

Ю.Я. Водяников, О.Л. Корабельников, А.Е. Можейко

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАСЧЕТНЫХ И ФАКТИЧЕСКИХ СИЛ НАЖАТИЯ НАКЛАДОК НА ДИСКИ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Приведен сравнительный анализ теоретических и фактических сил нажатия накладок при торможении пассажирского вагона с дисковым тормозом. Показано, что фактические силы нажатия накладок на диски распределяются неравномерно и их величина меньше расчетной. Расхождение между теоретическими и фактическими силами нажатия увеличивается с увеличением давления в тормозном цилиндре и может составить до 6%.

Основным показателем тормозной эффективности пассажирского вагона является удельная тормозная, которая определяется как произведение тормозного коэффициента на коэффициент трения. Для дисковых тормозов коэффициент трения не зависит от скорости и температуры, а тормозной коэффициент определяется по формуле:

$$\delta_{\partial} = \frac{r_{mp}}{R_k} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n K_{\partial i}}{Q + T}, \quad (1)$$

где K_{∂} - действительная сила нажатия накладки на диск;

Q - полезная нагрузка, тс;

T - тара вагона, тс;

r_{mp} - радиус трения тормозного диска, $r_{mp} = 233$ мм;

R_k - расчетный радиус колеса по кругу катания, для новых колес $R_k = 479$ мм.

Тормозное нажатие на диск осуществляется клещевым механизмом, который состоит из тормозного цилиндра и системы рычагов и накладок, прижимаемых к диску при торможении.

На отечественных пассажирских вагонах используются клещевые механизмы фирмы «Knorr-Bremse», закрепленные на поперечных балках рамы, характеризующиеся различными типами тормозных цилиндров (табл. 1).

По конструктивному исполнению и основным характеристикам клещевые механизмы идентичны и отличаются эффективной площадью установленного тормозного цилиндра.

Экспериментальные исследования показывают, что фактические тормозные пути вагона, полученные при испытаниях, отличаются от расчетных.

© Ю.Я. Водяников, О.Л. Корабельников, А.Е. Можейко, 2012

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблиця 1. Типи тормозних цилиндрів клещевих механізмів

№ п/п	Тип тормозного циліндра	Ефективна площадь, см ²
1	2	3
1	11	67,0
2	12	77,4
3	121	80,0
4	14	90,5
5	15	97,0
6	151	100,5
7	16	105,0
8	18	112,0
9	20	122,0
10	22	131,6
11	24	142,7

Gr 34
15,0

Поэтому исследования, направленные на выявления причин расхождений экспериментальных результатов с теоретическими расчетами и величины этих расхождений, являются актуальными и позволят получить более точные оценки тормозной эффективности при расчетных исследованиях.

Так как величина коэффициента трения диска и накладки является постоянной, основным фактором, влияющим на величину тормозной силы, будет являться действительная сила нажатия накладок на диск.

Теоретические силы нажатия накладок на диски при торможении определяются по формуле:

$$K_{\delta} = \frac{i_{км} \cdot \eta_{мб}}{1000 \cdot m} \cdot \left(\frac{F_{ц} \cdot P_{ц}}{10} - F_{пр} \right), \quad (2)$$

где $i_{км}$ - передаточное число клещевого механизма, $i_{км} = 11,41$;
 m - число тормозных колодок, передающих усилия на диск, - 2;
 $\eta_{мб}$ - КПД тормозного блока, $\eta_{мб} = 0,97$;
 $F_{ц}$ - площадь поршня тормозного цилиндра;
 $F_{пр}$ - усилие возвратной пружины цилиндра;
 $P_{ц}$ - давление в тормозном цилиндре, кПа.

Фактическая величина сил нажатия накладок на диски измеряется путем реализации экстренного пневматического торможения в стационарных условиях.

Экспериментальные исследования по определению сил нажатия накладок проводились на пассажирском вагоне, оборудованном дисковыми тормозами, характеристики клещевых механизмов которых представлены в табл.2.

Для измерения сил нажатия накладок использовались силоизмерительные датчики, причем на каждую накладку устанавливалось по два датчика (рис. 1), схема измерения показана на рис. 2.

Всего было проведено 25 торможений.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Таблиця 2. Характеристики клещевого механізму

Наименование показателя	Обозначение	Размерность	Значение
Эффективная площадь поршня тормозного цилиндра (тип 15)	$F_{\text{ц}}$	см ²	97
Усилие возвратной пружины	$K_{\text{пр}}$	Н	630
Передаточное число тормозного блока	$i_{\text{км}}$	-	11,41
КПД клещевого механизма	$\eta_{\text{км}}$	-	0,97
Количество тормозных накладок, действующих на диск	m	-	2
Общее количество тормозных накладок	$\sum m$	-	16
Радиус трения тормозного диска	r	мм	233
Диаметр колеса по кругу катания (нового)	$D_{\text{так}}$	мм	958

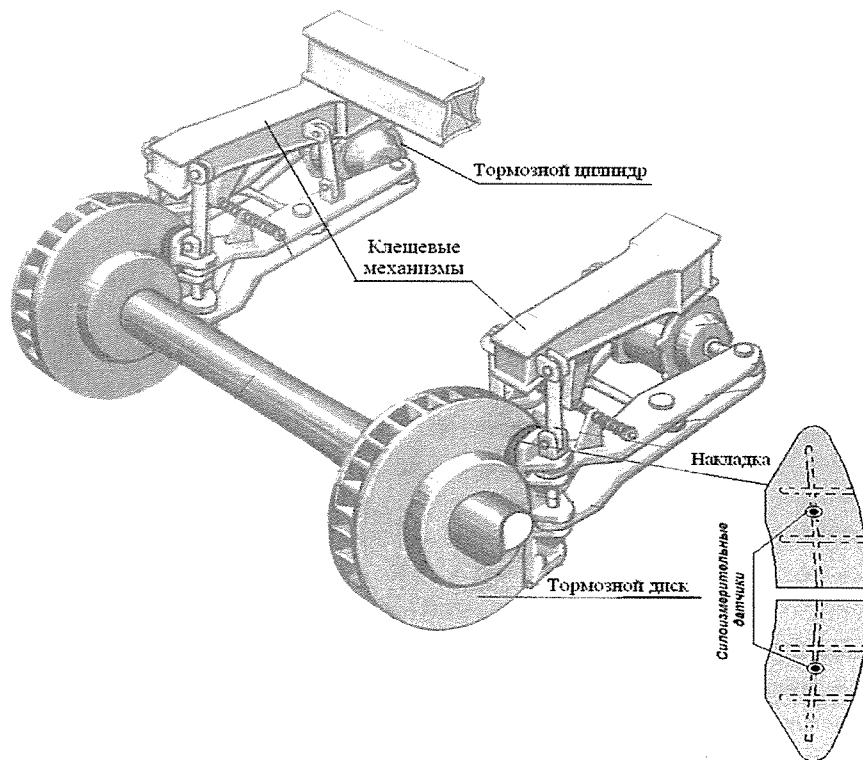


Рис. 1. Размещение датчиков на накладке

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

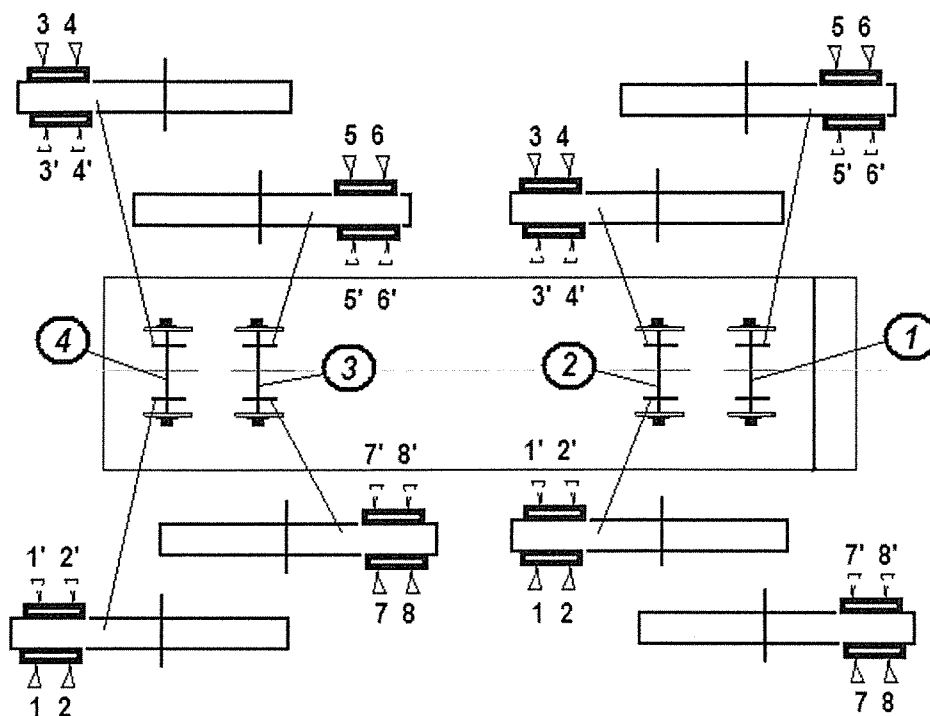


Рис. 2. Схема установки силоизмерительных датчиков

Анализ измерений показал (рис. 3), что силы нажатия накладок на диски распределяются неравномерно (рис. 4 и 5), а их статистическое распределение подчиняется нормальному закону, для которого функция распределения и плотность вероятности имеет вид [1]:

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sigma} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}} dx, \quad (3)$$

$$\varphi(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi} \cdot \sigma} \cdot e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}. \quad (4)$$

Величины сил нажатия накладок на диски, при установившихся давлениях в тормозных цилиндрах, подвергались статистической обработке с целью отсева значений, которые не попадают в статистическую закономерность.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

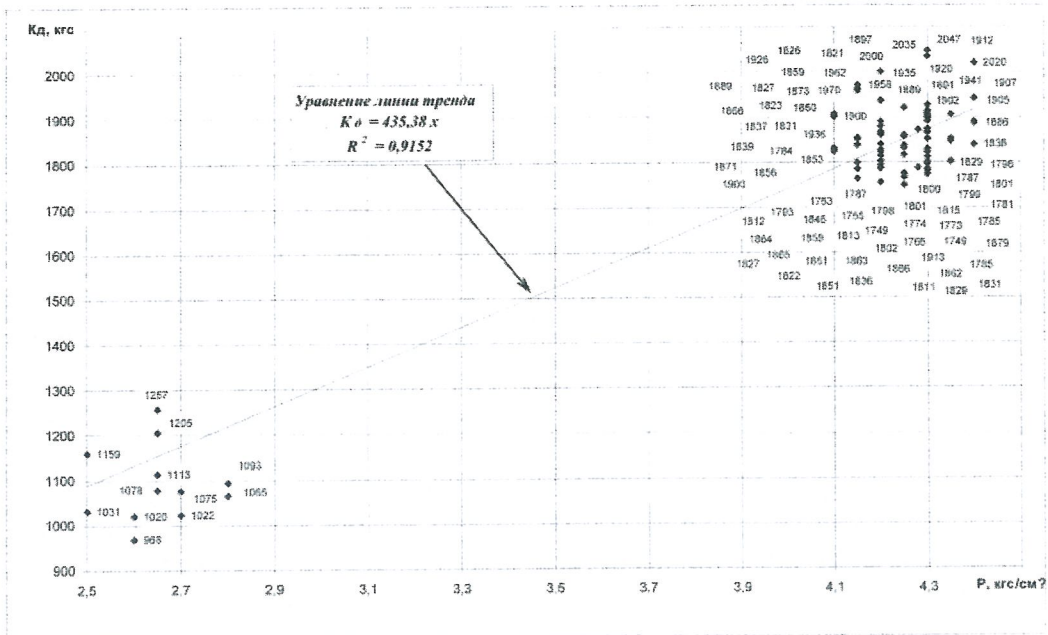


Рис. 3. Массив измеренных сил нажатий накладок на диски

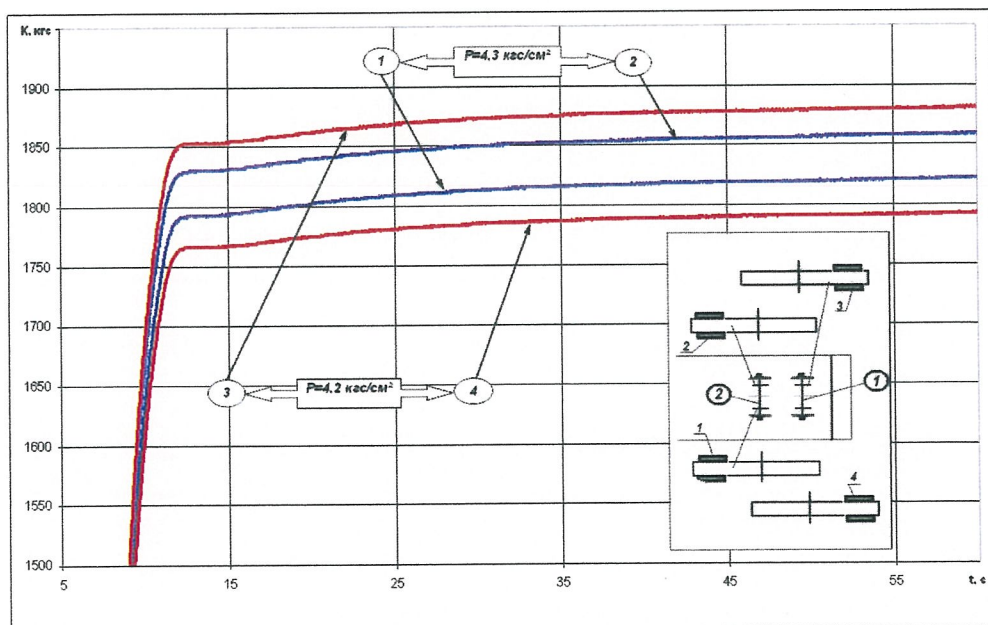


Рис. 4. Диаграмма изменения сил нажатия накладок, расположенных с внутренней стороны диска на тележке со стороны котлового конца пассажирского вагона

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

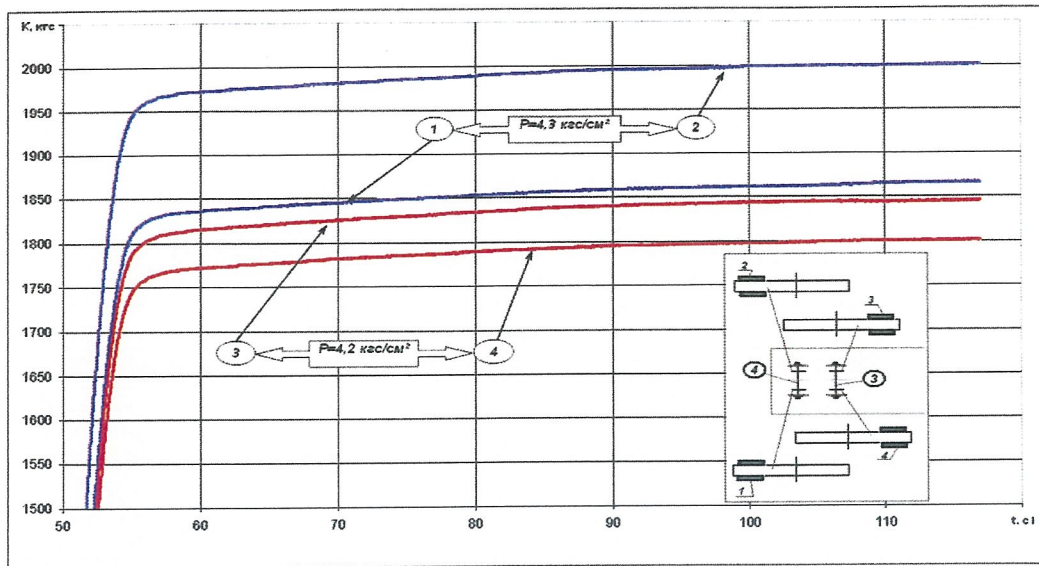


Рис. 5. Диаграмма изменения сил нажатия накладок, расположенных с внешней стороны диска на тележке со стороны не котлового конца пассажирского вагона

Случайная величина отсеивалась, если для нее выполнялось неравенство [2]:

$$\frac{a_i^{\max(\min)} - m}{s} > T_{p,n}, \quad (5)$$

где $a_i^{\max(\min)}$ - максимальное (минимальное) значение из выборочной совокупности случайных величин;

m - математическое ожидание измеренных значений;

s - стандартное отклонение;

$T_{p,n}$ - критическое значение T_p (p - процентная точка нормированного выборочного отклонения), обусловленное критическим значением распределения Стьюдента $d_{p,n-2}$ [2]:

$$T_{p,n} = \frac{d_{p,n-2} \sqrt{n-1}}{\sqrt{n-2 + d_{p,n-1}^2}}, \quad (6)$$

здесь $d_{p,n-2}$ - процентные точки Т-распределения Стьюдента.

где a и σ^2 - математическое ожидание и дисперсия случайной величины.

Доверительные интервалы для математического ожидания определялись за формулой [1]:

$$\bar{x} - z_{p_1} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}} < a < \bar{x} + z_{p_2} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n-1}}, \quad (7)$$

где \bar{x} - выборочное среднее из независимых испытаний;

z_p - квантиль нормируемого нормального распределения.

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Коефіцієнт варіації визначається за формулою [1]:

$$V = \frac{\sigma}{\bar{x}} \cdot 100\% \quad (8)$$

Плотність розподілення сил нажаття приведена на рис 6.

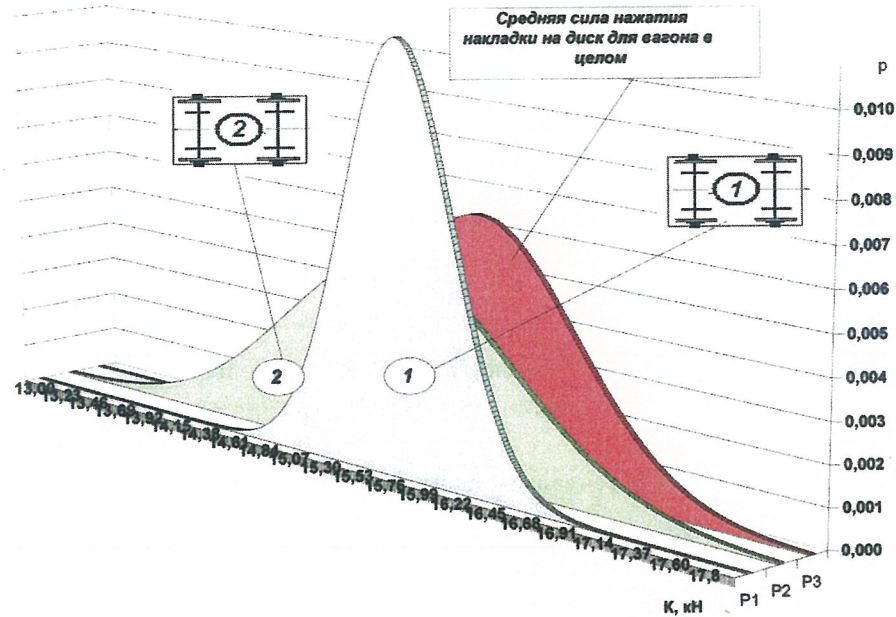


Рис. 6. Плотность распределения сил нажатия накладок на диски

Анализ расчетных и экспериментальных сил нажатия свидетельствует, что с увеличением давления в тормозном цилиндре их расхождение увеличивается (рис. 7).

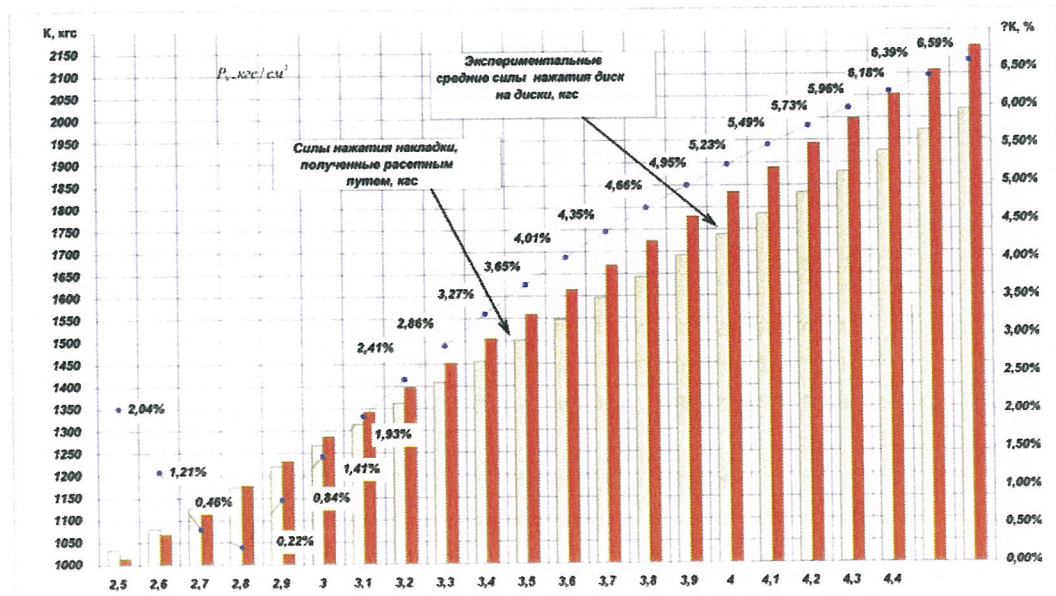


Рис. 7. Сравнительные диаграммы расчетных и экспериментальных сил нажатия накладок на диски при торможении

РЕЙКОВИЙ РУХОМИЙ СКЛАД

Выводы

- 1 Силы нажатия накладок на диски при торможении распределяются неравномерно и подчиняются нормальному закону распределения.
- 2 Фактические силы нажатия меньше теоретических.
- 3 Различие между фактическими и расчетными силами нажатия накладок тем больше, чем больше давление в тормозном цилиндре.

ЛИТЕРАТУРА

1. М.Н. Степанов. Статистичні методи обробки результатів механічних випробувань. Довідник. - М.: Машинобудування, 1985 р.
2. Вакс Лота. Статистическое оценивание. - М.: Статистика, 1976.