M}, \quad (1)$$

где ϑ – расчетный коэффициент тормозного нажатия в пересчете на чугунные колодки;

K_p – количество осей единицы подвижного состава, на которые действует тормоз;

M – масса единицы подвижного состава в соответствии с конструкторской документацией, т.

Так как коэффициент трения колодок о колесо зависит и от удельной силы нажатия, и от скорости движения, то для упрощения расчетов вводится понятие «расчетной силы нажатия» – виртуальной силы, такой, чтобы

коэффициент трения не зависел от нажатия и при этом выполнялось условие:

$$K \cdot \varphi = K_p \cdot \varphi_{кр} \quad (2)$$

где K – действительная сила нажатия колодок на ось, кН;

φ – коэффициент трения колодок о колесо;

K_p – расчетная сила нажатия колодок на ось, кН;

$\varphi_{кр}$ – расчетный коэффициент трения колодок о колесо.

При этом, в отличие от действительной силы нажатия, которая линейно зависит от давления в тормозном цилиндре, расчетная сила нажатия определяется по действительной силе эмпирической нелинейной формулой [1]:

$$K_p = 1,22 \cdot K \cdot \frac{0,1 \cdot K + 20}{0,4 \cdot K + 20}. \quad (3)$$

Значения расчетного коэффициента тормозного нажатия для единицы подвижного состава регламентируются нормативными

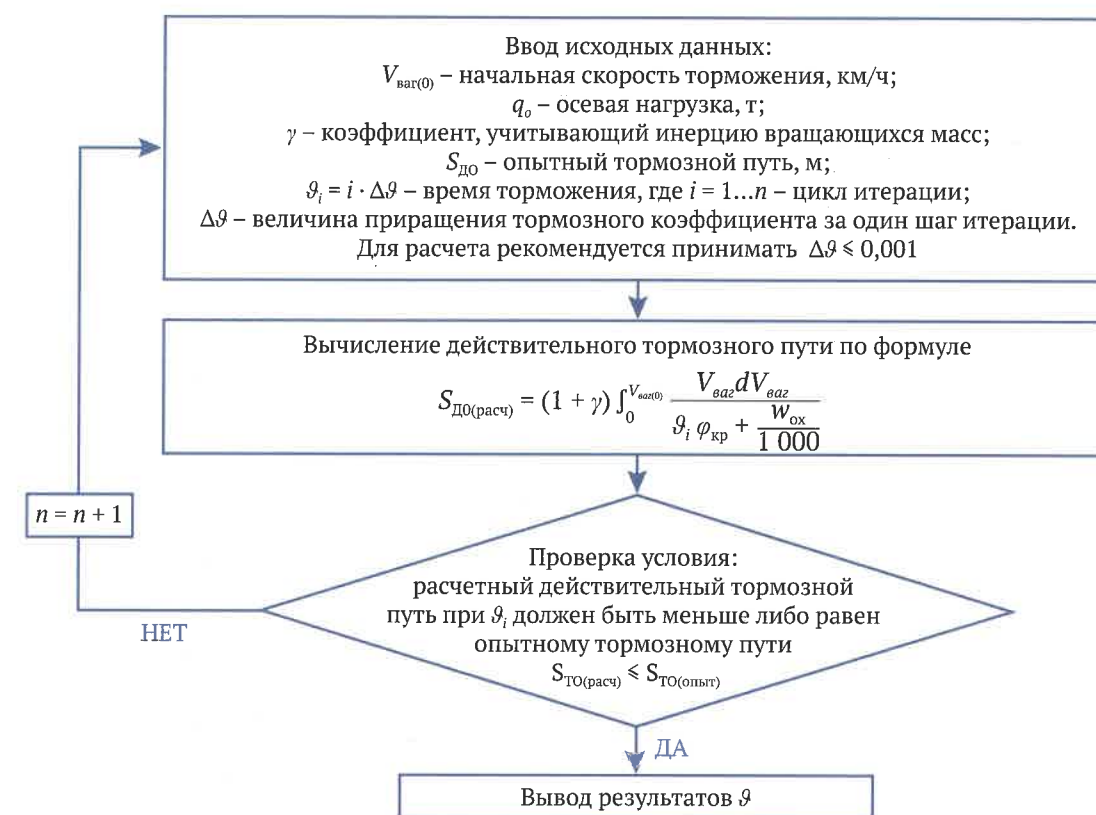


Рис. 1. Блок-схема для определения коэффициента расчетного нажатия тормозных колодок, где $V_{вар}$ – скорость вагона, км/ч; $V_{ваз(0)}$ – начальная скорость торможения, км/ч; $\varphi_{кр}$ – расчетный коэффициент трения чугунных тормозных колодок; $w_{ох}$ – основное удельное сопротивление движению единицы железнодорожного подвижного состава при холостом ходе, Н/т.

документами, в частности ГОСТ 34434-2018 [1]. Расчетное нажатие тормозных колодок на ось, как и тормозной путь, в соответствии с ГОСТ 33597-2015 [2] определяется по результатам ходовых тормозных испытаний – принудительной отцепки опытной единицы от состава с разрывом тормозной магистрали и срабатыванием тормоза на экстренное торможение. Однако данный метод не учитывает времени наполнения тормозного цилиндра, которое может быть до 15 секунд для четырехосных вагонов и до 27 секунд для шестиосных. А так как время наполнения напрямую связано с нарастанием силы нажатия колодок в процессе ходовых тормозных испытаний, то расчетное нажатие на ось, вычисленное по тормозному пути без учета времени наполнения, не будет соответствовать реальности – то есть будет значительно ниже нажатия, вычисленного с учетом времени наполнения. Данный эффект станет усиливаться с ростом числа осей вагона и с уменьшением скорости начала торможений.

Поэтому уточнение методики определения нажатия тормозных колодок на ось в пересчете на чугунные колодки является актуальной задачей.

Результатами тормозных ходовых испытаний являются:

- скорость начала торможения, V_n , км/ч;
- измеренная величина тормозного пути, $S_{тн}$, м;
- спрямленный уклон на участке торможения, i , ‰ (на спуске $i < 0$);
- время наполнения тормозного цилиндра до максимального давления, t_n , с.

Измеренный тормозной путь пересчитывается на спрямленный горизонтальный уклон, максимально возможную массу вагона и минимальное давление в тормозных цилиндрах. После пересчета получается опытный тормозной путь $S_{до}$.

ГОСТ 33597-2015 [2] задает определение коэффициента расчетного нажатия из опытного тормозного пути $S_{до}$ по алгоритму, приведенному на рисунке 1.

Значение расчетной силы нажатия чугуных тормозных колодок на ось единицы железнодорожного подвижного состава КР, тс, определяют по формуле:

$$K_p = \frac{\vartheta \cdot M_{\max}}{M}, \quad (4)$$

где ϑ – расчетный коэффициент тормозного нажатия в пересчете на чугуные колодки;

$M_{\max}$ – максимально допустимая масса единицы подвижного состава в соответствии с конструкторской документацией, т;

m – количество осей единицы подвижного состава, на которые действует тормоз.

Однако данная методика не учитывает торможение с низким нажатием во время наполнения тормозного цилиндра, и величины расчетного нажатия на ось получаются искаженными. Поэтому подбор тормозного коэффициента ϑ по алгоритму, приведенному на рисунке 1, предложено производить по следующей методике, с учетом пути за время наполнения тормозного цилиндра:

$$S_{\text{до}} = S_{\text{наполнения}} + S_{\text{пост}}, \quad (5)$$

При вычислении тормозного пути за время наполнения тормозного цилиндра $S_{\text{наполнения}}$ интервал времени $[0; T_H]$ разбивался на отрезки с шагом $\Delta t = 0,1$ с:

$$t_j = j \cdot \Delta t, j = 0..N. \quad (6)$$

В соответствии с [3, 4] кривая наполнения тормозных цилиндров первого вагона в составе имеет вид нелинейной функции, однако для упрощения расчетов можно допустить, что при экстренных торможениях одиночного вагона наполнение происходит линейно. Поэтому принимается, что внутри интервала действительная сила нажатия на колодку изменялась линейно согласно формуле:

$$K(t) = \frac{t}{T_H} \cdot 9,81 \cdot K = \frac{t}{T_H} \cdot \vartheta \cdot 9,81 \cdot \frac{Q}{m}, \quad (7)$$

где Q – масса вагона, т;

m – количество тормозных колодок на вагоне;

ϑ – действительный коэффициент тормозного нажатия чугуных колодок, тс/т;

T_H – время наполнения тормозного цилиндра, с.

Действительный коэффициент трения φ_k вычислялся для среднего значения нажатия

в интервале скорости и действительной силы по формуле (для чугуных тормозных колодок) [2, 5]:

$$\varphi_k(t) = 0,6 \cdot \frac{1,6K(t) + 100}{8K(t) + 100} \cdot \frac{V(t) + 100}{5V(t) + 100}, \quad (8)$$

где $K(t)$ – действительная сила нажатия для среднего времени в интервале, кН;

$V(t)$ – скорость для среднего времени в интервале, км/ч.

Удельная тормозная сила b_T вычислялась для среднего в интервале значения времени и скорости по формуле [2]:

$$b_T(t) = 1\,000 \cdot \frac{t}{T_H} \cdot \frac{K(t) \cdot m}{Q} \cdot \varphi_k(t), \quad (9)$$

Основное удельное сопротивление движению для среднего в интервале значения скорости вычислялось по формуле [2]:

$$w_{\text{ос}}(t) = a + \frac{a_0 + a_1 V(t) + a_2 V^2(t)}{q_0}, \quad (10)$$

где a, a_0, a_1, a_2 – коэффициенты уравнения движения, выбираемые в зависимости от типа вагона, загрузки вагона и количества осей [2];

q_0 – осевая нагрузка, т.

Скорость в момент времени t_{j+1} вычислялась по формуле:

$$V(t_{j+1}) = V(t_j) - \zeta \cdot (b_T(t_j) + w_{\text{ос}}(t_j) + w_{\text{от}}) \Delta t, \quad (11)$$

где $V(0)$ – скорость начала торможения, км/ч;

ζ – удельное замедление подвижного состава под действием единичной замедляющей силы, (км·т)/(ч²·Н);

$w_{\text{ос}}$ – основное удельное сопротивление движению подвижного состава, Н/т;

$w_{\text{от}}$ – удельное сопротивление движению подвижного состава за счет уклона, Н/т.

Тогда тормозной путь за интервал времени:

$$S(t_{j+1}) = \frac{V(t_j) + V(t_{j+1})}{2 \cdot 3,6} \cdot \Delta t, \quad (12)$$

Тормозной путь за время наполнения тормозного цилиндра составил:

$$S_{\text{наполнения}} = \sum S(t_j). \quad (13)$$

При вычислении тормозного пути при постоянном давлении в тормозном цилиндре $S_{\text{пост}}$ интервал скоростей $[V(T_H); 0]$ разбивался на отрезки с шагом $\Delta V = 1$ км/ч:

$$V_{p+1} = V_p - p \cdot \Delta v. \quad (14)$$

Тормозной путь на каждом интервале скорости вычислялся по формуле:

$$S_p = \frac{500}{\zeta} \cdot \frac{V_{p+1} - V_p}{b_T + w_{\text{ос}} + w_{\text{от}}}, \quad (15)$$

а суммарный тормозной путь при торможении с постоянным давлением в цилиндрах:

$$S_{\text{пост}} = \sum S_p. \quad (16)$$

Удельная тормозная сила для среднего в интервале значения скорости вычислялась по формуле:

$$b_T = 1\,000 \cdot \vartheta \cdot \varphi_k, \quad (17)$$

где φ_k – действительный коэффициент трения, вычислялся для среднего в интервале значения скорости и постоянной силы нажатия по формуле (8), аналогично основное удельное сопротивление движению $w_{\text{ос}}(t)$ вычислялось для среднего в интервале значения скорости по формуле (10).

Расчетный коэффициент нажатия определялся по величине действительного коэффициента нажатия по формуле (для чугуных тормозных колодок) [6]:

$$\vartheta_p = 2,22 \cdot \vartheta \cdot \frac{16 \cdot \vartheta Q/m + 100}{80 \cdot \vartheta Q/m + 100}, \quad (18)$$

Расчетное нажатие на ось в пересчете на чугуные колодки определяется как:

$$K_p = \vartheta_p \cdot \frac{Q}{n} \cdot 9,81, \quad (19)$$

где n – число осей в вагоне.

Данная методика была опробована при обработке результатов ходовых тормозных испытаний шестиосного полувагона сочлененного типа [7]. Время наполнения тормоз-

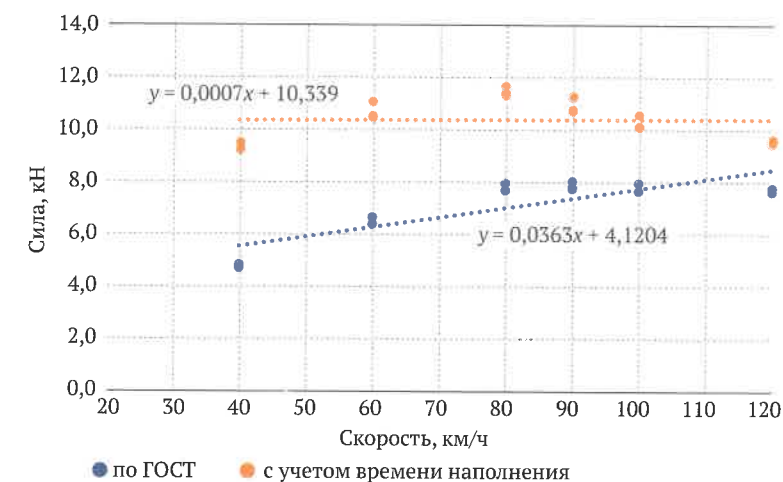


Рис 2. Значение расчетной силы нажатия на ось в пересчете на чугуные колодки

ных цилиндров в режиме полной загрузки для такого вагона составляет 25–27 с, поэтому значение расчетной тормозной силы по стандартной методике получается заниженным. На рисунке 2 приведены значения расчетной силы, полученные двумя разными методами: по методике ГОСТ 33597 и по предлагаемой методике, с учетом времени наполнения тормозного цилиндра.

Анализируя зависимости, приведенные на рисунке 2, можно отметить, что значения, определенные по ГОСТ 33597, увеличиваются с ростом скорости и имеют в целом более низкие значения во всем диапазоне скоростей. Значения, определенные с учетом времени наполнения, примерно постоянные в диапазоне скоростей движения до 100 км/ч и падают при скорости 120 км/ч, что можно объяснить снижением эффективности торможения из-за перегрева тормозных колодок.

Методика определения тормозной силы

При торможении подвижного состава фрикционным колодочным тормозом на колесную пару действуют следующие силы: сила прижатия колодок к колесам F_i и тормозная сила B_i , приложенная к поверхности касания колодки о колесо. Задачей исследования являлось определение сил, действующих на элементы тормозной системы – колодки, башмаки, триангели, а также на колесные пары при торможениях вагонов во время

движения. Определение данных сил позволяет уточнить параметры расчета эффективности тормозной системы и отсутствие юза при торможениях.

Для разработки методики определения сил, действующих на триангель во время торможений, была произведена оценка напряженно-деформированного состояния (НДС) триангеля методом конечных элементов. По результатам расчета выбраны места для

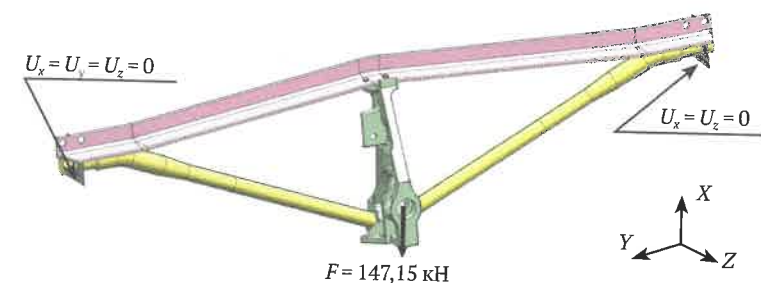


Рис 3. Схема приложения силы, возникающей при нажатии колодок, к триангелю



Рис 4. НДС при приложении силы, возникающей при нажатии колодок, к триангелю (напряжения приведены в МПа)

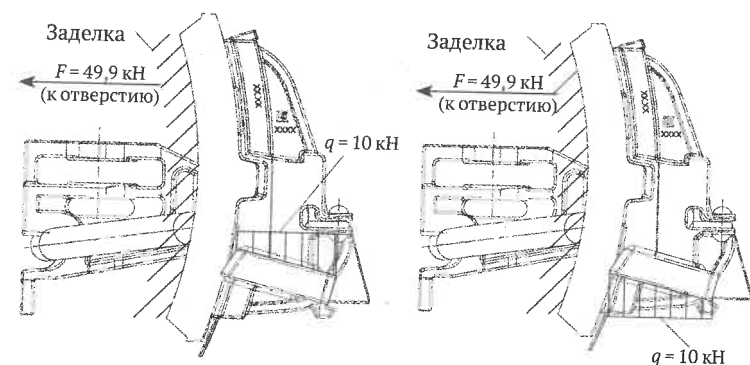


Рис 5. Приложение комбинации силы нажатия F и тормозной силы q к триангелю в сборе с башмаками и колодками и граничные условия

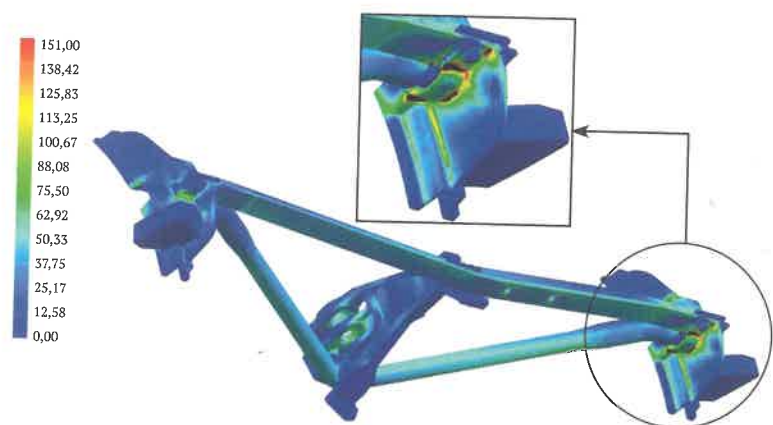


Рис 6. Напряженно-деформированное состояние триангеля в сборе с башмаками при приложении комбинации силы нажатия и тормозной силы (напряжения приведены в МПа)

наклейки тензорезисторов для измерения деформаций в зонах триангеля. Затем устанавливали зависимость деформаций, измеряемых датчиками, от приложенных к триангелю сил; для приложенных сочетаний сил на триангель сформированы матрицы коэффициентов. В дальнейшем по измеренным тензорезисторами деформациям, используя матрицу, псевдообратную к матрице коэффициентов, могут быть определены силы, действующие на триангель во время торможения вагона [8, 9].

Методика была опробована на триангеле тормозной системы, интегрированной в тележку 18-9855 [10]. Для определения зон, чувствительных к силам, воздействующим на триангель при торможениях, произведен расчет НДС при воздействии их комбинаций. Схемы приложения силы нажатия колодок на ось и НДС триангеля от приложения такой силы приведены на рисунках 3 и 4. Схемы приложения комбинации силы нажатия, тормозной силы и НДС от таких сил приведены на рисунках 5 и 6.

По результатам анализа НДС были выбраны места наклейки тензорезисторов, чувствительные к силам, возникающим в процессе торможения вагона. Схема размещения тензорезисторов приведена на рисунке 7.

Тензорезисторами оборудовали два триангеля в сборе с башмаками, на трех и четырех осях центральной тележки сочлененного шестиосного вагона. Тензорезисторы имеют условные цифробуквенные номера, датчики, размещенные симметрично с другой стороны вагона, – нумерацию, начинающуюся с «0». Для наклейки на триангель использовали тензорезисторы с базой 10 мм, которые размещались вдоль оси струны (датчики S_3, S_03, S_4, S_04), вдоль ребра башмака (датчики B_3, B_03, B_4, B_04), вдоль ребра углового профиля (датчики T_3, T_03, T_4, T_04).

Для формирования матриц влияния к триангелям с наклеенными тензорезисторами прикладывали комбинации сил (рис. 5): силу нажатия F ; силу нажатия F_t совместно с тормозной силой B_t , направленной вниз; силу нажатия F_t совместно с тормозной силой B_t , направленной вверх. В результате статического приложения сил

в соответствии с рисунками 4 и 6 и измерения напряжений были сформированы матрицы влияния:

$$F = \begin{bmatrix} F_{11} & \dots & F_{1P} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ F_{N1} & \dots & F_{NP} \end{bmatrix}, \quad (20)$$

$$S = \begin{bmatrix} S_{11} & \dots & S_{1P} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ S_{N1} & \dots & S_{NP} \end{bmatrix}, \quad (21)$$

где: F – матрица приложенных сил, кН; N – число сил, определяемых при испытаниях, $N = 2$ (сила нажатия F_t , тормозная сила B_t);

P – число комбинаций сил, приложенных к детали для нахождения матрицы масштабов, $P = 3$;

S – матрица измеренных деформаций в масштабе напряжений, МПа;

M – число напряжений, измеренных при проведении испытаний, для триангеля каждой оси $M = 6$.

По сформированным матрицам приложенных сил и измеренным напряжениям определена матрица масштабов Па/Н, по формуле:

$$G = S \cdot F^T \cdot (F \cdot F^T)^{-1}. \quad (22)$$

В результате проведения тарировок были получены матрицы коэффициентов влияния («отклики» тензорезисторов на единичные нагрузки) для триангелей на оси 3 и оси 4:

$$G_3, G_4 = \begin{bmatrix} g_{S_i, F} & g_{S_i, B} \\ g_{B_i, F} & g_{B_i, B} \\ g_{T_i, F} & g_{T_i, B} \\ g_{S_{0i}, F} & g_{S_{0i}, B} \\ g_{B_{0i}, F} & g_{B_{0i}, B} \\ g_{T_{0i}, F} & g_{T_{0i}, B} \end{bmatrix}, \quad (23)$$

где i – номер оси, 3 или 4.

По измеренным при тормозных испытаниях временным зависимостям напряжений временные зависимости сил определяют по формуле:

$$f(t) = G^+ \cdot \sigma(t), \quad (24)$$

где: $\sigma(t) = [\sigma_1(t) \dots \sigma_M(t)]^T$ – столбец мгновенных значений напряжений, измеренных при проведении испытаний;

$f(t) = [f_1(t) \dots f_N(t)]^T$ – столбец мгновенных значений сил, определенных после проведения испытаний;

G^+ – матрица, псевдообратная к матрице G .

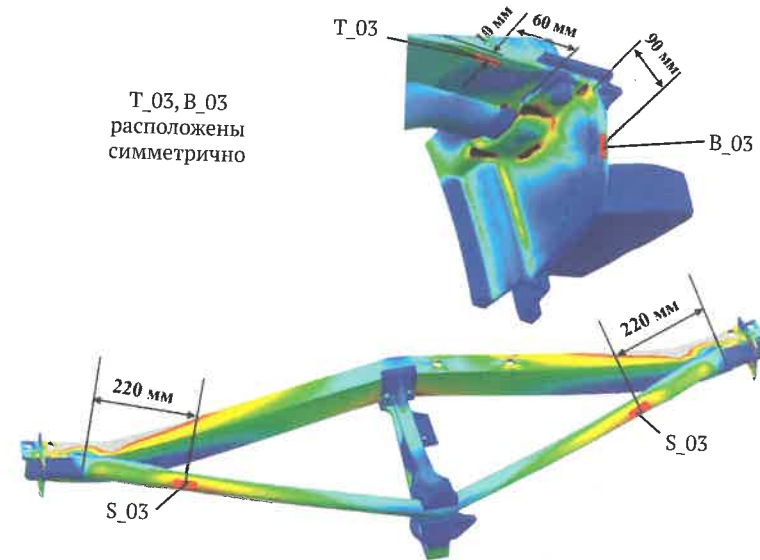


Рис 7. Схема размещения тензорезисторов на триангеле

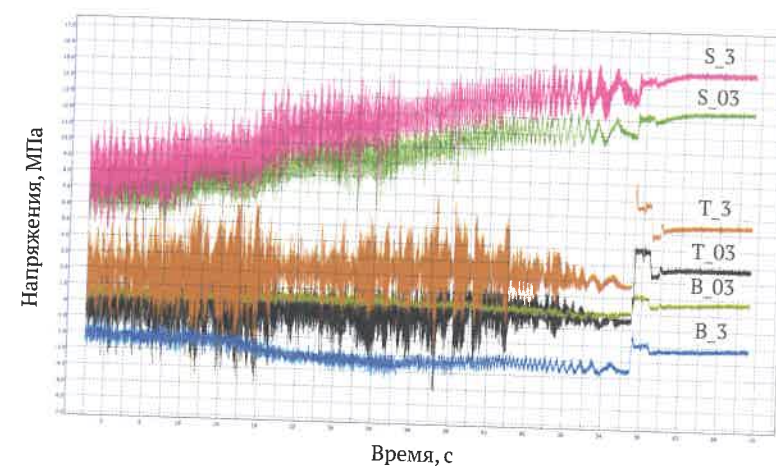


Рис 8. Графики напряжений, измеренных на триангеле оси №3

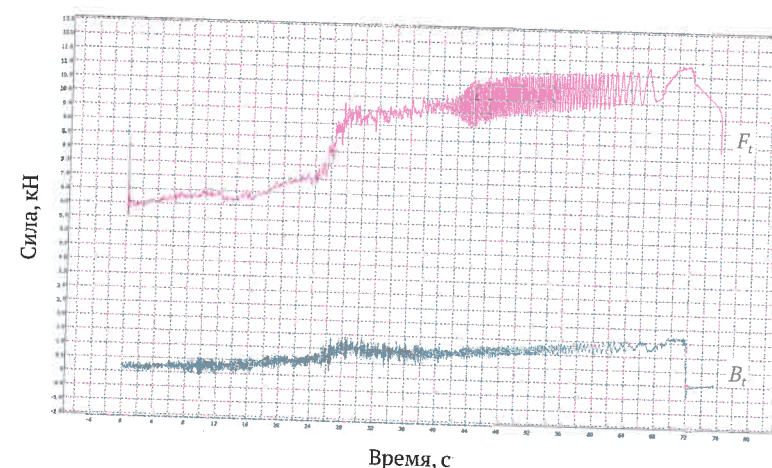


Рис 9. Сила нажатия F_t и тормозная сила B_t , определенные при испытаниях

Табл. 1. Результаты определения сил в процессе торможений

Скорость, км/ч	Сила нажатия, кН		Тормозная сила, кН		Коэффициент сцепления	
	Ось 3	Ось 4	Ось 3	Ось 4	Ось 3	Ось 4
20	11,7	11,6	3,1	2,7	0,263	0,234
20	10,1	9,8	2,6	2,0	0,253	0,204
20	10,6	10,3	2,8	2,1	0,259	0,205
40	10,3	10,3	2,6	2,7	0,249	0,260
40	10,6	10,2	2,1	2,3	0,202	0,223
40	10,4	9,8	2,6	2,8	0,247	0,283
60	13,8	13,7	2,3	1,5	0,166	0,107
60	12,3	11,4	2,0	1,9	0,160	0,171
60	12,8	11,2	2,8	3,1	0,218	0,278
80	10,8	10,4	2,1	2,9	0,196	0,277
80	14,9	13,0	2,5	2,7	0,166	0,209
80	11,2	11,2	2,9	2,6	0,257	0,235
80	14,7	13,2	2,1	2,4	0,142	0,183
80	11,9	11,4	2,6	2,9	0,216	0,257
90	15,8	14,7	1,9	1,8	0,118	0,122
90	12,5	11,7	3,1	2,6	0,250	0,219
120	10,8	10,6	1,6	1,8	0,144	0,175
120	12,8	12,5	2,1	2,4	0,165	0,188
120	12,4	12,2	2,2	2,0	0,178	0,160
120	10,9	10,8	1,7	2,1	0,158	0,191
120	12,3	12,0	1,1	0,9	0,093	0,075

Испытания по определению сил при торможении проводили на порожнем грузовом вагоне, включенном в опытный сцеп, при полных служебных торможениях с началь-

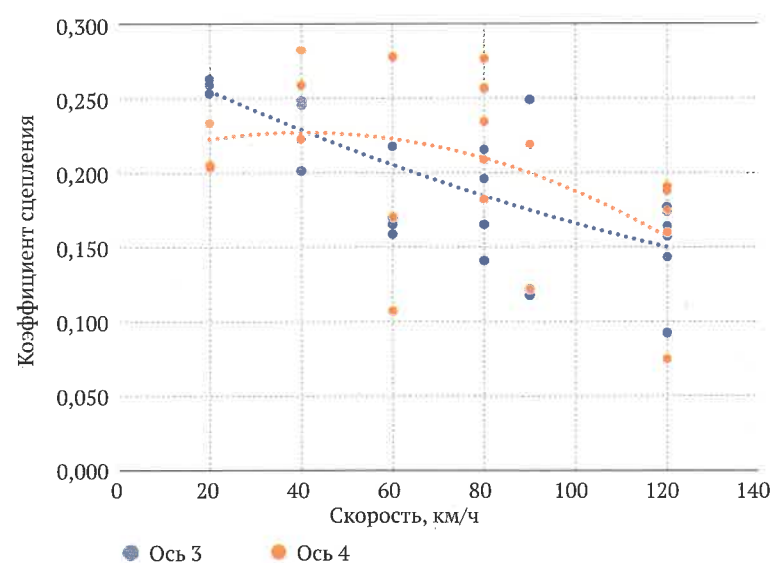


Рис 10. Коэффициенты сцепления колес с рельсами в зависимости от скорости начала торможения

ных скоростей от 20 до 120 км/ч до полной остановки состава. Тензорезисторами для измерения сил факторов были оборудованы два триангеля центральной тележки сочлененного шестиосного вагона. На рисунке 8 показан пример графиков напряжений, измеренных в процессе торможений вагона со скорости 120 км/ч до полной остановки. В правой части графика видна зона остановки вагона, при этом тормозные колодки остаются прижатыми. Также можно отметить вибрацию, присутствующую в конструкции триангеля при движении и исчезающую при остановке, однако по отсутствию резких падений значений тормозной силы можно установить, что юз колесных пар отсутствовал.

Примеры значения сил, определенных для оси №3 для скорости начала торможения 120 км/ч, приведены на рисунке 9.

Анализируя зависимости на рисунке 9, можно отметить, что сила нажатия колодок на колеса растет во времени, что связано с длительным процессом наполнения тормоз-

ных цилиндров и увеличением силы из-за вибрации тормозной системы. Тормозная сила при этом увеличивается незначительно из-за снижения коэффициента трения колодок вследствие перегрева.

Максимальные значения сил нажатия, тормозных сил и реализуемых коэффициентов сцепления колеса и рельса, полученные в результате обработки данных, приведены в таблице 1. Максимальные коэффициенты сцепления колес с рельсами, реализуемые при торможениях с различных скоростей, показаны на рисунке 10.

Заключение

Для уточнения тормозных характеристик новых конструкций грузовых вагонов была разработана и опробована методика определения коэффициента тормозного нажатия с учетом времени наполнения тормозных цилиндров по результатам ходовых испытаний, которая обеспечивает более точный результат, не зависящий от начальной скорости торможения.

Список использованной литературы

- ГОСТ 34434-2018. Тормозные системы грузовых железнодорожных вагонов. Технические требования и правила расчета. М., 2018.
- ГОСТ 33597-2015. Тормозные системы железнодорожного подвижного состава. Методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2016.
- Крылов В.В., Крылов В.И. Автоматические тормоза подвижного состава. М.: Транспорт, 1983.
- Крылов В.И., Крылов В.В., Ефремов В.Н., Демушкин П.Т. Тормозное оборудование железнодорожного подвижного состава: Справочник. М.: Транспорт, 1989. С. 487.
- Методика типового расчета тормоза грузового вагона. М.: ВНИИЖТ, 2014.
- Типовой расчет тормоза грузовых и рефрижераторных вагонов. М., ВНИИЖТ, 1996.
- Сочлененный вагон как способ повысить эффективность перевозок [Электронный ресурс]. URL: https://www.uniwagon.com/multimedia/media_about_us/sochlenennyj-vagon-kak-sposob-povysit-effektivnost-perevozok/ (Дата обращения 01.07.2022)

Анализ значений измеренных тормозных сил и коэффициентов сцепления колес с рельсами позволяет оценить снижение реализуемой тормозной силы при начале торможений с высоких скоростей вследствие снижения коэффициента трения колодок из-за перегрева.

Данную методику можно применить для измерения тормозной силы, определения величины этой силы и силы нажатия при возникновении юзового движения, а также для анализа стойкости материалов тормозных колодок к перегреву.

Также была разработана и опробована методика определения силы нажатия колодок и тормозной силы, определенной в процессе торможения при ходовых испытаниях шестиосного вагона. Помимо определения тормозной силы, данная методика позволяет также оценивать коэффициент трения колодок и наличие или отсутствие юза колесных пар при движении.

- тронный ресурс]. URL: https://www.uniwagon.com/multimedia/media_about_us/sochlenennyj-vagon-kak-sposob-povysit-effektivnost-perevozok/ (Дата обращения 01.07.2022)
- Коссов В.С., Луни А.А. Определение показателей воздействия подвижного состава на железнодорожный путь методом «РЖД-2016» // Матер. XII Межд. науч.-техн. конф. «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». СПб.: Петерб. гос. ун-т путей сообщения, 2017. С.123-126.
- Проект ГОСТа. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний. ВНИИЖТ, 2019.
- Инновационная ходовая часть [Электронный ресурс]. URL: https://www.uniwagon.com/products/bogies/18-9855_18-6863/ (Дата обращения 01.07.2022)