

ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ СЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА РУДНИЧНЫХ И МАГИСТРАЛЬНЫХ ЭЛЕКТРОВОЗОВ

И. Р. Харисов¹, А. Л. Карякин¹

¹ Уральский государственный горный университет, Екатеринбург, Россия,
e-mail: nexuskharisa@gmail.com

Аннотация: В статье рассмотрен вопрос определения условий сцепления в зоне контакта «колесо – рельс» тягового электропривода рудничных и магистральных электровозов. Целью данной работы является исследование условий сцепления в этой зоне контакта «колесо – рельс». В статье представлены требования к системе автоматического управления тяговым электроприводом. На основании требований определена основная задача системы управления. Приведена типовая структура системы автоматического управления и представлена ее декомпозиция по функциям: система управления тяговым приводом и система управления тяговым усилием. Приведена классификация системы управления тяговым усилием по способам управления. Подробно рассмотрен способ управления по определению условий сцепления в зоне контакта «колесо – рельс». На основании дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих структуру механической части тягового электропривода, представлены уравнения для расчета момента сцепления и коэффициента сцепления. Дано определение для наблюдаемого момента сцепления и наблюдаемого коэффициента сцепления. Проведено математическое моделирование подвижного состава. Результаты математического моделирования показали, что уравнения для расчета наблюдаемого момента сцепления и наблюдаемого коэффициента сцепления дают погрешность менее 1%. Проведен практический эксперимент непосредственно на объекте. Результаты практического эксперимента подтвердили теоретические методы расчета наблюдаемого момента сцепления и наблюдаемого коэффициента сцепления. Дополнительно было выявлено наличие периодических шумов в сигналах наблюдаемого момента сцепления и наблюдаемого коэффициента сцепления, вследствие чего определена задача для следующего исследования.

Ключевые слова: рудничный и магистральный электровоз, тяговый электропривод, коэффициент сцепления, момент сцепления.

Для цитирования: Харисов И. Р., Карякин А. Л. Исследование условий сцепления колесной пары тягового электропривода рудничных и магистральных электровозов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2024. – № 1-1. – С. 59–73. DOI: 10.25018/0236_1493_2024_011_0_59.

Wheel/rail adhesion research for mining locomotive and electric locomotive

I. R. Kharisov¹, A. L. Karyakin¹

¹ Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia, e-mail: nexuskharisa@gmail.com

Abstract: The article describes the issue of determining the adhesion behavior in the “wheel-rail” contact zone of the traction electric drive of mining and electric locomotives. The purpose of this article is researching the adhesion behavior in the wheel-rail contact zone. The article presents the requirements for the control system of the traction electric drive. Based on the requirements, the main task of the control system is determined. A typical structure of the control system is given and its decomposition by functions is presented: a traction drive control system and a traction force control system. A classification of traction force control systems according to control methods is presented. The control method for determining the behavior of adhesion in the wheel-rail contact zone is considered in detail. Equations are presented for calculating the adhesion torque and the adhesion coefficient, these equations are based on second-order differential equations describing the structure of the mechanical part of the traction drive. A definition is given for the observed adhesion torque and the observed adhesion coefficient. The mathematical modeling of the locomotive is presented. The results of mathematical modeling showed that the equations for calculating the observed adhesion torque and the observed adhesion coefficient give an error of less than 1%. A practical experiment was carried out directly on the object. The results of the practical experiment confirmed the theoretical methods for calculating the observed adhesion torque and the observed adhesion coefficient. Additionally, the presence of periodic noise in the signals of the observed adhesion torque and the observed adhesion coefficient was revealed, as a result of which the task for the next study was determined.

Key words: mining locomotive, electric locomotive, traction power electric drive, adhesion, adhesion coefficient, wheel slip speed, adhesion torque, adhesion force.

For citation: Kharisov I. R., Karyakin A. L. Wheel/rail adhesion research for mining locomotive and electric locomotive. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2024;(1-1):59–73. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2024_011_0_59.

Введение

В целях совершенствования подвижного состава правительством Российской Федерации приняты основные направления развития железнодорожного транспорта до 2030 года и Стратегия развития железнодорожного транспорта. Данной стратегией предусмотрена разработка подвижного состава нового поколения. На сегодняшний день в отечественном парке железнодорожной техники уже имеется современный подвижной состав, оснащенный тяговыми комплексами с асинхронными тяговыми двигателями (электровозы и поезда 2ЭС10, 2ЭС7, ЭС2Г). Так, в парке Кировского филиала АО «Апатит» эксплуатируются электровозы серий ВЛ10, ВЛ15 и 2ЭС10. Данные электровозы служат для транспортировки руд от месторождений до горно-обогатительного комбината. При этом

профиль железнодорожного пути отличается сложными и затяжными подъемами и спусками. Например, на участке Юкспориок – Расвумчорр уклон составляет 30‰. Сложность данного

участка особенно проявляется в условиях плохих погодных условий. Дополнительно к плохим погодным условиям добавляется фактор присутствия третьих тел [1] в зоне контакта колеса и рельса. Под фактором третьих тел понимают дополнительные материалы в зоне контакта «колесо – рельс», например такие, как рудная пыль, масло, листья и другие возможные материалы. Как правило [2], наличие третьих тел ведет к ухудшению условий сцепления, а следовательно, приводит к тому, что подвижной состав движется с избыточным скольжением и малой реализованной силой тяги. При этом подразделение

управления движением — дирекция тяги — вынуждена сокращать нормы масс провозимых грузов, тем самым увеличивая экономические и временные затраты. Однако применение электровозов 2ЭС10 на сложных участках пути показало, что тяговый привод данного электровоза способен справляться со сложными условиями, и при этом с минимальными потерями сил тяги. Необходимо отметить, что тяговое оборудование, установленное на современных подвижных составах, в том числе и на электровозе 2ЭС10, полностью зарубежного производства. Поэтому является актуальной разработка отечественного комплекса тягового оборудования, в том числе и тягового электропривода. Наиболее важной в тяговом электроприводе является система управления, так как именно от качества законов управления будут зависеть тяговые характеристики электропривода.

Основной блок

Система автоматического управления тяговым приводом должна обеспечивать движение в любой точке тяговой характеристики в продолжительном режиме, осуществлять регулирование тягового усилия поезда при существующих ограничениях на ускорение подвижного состава и мощности тягового электрического привода. Также система автоматического управления тяговым приводом поезда должна обеспечивать достаточный темп снижения или повышения тягового усилия для избегания глубоких боксований и юза колесных пар [3].

Типовая структурная схема системы автоматического управления тяговым электроприводом подвижного приведена на рис. 1.

В структурной схеме условно выделены две подсистемы: система управления тяговым усилием и система

управления тяговым двигателем [4]. Как правило, в качестве систем автоматического управления тяговым электроприводом электровозов применяют скалярную [5, 6], векторную системы автоматического управления [7–9] и систему автоматического управления с прямым управлением моментом [10–12]. Однако широкое распространение получила векторная система управления, в силу применения различных вариантов широко-импульсной модуляции и жёстких механических характеристик. Поэтому на электровозе 2ЭС10 применяется векторная система управления тяговым электроприводом.

Рассмотрим систему управления тяговым усилием. Задача системы управления тяговым усилием заключается в приближении расчетного коэффициента сцепления к максимуму коэффициента сцепления. Идеализированно цель системы управления можно описать следующим выражением:

$$\Psi = \Psi_p \cdot 0.95, \quad (1)$$

где Ψ — коэффициент сцепления; Ψ_p — расчетный коэффициент сцепления.

Данная цель достигается за счет применения различных законов управления, которые можно классифицировать по способу:

- определения линейной скорости подвижного состава [13];
- определения боксования или юза [14];
- регулирования [15];
- определения условий сцепления [16, 17].

Отметим, что перечисленные способы управления справедливы как для режима тяги, так и для режима электрического торможения, так как, вне зависимости от режима движения подвижного состава, характеристика изменения коэффициента сцепления имеет

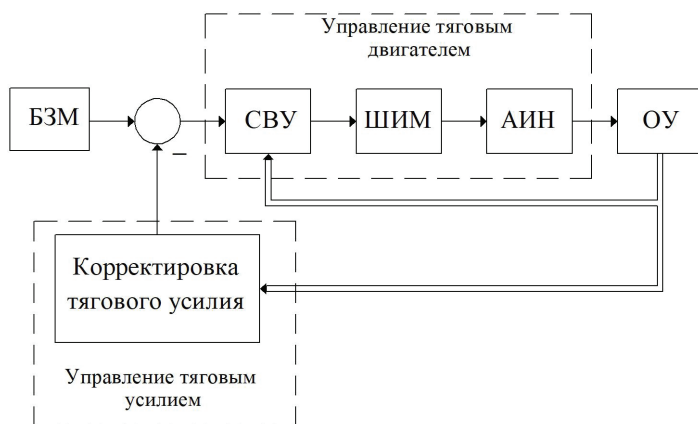


Рис. 1. Структурная схема системы автоматического управления тяговым электроприводом: БЗМ – блок задания момента; СВУ – система векторного управления; ШИМ – широтно-импульсная модуляция; АИН – автономный инвертор напряжения; ОУ – объект управления
 Fig. 1. Structural diagram of the control system of the traction electric drive

одинаковую форму. Поэтому с целью упрощения далее будет рассмотрен только режим тяги, однако полученные результаты будут справедливы и для режима электрического торможения.

Особое внимание заслуживает способ определения условия сцепления [16, 17], в связи тем, что именно от определения условий сцепления будет зависеть эффективность движения подвижного состава, в соответствии с (1). Например, закон управления движением подвижного состава может обеспечить движение без избыточного скольжения и без учета текущих условий сцепления, путем реализации малой силы тяги, однако при этом будут существенно недоиспользованы тяговые свойства электропривода.

При учете существующих сил сцепления можно добиться реализации цели (1) в допустимых пределах скольжения. Основная сложность учета существующих условий сцепления заключается в том, что на сегодняшний день нельзя прямым способом измерить силу сцепления колеса и рельса. Существующие условия сцепления численно характеризуют коэффициент и момент

сцепления. Известно, что коэффициент сцепления можно определить как [18]

$$\varphi(t) = F_{\text{сц}}(t) / G_{\text{л}}, \quad (2)$$

где $F_{\text{сц}}(t)$ – сила сцепления локомотива; $G_{\text{л}}$ – сила тяжести локомотива.

Однако для расчета коэффициента сцепления неизвестна величина силы сцепления, или эквивалентная ей величина момента сцепления. Для расчета момента сцепления построим структурную схему механической части тягового электропривода электровоза без учета внешних воздействий (рис. 2).

Исходя из структурной схемы (рис. 2) и принятых допущений об абсолютно жестких механических связях, для механической части тягового электропривода электровоза справедливо следующее дифференциальное уравнение:

$$\ddot{\theta} \cdot J_{\Sigma} = \mu^2 \cdot M_{\text{эм}} - b \cdot \dot{\theta} - \mu \cdot M_{\text{сц}}, \quad (3)$$

где θ – угол поворота ротора тягового двигателя; b – коэффициент вязкости редуктора; J_{Σ} – суммарный момент инерции, приведенный к ротору тягового двигателя.

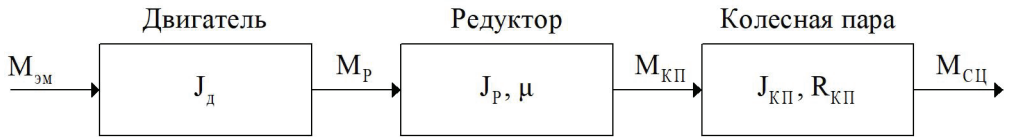


Рис. 2. Структурная схема механической части тягового электропривода: $M_{эм}$ – электромагнитный момент двигателя; $J_d, J_p, J_{кп}$ – момент инерции двигателя, редуктора и колесной пары соответственно; M_p – входной момент редуктора; μ – передаточное число редуктора; $M_{кп}$ – момент колесной пары; $R_{кп}$ – радиус колесной пары; $M_{сц}$ – момент сцепления

Fig. 2. Structural diagram of the mechanical part of the traction electric drive

Исходя из уравнения (3), можно выразить момент сцепления:

$$M_{сц} = \mu \cdot M_{эм} - \frac{b}{\mu} \cdot \dot{\theta}_p - \frac{J_{\Sigma}}{\mu} \cdot \ddot{\theta}_p. \quad (4)$$

В реальных цифровых системах управления в значениях угла поворота двигателя θ и электромагнитного момента двигателя $M_{эм}$ присутствуют случайные и периодические возмущения. Например, вследствие проезда стыков рельс в сигнале угла поворота двигателя появляется высокочастотная периодическая составляющая, связанная с ударной кратковременной нагрузкой на колесную пару. В совокупности шумы приводят к искажению расчетной величины момента сцепления. Для устранения данного недостатка вычисленное значение момента сцепления фильтруют с помощью фильтра нижних частот [19], тогда уравнение для наблюдаемого момента сцепления будет иметь вид

$$\widehat{M}_{сц} = \frac{\omega_{ср}}{p + \omega_{ср}} \cdot \left(\mu \cdot M_{эм} - \frac{b}{\mu} \dot{\theta}_p - \frac{J_{\Sigma}}{\mu} \ddot{\theta}_p \right), \quad (5)$$

где $\omega_{ср}$ – частота среза фильтра низких частот, p – оператор дифференцирования.

Таким образом, под наблюдаемым моментом сцепления будем понимать

вычисленную косвенным методом величину на основе уравнений (4), (5), величину, сглаженную при помощи методов цифровой обработки сигналов.

Зная наблюдаемый момент сцепления, можно определить наблюдаемый коэффициент сцепления:

$$\widehat{\sigma}(t) = \frac{1}{G_d} \cdot \widehat{M}_{сц}(t). \quad (6)$$

Для проверки выражений (5), (6) проведем математическое моделирование в пакете Matlab/Simulink на модели движения локомотива [20, 21], учитывающей коэффициент сцепления в зоне контакта «колесо – рельс» и сопротивления движению подвижного состава. Упрощенно можно сказать, что основная задача моделирования движения локомотива заключается в определении силы тяги локомотива и силы сопротивления движению локомотива по выражению

$$F_k - F_c = m_{\text{э}} \cdot a, \quad (7)$$

где F_k – сила тяги подвижного состава; F_c – внешние силы сопротивления движению; $m_{\text{э}}$ – эффективная масса подвижного состава; a – ускорение подвижного состава.

Под эффективной массой $m_{\text{э}}$ понимается масса состава, учитывающая моменты инерции вращающихся

частей, которая определяется через коэффициент $\hat{i} < 1$ по выражению

$$m_3 = \xi \cdot m, \quad (8)$$

где m – масса подвижного состава.

Внешние силы сопротивления движению подвижного состава можно классифицировать следующим образом:

- сила сопротивления, возникающая при движении;
- начальная статическая сила;
- сопротивление от уклонов;
- сопротивление в кривых.

Условно можно разделить силы сопротивления на основные и дополнительные. К основным силам относятся следующие силы, возникающие при движении:

- трения поверхности осей колесных пар в буксовых подшипниках;
- трения качения бандажа колёсной пары по поверхности рельса;
- трения скольжения колёсной пары по поверхности рельса;
- сопротивления от рассеяния энергии локомотивом и поверхности рельсов (вследствие ударных нагрузок при проезде стыков, неравноупругости и неровности пути в плане и профиле, колебаний наддрессорного строения подвижного состава и т.д.);
- сопротивления от окружающей среды (от скоростного напора воздуха на лобовую поверхность локомотива; завихрений и разрежений воздуха у задней стенки хвостового вагона; трения воздушных струй о боковую поверхность подвижного состава; от турбулентных потоков воздуха в межвагонных пространствах).

Основные силы трения рассчитывают по следующему уравнению:

$$F_c = F_{\text{тр}} + F_H + F_y + F_{\text{кр}}, \quad (9)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила сопротивления, возникающая при движении; F_H – начальная

статическая сила; F_y – сопротивление от уклонов; $F_{\text{кр}}$ – сопротивление от кривых.

Силу сопротивления, возникающую при движении, определяют как

$$F_{\text{тр}} = a + bV + cV^2, \quad (10)$$

где V – линейная скорость подвижного состава; a, b, c – индивидуально определяемые коэффициенты подвижного состава.

Начальную статическую силу и сопротивление от уклонов рассчитывают по следующим уравнениям:

$$F_H = 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot m \cdot g, \quad (11)$$

$$F_y = m \cdot g \cdot \sin \acute{\alpha}, \quad (12)$$

где $\acute{\alpha}$ – угол уклона.

Сопротивление от кривых определяют как

$$F_{\text{кр}} = m \cdot g \cdot k_{\text{кр}}, \quad (13)$$

где $k_{\text{кр}}$ – коэффициент кривой.

Силу тяги поезда определяют по уравнению

$$F_K = \frac{M_{\text{эм}}}{R_{\text{кп}}} \cdot \mu, \quad (14)$$

где $M_{\text{эм}}$ – электромагнитный момент двигателя; $R_{\text{кп}}$ – радиус колесной пары.

На рис. 3 приведена структурная схема математической модели.

Основные данные механической части, использованные для построения модели, приведены в табл. 1.

Определим аналитическую функцию зависимости коэффициента сцепления от скорости скольжения:

$$\phi = \frac{2 \cdot \alpha}{\frac{\hat{a}}{V_{\text{ск}}} + \frac{V_{\text{ск}}}{\hat{a}}}, \quad (15)$$

где $V_{\text{ск}}$ – скорость скольжения.

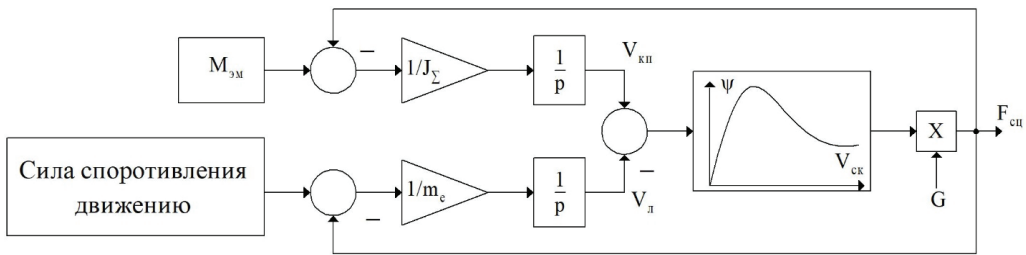


Рис. 3. Структурная схема математической модели
Fig. 3. The structure of the mathematical model

Таблица 1
Параметры модели
Model parameters

Параметр	Значение
Диаметр колесной пары, м	1,25
Максимальная сила тяги, кН	5300
Суммарный момент инерции, кг·м ²	55
Масса состава, т	8000
Сила тяжести, кН	245
Передаточное число редуктора	5,39

Скорость скольжения определяется как разность между окружной скоростью колесной пары и линейной скоростью подвижного состава [22, 23]:

$$V_{ск} = V_{окп} - V_{л}, \quad (16)$$

где $V_{окп}$ — окружная скорость колесной пары; $V_{л}$ — линейная скорость локомотива.

Для проведения численного эксперимента на математической модели зададимся значениями, представленными в табл. 2. Отметим, что от коэффициента α зависит максимальное значение коэффициента сцепления, а от коэффициента \hat{a} — смещение точки максимального значения коэффициента сцепления относительно скорости скольжения колесной пары на графике зависимости $\psi(V_{ск})$.

График скорости скольжения колесной пары по результатам моделирования приведен на рис. 4. На пятой секунде численного эксперимента в выражении (15) уменьшили значение коэффициента α , вследствие чего

начала возрастает скорость скольжения до значения 7 км/ч. На десятой секунде численного эксперимента восстановили исходное значение коэффициента α , вследствие чего скорость скольжения начала снижаться. Наличие скорости скольжения на временном диапазоне с 10 по 16 секунду обусловлено наличием нормального скольжения. Под нормальным скольжением понимается такое скольжение колесной пары, при котором не происходит неконтролируемых скачков скольжения, при этом момент, заданный машинистом, остается неизменным.

На рис. 5 и 6 представлены результаты расчета графиков момента сцепления и коэффициента сцепления (пунктирная линия) в сравнении с соответствующими переменными, рассчитанными по аналитическим выражениям [20] (сплошная линия).

Как следует из рис. 5 и 6, наблюдаемый момент сцепления и наблюдаемый коэффициент сцепления имеют малую погрешность (менее 1%). Максималь-

Таблица 2
 Значения коэффициентов
 Coefficient values

Время	α	\hat{a}
<5	0,4	4,8
5 с	0,1	4,8
>10 с	0,4	4,8

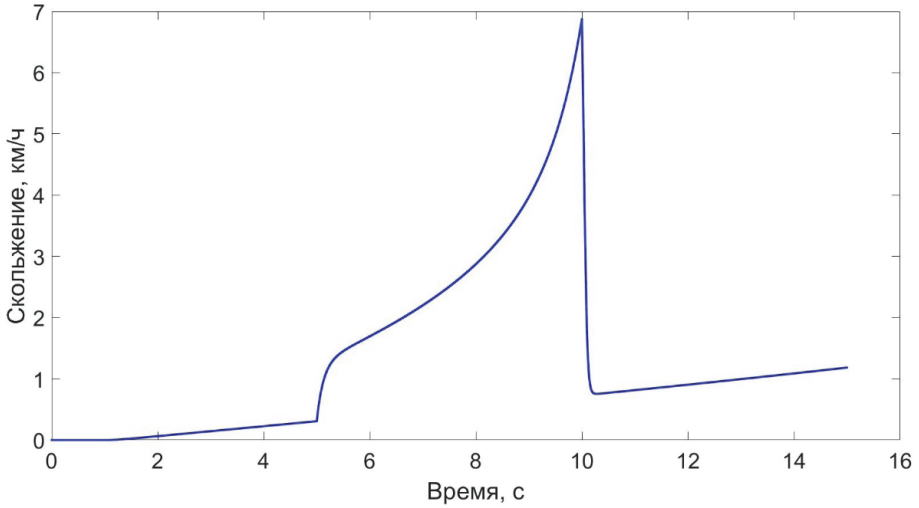


Рис. 4. График скорости скольжения колесной пары
 Fig. 4. Graph of the wheel slip speed

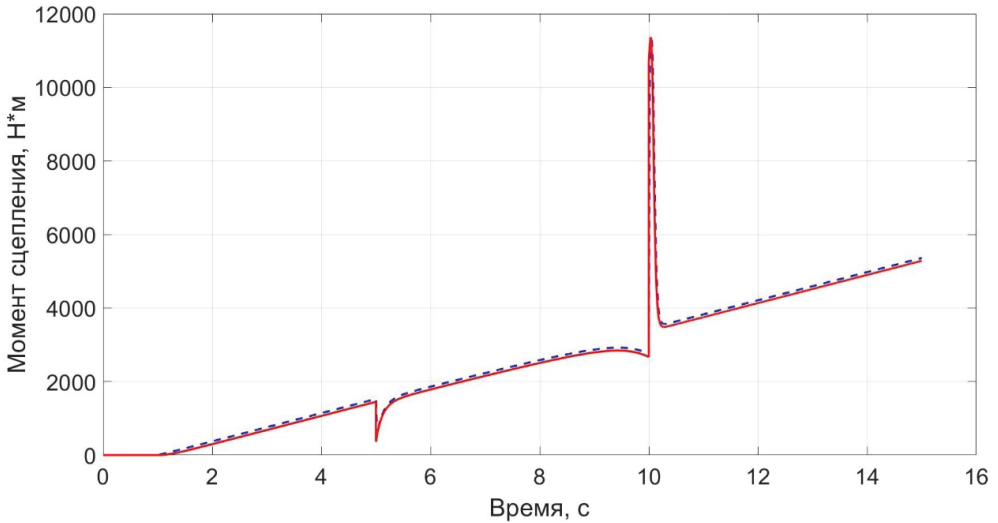


Рис. 5. График наблюдаемого момента сцепления (пунктирная линия) и момента сцепления, рассчитанного по аналитическому выражению [20] (сплошная линия)
 Fig. 5. Graph of the observed adhesion torque (dotted line) and the adhesion torque calculated by the analytical expression [20] (solid line)

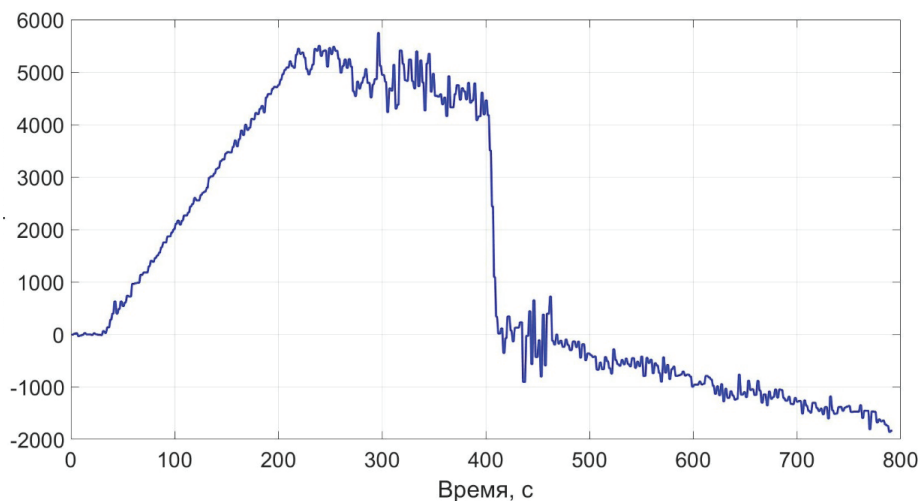


Рис. 6. График наблюдаемого коэффициента сцепления (пунктирная линия) и коэффициента сцепления, рассчитанного по аналитическому выражению [20] (сплошная линия)

Fig. 6. Graph of the observed adhesion coefficient (dotted line) and the adhesion coefficient calculated by the analytical expression [20] (solid line)

ное отклонение для наблюдаемого момента сцепления составляет 77 Н·м, что в процентном соотношении составляет 0,96% от максимального момента, соответствующего зоне ограничения по сцеплению тяговой характеристики.

Для подтверждения полученных выше теоретических результатов были проведены экспериментальные исследования непосредственно на объекте, с целью изучения изменения наблюдаемого коэффициента сцепления и момента сцепления под влиянием внешних условий. Экспериментальные исследования проводились на магистральном электровозе постоянного тока 2ЭС10, оснащённом частотно регулируемым тяговым приводом с асинхронным тяговым двигателем. Электровоз был выполнен в двухсекционном варианте и оснащён системой полива воды под колесные пары. Масса состава — 7000 т. Эксперимент проводился в условиях минимальных порывов ветра (до 5 м/с), температура окружающей среды изменялась от 20

до 25 градусов по Цельсию, а влажность воздуха составляла 15%.

Эксперимент заключался в следующем. Электровоз начинал движение со стоянки, задание машинистом силы тяги составляло 7000 Н·м. При этом, согласно выражениям (5), (6), проводились вычисления текущего наблюдаемого момента сцепления и текущего наблюдаемого коэффициента сцепления. При достижении уровня реализованного момента более чем 80% от заданного производилась подача водно-глицериновой смеси в зону контакта колеса и рельса, вследствие чего нарушалось условие

$$F_K < F_{сц}. \quad (17)$$

После этого начиналось избыточное скольжение колесной пары. Результаты эксперимента представлены на рис. 7 и 8. На рис. 7 показаны результаты расчета наблюдаемого момента сцепления. Восходящая часть графика (до 200-й секунды) соответствует разгону подвижного состава, на 200-й секунде был

произведен полив водно-глицериновой смеси в зону контакта колеса и рельса, на 400-й секунде был произведен переход в режим выбега с последующим переходом в режим электрического торможения. На рис. 8 представлены результаты расчета наблюдаемого коэффициента сцепления. График наблюдаемого коэффициента сцепления ана-

логичен графику момента сцепления. Это объясняется тем, что при расчете наблюдаемого коэффициента сцепления не учитывалось перераспределение сил реакции силы тяжести секции локомотива в точке контакта.

На графиках, изображенных на рис. 7 и 8, присутствуют шумы. Эти шумы появляются по ряду причин,

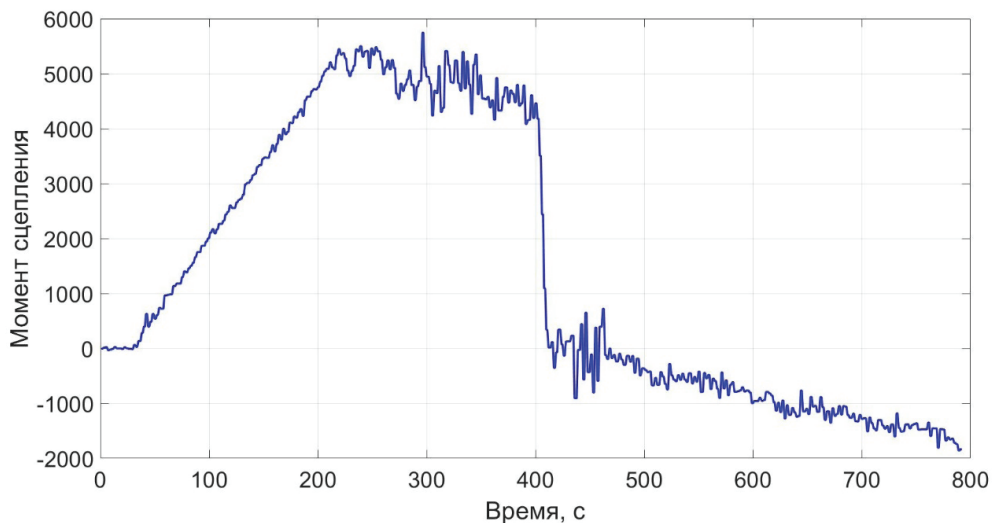


Рис. 7. График наблюдаемого момента сцепления
Fig. 7. Graph of the observed adhesion torque

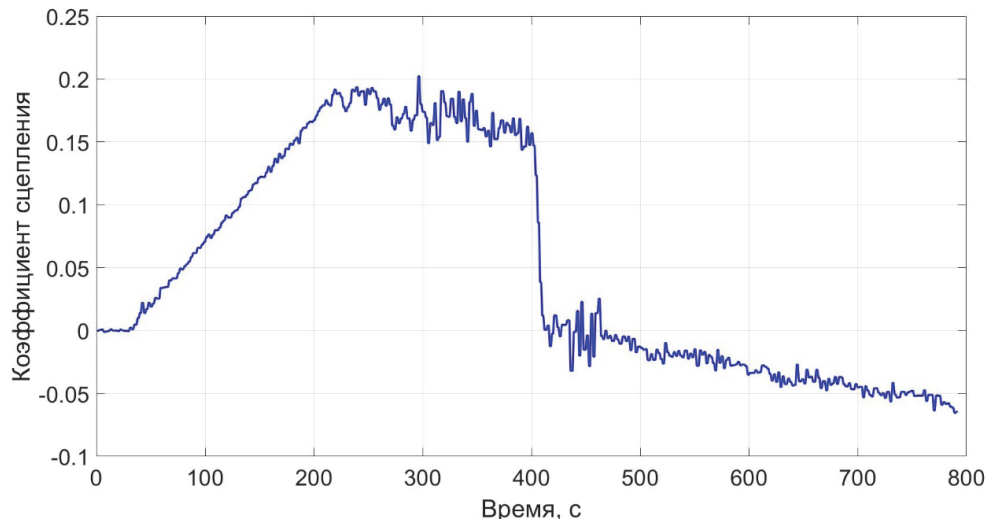


Рис. 8. График наблюдаемого коэффициента сцепления
Fig. 8. Graph of the observed adhesion coefficient

основные из них можно классифицировать следующим образом:

- колебания в механической части электропривода;
- продольные колебания подвижного состава;
- вращение тягового асинхронного двигателя относительно своей оси;
- волнообразный износ рельс;
- проезд стыков железных дорог;
- наличие инородных тел на головке рельсов.

Рассмотрим каждый фактор возникновения шумов. Колебания в механической части обусловлены наличием демпфирующих элементов механической части тягового электропривода. Например, за счет наличия демпферов в наклонных тягах электровоза тележка может перемещаться относительно кузова. Продольные колебания в основном обусловлены инерционностью подвижного состава, и в некоторых случаях вагоны могут подталкивать локомотив, вследствие чего на автосцепке создается кратковременное ударное усилие. Вращение тягового асинхронного двигателя относительно своей оси обусловлено креплением к раме тележки при помощи поводка. Волнообразный износ рельс возникает на сложных участках пути. Например, на подъемах машинист согласно режимной карте задает момент, близкий к максимальному расчетному по тяговой характеристике. В плохих погодных условиях реальный момент сцепления ниже расчетного, поэтому нарушается условие (17) и начинается процесс избыточного скольжения, который приводит к неравномерному износу рельс. Наличие инородных тел обусловлено как природными факторами, так и человеческими. К природным можно отнести задувание посторонних предметов на рельсы, к человеческим — умышленное наложение на головки рельс посторон-

них предметов, например камней или монет.

Численно описать измеряемую угловую частоту вращения можно дифференциальным уравнением в операторной форме:

$$\omega_{\text{ИЗМ}}(t) = \omega_{\text{P}}(t) + \Delta L(t) \cdot \frac{1}{s}, \quad (18)$$

где $\omega_{\text{ИЗМ}}$ — значение измеренной угловой частоты вращения ротора асинхронного тягового электродвигателя; ω_{P} — угловая частота вращения ротора асинхронного тягового электродвигателя; $\Delta L(t)$ — вектор возмущений, s — оператор Лапласа.

Вектор возмущений можно охарактеризовать как

$$\Delta L(t) = [\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3, \Delta l_4, \Delta l_5, \Delta l_6], \quad (19)$$

где Δl_1 — возмущение, вызванное колебаниями в механической части электропривода; Δl_2 — возмущение, вызванное продольными колебаниями подвижного состава; Δl_3 — возмущение, вызванное вращением тягового асинхронного двигателя относительно своей оси; Δl_4 — возмущение, вызванное волнообразным износом рельс; Δl_5 — возмущение, вызванное проездом стыков рельс; Δl_6 — возмущение, вызванное наличием инородных предметов на головке рельс.

Для оптимизации задач фильтрации наблюдаемого момента сцепления и наблюдаемого коэффициента сцепления необходимо провести гармонический анализ данных сигналов, что позволит выбрать метод цифровой обработки сигналов. Предположительно можно сказать, что для фильтрации необходимо применять фильтры, имеющие амплитудно-частотные характеристики с наибольшим допустимым наклоном в точке пересечения оси частоты и с минимальным изменением коэффициента усиления в зоне

полосы пропускания. Например, таким фильтром соответствуют фильтр Баттерворта и фильтр Чебышева второго рода. Также возможен метод фильтрации с применением фильтра Калмана [24, 25].

Заключение

Таким образом, проведенные исследования подтвердили корректность определения наблюдаемого момента сцепления и наблюдаемого коэффициента сцепления по выражениям (5), (6). Применение выражений (5), (6) при реализации закона управления тяговым

электроприводом магистральных и рудничных электровозов позволит вычислять текущие условия сцепления в зоне контакта «колесо — рельс», что, в свою очередь, позволит адаптивно изменять законы управления тяговым электроприводом, исходя из условий сцепления в зоне контакта «колесо — рельс». Вместе с тем результаты эксперимента выявили наличие возмущений в значениях наблюдаемого момента сцепления и наблюдаемого коэффициента сцепления, что делает необходимым фильтрацию сигналов. Данная задача является предметом дальнейших исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Самме Г. В. Фрикционное взаимодействие колесных пар локомотива с рельсами: Монография. — М.: Маршрут, 2005. — 80 с.
2. Moaveni B., Fathabadi F. R., Molavi A. Supervisory predictive control for wheel slip prevention and tracking of desired speed profile in electric trains // ISA Transactions. 2020, vol. 101, pp. 102–115. DOI: 10.1016/j.isatra.2020.01.011.
3. Tavernini D., Metzler M., Gruber P., Sorniotti A. Explicit nonlinear model predictive control for electric vehicle traction control // IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2019, vol. 27, no. 4, pp. 1438–1451. DOI: 10.1109/TCST.2018.2837097.
4. Makishima S., Kondo K., Shimoyama H., Sato D., Takahashi S., Koseki T. Wheel slip control technologies Japanese railways // International Power Electronics Conference (IPEC-Himeji 2022- ECCE Asia). 2022, pp. 692–697. DOI: 10.23919/IPEC-Himeji2022-ECCE53331.2022.9807234.
5. Чернышева Т. А., Аникин В. В., Чернышев И. А., Чернышев А. Ю. Частотно-регулируемый электропривод центробежных насосных установок добычи нефти // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. — 2019. — Т. 330. — № 12. — С. 168–178. DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2417.
6. Васильев Б. Ю., Шпенст В. А., Калашников О. В., Ульянов Г. Н. Обеспечение энергетической развязки электроприводов и сетей электроснабжения промышленных электротехнических комплексов // Записки Горного института. — 2018. — Т. 229. — С. 41–49. DOI: 10.25515/PMI.2018.1.41.
7. Чернышев А. Ю., Журиков С. А., Чернышев И. А. Электропривод подъемников комплексов неофизического исследования скважин // Известия Томского политехнического университета. — 2015. — Т. 326. — № 3. — С. 63–69.
8. Текле И. С., Зюзев А. М., Костылев А. В. Повышение эффективности работы частотно-регулируемого электропривода штангового насоса // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. — 2022. — Т. 333. — № 11. — С. 140–148. DOI: 10.18799/24131830/2022/11/3955.
9. Sadr S., Kaburi D. A., Namazi M., Shiri A., Moghadam D. E. Modeling of wheel and rail slip and demonstration of the benefit of maximum adhesion control in train propulsion system // IEEE 23rd International Symposium on Industrial Electronics (ISIE). 2014, pp. 847–852. DOI: 10.1109/ISIE.2014.6864722.
10. Sung G.-M., Chen C.-R., Tien M.-H., Tseng C.-L., Lee C.-Y., Yu C.-P. Predictive direct torque control ASIC of three-phase induction motor using speed-sensorless control

and neural network proportional-integral-derivative controller // IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC). 2022, pp. 1659–1664. DOI: 10.1109/SMC53654.2022.9945473.

11. *Hadla H., Santos F.* Performance comparison of field-oriented control, direct torque control, and model-predictive control for SynRMs // Chinese Journal of Electrical Engineering. 2022, vol. 8, no. 1, pp. 24–37. DOI: 10.23919/CJEE.2022.000003.

12. *Конохов Д. В., Федяева Г. А., Тарасов А. Н., Смородова Т. В.* Моделирование системы энергоэффективного двухзонного регулирования скорости асинхронного электропривода с прямым управлением моментом // Вестник Брянского государственного технического университета. — 2016. — № 1(49). — С. 127–133. DOI: 10.12737/18303.

13. *Hahn J.-O., Rajamani R., Alexander L.* Gps-based real-time identification of tire-road friction coefficient // IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2002, vol. 10, no. 3, pp. 331–343. DOI: 10.1109/87.998016.

14. *Федяева Г. А., Кобищанов В. В., Матюшков С. Ю., Тарасов А. Н.* Моделирование системы управления тягой и торможением магистрального грузового тепловоза в программных комплексах Matlab и «Универсальный механизм» // Вестник Брянского технического университета. — 2013. — № 3. — С. 147–151.

15. *Hwang D. H., Kim M. S., Jeon J. W., Lee J. H., Park D. Y., Kim Y. J., Ryou H. J., Kim J. S.* Anti-slip control system of Korean high-speed train // Computers in Railways VII. 2000, pp. 613–622. DOI: 10.2495/CR000591.

16. *Diao L., Zhao L., Jin Z., Wang L., Sharkh S. M.* Taking traction control to task: pigh-adhesion-point tracking based on a disturbance observer in railway vehicles // IEEE Industrial Electronics Magazine. 2017, vol. 11, no. 1, pp. 51–62. DOI: 10.1109/MIE.2016.2644699.

17. *Huang Z., Xu Z., Chen B., Zhang R., Chen Y., Peng Q.* Sliding mode control for urban railway anti-slip system based on optimal slip ratio estimation with forgetting factor recursive least-squares // Proceedings of the 36th Chinese Control Conference. 2017, pp. 9502–9507. DOI: 10.23919/ChiCC.2017.8028873.

18. *Ohishi K., Kadowaki S., Smizu Y., Sano T., Yaskawa S., Koseki T.* Anti-slip readhesion control of electric commuter train based on disturbance observer considering bogie dynamics // IECON 2006–32nd Annual Conference. 2006, pp. 5270–5275. DOI: 10.1109/IECON.2006.347734.

19. *Ohishi K.* Realization of fine motion control based on disturbance observer // 10th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control. 2008, pp. 1–8. DOI: 10.1109/AMC.2008.4516032.


20. *Sadr S., Kaburi D. A., Namazi M., Shiri A., Moghadam D. E.* Modeling of wheel and rail slip and demonstration of the benefit of maximum adhesion control in train propulsion system // IEEE 23rd International Symposium on Industrial Electronics (ISIE). 2014, pp. 847–852. DOI: 10.1109/ISIE.2014.6864722.

21. *Борисов С. В., Колтунова Е. А., Кладиев С. Н.* Совершенствование структуры имитационной модели тягового асинхронного электропривода рудничного электровоза // Записки Горного института. — 2021. — Т. 247. — С. 114–121. DOI: 10.31897/PMI.2021.1.12.

22. *Pichlík P.* Locomotive wheel slip controller based on power dissipation in wheel-rail contact // International Conference on Electrical Drives & Power Electronics (EDPE). 2019, pp. 211–216. DOI: 10.1109/EDPE.2019.8883900.

23. *Can K., Jingchun H., Wenqi D., Xiaokang W.* Adhesion control method based on optimal slip velocity searching and tracking // 14th IEEE International Conference on Electronic Measurement & Instruments (ICEMI). 2019, pp. 1200–1207. DOI: 10.1109/ICEMI46757.2019.9101798.

24. *Pichlík P., Bauer J.* Analysis of the locomotive wheel slip controller operation during low velocity // IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems. 2021, vol. 22, no. 3, pp. 1543–1552. DOI: 10.1109/TITS.2020.2971832.

25. *Каплин А. Ю., Степанов М. Г.* Анализ алгоритма комплексной обработки угломерной информации в навигационной системе подвижного объекта // Информационно-управляющие системы. — 2016. — № 2. — С. 89–94. DOI: 10.15217/issn1684-8853.2016.2.89. 

REFERENCES

1. Samme G. V. Frictional interaction of wheel pairs of a locomotive with rails, Moscow, Marshrut Publ., 2005, 80 p. [In Russ].
2. Moaveni B., Fathabadi F. R., Molavi A. Supervisory predictive control for wheel slip prevention and tracking of desired speed profile in electric trains. *ISA Transactions*. 2020, vol. 101, pp. 102–115. DOI: 10.1016/j.isatra.2020.01.011.
3. Tavernini D., Metzler M., Gruber P., Sornioti A. Explicit nonlinear model predictive control for electric vehicle traction control. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2019, vol. 27, no. 4, pp. 1438–1451. DOI: 10.1109/TCST.2018.2837097.
4. Makishima S., Kondo K., Shimoyama H., Sato D., Takahashi S., Koseki T. Wheel slip control technologies on Japanese railways. *International Power Electronics Conference (IPEC-Himeji 2022- ECCE Asia)*. 2022, pp. 692–697. DOI: 10.23919/IPEC-Himeji2022-ECCE53331.2022.9807234.
5. Chernysheva T. A., Anikin V. V., Chernyshev I. A., Chernyshev A. Yu. Variable speed electric drive of centrifugal pump in oil lifting plants. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*. 2019, vol. 330, no. 12, pp. 168–178. [In Russ]. DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2417.
6. Vasilyev B. Yu., Shpenst V. A., Kalashnikov O. V., Ulyanov G. N. Providing energy decoupling of electric drive and electric grids for industrial electrical installations. *Journal of Mining Institute*. 2018, vol. 329, pp. 41–49. [In Russ]. DOI: 10.25515/PMI.2018.1.41.
7. Chernishev A. Yu., Zhurikov S. A., Chernishev I. A. Electric drive of elevators for borehole geophysical survey complex. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*. 2015, vol. 326, no. 3, pp. 63–69. [In Russ].
8. Teclé S. I., Zuizev A. M., Kostylev A. V. Improving sucker rod pump efficiency using frequency controlled induction motor. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*. 2022, vol. 333, no. 11, pp. 140–148. [In Russ]. DOI: 10.18799/24131830/2022/11/3955.
9. Sadr S., Kaburi D. A., Namazi M., Shiri A., Moghadam D. E. Modeling of wheel and rail slip and demonstration of the benefit of maximum adhesion control in train propulsion system. *IEEE 23rd International Symposium on Industrial Electronics (ISIE)*. 2014, pp. 847–852. DOI: 10.1109/ISIE.2014.6864722.
10. Sung G.-M., Chen C.-R., Tien M.-H., Tseng C.-L., Lee C.-Y., Yu C.-P. Predictive direct torque control ASIC of three-phase induction motor using speed-sensorless control and neural network proportional-integral-derivative controller. *IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC)*. 2022, pp. 1659–1664. DOI: 10.1109/SMC53654.2022.9945473.
11. Hadla H., Santos F. Performance comparison of field-oriented control, direct torque control, and model-predictive control for SynRMs. *Chinese Journal of Electrical Engineering*. 2022, vol. 8, no. 1, pp. 24–37. DOI: 10.23919/CJEE.2022.000003.
12. Konokhov D. V., Fedyaeva G. A., Tarasov A. N., Smorudova T. V. Simulation of system of energy efficient double-area velocity control in asynchronous drive with moment direct control. *Bulleten of Bryansk State Technical University*. 2016, no. 1(49), pp.127–133. [In Russ]. DOI: 10.12737/18303.
13. Hahn J.-O., Rajamani R., Alexander L. Gps-based real-time identification of tire-road friction coefficient. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2002, vol. 10, no. 3, pp. 331–343. DOI: 10.1109/87.998016.
14. Fedyaeva G. A., Kobishchanov V. V., Matyushkov S. Yu., Tarasov A. N. Modeling of control system of traction and braking mainline freight locomotives in soft-ware systems Matlab and «Universal mechanism». *Bulleten of Bryansk State Technical University*. 2013, no. 3(39), pp. 147–151. [In Russ].
15. Hwang D. H., Kim M. S., Jeon J. W., Lee J. H., Park D. Y., Kim Y. J., Ryoo H. J., Kim J. S. Anti-slip control system of Korean high-speed train. *Computers in Railways VII*. 2000, pp. 613–622. DOI: 10.2495/CR000591.

16. Diao L., Zhao L., Jin Z., Wang L., Sharkh S. M. Taking traction control to task: high-adhesion-point tracking based on a disturbance observer in railway vehicles. *IEEE Industrial Electronics Magazine*. 2017, vol. 11, no. 1, pp. 51–62. DOI: 10.1109/MIE.2016.2644699.

17. Huang Z., Xu Z., Chen B., Zhang R., Chen Y., Peng Q. Sliding mode control for urban railway anti-slip system based on optimal slip ratio estimation with forgetting factor recursive least-squares. *Proceedings of the 36th Chinese Control Conference*. 2017, pp. 9502–9507. DOI: 10.23919/ChiCC.2017.8028873.

18. Ohishi K., Kadowaki S., Smizu Y., Sano T., Yaskawa S., Koseki T. Anti-slip readhesion control of electric commuter train based on disturbance observer considering bogie dynamics. *IECON 2006–32nd Annual Conference*. 2006, pp. 5270–5275. DOI: 10.1109/IECON.2006.347734.

19. Ohishi K. Realization of fine motion control based on disturbance observer. *10th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control*. 2008, pp. 1–8. DOI: 10.1109/AMC.2008.4516032.

20. Sadr S., Kaburi D. A., Namazi M., Shiri A., Moghadam D. E. Modeling of wheel and rail slip and demonstration of the benefit of maximum adhesion control in train propulsion system. *IEEE 23rd International Symposium on Industrial Electronics (ISIE)*. 2014, pp. 847–852. DOI: 10.1109/ISIE.2014.6864722.

21. Borisov S. V., Koltunova E. A., Kladiev S. N. Traction asynchronous electric drive of mine electric locomotive simulation model structure improvement. *Journal of Mining Institute*. 2021, vol. 247, p. 114–121. [In Russ]. DOI: 10.31897/PMI.2021.1.12.

22. Pichlik P. Locomotive Wheel slip controller based on power dissipation in wheel-rail contact. *International Conference on Electrical Drives & Power Electronics (EDPE)*. 2019, pp. 211–216. DOI: 10.1109/EDPE.2019.8883900.

23. Can K., Jingchun H., Wenqi D., Xiaokang W. Adhesion control method based on optimal slip velocity searching and tracking. *14th IEEE International Conference on Electronic Measurement & Instruments (ICEMI)*. 2019, pp. 1200–1207. DOI: 10.1109/ICEMI46757.2019.9101798.

24. Pichlik P., Bauer J. Analysis of the locomotive wheel slip controller operation during low velocity. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*. 2021, vol. 22, no. 3, pp. 1543–1552. DOI: 10.1109/TITS.2020.2971832.

25. Kaplin A. Y., Stepanov M. G. Analysis of algorithm for complex processing of goniometric information in a moving object navigation system. *Informatsionno upravliaiushchie sistemy (Information and control systems)*. 2016, no. 2, pp. 89–94. [In Russ]. DOI: 10.15217/issn1684–8853.2016.2.89.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Харисов Ильдар Ришатович¹ — аспирант, e-mail: nexuskharisa@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-5078-0533>.

Карякин Александр Ливцевич¹ — докт. техн. наук, профессор, e-mail: karyakin.a@ursmu.ru, <https://orcid.org/0000-0001-6196-3263>.

¹Уральский государственный горный университет.

Для контактов: Харисов И. Р., e-mail: nexuskharisa@gmail.com.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Kharisov I. R.¹, Postgraduate Student, e-mail: nexuskharisa@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-5078-0533>;

Karyakin A. L.¹, Dr. Sci. (Eng.), Professor, e-mail: karyakin.a@ursmu.ru, <https://orcid.org/0000-0001-6196-3263>.

¹Ural State Mining University, Russia, 620144, Russia, Yekaterinburg, st. Kuibyshev, 30.

Corresponding author: Kharisov I. R., e-mail: nexuskharisa@gmail.com.

Получена редакцией 15.05.2023; получена после рецензии 04.09.2023; принята к печати 10.12.2023.

Received by the editors 15.05.2023; received after the review 04.09.2023; accepted for printing 10.12.2023.