

УДК 629.4

Инж. Е.Г. Макеева (УкрНИИВ)

ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ НА ТОРМОЗНУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Представил д-р техн. наук, профессор И.Э. Мартынов

Введение. Создание высокоскоростного движения в Украине одной из актуальных ставит задачу обеспечения безопасности движения поездов и пассажиров. Такая безопасность невозможна без применения эффективных и надежных тормозных систем. В настоящее время все более широкое распространение в Украине получают дисковые тормоза как более эффективные по сравнению с колодочными.

Ограничивающим фактором повышения тормозной эффективности пассажирских поездов является коэффициент сцепления между колесом и рельсом.

Это значит, что для получения минимально возможного тормозного пути требуется максимально полное использование сцепления колеса с рельсом.

Цель статьи – рассмотреть влияние коэффициента сцепления колеса с рельсом на тормозную эффективность пассажирского вагона при поездных тормозных испытаниях.

Изложение материала. На пассажирских вагонах с дисковыми тормозами для устранения проскальзывания и предотвращения полной

блокировки (заклинивания) колесных пар используются противоюзные устройства с микропроцессорными блоками-анализаторами и бесконтактными импульсными сенсорными датчиками.

Проскальзывание колесной пары относительно рельса при недостаточном коэффициенте сцепления колеса с рельсом характеризуется уменьшением линейной скорости вращения колесной пары по отношению к скорости движения вагона. Как показали ранее проведенные исследования государственным предприятием «Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения», срабатывание противоюзного устройства происходит при достижении определенной величины скорости вращения колесной пары (рис. 1) относительно скорости движения вагона при этом степень проскальзывания колеса относительно рельса может составить до 17 % (рис. 2).

Противодействие заклиниванию колесной пары осуществляется выпуском воздуха из тормозного цилиндра. Анализ результатов испытаний противоюзного устройства показал (рис. 3), что время снижения давления в тормозном цилиндре

Рухомий склад залізниць

от 4,15 кг/см² до 0 кг/см² составило 0,95 с;
 время наполнения тормозного цилиндра от
 0 кг/см² до первоначального 4,15 кг/см² –

0,6 с; общее время от начала снижения
 давления в тормозном цилиндре до
 первоначального – 2,5 с.

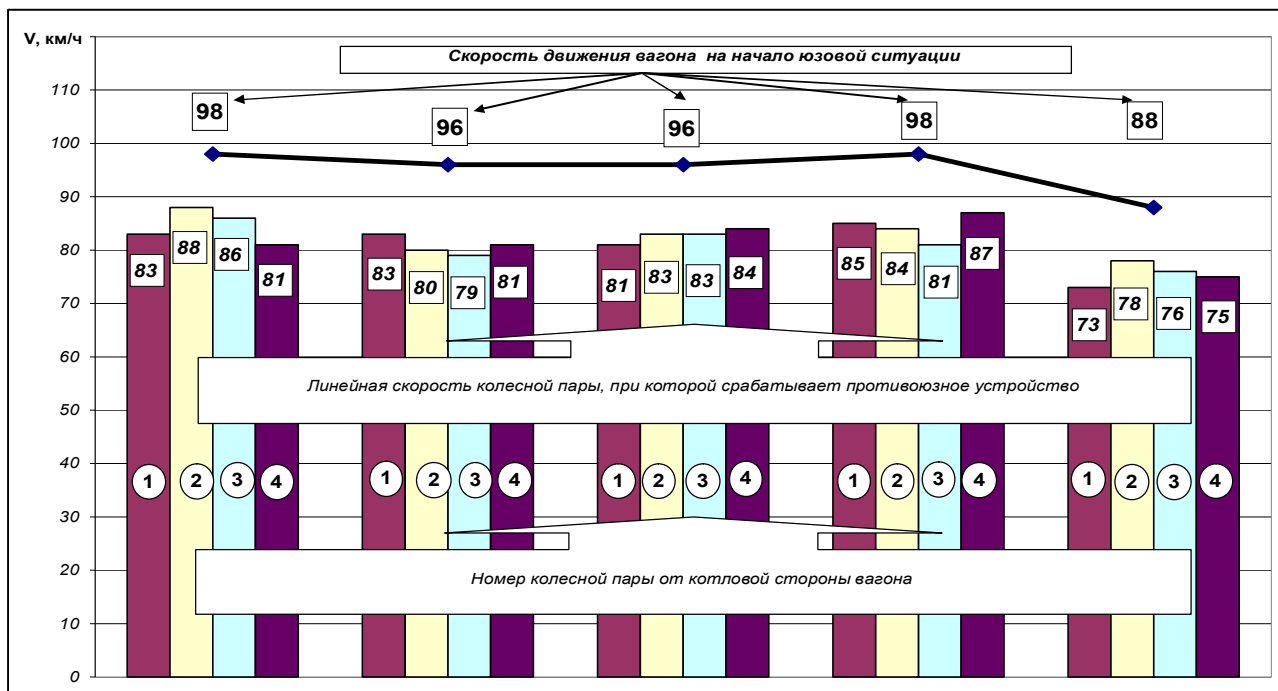


Рис. 1. Результаты испытаний противоюзного устройства

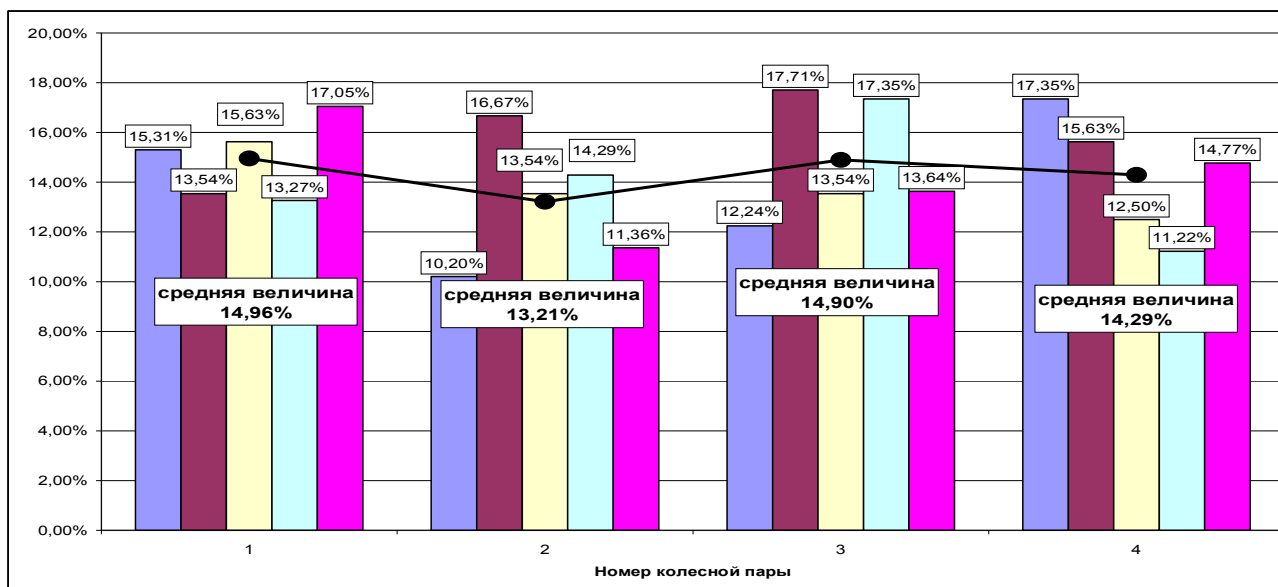


Рис. 2. Срабатывание противоюзного устройства при разности линейной скорости колесной пары и средней скорости движения пассажирского вагона

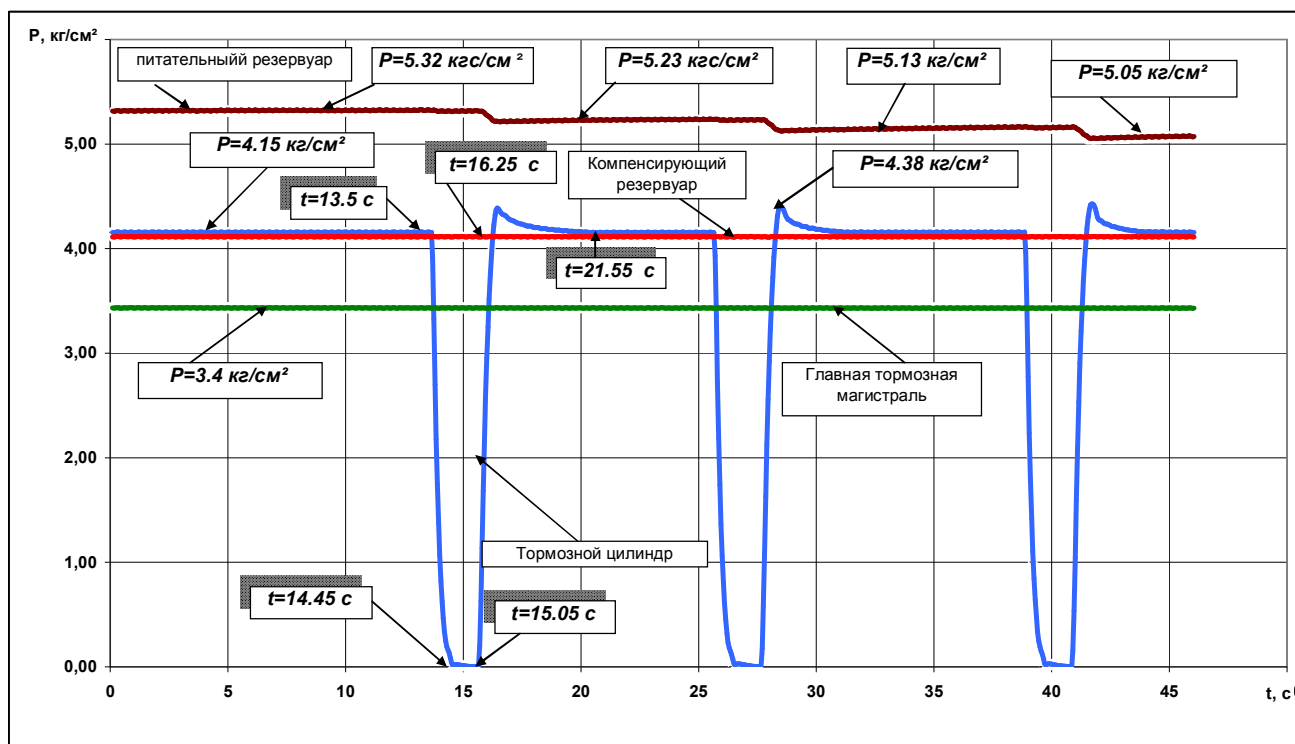


Рис. 3. Диаграммы изменения давления в тормозных приборах при срабатывании противоюзного устройства

Очевидно, в результате срабатывания противоюзного устройства при недостаточном сцеплении колеса с рельсом и, как следствие, снижении тормозной силы, тормозные пути пассажирского поезда должны увеличиваться.

Поэтому исследования, связанные с оценкой и анализом тормозной эффективности пассажирского поезда при недостаточном коэффициенте сцепления колеса с рельсом, являются актуальными и позволяют получить уточненные значения тормозных путей в экстремальных условиях.

Расчетный предельный коэффициент сцепления колес с рельсами при торможении ($[\Psi_k]$) определяется из выражения [1]:

$$[\Psi_k] = \Psi(q_o) \cdot \Psi(V), \quad (1)$$

где $\Psi(q_o) = 0.17 - 0.0001539 \cdot (q_o - 49)$ – функция осевой нагрузки q_o , кН;

$$\Psi(q_o) = \frac{V + 160}{4 \cdot V + 160} - \text{функция скорости } V, \text{ м/с.}$$

Для исключения юзовых ситуаций необходимо выполнение следующего нестроого неравенства:

$$b_T \leq [\Psi_k], \quad (2)$$

где b_T – удельная тормозная сила, определяемая по формуле

$$b_T = \delta_k \cdot \phi_{mp}, \quad (3)$$

где δ_k – действительный коэффициент силы нажатия накладки на диск, приведенный к поверхности катания колеса;

ϕ_{mp} – расчетный коэффициент трения.

Зависимость коэффициента трения от скорости в начале торможения, полученная при поездных тормозных испытаниях, свидетельствует, что его величина

Рухомий склад залізниць

практически не зависит от скорости движения вагона (рис. 4) и может быть принята в качестве постоянной величины.

Влияние коэффициента сцепления колеса с рельсом на тормозной путь оценивалось на примере пассажирского вагона, который предназначен для скорости движения 200 км/ч, характеристики которого наведены в табл. 1.

Так как удельная тормозная сила, приведенная к поверхности катания колеса, с уменьшением диаметра колеса увеличивается, то расчетные исследования проводились при диаметрах колес, соответствующих новым, максимально изношенным и средним значениям, и при 80 % загрузке вагона.

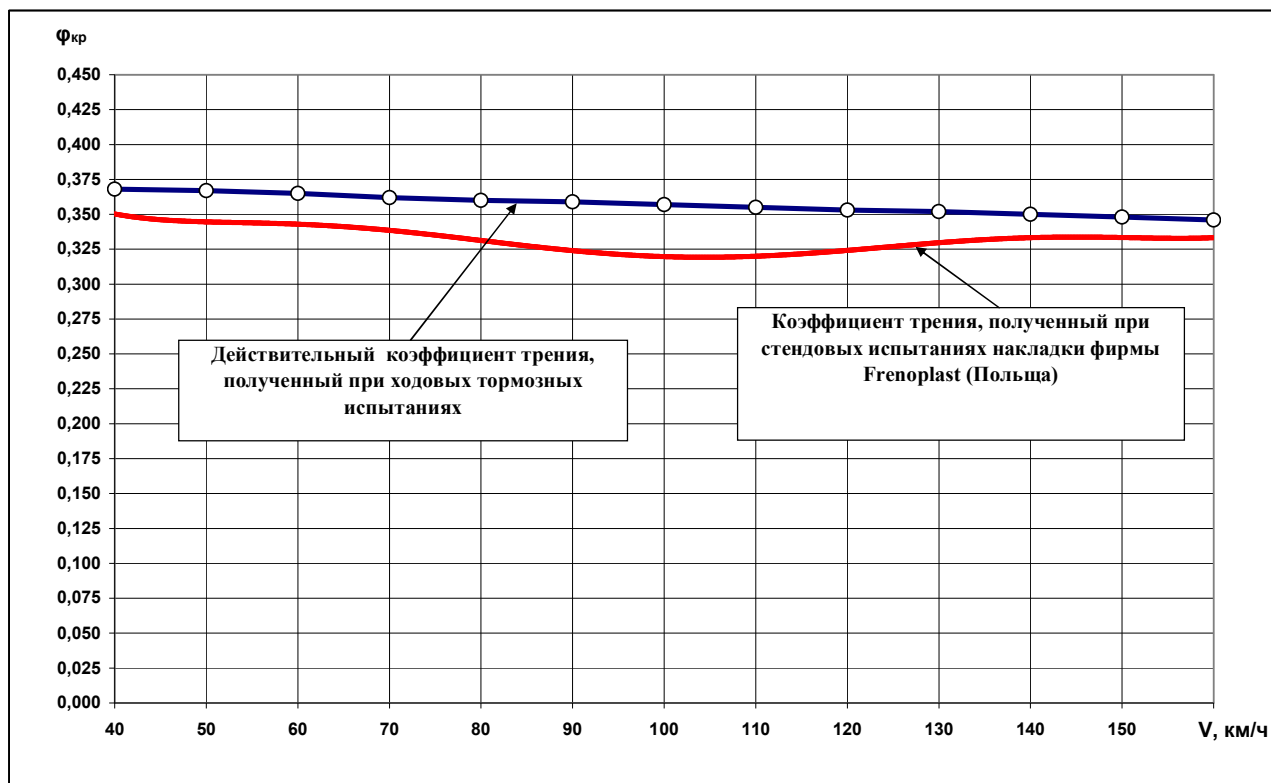


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения колодки и диска от скорости в начальный момент торможения

Таблица 1

Параметры пассажирского вагона и тормозной системы

Наименование параметра	Значение
1	2
Давление в тормозном цилиндре при экстренном пневматическом торможении, кПа ($P_{\text{ц}}$)	380
Передаточное число клещевого механизма (n)	11,41
КПД рычажной передачи клещевого механизма (η)	0,97
Число тормозных накладок, действующих на один диск (m)	2
Усилие отпускной пружины тормозного цилиндра, Н ($K_{\text{пр}}$)	630
Расчетный радиус колеса по кругу катания для новых колес, мм ($R_{\text{н}}$)	479

1	2
Расчетный радиус колеса по кругу катания для максимально изношенных колес, мм (R_u)	445
Расчетный радиус колеса по кругу катания при среднем диаметре, мм ($R_{cp} = (R_n + R_u)/2$)	462
Радиус трения тормозного диска, мм (r_{mp})	233
Коэффициенты трения накладок (ϕ_{mp})	0,35
Число тормозных накладок, установленных на вагоне (i)	24
Минимальная допустимая величина удельной тормозной силы $ b_T $	0,1232
Тара вагона, кН (T)	539,55 (55 тс)
Грузоподъемность вагона, кН (Q)	109,87 (11,2 тс)
Брутто вагона, кН ($Q + T$)	649,42 (66,2 тс)

Принятым условиям соответствуют удельные тормозные силы:

- при новых колесах ($R_n = 0,479\text{мм}$)

$$\frac{R_n \cdot (Q + T)}{R_n \cdot (0,8 \cdot Q + T)} \cdot b_T = \frac{479 \cdot (109,87 + 539,55)}{479 \cdot (0,8 \cdot 109,87 + 539,55)} \cdot 0,1232 = 0,1275 ;$$

- при максимально изношенных колесах ($R_u = 0,445\text{мм}$)

$$\frac{R_u \cdot (Q + T)}{R_u \cdot (0,8 \cdot Q + T)} \cdot b_T = \frac{479 \cdot (109,87 + 539,55)}{445 \cdot (0,8 \cdot 109,87 + 539,55)} \cdot 0,1232 = 0,1372 ;$$

- при среднем диаметре колеса ($R_{cp} = 0,462\text{мм}$)

$$\frac{R_n \cdot (Q + T)}{R_{cp} \cdot (0,8 \cdot Q + T)} \cdot b_T = \frac{479 \cdot (109,87 + 539,55)}{462 \cdot (0,8 \cdot 109,87 + 539,55)} \cdot 0,1232 = 0,1322 .$$

Анализ допустимых значений коэффициентов сцепления колеса с рельсом по формуле (1) с учетом частичной загрузки вагона (80 %) показал: при новых колесах юзовая ситуация возможна в

диапазоне скоростей (50-200) км/ч (рис. 5); при среднем диаметре колеса – (40-200) км/ч (рис. 6); при максимально изношенных колесах – практически всему диапазону скоростей (20-200) км/ч (рис. 7).

Рухомий склад залізниць

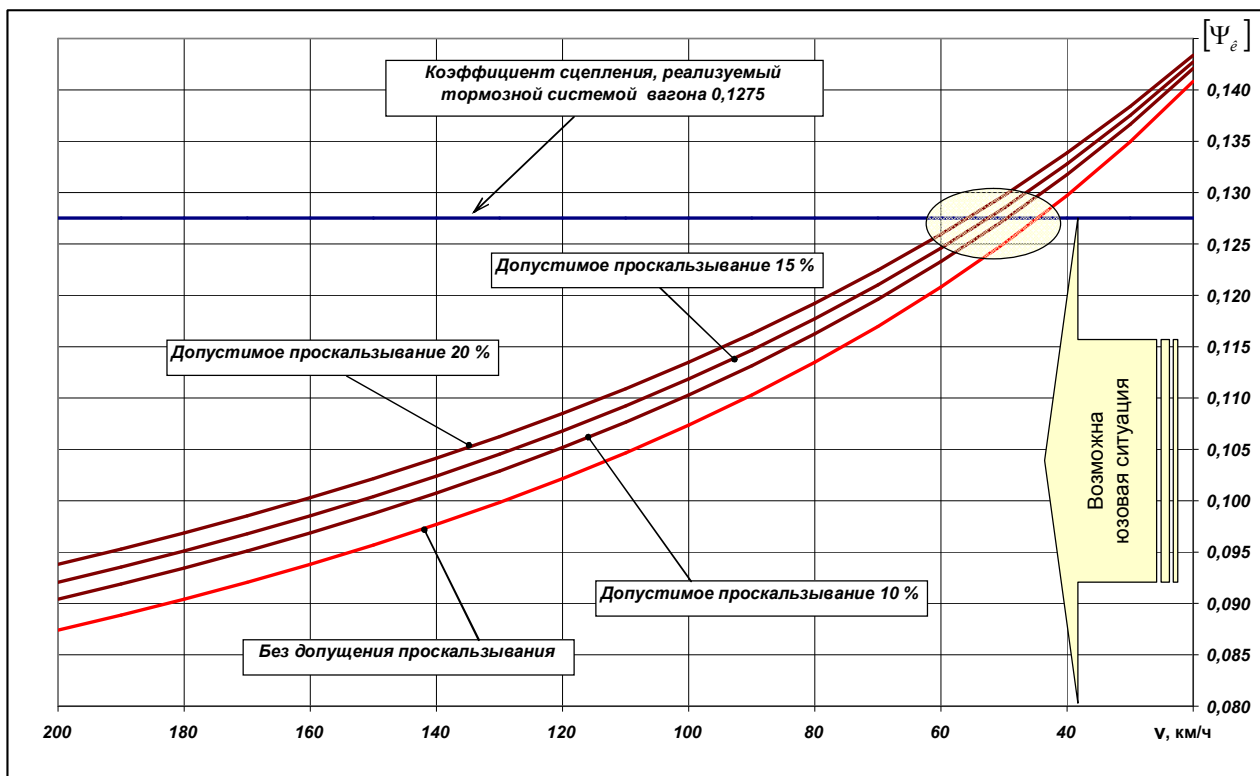


Рис. 5. Допустимые значения коэффицента сцепления колеса с рельсом при новых колесных парах и частичной загрузке вагона на 80 %

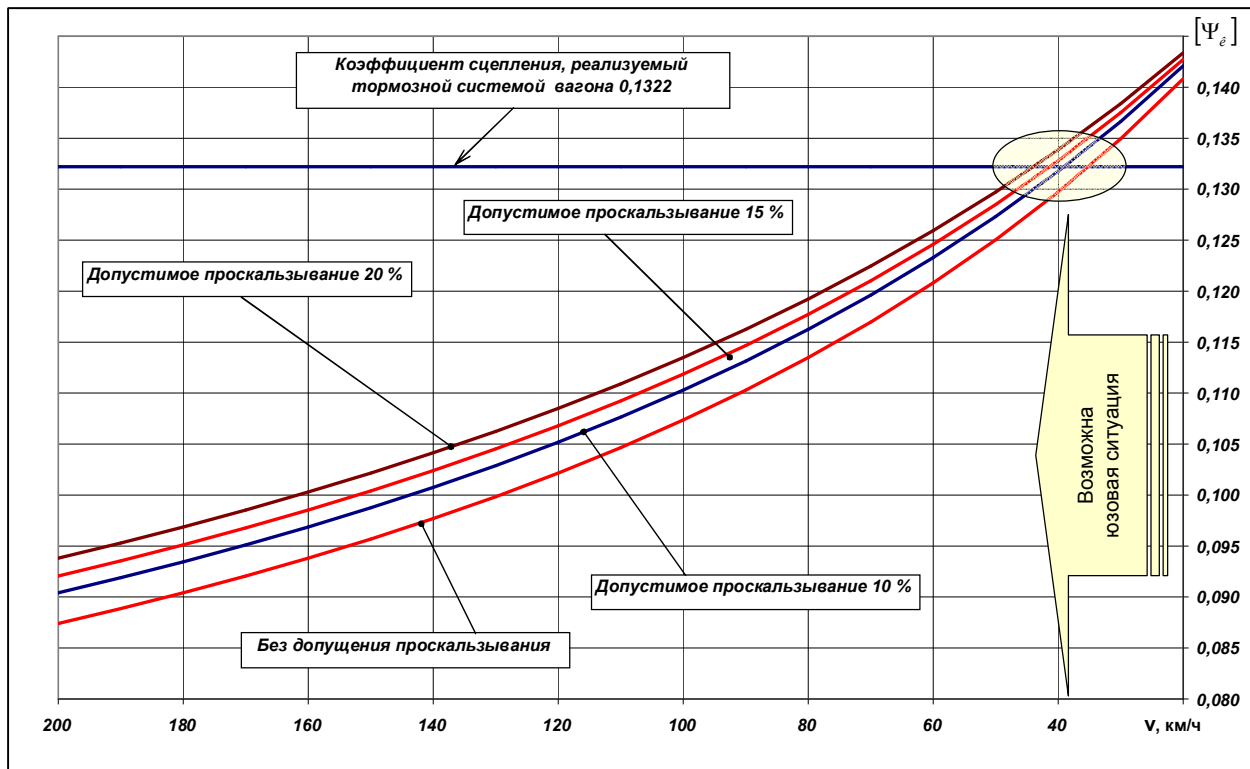


Рис. 6. Допустимые значения коэффицента сцепления колеса с рельсом при среднем диаметре колеса и частичной загрузке вагона на 80 %

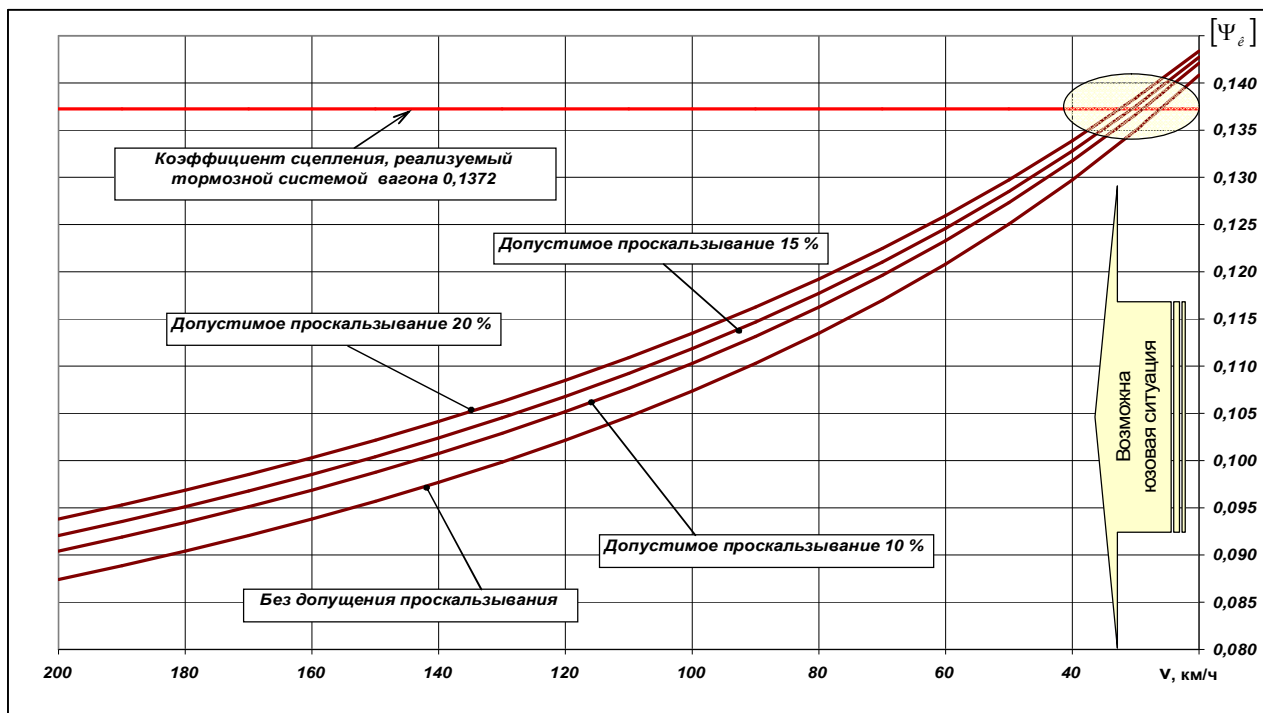


Рис. 7. Допустимые значения коэффициента сцепления колеса с рельсом при максимально изношенном диаметре колеса и частичной загрузке вагона на 80 %

Тормозные пути определялись с использованием математической модели,

характеризующей движение вагона при торможении:

$$\frac{dv}{dt} = \begin{cases} -\zeta \cdot (\Phi(b_T, P, t) \cdot H(t - t_1) \cdot H(t_2 - t) + \omega_{ox}(v, q) \cdot H(t_1 - t)) + \\ -\zeta \cdot \sum (b_T(t) \cdot \gamma + \omega_{ox}(v, q) \cdot H(t - t_i) \cdot H(t_{i+1} - t) + \\ + \sum (b_T(t) + \omega_{ox}(v, q) \cdot H(t - t_{i+1} + 1) \cdot H(t_{i+2} - t) \end{cases}, \quad (4)$$

где ζ – замедление поезда, км/ч, за час под действием замедляющей силы, кг/т;

$\omega(v, q)$ – удельное основное сопротивление движению поезда, кг/т, зависящее от скорости (v) и осевой нагрузки (q);

$\Phi(b_T, P, t)$ – функция, описывающая нарастание силы нажатия накладок, зависит от величины давления и времени нарастания давления в тормозном цилиндре (рис. 8);

b_T – удельная тормозная сила, кгс/тс;

γ – коэффициент, учитывающий снижение тормозной силы при срабатывании противоюзного устройства;

t_1 – суммарное время, включающее время от начала торможения до начала прижатия накладок к дискам, а также время подготовки тормозов к действию;

$t_1 < t \leq t_2$ – период времени неустановившегося движения, обусловленный временем нарастания тормозной силы от нуля до номинального значения;

$t_i < t \leq t_{i+1}$ – период времени движения поезда, обусловленный снижением тормозного коэффициента вследствие срабатывания противоюзного устройства;

$t_{i+1} < t \leq t_{i+2}$ – период времени движения поезда при номинальной тормозной силе;

$H(x)$ – функция Хевисайда (единичная ступенчатая функция, функция единичного скачка) – кусочно-постоянная функция, равная нулю для отрицательных значений аргумента и единице – для положительных:

$$H(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x < 0 \\ 1 & \text{при } x \geq 0 \end{cases}, \quad (5)$$

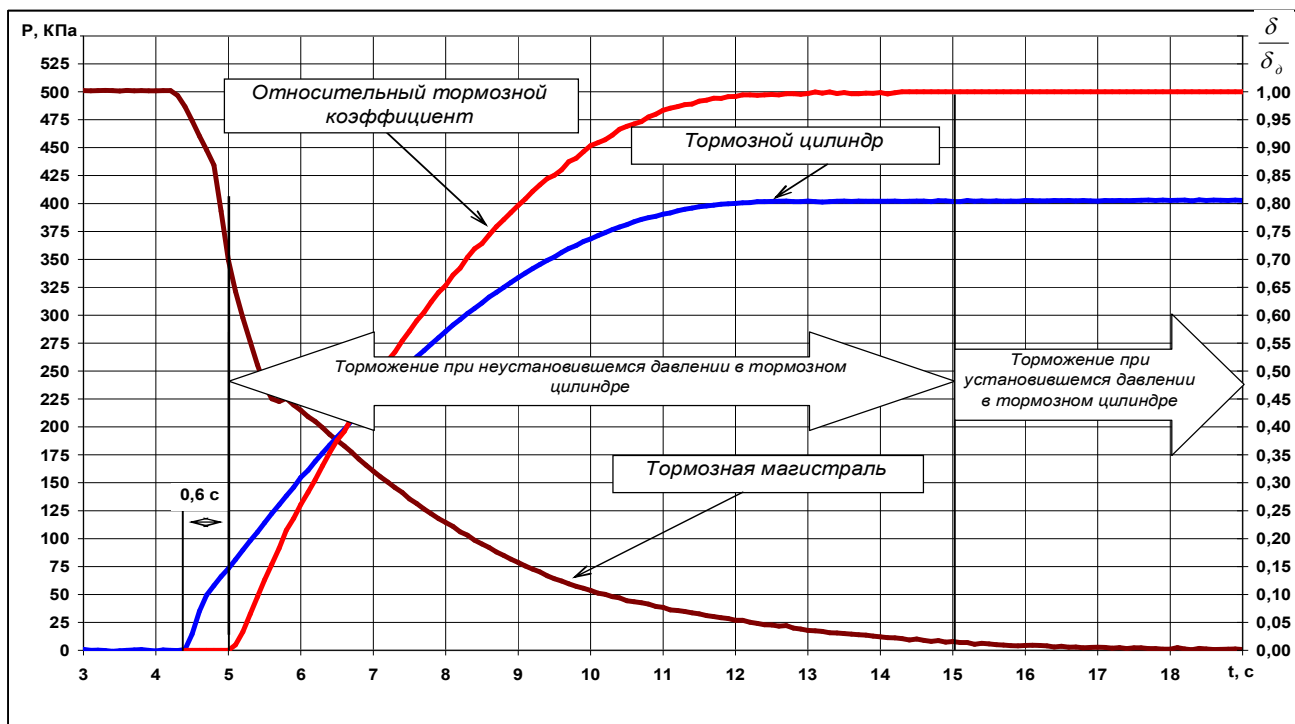


Рис. 8. Диаграммы изменения давления в тормозном цилиндре и нарастания тормозной силы при торможении

Апробация математической модели на примере пассажирского вагона с дисковыми тормозами модели 61-7034 показала хорошую сходимость с результатами поездных тормозных испытаний (рис. 9).

Вхождение колесной пары в юз моделировалось (рис. 10) циклическим срабатыванием противоюзного устройства (выпуском воздуха из тормозного

цилиндра) при этом периодичность принималась равной 7,5 с (2,5 с – время выпуска и наполнения тормозного цилиндра сжатым воздухом, 5 с – движение вагона с номинальной силой нажатия накладок на диски).

Тормозные пути с использованием предложенной математической модели определялись при условии возникновения юза на 25 % и 50 % колесных парах вагона.

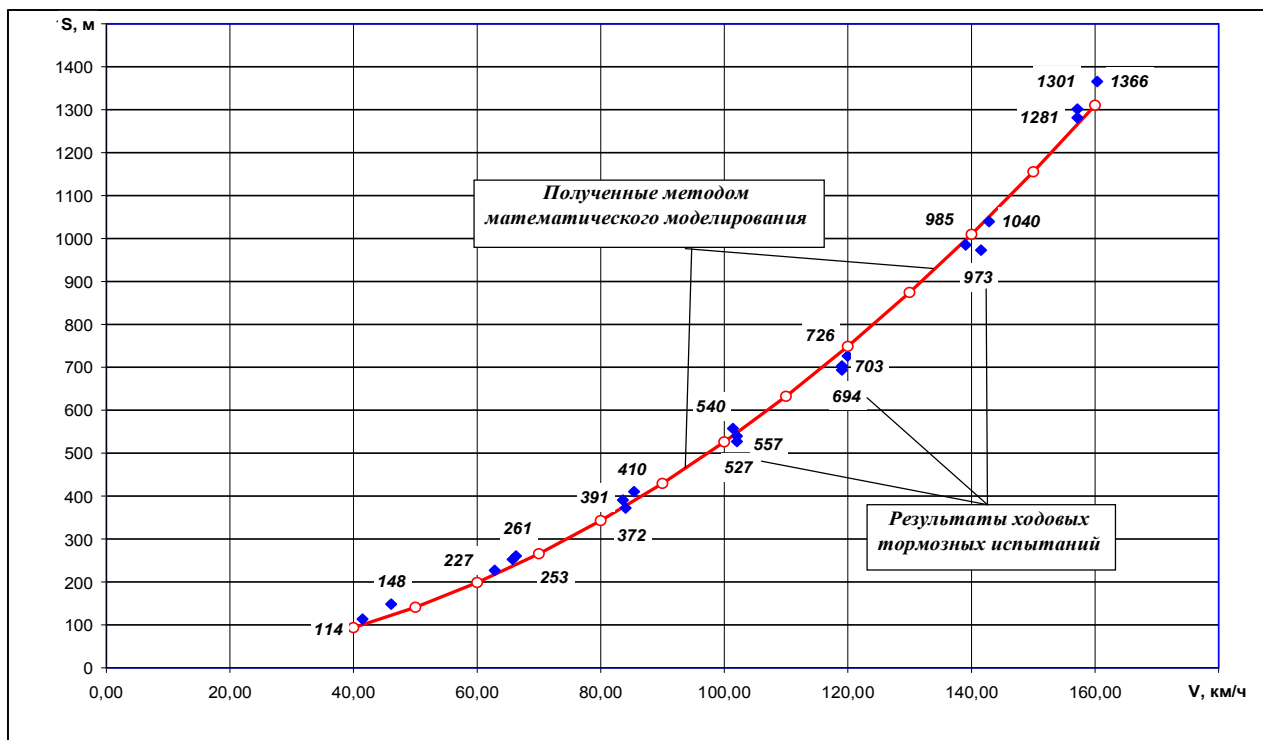


Рис. 9. Тормозные пути, полученные при поездных испытаниях и математическим моделированием

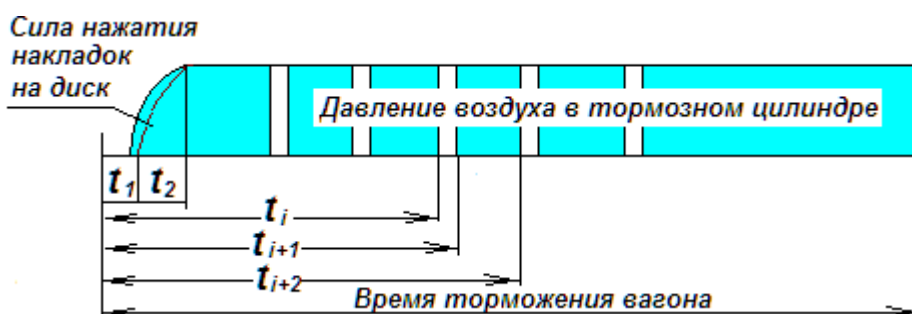


Рис. 10. Периодичность срабатывания противоюзного устройства, принятая для расчетных исследований

Анализ результатов расчетных исследований (табл. 2) для принятой модели циклического срабатывания противоюзного устройства показал:

- тормозные пути пассажирского вагона при недостаточном сцеплении колеса с рельсом увеличиваются по сравнению с безюзным торможением на 100-200 м;

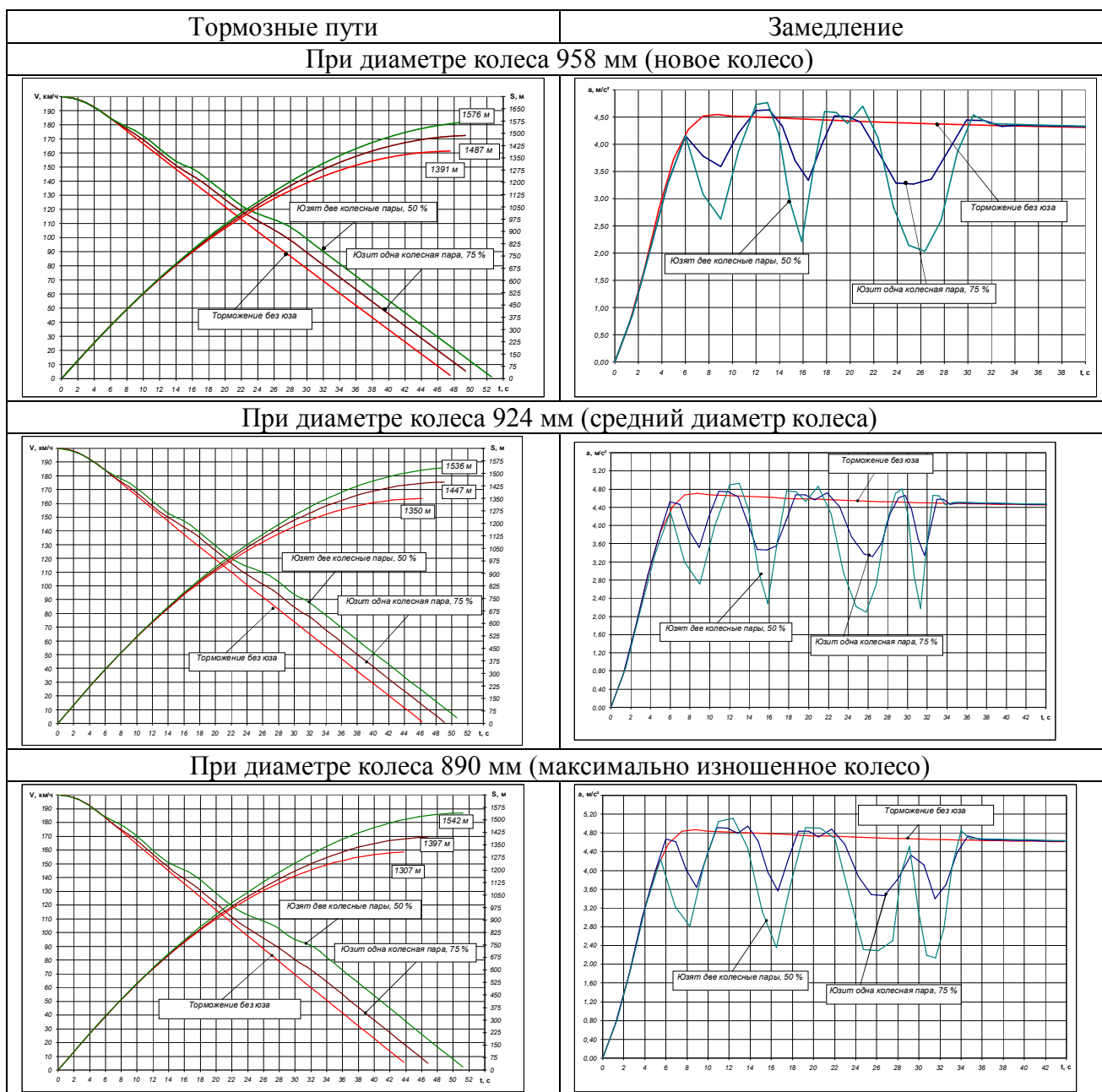
- увеличение тормозного пути тем больше, чем больше колесных пар

попадают в юз и чем меньше диаметр колеса;

- наиболее неблагоприятным является появление юза одновременно на двух колесных парах;

- срабатывание противоюзного устройства на двух колесных парах характеризуется наибольшими градиентами линейного ускорения колесной пары.

Результаты расчетных исследований по определению тормозных путей пассажирского вагона при возникновении юза



Выводы:

1. При выборе характеристик и параметров дискового тормоза пассажирского поезда для скорости 200 км/ч и более особую актуальность приобретают вопросы, связанные с оценкой его тормозной эффективности с учетом коэффициента сцепления колеса с рельсом.

2. Предложена математическая модель движения пассажирского вагона при торможении, позволяющая, при наличии достоверных экспериментальных данных, оценивать тормозную эффективность в условиях низкого коэффициента сцепления колеса с рельсом.

3. Для создания в Украине высоко-скоростного пассажирского движения необходимо провести комплекс экспериментальных исследований с целью определения цикличности срабатывания противоюзного устройства при низких

коэффициентах сцепления колеса с рельсом, а также оценить влияние допустимого проскальзывания колеса относительно рельса на повышение коэффициента сцепления.

Список литературы

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) [Текст]. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996.

Ключевые слова: коэффициент сцепления, тормозная эффективность, пассажирский вагон.

Аннотации

У роботі розглянутий основний вплив коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою на гальмівну ефективність пасажирського вагона при проведенні поїзних гальмівних випробувань.

В работе рассмотрено основное влияние коэффициента сцепления колеса с рельсом на тормозную эффективность пассажирского вагона при проведении поездных тормозных испытаний.

In the work was considered main influence of the adhesion factor on the braking efficiency of the coach when carrying out the brake tests.