

УДК 625.032.37

Расчет кривой сцепления для проектирования противоюзových и противобоксовочных систем

М. Ю. Изварин¹, В. Е. Андреев²

¹Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, Российская Федерация, 190031, Санкт-Петербург, Московский пр., 9

²ОАО «РЖД», Москва, Новая Басманная ул., 2

Для цитирования: Изварин М. Ю., Андреев В. Е. Расчет кривой сцепления для проектирования противоюзových и противобоксовочных систем // Известия Петербургского университета путей сообщения. — СПб.: ПГУПС, 2022. — Т. 19. — Вып. 4. — С. 752–762. DOI: 10.20295/1815-588X-2022-4-752-762

Аннотация

Цель: Создание математического аппарата для расчета кривой сцепления при проектировании противоюзových и противобоксовочных устройств. Необходимо получить формулу, пригодную для расчета зависимости коэффициента сцепления от абсолютной и относительной скоростей проскальзывания колесных пар по рельсам и скорости движения ЭПС. **Методы:** Анализ результатов испытаний различных типов ЭПС по данным из открытых источников и полученных в результате этих испытаний характеристик сцепления с использованием методов математической статистики. **Результаты:** В результате работ удалось представить зависимость для расчета коэффициента сцепления в виде «сшивки» двух функций. **Практическая значимость:** Возможность использования результатов работы при проектировании противоюзово-противобоксовочного устройства УПЗ-М.

Ключевые слова: Электрический подвижной состав, сила сцепления, скольжение колесных пар, юз, боксование, противоюзово-противобоксовочное устройство.

В настоящее время в связи с увеличением мощности электровозов и весов поездов все чаще в режиме тяги локомотив работает на грани срыва сцепления, особенно на участках со сложным профилем. Поэтому все современные электровозы оснащаются противобоксовочными системами, которые, обладая высокой точностью, позволяют максимально реализовать сцепные свойства. Новые электровозы, оборудованные асинхронными тяговыми электродвигателями (ТЭД), имеют микропроцессорные системы

управления, которые могут отслеживать закон сцепления в режиме реального времени, в ходе регулирования момента на валу в тяге или в торможении.

Однако традиционная противоюзово-противобоксовочная система все равно необходима для защиты от юза в режиме пневматического торможения. Кроме того, в эксплуатации еще много электровозов, как пассажирских, так и грузовых, которые требуют модернизации, так как их конструкция позволяет продлить срок службы еще на

15–20 лет, а альтернативы зачастую нет. К таким машинам относятся пассажирские электровозы постоянного тока ЧС200, ЧС7, переменного тока ЧС8, грузовые ВЛ11 и ВЛ15. Такие электровозы при выпуске с завода были оборудованы простейшей релейной системой защиты от боксования и юза, а пассажирские — еще и электронной аналоговой. После длительной эксплуатации аналоговые электронные противоюзные системы вышли из строя и не используются, поэтому стоит также вопрос о модернизации.

Известно, что сила сцепления в зависимости от скорости проскальзывания колеса по рельсу зависит нелинейно. От положения данной кривой зависят параметры современных точных противоюзно-противобоксовочных систем, позволяющие полноценно реализовывать силу тяги и торможения по условиям сцепления. Однако при этом встает вопрос о получении функции сцепления.

Когда речь идет о реализации сил сцепления, обычно вращающий момент представляется парой сил F_k , одна из которых приложена в месте касания колеса и рельса, а вторая — в точке крепления буксового узла (рис. 1).

Предполагается, что колесо радиусом R катится по рельсу с линейной скоростью v_0 , при этом вращаясь с угловой скоростью ω . На колесо действует вертикальная сила P , создающая за счет деформаций пятно контакта в точке касания с рельсом. Вращающий момент M_k реализуется парой сил F_k , численно равной силе $F_{сц}$, возникающей за счет взаимодействия частиц металла колеса и рельса в пятне контакта. Сила $F_{сц}$ является внешней для системы «колесо — рельс» и имеет определенное предельное значение, определяющееся физикой контактного взаимодействия. Соответственно, сила F_k не может превышать величину $F_{сц}$ и через элементы механической части (поводки) от точки «0» передается на конструкцию электровоза и вызывает его ускорение. Если ТЭД создаст момент, превышаю-

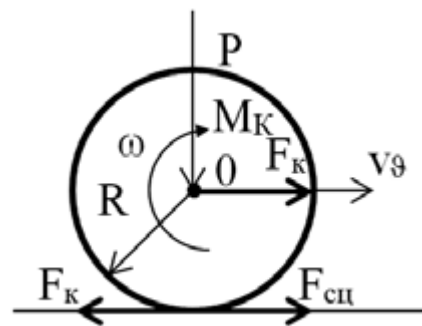


Рис. 1. Реализация силы сцепления

щий величину предельной силы $F_{сц}$, то величина F_k не станет больше, а разовьется боксование и энергия, вырабатываемая ТЭД, будет переходить не в механическую энергию движения поезда, а в кинетическую энергию вращающихся частей.

Одним из основных понятий теории тяги является «коэффициент сцепления», представляющий собой отношение:

$$\Psi = \frac{F_k}{P}, \quad (1)$$

где P — вес подвижного состава, приходящийся на одно колесо;

F_k — сила тяги, реализуемая колесом, численно равная $F_{сц}$.

Чаще в качестве $F_{сц}$ принимают силу, реализуемую двумя колесами (осью), а в качестве P используют нагрузку на ось. Коэффициент сцепления может быть как мгновенным, реализуемым в определенный момент времени в конкретных условиях, так и средним (среднестатистическим), определяемым по эмпирическим формулам.

При реализации силы сцепления скорость движения подвижного состава и линейная скорость по кругу катания никогда не равны, кроме случая движения на выбеге. При реализации же силы тяги или торможения всегда имеется разница линейных скоростей, представляющая собой скольжение и обозначаемая $\Delta v_{ск}$:

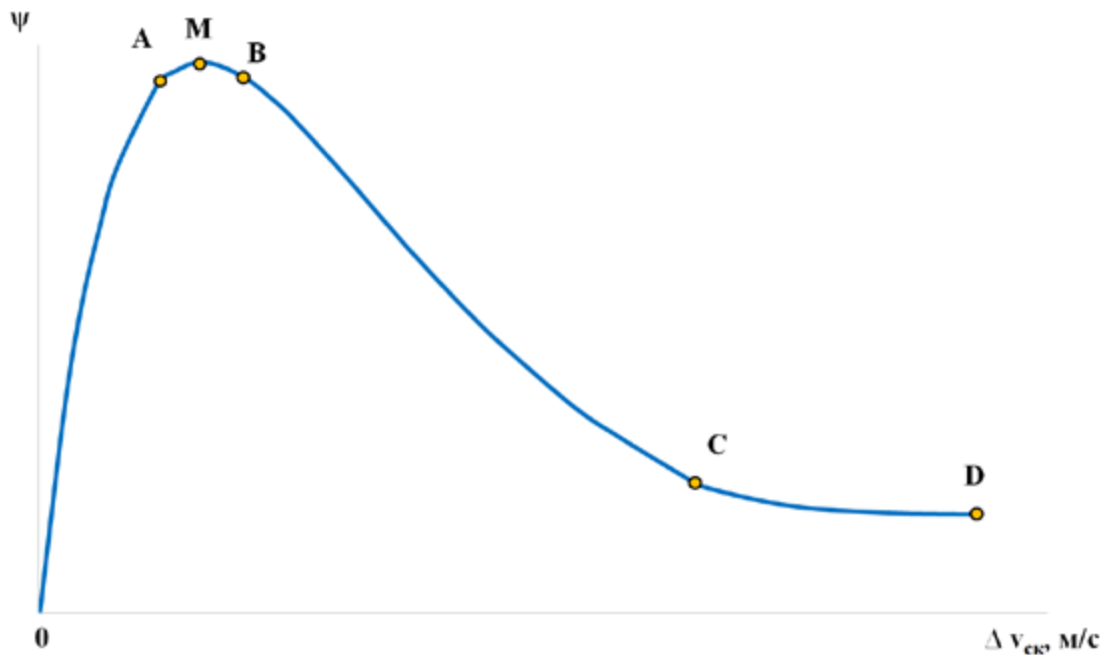


Рис. 2. Кривая сцепления для чистых и сухих условий контакта

$$\Delta v_{(\text{ск})} = v_{\vartheta} - v = v_{\vartheta} - R, \quad (2)$$

где v_{ϑ} — скорость движения подвижного состава;

$$v_{\text{ск}} = \frac{\Delta v}{v_{\vartheta}} = \frac{v_{\vartheta} - v}{v_{\vartheta}} = 1 - \frac{v}{v_{\vartheta}}. \quad (3)$$

Для расчета силы сцепления обычно определяют «функцию сцепления» или «кривую сцепления», представляющую собой зависимость величины Ψ от относительной или абсолютной скорости проскальзывания.

Приблизительная зависимость коэффициента сцепления от величины проскальзывания представлена в большом количестве работ [1–13], внешний вид кривой изображен на рис. 2.

В ряде работ [4–8] и других на кривой сцепления выделяются характерные участки и точки:

- участок нарастания коэффициента сцепления (отрезок [0A]);
- участок, на котором реализуется максимально возможный коэффициент сцепления, предшествующий срыву сцепления (отрезок [AM]);

– точка реализации максимального значения коэффициента сцепления (точка M) [14];

– нестабильный участок с небольшим значением скорости скольжения при срыве сцепления (отрезок [MB]);

– нестабильный участок с резко падающим значением коэффициента сцепления (отрезок [BC]);

– стабильный участок с примерно постоянным значением коэффициента сцепления и значительной скоростью проскальзывания (отрезок [CD]).

В то же время для резко ухудшающихся условий сцепления кривая носит принципиально иной характер и имеет такой вид, как представлен на рис. 3.

В данном случае кривая также имеет экстремум, однако он не так явно выражен. На отрезке [0M] наблюдается нарастание коэффициента сцепления, на участке [MD] — небольшое снижение.

Скорость проскальзывания, определенная по формуле (2), в литературе именуется как крип (или псевдоскольжение) — на участке [0M], на

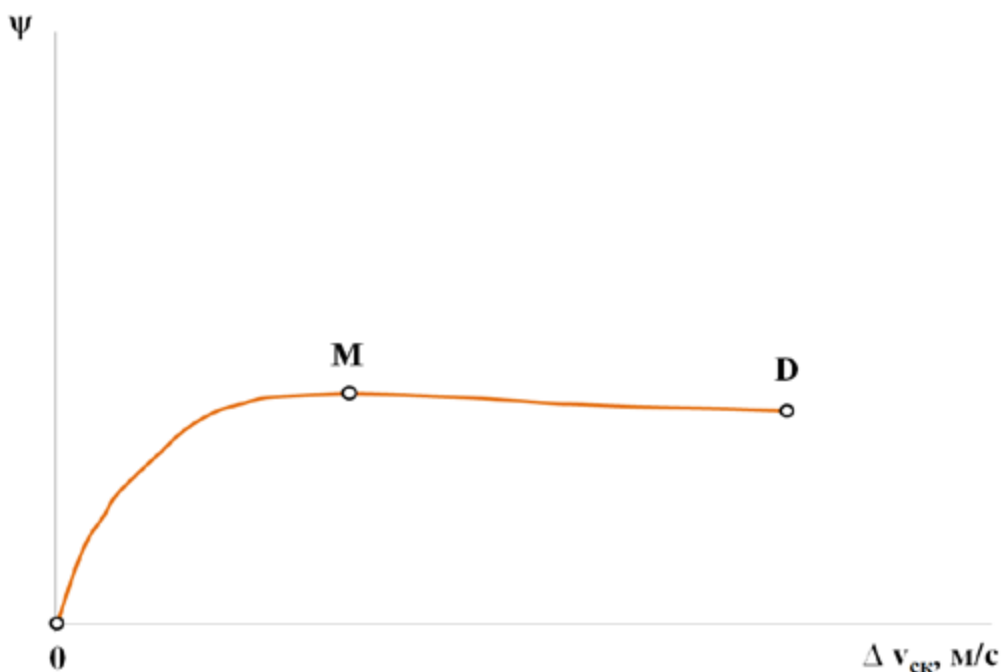


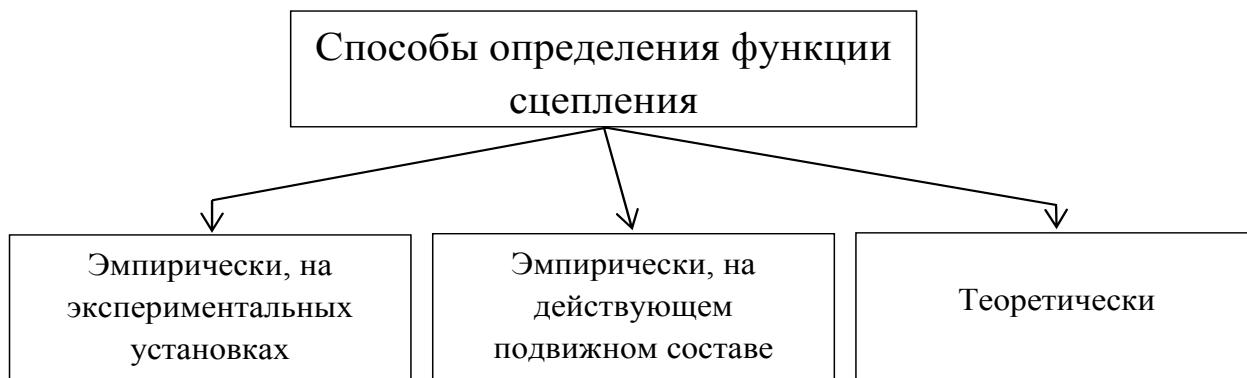
Рис. 3. Кривая сцепления для влажного контакта колесо — рельс

участке [MD] — скорость скольжения, или проскальзывания. Тем не менее в связи с тем, что устоявшейся терминологии в вопросе, что именовать крипом, в настоящее время не сложилось, понятие «крип» в большинстве случаев относится только к кривой на рис. 2.

При создании противоюзовых систем задачей работы являются не теоретические изыскания в области сцепления колеса и рельса, а на основании выполненных отечественных работ по созданию математического аппарата для аналити-

ческого описания кривой сцепления, для последующего использования при моделировании тяги (торможения). Кроме этого, данная математическая функция может быть использована и непосредственно в противоюзных устройствах. Для того чтобы получить функцию кривой сцепления, можно использовать опытные данные либо определенные теоретически [14, 15].

В настоящее время в инженерной практике имеется несколько способов определения положения кривой сцепления. К таковым относятся:



Наиболее точные данные с точки зрения измерений получаются на катковых станциях, однако при этом почти всегда геометрия контакта отличается от электрического подвижного состава (эпс) на реальном пути. На действующем эпс провести испытания в режиме скольжения крайне затратно, так как надо устанавливать в механическую часть систему измерений тяговых (тормозных) усилий отдельных осей. Затраты на создание подобных установок и проведение испытаний могут превысить эффект от повышения точности противозюзовых систем.

Теоретические методы позволяют с достаточной точностью определить положение кривой сцепления, хотя эти методы более справедливы для условий «чистого» контакта.

Считается, что впервые теоретическое обоснование было получено в работе Дж. Калкера (J. J. Kalker) On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction («О катящемся контакте двух упругих тел при наличии сухого трения») [2]. Калкер обобщил теорию на случай качения продольного крипа, поперечного крипа и малого поворотного крипа [16]. Однако расчет подобным методом представлял значительную сложность. Поэтому был разработан алгоритм FASTSIM решения касательной контактной задачи, предложенный Калкером в 70-х годах прошлого века, нашедший широкое применение в программах компьютерного моделирования динамики железнодорожных экипажей [17]. В то же время данный способ не позволяет получить единого выражения для кривой сцепления и справедлив только для случая крипа, исключая зону больших скоростей скольжения. Метод, позволяющий получить теоретическое выражение для силы тяги (торможения) по сцеплению как для крипов, так и для больших скольжений, встречается в публикациях О. Полоха (Oldrich Polach). Общий алгоритм в данном случае выражается следующей последовательностью действий:

1. Определяются нарастающая и спадающая части кривой сцепления от величины абсолютного или относительного скольжения либо эмпирическим путем (т. е. через проведение опыта) для какого-либо типа ЭПС, либо определяется только нарастающая часть кривой с использованием алгоритма FASTSIM.

2. Вычисляется приближенная нарастающая и спадающая части с использованием предложенных автором аналитических выражений.

3. Выполняется корректировка кривой с использованием корректирующих коэффициентов.

Для расчета нарастающей части используется выражение, приведенное в [4]:

$$F = \frac{2P\mu}{\pi} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{1 + (\varepsilon)^2} + \operatorname{arctg} \varepsilon \right), \quad (4)$$

где F — сила сцепления;

P — нагрузка на колесо;

μ — коэффициент трения;

ε — градиент касательных напряжений в области сцепления.

При этом величину ε предлагается определять по формулам, приведенным в [3, 4] как:

$$\varepsilon = \frac{2}{3} \cdot \frac{C \cdot \pi a^2 b}{P \cdot \mu} \cdot s, \quad (5)$$

где C — коэффициент контактной эластичности;

a, b — геометрические размеры пятна контакта;

s — величина крипа.

Величину крипа можно определить из значений продольного и поперечного крипов:

$$s = \sqrt{s_x^2 + s_y^2}. \quad (6)$$

Для упрощенной оценки Поперечным крипом можно пренебречь.

Из теории контакта двух цилиндрических поверхностей известно, что геометрическая

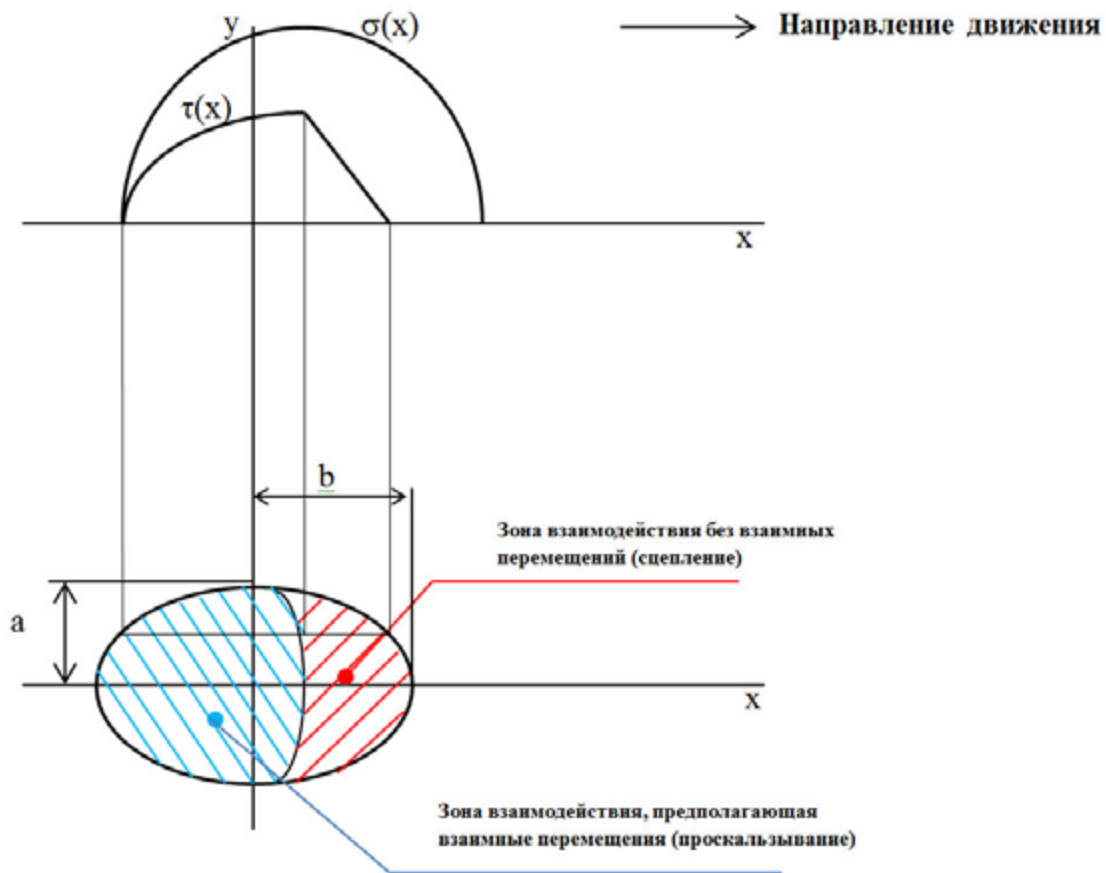


Рис. 4. Геометрия пятна контакта и распределение нормальных (σ) и тангенциальных (τ) напряжений в зоне контакта в соответствии с [3]

фигура пятна контакта представляет собой эллипс (рис. 4). Геометрическое положение эллипса определяется величинами его полуосей a и b .

На рис. 4 показано также и распределение нормальных и продольных касательных напряжений сдвига, создающих силы тяги и торможения [2, 4, 12].

Величины a и b можно определить по формулам, предложенным Герцем [18].

Спадающую ветвь кривой сцепления, характерную для больших значений скольжения, Полах предлагает определять как экспоненту [3, 4]:

$$\mu = \mu_0 [(1 - A)e^{-Bw} + A], \tag{7}$$

где μ_0 — условный коэффициент трения покоя в размерности коэффициента сцепления;
 A — коэффициент, введенный О. Полахом.

Записав в другой форме, можно получить:

$$\mu_2 = \mu_0 (1 - A) e^{-\frac{v}{G_2}} + A, \tag{8}$$

где G_2 — «постоянная» снижения;
 A — коэффициент, предложенный Полахом.

$$A = \frac{\mu_\infty}{\mu_0} \approx \frac{1}{K_\psi}, \tag{9}$$

где μ_∞ — установившийся коэффициент сцепления при большой скорости скольжения;
 μ_0 — условный коэффициент сцепления («трения») покоя;
 K_ψ — «кратность» коэффициента сцепления.
 Таким образом, определив кратность коэффициента трения (сцепления), можно просто построить спадающую ветвь кривой сцепления.

Наряду с достоинствами такой метод имеет ряд недостатков:

1. Восходящая и нисходящая ветви определяются по разным формулам, что не дает возможность использовать их при программировании противоюзово-противобоксочных устройств, а только при моделировании.

2. Геометрия контактного пятна зависит от степени износа колеса и рельса, что снижает точность расчета.

Задачей является создание математического аппарата, позволяющего описать всю кривую единой функцией, по возможности с меньшим количеством расчетов, что повысит скорость вычисления.

В данном случае коэффициент сцепления Ψ определяется как «сшивка» двух функций [9], в простейшем случае — как удвоенная сумма преобразованных нарастающей и спадающей частей, за вычетом установившегося значения:

$$\Psi_{(1)} = 2(\mu_1 + \mu_2 - \mu_0), \quad (10)$$

где μ_1 — восходящая составляющая кривой сцепления;

μ_2 — убывающая составляющая кривой сцепления;

μ_0 — условное сцепление («трение») покоя при $v = 0$.

Тогда нарастающая составляющая коэффициента сцепления определяется по упрощенной формуле:

$$\mu_1 = \mu_0 \cdot C_1 \cdot \left(1 - e^{-\frac{v}{G_1}}\right), \quad (11)$$

где C_1 — корректирующий коэффициент снижения условий сцепления;

v — абсолютная скорость скольжения, м/с;

G_1 — «постоянная скольжения» для роста.

Величина μ_2 определяется по формуле, предложенной О. Полахом в [3, 4]:

$$\mu_2 = \mu_0 (1 - A) e^{-\frac{v}{G_2}} + A. \quad (12)$$

Тогда

$$\Psi(v) = 2[M_0 C_1 \left(1 - e^{-\frac{v}{G_1}}\right) + \left(\mu_0 (1 - A) \cdot e^{-\frac{v}{G_2}} + A\right) - \mu_0] \quad (13)$$

или:

$$\Psi(v) = 2M_0 \left[C_1 \left(1 - e^{-\frac{v}{G_1}}\right) + (1 - A) \cdot e^{-\frac{v}{G_2}} + A - 1 \right], \quad (14)$$

где G_2 — «постоянная скольжения» для участка снижения.

Каким же образом определить «кратность» кривой сцепления и постоянные скольжения для нарастания и спадания кривой?

В данном случае, по мнению авторов, нет необходимости проводить эксперимент. В литературе имеется большое количество опубликованных экспериментальных данных по кривым сцепления. Достаточно определить основные параметры для сходного типа ЭПС* [10–12] из публикаций и принять их за основные. Результаты расчетов приведены на рис. 4.

На рис. 4. для примера нанесена кривая сцепления для электровоза железных дорог КНР НДХ1. Видно, что на участке возрастания кривые практически полностью совпадают, на рабочей части участка снижения погрешность не превышает 5–6 %.

* Под «сходным типом» понимается ЭПС с тяговым приводом и системой тормозов, аналогичной той, для которой проектируется противоюзово-противобоксочная система.

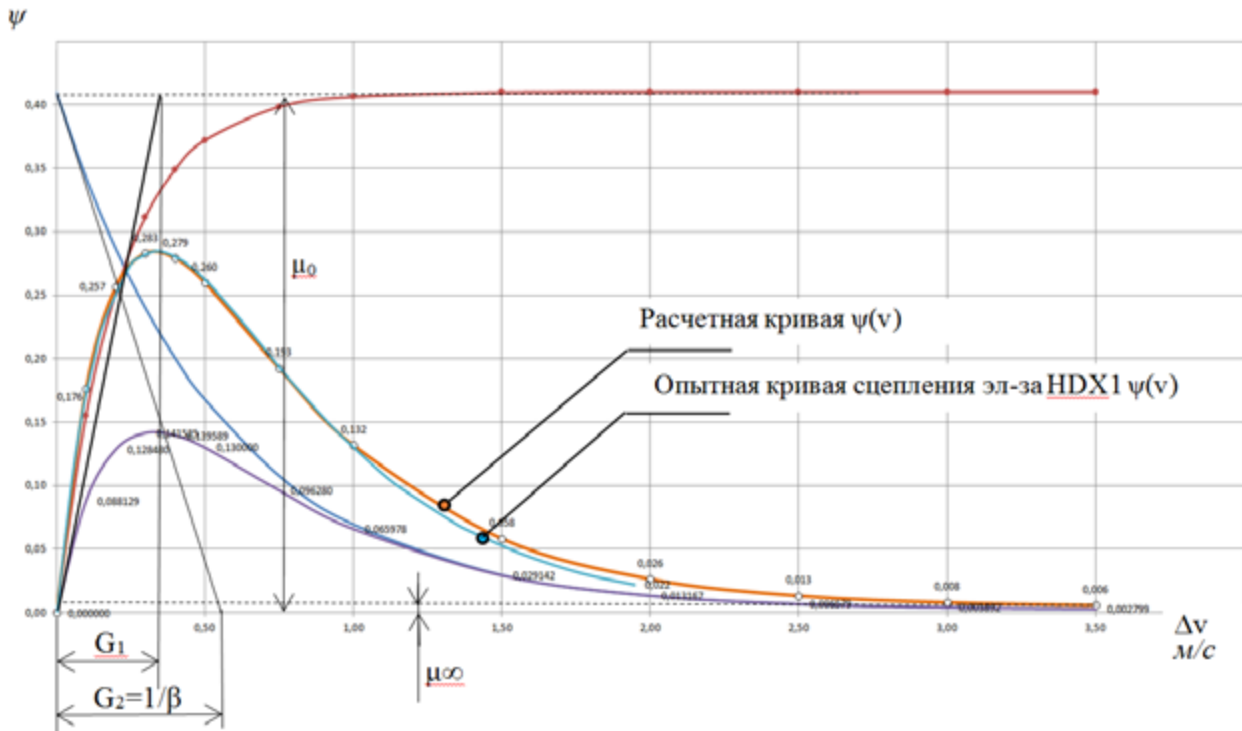


Рис. 4. Результаты расчета кривой сцепления

Известно, что кривая сцепления зависит не только от скорости скольжения или крива, но и от поступательной скорости движения. Данная зависимость определяется эмпирически и представляется в виде формулы в «Правилах тяговых расчетов» (ПТР) [10, 18, 19]. Для пассажирских электровозов серии ЧС7 величина коэффициента сцепления определяется по формуле:

$$\psi_k(v) = 1,54 + \frac{51,5}{30 + v} - 0,001v, \quad (15)$$

где ψ_k — усредненное значение коэффициента сцепления по ПТР;

v — скорость движения электровоза, км/ч.

Так как в ПТР 2014 г. коэффициент сцепления является отношением силы тяги и массы, приходящейся на одну ось, а в данной работе он принят как отношение сил сцепления и силы нагрузки на ось, то для использования в работе необходимо учитывать ускорение свободного падения:

$$\psi_{пт}(v) = \left(1,54 + \frac{51,5}{30 + v} - 0,001v \right) / 9,81, \quad (16)$$

тогда

$$\psi(v, v) = 2 \frac{M_0^2}{\Psi_{пт}} \left[C_1 \left(1 - e^{-\frac{v}{G_1}} \right) + (1 - A) \cdot e^{-\frac{v}{G_2}} + A - 1 \right] \quad (17)$$

или

$$\psi(\Delta v, v) = 19,62 \frac{\mu_0^2}{\left(1,54 + \frac{51,5}{30 + v} - 0,001v \right)} \times \left[C_1 \left(1 - e^{-\frac{\Delta v}{G_1}} \right) + (1 - A) \cdot e^{-\frac{\Delta v}{G_2}} + A - 1 \right], \quad (18)$$

где $\Psi_{пт}$ — коэффициент сцепления по ПТР;

v — скорость движения, км/ч;

Δv — скорость скольжения, м/с.

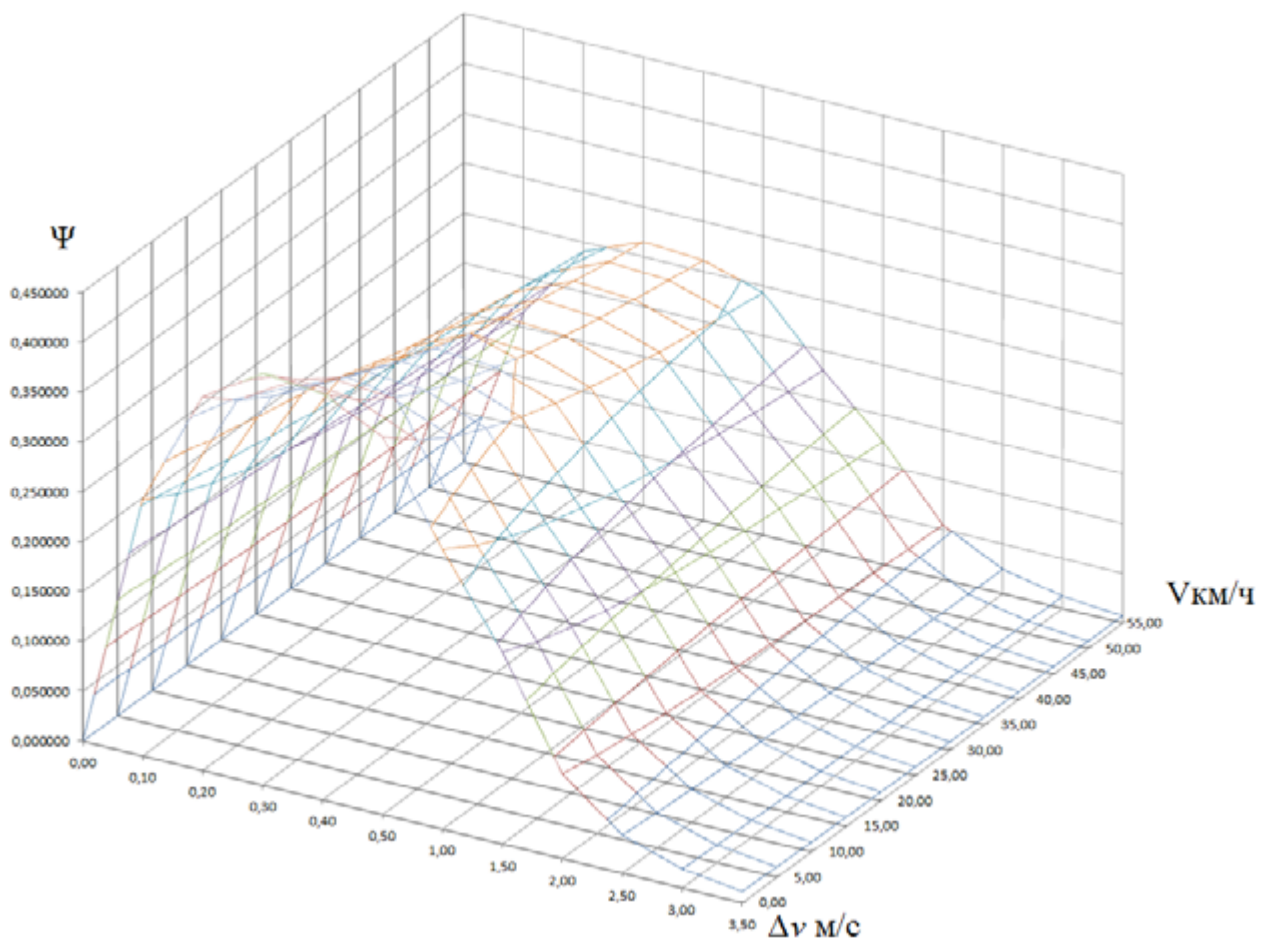


Рис. 5. Диаграмма зависимости коэффициента сцепления от скорости скольжения и скорости движения

Результаты расчета коэффициента сцепления в зависимости от скорости скольжения, крипа и скорости движения представлены на рис. 5.

Таким образом, алгоритм создания трехмерного массива кривых сцепления состоит из 3 этапов:

1. Построение кривой сцепления для одной поступательной скорости по одной из методик, изложенной в [1–4], по опытным данным (наилучший вариант) либо по данным из открытых источников для ЭПС со сходными техническими параметрами.

2. Определение по данной кривой величин G_1 , $G_2 = 1/\beta$ и K_ψ .

3. Определение величины A по [3, 4].

4. Подстановка в формулы (7) — (17) и расчет/моделирование.

Такой метод значительно проще и быстрее приведенных в [1–5, 14–19], при допустимой в инженерных расчетах точности.

Библиографический список

1. Kalker J. J. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact / J. J. Kalker // *Vehicle System Dynamics*. — 1982. — Iss. 11. — Pp. 1–13.
2. Kalker J. J. On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction: thesise / J. J. Kalker. Delft, 1967.
3. Polach O. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit / O. Polach // *Wear*. — 2005. — Iss. 258.
4. Polach O. Influence of locomotive tractive effort on the forces of between wheel and rail / O. Polach // *Vehicle*

System Dynamics Supplement. — 2001. — Iss. 35. — Pp. 7–22.

5. Wei K. Development of a slip and slide for the electric locomotive based on inverter controlled induction motors / K. Wei, J. Zhao, X. You et al. // 5th IEEE Conference on Industrial Electronics and application. — 2009.

6. Matsumoto Y. Novel Re-adhesion Control for Train Traction System of the Shinkansen with the Estimation of Wheel-to-Rail Adhesive Force / Y. Matsumoto, N. Eguchi, A. Kawamura // Proc. of IEEE. IECON. — 2001. — Pp. 1207–1212.

7. Barna G. Simulation model of wheel slip and slide protection systems for rail vehicles / G. Barna, M. Lewandowski // Czasopismo Techniczne. Elektrotechnika Zeszyt. — 2016. — Iss. 1–E(2). — Pp. 3–15.

8. He J. H. An overview on wheel-rail adhesion utilization of heavy-haul locomotive (in Chinese) / J. H. He, C. F. Zhang // Journal of the China Railway Society. — 2018. — Vol. 40. — Iss. 9. — Pp. 30–39.

9. Киреева Н. В. Исследование аппроксимации функций распределения с применением аппарата «сшитых» функций / Н. В. Киреева, Л. Р. Чупахина // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. — 2016. — № 5–1. — С. 17–20.

10. Правила тяговых расчетов для поездной работы. — М.: ОАО «Российские железные дороги», 2014. — 516 с.

11. Исаев И. П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами / И. П. Исаев, Ю. М. Лужнов. — М.: Машиностроение, 1985. — 238 с

12. Розенфельд В. Е. Теория электрической тяги / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, Н. Н. Сидоров. — М.: Транспорт, 1983. — 328 с.

13. Сорин Л. Н. Силовое взаимодействие в контакте «колесо — рельс» / Л. Н. Сорин, А. А. Зарифьян, Г. А. Бузало // Известия вузов. — 2004. — № 1.

14. Ляпушкин Н. Н. Модель физических процессов в пятне контакта при движении колеса по рельсу со скольжением / Н. Н. Ляпушкин, А. Н. Савоськин // Наука и техника транспорта. — 2008. — № 1. — С. 33–43.

15. Савоськин А. Н. Исследование процессов срыва сцепления и боксования в тяговом приводе I класса / А. Н. Савоськин, А. А. Чучин, А. П. Васильев // Наука и техника транспорта. — 2009. — № 2.

16. Голечков Ю. И. О моделях контактного взаимодействия колеса и рельса в динамике транспортных систем / Ю. И. Голечков, Е. П. Корольков // Наука и техника транспорта. — 2011. — № 3. — С. 39–43.

17. Погорелов Д. Ю. Модификация алгоритма FASTSIM решения задачи контакта колеса и рельса / Д. Ю. Погорелов, В. Н. Языков // Вестник Брянского государственного технического университета. — 2004. — № 2(2). — С. 103–109.

18. Гарг В. К. Динамика подвижного состава / В. К. Гарг, Р. В. Дуккипати. — М.: Транспорт, 1988. — 391 с.

19. Костюкевич А. И. Обзор моделей фрикционного взаимодействия колес с рельсами / А. И. Костюкевич, И. А. Цыгановский. — Луганск, 2012. — № 4.

Дата поступления: 27.09.2022

Решение о публикации: 26.10.2022

Контактная информация:

ИЗВАРИН Михаил Юльевич — канд. техн. наук, доц.;
misha3568723@yandex.ru

АНДРЕЕВ Владимир Евгеньевич — начальник
департамента

Clutch Curve Calculation for Designing Anti-Skid and Anti-Slippage Systems

M. Yu. Izvarin¹, V. E. Andreev²

¹Emperor Alexander I Petersburg State Transport University, 9, Moskovsky pr., Saint Petersburg, 190031, Russian Federation

²Russian Railways JSC, Moscow, Novaya Basmannaya st., 2

For citation: Izvarin M. Yu., Andreev V. E. Clutch Curve Calculation for Designing Anti-Skid and Anti-Slippage Systems // *Proceedings of Petersburg Transport University*, 2022, vol. 19, iss. 4, pp. 752–762. (In Russian). DOI: 10.20295/1815-588X-2022-4-752-762

Summary

Purpose: Creation of mathematical apparatus for calculating clutch curve in designing of anti-skid and anti-slippage devices. It is necessary to obtain formula suitable for calculating the dependence of clutch coefficient from absolute and relative slippage speeds of wheelsets along rails and from electric rolling stock (ERS) speed. **Methods:** Result analysis of trials for various ERS types according to data from open sources and to clutch characteristics obtained as a result of these trials with the use of mathematical statistics methods.

Results: as a result of the work, it has been managed to represent the dependence for calculating clutch coefficient in the form of two function “joining”. **Practical significance** lies in the possibility to use the work results at designing anti-skid/anti-slippage device UPZ-M.

Keywords: Electric rolling stock, clutch force, sliding of wheelsets, skid, slippage, anti-skid/anti-slippage device.

References

1. Kalker J. J. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. *Vehicle System Dynamics*. 1982, I. 11, pp. 1–13.
2. Kalker J. J. On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction: thesis. Delft, 1967.
3. Polach O. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit. *Wear*. 2005, I. 258.
4. Polach O. Influence of locomotive tractive effort on the forces of between wheel and rail. *Vehicle System Dynamics Supplement*. 2001, I. 35 pp. 7–22.
5. Wei K., Zhao J., You X. Development of a slip and slide for the electric locomotive based on inverter controlled induction motors. 5th IEEE Conference on Industrial Electronics and application. 2009.
6. Matsumoto Y., Eguchi N., Kawamura A. Novel Re-adhesion Control for Train Traction System of the Shinkansen with the Estimation of Wheel-to-Rail Adhesive Force. *Proc. of IEEE. IECON*. 2001. pp. 1207–1212.
7. Barna G., Lewandowski M. Simulation model of wheel slip and slide protection systems for rail vehicles. *Czasopismo Techniczne. Elektrotechnika Zeszyt*. 2016, I. 1–E(2), pp. 3–15.
8. He J. H., Zhang C. F. An overview on wheel-rail adhesion utilization of heavy-haul locomotive (in Chinese). *Journal of the China Railway Society*. 2018, vol. 40, I. 9, pp. 30–39.
9. Kireeva N. V., Chupakhina L. R. Issledovanie approksimatsii funktsiy raspredeleniya s primeneniem apparata “sshitykh” funktsiy [Investigation of the approximation of distribution functions using the apparatus of “stitched” functions]. *Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamental’nykh issledovaniy* [International Journal of Applied and Basic Research]. 2016, I. 5–1, pp. 17–20. (In Russian)
10. *Pravila tyagovykh raschetov dlya poezdnoy raboty* [Traction calculation rules for train operation]. Moscow: OAO “Rossiyskie zheleznye dorogi” Publ., 2014, 516 p. (In Russian)
11. Isaev I. P., Luzhnov Yu. M. *Problemy stsepleniya koles lokomotiva s rel’sami* [Problems of adhesion of locomotive wheels with rails]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1985, 238 p. (In Russian)
12. Rozenfel’d V. E., Isaev I. P., Sidorov N. N. *Teoriya elektricheskoy tyagi* [Theory of electric traction]. Moscow: Transport Publ., 1983, 328 p. (In Russian)
13. Sorin L. N., Zarif’yan A. A., Buzalo G. A. Silovoe vzaimodeystvie v kontakte “koleso — rel’s” [Force interaction in the wheel-rail contact]. *Izvestiya vuzov* [Izvestiya Universities]. 2004, Iss. 1. (In Russian)
14. Lyapushkin N. N., Savos’kin A. N. Model’ fizicheskikh protsessov v pyatne kontakta pri dvizhenii kolesa po rel’su so skol’zheniem [Model of physical processes in the contact patch when the wheel moves along the rail with sliding]. *Nauka i tekhnika transporta* [Science and technology of transport]. 2008, I. 1, pp. 33–43. (In Russian)
15. Savos’kin A. N., Chuchin A. A., Vasil’ev A. P. Issledovanie protsessov sryva stsepleniya i boksovaniya v tyagovom privode I klassa [Investigation of the processes of disengagement and boxing in a traction drive of class I]. *Nauka i tekhnika transporta* [Science and technology of transport]. 2009, I. 2. (In Russian)
16. Golechkov Yu. I., Korol’kov E. P. O modelyakh kontaktного vzaimodeystviya kolesa i rel’sa v dinamike transportnykh sistem [On models of wheel-rail contact interaction in the dynamics of transport systems]. *Nauka i tekhnika transporta* [Science and technology of transport]. 2011, I. 3, pp. 39–43. (In Russian)
17. Pogorelov D. Yu., Yazykov V. N. Modifikatsiya algoritma FASTSIM resheniya zadachi kontakta kolesa i rel’sa [Modification of the FASTSIM algorithm for solving the wheel-rail contact problem]. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Bryansk State Technical University]. 2004, I. 2(2), pp. 103–109. (In Russian)
18. Garg V. K., Dukupati R. V. *Dinamika podvizhnogo sostava* [Rolling stock dynamics]. Moscow: Transport Publ., 1988, 391 p. (In Russian)
19. Kostyukevich A. I., Tsyganovskiy I. A. *Obzor modeley friktsionnogo vzaimodeystviya koles s rel’sami* [Review of models of frictional interaction of wheels with rails]. Lugansk, 2012, I. 4. (In Russian)

Received: September 27, 2022

Accepted: October 26, 2022

Author’s information:

Mikhail Yu. IZVARIN — PhD in Engineering, Associate Professor; misha3568723@yandex.ru

Vladimir E. ANDREEV — Department Head