



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Научная статья

УДК 629.423.1

DOI: 10.21780/2223-9731-2022-81-3-230-239

EDN: <https://elibrary.ru/cecenc>



АНАЛИЗ УПРАВЛЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЕМ КОЛЕСНЫХ ПАР ГРУЗОВОГО ЭЛЕКТРОВОЗА С АСИНХРОННЫМИ ТЯГОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

А. Н. Савоськин¹, Н. Д. Шилин²✉

¹Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)),
Москва, Российская Федерация

²Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ),
Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. С каждым годом на сети железных дорог РФ непрерывно возрастает количество электроподвижного состава с асинхронными тяговыми двигателями, так как такой тяговый привод имеет ряд преимуществ перед приводом с двигателями постоянного тока. Одной из проблем, связанной с внедрением асинхронных двигателей и повышением массы составов поездов, является реализация максимальной силы тяги электровозом на границе сцепления колес с рельсами. Своевременное распознавание избыточного скольжения колесных пар является важнейшим показателем эффективности тягового привода при реализации максимальных тяговых свойств электровоза всеми осями.

Материалы и методы. В статье отражены результаты исследования параметров скольжения колесных пар электровоза с асинхронными тяговыми двигателями и поосным управлением силой тяги, полученных в ходе проведения опытных поездок на участке железной дороги при различных условиях сцепления. Представлена методика исследования срывов сцепления колесных пар электровозов с асинхронными тяговыми двигателями.

Результаты. В ходе сравнения полученных экспериментальных результатов с расчетными параметрами математической модели О. Polach приведен уточненный диапазон относительного скольжения колесных пар, в котором система управления электровозом может реализовать максимальную силу тяги. Превышение этого диапазона приведет к повышенному износу колесных пар без повышения тяговых свойств.

Обсуждение и заключение. Результаты исследования целесообразно использовать в дальнейшем при разработке систем управления силой тяги на пределе по сцеплению и систем управления скольжением колесных пар грузовых электровозов с асинхронными тяговыми двигателями.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: электровоз, коэффициент сцепления, скольжение, асинхронный тяговый двигатель, сила сцепления, система колесо–рельс, сила тяги

Благодарности: авторы выражают благодарность рецензентам за полезные замечания и советы, способствовавшие улучшению статьи.

Для цитирования: Савоськин А. Н., Шилин Н. Д. Анализ управления скольжением колесных пар грузового электровоза с асинхронными тяговыми двигателями // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2022. Т. 81, № 3. С. 230–239. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-3-230-239>.

✉ shilin.nikita@vniizht.ru (Н. Д. Шилин)

© Савоськин А. Н., Шилин Н. Д., 2022



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.423.1

DOI: 10.21780/2223-9731-2022-81-3-230-239

EDN: <https://elibrary.ru/cecenc>



ANALYSIS OF WHEEL PAIRS SLIP CONTROL OF ELECTRIC FREIGHT LOCOMOTIVE WITH ASYNCHRONOUS TRACTION MOTORS

Anatoliy N. Savos'kin¹, Nikita D. Shilin²✉

¹Russian University of Transport,
Moscow, Russian Federation

²Railway Research Institute,
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Every year, the amount of electric rolling stock with asynchronous traction motors is continuously increasing on the Russian railway network, since such traction drives have a number of advantages over drives with DC motors. One of the problems associated with the introduction of asynchronous motors and an increase in the mass of trains is the implementation of the maximum traction force by an electric locomotive at the threshold in terms of wheel – rail adhesion. Timely recognition of excessive slip of wheel pairs is the most important indicator of the efficiency of the traction drive in realising the maximum traction properties of the electric locomotive at all axles.

Materials and methods. The article reflects the results of the study of slip of electric locomotive wheel pairs with asynchronous traction motors and axial control of the traction force, obtained during experimental runs on a railway section under various adhesion conditions. The article presents a technique for studying the wheel pair adhesion failure of electric locomotives with asynchronous traction motors.

Results. During the comparison of the obtained experimental results with the calculated parameters by the O. Polach mathematical model, an updated range of the relative slip of wheel pairs is given, in which the electric locomotive control system could realise the maximum tractive effort. Exceeding this range will lead to increased wear of wheel pairs without increasing traction properties.

Discussion and conclusion. It is advisable to use the results of the study in the future when developing systems for controlling the tractive effort at the limit of adhesion and systems for controlling the slip of wheel pairs of electric freight locomotives with asynchronous traction motors.

KEYWORDS: electric locomotive, friction coefficient, slip, asynchronous traction motor, adhesion force, wheel – rail system, traction force

Acknowledgments: The authors express their gratitude to the reviewers for their constructive comments, improving the quality of the article.

For citation: Savos'kin A.N., Shilin N.D. Analysis of wheel pairs slip control of electric freight locomotive with asynchronous traction motors. *Russian Railway Science Journal*. 2022;81(3):230-239. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-3-230-239>.

Введение. В силу ряда известных преимуществ все большее распространение в настоящее время получают грузовые электровозы с асинхронными тяговыми двигателями (АТД). По состоянию на 2022 г. на сети железных дорог РФ эксплуатируется более 350 локомотивов с АТД, из них 180 грузовых электровозов. Такие электровозы оборудованы тяговыми двигателями мощностью более 1000 кВт и поосным регулированием силы тяги, что позволяет им при трогании с места реализовать силу тяги более 750 кН.

На зарубежных электровозах также внедряются алгоритмы потележного и поосного регулирования силы тяги АТД. Так, на электровозах типа KZ4A Казахстанских железных дорог были применены системы с потележным управлением силой тяги, однако в дальнейшем их модифицировали на поосное управление силой тяги.

Повышение тяговой мощности электровозов непременно приводит к появлению граничных условий по сцеплению при реализации максимальной силы тяги. В настоящее время существует множество отечественных и зарубежных теоретических и практических исследований по теме повышения коэффициента сцепления колес с рельсами. Помимо применения подсыпки кварцевого песка под колесные пары (КП) на электроподвижном составе внедряют системы управления скольжением КП на пределе по сцеплению [1–4]. На основе проведенного анализа работ различных авторов было установлено, что при снижении коэффициента сцепления, например, при наезде на масляное пятно или иное загрязнение, максимум сцепления может находиться в разных диапазонах

скоростей скольжения. При движении по чистым рельсам или рельсам с небольшими загрязнениями максимум сцепления реализуется при значительно меньшей скорости скольжения $v_{ск}$, чем при замасленных рельсах [1, 5–8]. Таким образом, для максимального эффективного использования сил сцепления необходимо регулировать относительную скорость скольжения в некотором диапазоне в зависимости от текущих условий сцепления.

Так, например, в [6–9] показано, что зависимость коэффициента сцепления $\psi_{сц}$ от относительной скорости скольжения ε и линейной скорости движения электровоза v с АТД по сухим рельсам можно представить в виде поверхности (рис. 1) с проекцией максимального коэффициента сцепления во всем диапазоне линейной скорости (линия I). Видно, что при скорости движения электровоза от 0 до 10 км/ч и максимуме коэффициента сцепления относительная скорость скольжения $\varepsilon = v_{ск} / v \cdot 100\%$ может достигать 10–15%, в то время как при скорости движения выше 60 км/ч максимум коэффициента сцепления достигается при относительной скорости скольжения, не превышающей 2,5–3%.

Кроме того, выполненные исследования [3, 5–8] показали, что зависимости коэффициента сцепления от скорости скольжения на загрязненных рельсах (с остатками на поверхности рельса масляных пятен и пыли) и рельсах с водой или снегом на поверхности катания для электровозов с АТД будут иметь схожую форму, однако из-за снижения фрикционных свойств в зоне контакта колеса и рельса реализуемые величины $\psi_{сц}$ будут на 20–50% ниже, а величины ε — выше тех, что представлены на рис. 1 (при движении по сухим и чистым рельсам).

Основная особенность электровозов с АТД и поосным управлением силой тяги заключается в том, что их тяговая характеристика имеет два участка (рис. 2) [10]: в виде прямой линии участок $A-A_1$, соответствующий характеристике постоянства силы тяги (момента), и участок A_1-B , соответствующий характеристике постоянства мощности и имеющий вид гиперболы. Переход на характеристику постоянства мощности происходит после достижения номинальной мощности тяговых двигателей. Кроме того, на участке постоянства силы тяги может быть реализована так называемая бустерная (усиленная) характеристика (кривая I), соответствующая полчасовому режиму работы с повышенной мощностью тяговых двигателей, что дает электровозу дополнительные преимущества при реализации предельной силы тяги в условиях неблагоприятного сцепления колес с рельсами.

Следует отметить, что именно на участках $A-A_1$ характеристик постоянства силы тяги и скорости движения до 50 км/ч преимущественно происходит движение электровоза на пределе по сцеплению с

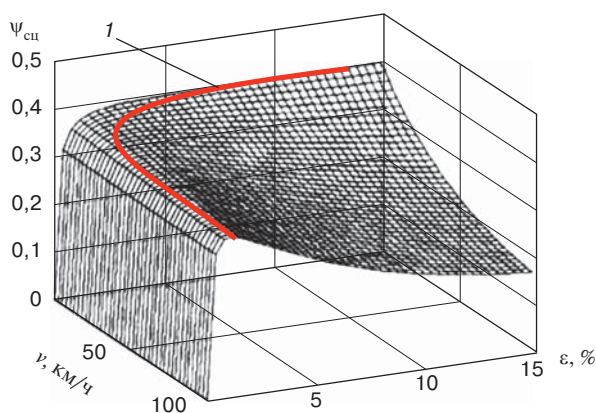


Рис. 1. Диаграмма зависимости коэффициента сцепления КП $\psi_{сц}$ от относительной скорости скольжения КП и скорости движения электровоза:
 I — максимум коэффициента сцепления

Fig. 1. Diagram of the dependence of the friction coefficient of the wheel pair $\psi_{сц}$ on the relative slipping speed of the wheel pair and electric locomotive speed:
 I — maximum friction coefficient

возникновением боксований с высокими скоростями относительного скольжения $\varepsilon \geq 5\%$.

Длительное движение электровоза с такими относительными скоростями скольжения может привести к нагреву рельса и поверхности бандажа до температур $t \geq 700^\circ\text{C}$ [1]. Температура 700°C является критической для фазового состояния стали, и ее превышение ведет к выделению на поверхности колеса хрупкой мартенситовой фазы и появлению трещин или вырывов металла (рис. 3). Поэтому алгоритм управления скоростью скольжения, заложенный в систему автоматического управления (САУ) тяговым приводом, не должен допускать длительного движения электровоза с такими скоростями относительного скольжения.

Таким образом, для обеспечения нормальных условий эксплуатации электровозов с АД необходимо обосновать способы управления силой тяги двигателей, исключающие движение электровоза с повышенными значениями ε , а также методы выявления боксований и способы вычисления линейной скорости электровоза.

Методика исследования срывов сцепления КП электровозов. Для изучения процессов, возникающих при реализации максимальных тяговых усилий ныне эксплуатируемых электровозов с АД, авторами были проведены исследования их тяговых и сцепных свойств в процессе испытаний. Опытные поездки проводились для электровоза на участке железной дороги с большим количеством руководящих подъемов крутизной 6–12‰, длиной более 10 км, а также с большим количеством кривых, в том числе малого радиуса (300–500 м). Масса поезда, установленная для двухсекционных электровозов с АД на участке проведения опытных поездок, составляет 6200 т.

Тягово-энергетические параметры АД электровоза определялись посредством прямых измерений токов и напряжений тяговых двигателей. Окружные скорости вращения КП $v_{\text{кпi}}$ определялись путем регистрации импульсных сигналов с боксовых датчиков пройденного пути и скорости, установленных на всех осях электровоза. Линейная скорость движения v определялась с помощью боксового датчика вагона-лаборатории, включенного в состав поезда.

Полученные данные использовались для расчета активной мощности тяговых двигателей секции электровоза $P_{\text{тдi}}$ и преобразования ее в силу тяги $F_{\text{ктдi}}$ (электрического торможения), приведенную к ободу КП. Электрические величины измерялись аналого-цифровыми преобразователями и записывались в энергонезависимую память измерительной системы [11].

Усредненные значения мощности $P_{\text{тд}}$ и касательных сил $F_{\text{ктд}}$ на ободе колес тяговых двигателей и силы тяги секции электровоза $F_{\text{к}}$ определялись по следующей формулам:

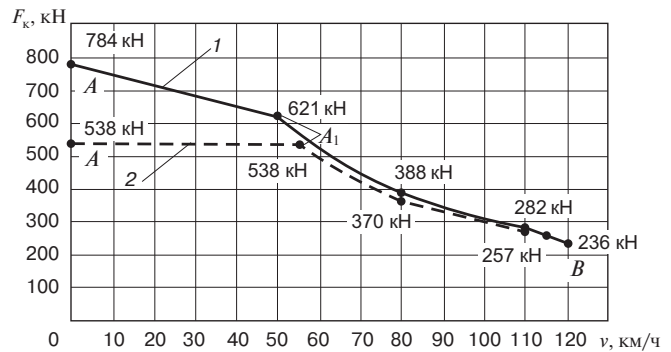


Рис. 2. Тяговая характеристика электровоза с АД [10]:
1 — максимальная характеристика; 2 — длительная характеристика

Fig. 2. Traction characteristic of an electric locomotive with asynchronous traction motors [10]:
1 — maximum characteristic; 2 — long-term characteristic



Рис. 3. Фрагмент бандажа КП электровоза с дефектом в виде вырыва металла на поверхности катания

Источник: <https://mydocx.ru/7-88701.html>

Fig. 3. Fragment of a bandage of a wheel pair of an electric locomotive with a defect in the form of tearing of metal on the tread surface

Source: <https://mydocx.ru/7-88701.html>

$$P_{\text{тд}} = \frac{\sum_{i=1}^N (U_{ACi} I_{Ai} + U_{BCi} I_{Bi})}{N}; \quad (1)$$

$$F_{\text{ктдi}} = 3,6 \frac{P_{\text{тдi}} \eta_{\text{тд}} \eta_{\text{зп}}}{v_{\text{кпi}}}; \quad (2)$$

$$F_{\text{к}} = \sum_{i=1}^n F_{\text{ктдi}} n_{\text{тд}}, \quad (3)$$

где U_{ACi} и U_{BCi} — линейное напряжение между фазами A–C и B–C, В; I_{Ai} и I_{Bi} — токи фаз A и B, А; N — количество мгновенных измерений за интервал времени t ;

$\eta_{\text{тд}}$ — КПД двигателя; $\eta_{\text{зп}}$ — КПД зубчатой передачи; $v_{\text{кпи}}$ — скорость вращения i -й КП, км/ч; i — порядковый номер КП; $n_{\text{тд}}$ — количество тяговых двигателей на секцию электровоза ($n_{\text{тд}} = 4$), шт.; n — количество КП электровоза.

Силы электрического торможения одного тягового двигателя и одной секции электровоза рассчитывались по аналогичным формулам:

$$B_{\text{тди}} = \frac{3,6 P_{\text{тди}}}{v_{\text{кпи}} \eta_{\text{тд}} \eta_{\text{зп}}}; \quad (4)$$

$$B_{\text{к}} = \sum_{i=1}^n B_{\text{тди}} n_{\text{тд}}. \quad (5)$$

Абсолютная скорость скольжения каждой КП определялась как

$$v_{\text{ски}} = v_{\text{кпи}} - v. \quad (6)$$

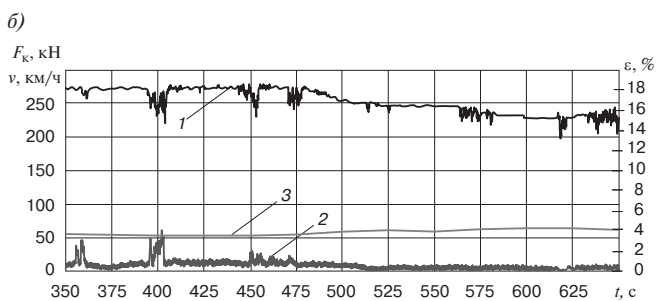
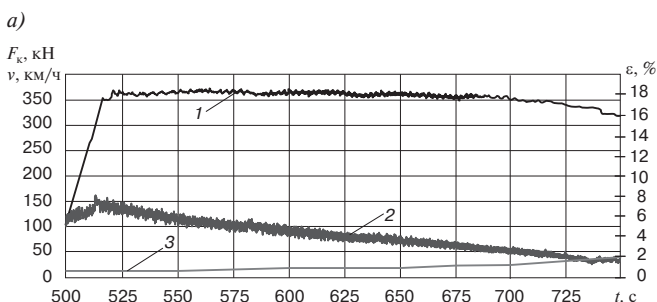


Рис. 4. Осциллограммы зависимостей силы тяги секции электровоза $F_{\text{к}}(t)$, скоростей скольжения i -х КП $v_{\text{ски}}(t)$ и $\varepsilon_i(t)$, а также линейной скорости движения $v(t)$ на различных участках тяговой характеристики:

а — характеристика при постоянстве силы тяги; б — характеристика при постоянстве мощности: 1 — сила тяги одной секции; 2 — относительная скорость скольжения первой КП ε_1 ; 3 — линейная скорость движения электровоза

Fig. 4. Oscillograms of the dependencies of the tractive effort of the section of the electric locomotive $F_{\text{к}}(t)$, the slipping speeds of i -th wheel pairs $v_{\text{ски}}(t)$ and $\varepsilon_i(t)$, as well as the linear speed of movement $v(t)$ in different parts of the traction characteristic:

а — characteristic at constant tractive effort; б — characteristic at constant power: 1 — tractive effort of one section; 2 — relative slipping speed of the first wheel pair ε_1 ; 3 — linear speed of the electric locomotive

Коэффициент тяги $k_{\text{т}}$ одной секции электровоза рассчитывался следующим образом:

$$k_{\text{т}} = \sum_{i=1}^n F_{\text{ктди}} / P_{\text{ди}}, \quad (7)$$

где $P_{\text{ди}}$ — динамическая нагрузка на рельс от одной КП, кН.

Представленные выше формулы и выполненные расчеты применимы для электровозов с неизношенными бандажами КП, имеющими диаметр по кругу катания $d_{\text{к}} = 1250$ мм. В случае изменения диаметров бандажей колес в расчетах сил тяги/торможения необходимо все силы и скорости приводить к реальному диаметру бандажей КП:

$$v' = v d'_{\text{к}} / d_{\text{к}}, \quad (8)$$

где $d'_{\text{к}}$ — реальный (изношенный) диаметр бандажа КП по кругу катания, мм.

Обработка полученных первичных данных, а также расчеты по формулам (1)–(8) производились в программных пакетах MatLab и Microsoft Excel с последующим представлением в графическом виде.

Описанная методика измерений и расчетов параметров движения электровоза позволяет в полной мере оценить процессы появления и развития боксования КП, возникающие во время движения, а также исследовать алгоритмы и качество работы системы защиты электровоза от боксования.

Результаты исследований. Опытные поездки электровоза производились зимой при выпадении осадков в виде снега. На рис. 4 представлены осциллограммы зависимостей силы тяги секции электровоза $F_{\text{к}}(t)$, линейной скорости движения $v(t)$, а также скоростей скольжения i -х КП $v_{\text{ски}}(t)$ и $\varepsilon_i(t)$ на различных участках тяговой характеристики.

При разгоне электровоза в диапазоне от 10 до 25 км/ч с ростом скорости сила тяги секции электровоза остается неизменной и находится на уровне 360 кН, что говорит о работе электровоза в зоне постоянства силы тяги (рис. 4, а). При скорости движения электровоза свыше 45 км/ч сила тяги постепенно снижается из-за перехода на характеристику постоянства мощности (рис. 4, б). Так, например, с ростом скорости от 50 до 62 км/ч сила тяги секции электровоза снизилась примерно на 40 кН. При этом в диапазоне скоростей 50–55 км/ч были зафиксированы частые срывы сцепления КП с рельсами. Поэтому этот диапазон скоростей был выбран для дальнейших исследований как наиболее наглядно отражающий работу алгоритмов управления сцеплением при возникновении частых боксований. Также стоит отметить, что при движении на участке характеристики постоянства силы тяги относительная скорость скольжения первой КП ε_1 находилась в диапазоне от 4 до 7 %

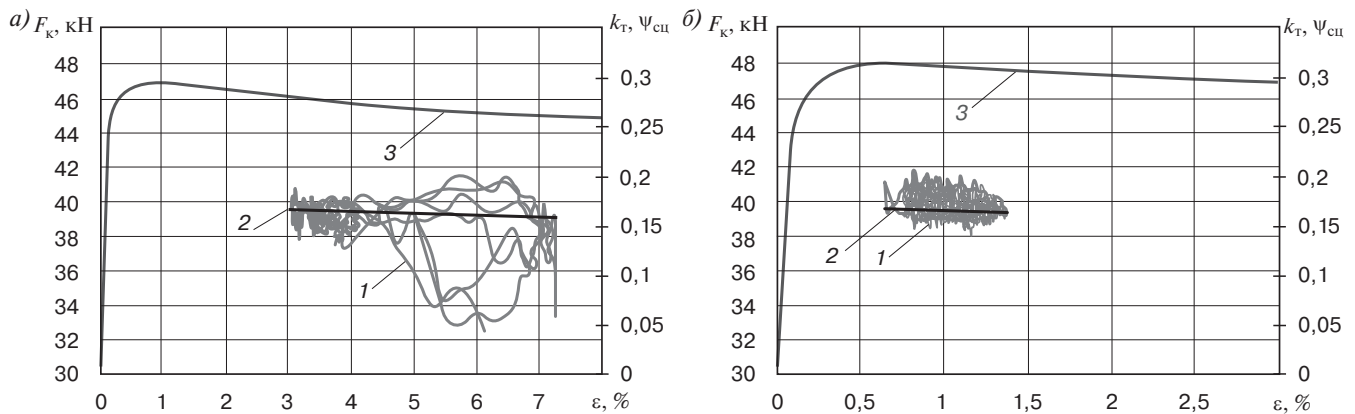


Рис. 5. Зависимости силы тяги от относительных скоростей скольжения для первой (а) и второй (б) КП на участке постоянства силы тяги тяговой характеристики:

1 — фазовые траектории силы тяги КП $F_{к\text{тл}}(\varepsilon)$; 2 — усредненная зависимость коэффициента тяги $k_{тi}(\varepsilon)$; 3 — зависимость коэффициента сцепления $\psi_{сц}(\varepsilon)$, по данным О. Polach [6]

Fig. 5. Dependences of the tractive effort on the relative slipping speeds for the first (a) and second (b) wheel pairs in the section of constancy of the tractive effort of the traction characteristic:

1 — phase trajectories of the tractive effort of the wheel pair $F_{к\text{тл}}(\varepsilon)$; 2 — average dependence of the traction coefficient $k_{тi}(\varepsilon)$; 3 — dependence of the friction coefficient $\psi_{сц}(\varepsilon)$, according to O. Polach [6]

(рис. 4, а), в то время как на участке постоянства мощности относительная скорость скольжения первой КП снизилась до 1–2% (рис. 4, б).

Полученные значения функций $F_{к\text{тл}}(t)$ и $\varepsilon_i(t)$ в области времени пересчитывались в зависимости силы тяги от относительной скорости скольжения $F_{к\text{тл}}(\varepsilon)$ различных КП (рис. 5). Эти зависимости представляют собой замкнутые линии — фазовые траектории (линии 1) [8, 12, 13] с колебаниями, вызванными неоднородностью физико-химических свойств поверхностей колеса и рельса в процессе боксования. Рассмотрим вначале зависимости $F_{к\text{тл}}(\varepsilon)$, полученные для первой КП на участке постоянства силы тяги тяговой характеристики электровоза, соответствующем движению поезда со скоростями от 20 до 25 км/ч. Фазовые траектории 1, соответствующие этому участку (рис. 5, а), практически «вытянуты» вдоль горизонтальной оси, где $F_k = 32\text{--}41$ кН. При этом изменения относительной скорости скольжения очень велики: они находятся в пределах $2,5\% \leq \varepsilon \leq 7,5\%$ и происходят со значительным снижением силы тяги до 32 кН.

Зависимости $F_{к\text{тл}}(\varepsilon)$, полученные для второй КП в том же диапазоне скоростей (рис. 5, б), также представляют собой фазовые траектории 1, вытянутые вдоль горизонтальной оси, где $F_k = 38\text{--}41$ кН. Диапазон изменения относительной скорости скольжения этой КП значительно меньше, чем у первой КП, и составляет всего $0,5\% \leq \varepsilon \leq 1,5\%$. Также небольшим является и диапазон изменения силы тяги. Это объясняется лучшими условиями сцепления из-за большей статической нагрузки этой КП, вызванной

перераспределением вертикальных статических нагрузок на КП, возникающим при реализации силы тяги [9]. Фазовые траектории третьей и четвертой КП, которые здесь не представлены, оказались близкими к зависимостям для второй КП, что также объясняется большими величинами статических нагрузок этих КП.

На основе этого анализа можно сделать следующий вывод: при движении электровоза на низких скоростях первая КП имеет повышенное скольжение по сравнению с другими КП, что может привести к перегреву поверхностей бандажа и рельса и, как следствие, возникновению повреждений (повышенный износ, вырывы металла и т. п.).

Полученные значения $F_{к\text{тл}}(\varepsilon)$ были пересчитаны в зависимости коэффициентов тяги от относительной скорости скольжения $k_{тi}(\varepsilon)$, которые нанесены на рис. 5 в виде средних значений этих коэффициентов (линия 2). При этом для учета динамического перераспределения сил P_d между КП экипажа во время движения при расчете коэффициента тяги по формуле (7) была применена функция расчета нагрузки каждой оси с учетом реализуемой силы тяги, разработанная авторами во ВНИИЖТ [14]. В расчете значения P_d выбраны согласно экспериментально полученным данным для электровоза 2ЭС6 с измерением дополнительной составляющей разгружающих и догружающих сил нажатия КП на рельс ΔP при движении вперед. При реализации силы тяги от 0 до 55 кН на каждую ось электровоз наезжал на участок рельсового пути с установленными

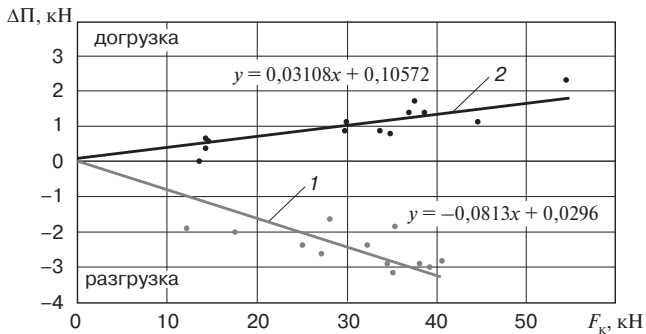


Рис. 6. Динамическая составляющая силы нажатия КП на рельс при реализации касательной силы тяги: 1 — первая КП; 2 — четвертая КП

Fig. 6. The dynamic component of the pressure force the wheel pair on the rail in the implementation of the tangential tractive effort: 1 — first wheel pair; 2 — fourth wheel pair

тензометрическими резисторами, тем самым изменяя напряжение электрического сигнала на выходе измерительной схемы.

На рис. 6 приведены обработанные сигналы в виде зависимости составляющей силы ΔP от силы тяги каждой оси $F_{кдi}$.

Для учета разгрузки первой и третьей оси в тележке рекомендуется формула

$$P_{дi} = P_{ст} - 0,0813F_{кдi} + 0,0296, \quad (9)$$

где $P_{ст}$ — статическая нагрузка на рельс одной оси, кН, $P_{ст} = 245$ кН.

Учет догрузки второй и четвертой оси определяется по формуле

$$P_{дi} = P_{ст} + 0,0311F_{кдi} + 0,106. \quad (10)$$

На основе этого были получены зависимости $k_{тi}(\epsilon)$ для каждой КП, которые нанесены на рис. 5 в виде средних значений этих коэффициентов (линия 2). Кроме того, на рис. 5 нанесена кривая $\psi_{сц}(\epsilon)$, полученная сечением рис. 1 плоскостью $v = \text{const} = 25$ км/ч, — линия 3 с максимальным коэффициентом сцепления 0,34–0,37. Дополнительно были учтены догружающие и разгружающие силы, согласно формулам (9) и (10), в результате чего кривые $\psi_{сц}(\epsilon)$ для первой и второй оси также имеют различную форму. При этом кривые $\psi_{сц}(\epsilon)$ имеют постоянный небольшой наклон коэффициента сцепления в диапазоне $\epsilon = 3 \div 8 \%$.

Характер изменения полученных кривых $k_{тi}(\epsilon)$ и $\psi_{сц}(\epsilon)$ для двух КП получился практически одинаковым — параллельные линии, где коэффициент тяги $k_t = 0,16–0,17$ почти в два раза меньше, чем $\psi_{сц} = 0,31–0,24$. Отличие экспериментальных кривых $k_{тi}(\epsilon)$ от расчетных $\psi_{сц}(\epsilon)$ вызвано различными исходными состояниями поверхностей рельсов при

построении этих кривых. Кривые $\psi_{сц}(\epsilon)$ были получены в [6–8] при моделировании движения по чистым рельсам и отсутствии осадков на поверхности катания в виде снега, дождя или росы, в то время как экспериментальные кривые $k_{тi}(\epsilon)$ получены при движении зимой с наличием снега в рельсовой колее, что значительно снижает реализуемые значения $k_{тi}(\epsilon)$.

При проведении следующего эксперимента на другом участке пути (рис. 7) были зафиксированы частые срывы КП электровоза в боксования при движении на подъеме при работе электровоза на участке постоянства мощности тяговой характеристики. Фазовые траектории 1 здесь также представляют собой замкнутые кривые с диапазоном изменения относительной скорости скольжения у всех четырех КП в пределах $0,5\% \leq \epsilon \leq 3,6\%$. Отдельные провалы силы тяги достигают при этом 15 кН и зафиксированы у второй и четвертой КП. За счет управления скольжением САУ электровоза удалось добиться реализации величины $F_{кдi}$ в диапазоне от 40 до 55 кН каждой КП. Такие особенности этих зависимостей объясняются тем, что электровоз в этом диапазоне скоростей движения работает на участке тяговой характеристики постоянства мощности.

На рис. 7 также видно, что при возникновении боксования сила тяги каждой оси $F_{кдi}$ резко изменяется, что вызвано индивидуальным воздействием на нее САУ. За счет этого скорость скольжения всех КП поддерживается в определенном диапазоне, где ϵ не превышает 4% (или $v_{ск} \sim 2$ км/ч в абсолютном значении).

За время боксования величина $F_{кдi}$ снижалась на 10–20 кН со скоростью $dF/dt = 220–250$ кН/с. Наибольшее снижение силы тяги было зафиксировано у четвертой КП и составило до 20 кН. Такое резкое снижение силы тяги заложено в алгоритм управления САУ приводом четвертой КП для исключения глубоких боксований «опорной» оси и недопущения режима синхронного боксования всех КП электровоза.

Для скорости свыше 45 км/ч так же, как и для низкой скорости движения, а именно на участке постоянства мощности тяговой характеристики, были получены усредненные значения коэффициента тяги для каждой КП (линия 2) по формуле (7) и с учетом догружающих и разгружающих сил по формулам (9)–(10). Полученные значения $k_{тi}(\epsilon)$ практически повторяют форму расчетной кривой коэффициента сцепления $\psi_{сц}(\epsilon)$ (линия 3) для всех КП и находятся в диапазоне от 0,20 до 0,24. Как и при движении на участке постоянства силы тяги, отличие экспериментальных кривых $k_{тi}(\epsilon)$ от расчетных $\psi_{сц}(\epsilon)$ заключается, как уже говорилось, в различных исходных состояниях поверхностей рельсов и коэффициента сцепления, принятых в расчетах.

Стоит отметить, что с ростом скорости движения коэффициент тяги электровоза должен снижаться, однако

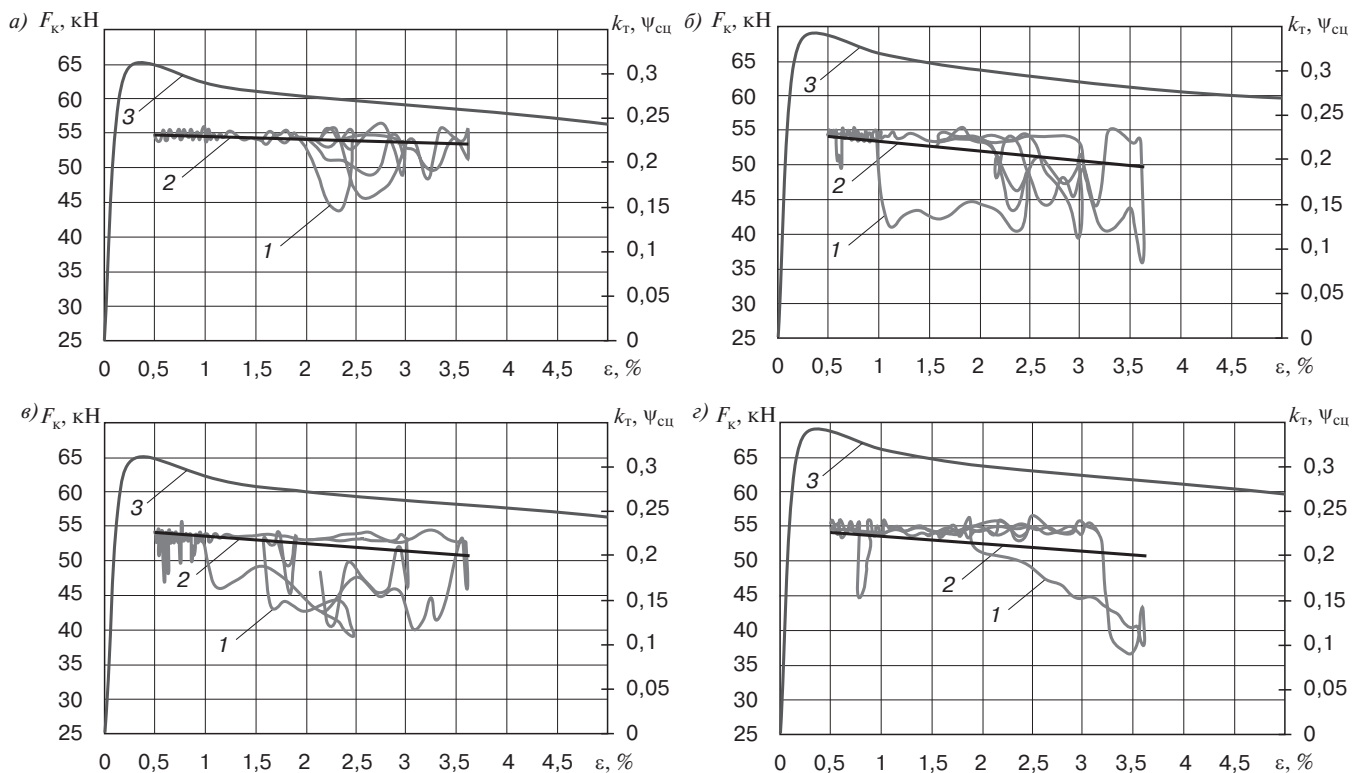


Рис. 7. Зависимости силы тяги от относительных скоростей скольжения для первой (а), второй (б), третьей (в) и четвертой (г) КП на участке постоянства мощности тяговой характеристики: 1 — фазовые траектории силы тяги КП $F_{кдл}(\epsilon)$; 2 — усредненная зависимость коэффициента тяги $k_{ti}(\epsilon)$; 3 — зависимость коэффициента сцепления $\psi_{cu}(\epsilon)$, по данным О. Polach [6]

Fig. 7. Dependences of the tractive effort on the relative slipping speeds for the first (a), second (b), third (c) and fourth (d) wheel pairs in the section of constant power of the traction characteristic: 1 — phase trajectories of the tractive effort of the wheel pair $F_{кдл}(\epsilon)$; 2 — average dependence of the traction coefficient $k_{ti}(\epsilon)$; 3 — dependence of the friction coefficient $\psi_{cu}(\epsilon)$, according to O. Polach [6]

в данном эксперименте он увеличился относительно предыдущего эксперимента с более низкой скоростью (рис. 5). Это объясняется различными условиями сцепления в момент проведения замеров, так как при движении по участку с большей скоростью (рис. 7) условия сцепления значительно улучшились, относительно первого эксперимента (рис. 5), что позволило реализовать большую силу тяги.

Из представленных выше результатов можно сделать вывод о том, что полученные экспериментальные кривые коэффициента тяги $k_{ti}(\epsilon)$ каждой КП как для участка постоянства силы тяги, так и для участка постоянства мощности имеют определенную сходимость с данными, приведенными в [8, 9], что говорит о правильности полученных результатов.

Чаще всего при проведении опытных поездок боксования КП возникали из-за наезда колес на влажные участки рельсов или участки с большим количеством снега на поверхности катания. Такой наезд сопровождался снижением коэффициента сцепления и, как следствие, возникновением боксований, однако САУ

электровоза своевременно распознавала развитие повышенного скольжения КП и регулировала скорости скольжения и момент тяговых двигателей так, чтобы не допустить глубоких разноосных боксований.

Заключение. Средние значения фазовых траекторий, полученных авторами, имеют удовлетворительную сходимость с результатами, полученными в расчетах О. Polach для электровозов с АТД. Различие в результатах объясняется разными начальными условиями исследований. При проведении испытаний условия сцепления в виде выпадения осадков и загрязнений на поверхности рельсов изменялись случайно, в то время как у О. Polach условия сцепления выбраны изначально близкими к идеальным (абсолютно чистые рельсы) и в процессе расчетов не изменялись.

С ростом относительной скорости скольжения коэффициент тяги практически не увеличивается. Это свидетельствует о том, что глубину относительного скольжения КП следует ограничивать в пределах 1–5 %.

Противобоксовочная защита электровоза имеет высокую чувствительность при выявлении срывов сцепления и обеспечивает работу на пределе по сцеплению с реализацией максимального тягового усилия при различных условиях движения с исключением глубоких боксований. Однако для полной оценки эффективности противобоксовочной защиты электровоза с АТД целесообразно проводить исследования во всем климатическом и температурном диапазоне эксплуатации электровозов с целью уменьшения влияния на результат исследований случайных факторов, связанных с сезонными особенностями эксплуатации электровозов.

При разработке перспективных электровозов следует учитывать, что в моменты трогания и разгона электровоза САУ тяговым приводом следует уменьшать силу тяги первой оси так, чтобы скорость ее относительного скольжения не приводила к ускоренному износу бандажей и рельсов. Также необходимо учитывать влияние повышенной силы тяги грузовых электровозов с АТД на силы продольного воздействия в рельсовой колее при реализации максимальных тяговых усилий на бесстыковом пути.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Лужнов Ю. М. Нанотрибология сцепления колес с рельсами. М.: Интекст, 2009. 176 с.
2. Меншутин Н. Н. Исследование скольжения колесной пары электровоза при реализации силы тяги: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.00.00. М., 1961. 18 с.
3. Самме Г. В. Фрикционное взаимодействие колесных пар локомотива с рельсами. Теория и практика сцепления локомотива: монография. М.: Учеб.-метод. центр по образованию на ж.-д. транспорте, 2014. 104 с.
4. Logston C. F., Jr., Itami G. S. Locomotive friction-creep studies // *ASME J. Eng. Ind.* 1980. Vol. 102. P. 275–281.
5. Buscher M. Регулирование проскальзывания колес на электровозах с асинхронным тяговым приводом // *Железные дороги мира*. 1994. № 4. С. 30–45.
6. Polach O. Creep forces in simulations of traction vehicle running on adhesion limit // *Wear*. 2005. Vol. 258. P. 992–1000.
7. Polach O. SBB 460 Adhäsionsverhalten, Techn. Report No. 401 / SLM Winterthur. [S. l.], 1992.
8. Polach O. Optimierung modern Lok-Drehgestelle durch fahrzeug-dynamische Systemanalyse // *Eisenbahningenieur*. 2002. Vol. 53, no. 7. P. 50–57.
9. Розенфельд В. Е., Исаев И. П., Сидоров Н. Н. Теория электрической тяги: учеб. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1983. 328 с.
10. Осинцев И. А., Логинов А. А. Устройство и эксплуатация электровоза 2ЭС10: учеб. пособие. М.: ОАО «Российские железные дороги», 2015. 332 с.
11. Labview. Руководство пользователя / пер. с англ. С. В. Николаева. Таганрог: ТТИ ЮФУ, 2008. 410 с.
12. Модель взаимодействия колеса и рельса с учетом дискретного строения металла контактирующих тел / Г. П. Бурчак [и др.] // *Вестник машиностроения*. 2019. № 2. С. 21–28.

13. Ляпушкин Н. Н. Прогнозирование сцепных свойств локомотивов с различными типами тяговых электродвигателей: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. М., 2013. 46 с.

14. Шилин Н. Д., Прокофьев С. Н. Поосное перераспределение силы тяги для электровозов с асинхронными тяговыми электродвигателями // *Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ)*. 2022. Т. 81, № 2. С. 148–156. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-2-148-156>.

REFERENCES

1. Luzhnov Yu. M. Nanotribologiya stsepleniya koles s rel'sami [Nanotribology of wheel–rail adhesion]. Moscow: Intext Publ.; 2009. 176 p. (In Russ.).
2. Menshutin N. N. Issledovanie skol'zheniya kolesnoy pary elektrovoza pri realizatsii sily tyagi [Investigation of the slipping of an electric locomotive wheel pair in the implementation of traction force]. Cand. Sci. thesis synopsis: 05.00.00. Moscow; 1961. 18 p. (In Russ.).
3. Samme G. V. Friksionnoe vzaimodeystvie kolesnykh par lokomotiva s rel'sami. Teoriya i praktika stsepleniya lokomotiva [Frictional interaction of wheel pairs of a locomotive with rails. Theory and practice of locomotive adhesion]. Moscow: Ucheb.-metod. tsentr po obrazovaniyu na zh.-d. transporte Publ.; 2014. 104 p. (In Russ.).
4. Logston C. F., Jr., Itami G. S. Locomotive friction-creep studies. *ASME J. Eng. Ind.* 1980;(102):275–281.
5. Buscher M. Regulirovanie proskal'zyvaniya koles na elektrovozhakh s asinkhronnym tyagovym privodom [Regulation of wheel slip on electric locomotives with asynchronous traction drive]. *Zheleznye dorogi mira = Rail International (Russian edition)*. 1994;(4):30–45. (In Russ.).
6. Polach O. Creep forces in simulations of traction vehicle running on adhesion limit. *Wear*. 2005;(258):992–1000.
7. Polach O. SBB 460 Adhäsionsverhalten, Techn. Report No. 401 [SBB 460 Adhesion Behaviour, Technical Report No. 401]. SLM Winterthur. [S. l.]; 1992.
8. Polach O. Optimierung modern Lok-Drehgestelle durch fahrzeug-dynamische Systemanalyse [Optimization of modern locomotive bogies through vehicle dynamic system analysis]. *Eisenbahningenieur*. 2002;53(7):50–57.
9. Rozenfel'd V. E., Isaev I. P., Sidorov N. N. Teoriya elektricheskoy tyagi [Theory of electric traction]. 2nd ed. Moscow: Transport Publ.; 1983. 328 p. (In Russ.).
10. Osintsev I. A., Loginov A. A. Ustroystvo i ekspluatatsiya elektrovoza 2ES10 [Design and operation of an electric locomotive 2ES10]. Moscow: Russian Railways Publ.; 2015. 332 p. (In Russ.).
11. Labview. Rukovodstvo pol'zovatelya [LabView. User manual]. Translated from engl. by V. Nikolaev. Taganrog: TTI YuFU Publ.; 2008. 410 p. (In Russ.).
12. Burchak G. P., Vasil'ev A. P., Lyapushkin N. N., Savos'kin A. N. Model' vzaimodeystviya kolesa i rel'sa s uchetom diskretnogo stroeniya metalla kontaktiruyushchikh tel [Model of wheel and rail interaction taking into account the discrete structure of the metal of contacting bodies]. *Vestnik mashinostroeniya = Instrumentation Herald*. 2019;(2):21–28. (In Russ.).
13. Lyapushkin N. N. Prognozirovaniye stsepnnykh svoystv lokomotivov s razlichnymi tipami tyagovykh elektrodvigatelyey [Prediction of the adhesion properties of locomotives with different types of traction motors]. Dr. of Sci. thesis synopsis: 05.22.07. Moscow; 2013. 46 p. (In Russ.).
14. Shilin N. D., Prokof'ev S. N. Poosnoye pereraspredeleniye sil tyagi dlya elektrovozov s asinkhronnymi tyagovymi elektrodvigatelyami [Redistribution of tractive force per axle for electric locomotives with asynchronous traction motors]. *Vestnik Nauchno-issledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta (Vestnik VNIIZhT) = Russian Railway Scientific Journal*. 2022;81(2):148–156. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-2-148-156>. (In Russ.).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Анатолий Николаевич САВОСЬКИН,

д-р техн. наук, профессор, кафедра «Электропоезда и локомотивы», Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)), 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9, elmechtrans@mail.ru), Author ID: 528727, <https://orcid.org/0000-0001-9777-7235>

Никита Дмитриевич ШИЛИН,

младший научный сотрудник, НЦ «Тяга поездов», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10), Author ID: 1152059, <https://orcid.org/0000-0002-1503-1999>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Anatoliy N. SAVOS'KIN,

Dr. of Sci. (Engineering), Professor, Department of Electric Trains and Locomotives, Russian University of Transport (127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obraztsova St., elmechtrans@mail.ru), Author ID: 528727, <https://orcid.org/0000-0001-9777-7235>

Nikita D. SHILIN,

Junior Researcher, Train Traction Research Center, Railway Research Institute (129626, Moscow, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 1152059, <https://orcid.org/0000-0002-1503-1999>

ВКЛАД АВТОРОВ

Анатолий Николаевич САВОСЬКИН. Формирование и направление исследования, формулировка целей и задач, обозначение алгоритмов исследования (50%).

Никита Дмитриевич ШИЛИН. Обзор основных направлений, описание материалов и методов решения поставленных задач, обработка и анализ результатов (50%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Anatoliy N. SAVOS'KIN. Formation and direction of research, formulation of goals and objectives, designation of research algorithms (50%).

Nikita D. SHILIN. Overview of the main directions, description of materials and methods for solving the tasks set, processing and analysis of the results (50%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials and methods. There is no conflict of interest.

Статья поступила в редакцию 05.04.2022, первая рецензия получена 14.04.2022, вторая рецензия получена 27.07.2022, принята к публикации 29.08.2022.

The article was submitted 05.04.2022, first review received 14.04.2022, second review received 27.07.2022, accepted for publication 29.08.2022.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ В АО «ВНИИЖТ»

Центр дополнительного образования (ЦДО) (лиц. № 2329 от 11.08.2016 г.) проводит повышение квалификации и профессиональную переподготовку слушателей по следующим направлениям:

- Анализ, моделирование бизнес-архитектуры и бизнес-процессов, использование процессного подхода в управлении организацией (для руководителей и специалистов)
 - Проектирование, изготовление и приемка сварных конструкций железнодорожного подвижного состава, управление качеством в сварке рельсов, проведение аудита сварочного производства
 - Построение энергосберегающих графиков движения поездов с использованием автоматизированной системы АПК ЭЛБРУС
 - Изучение технологии транспортных процессов
 - Транспортная логистика
 - Изучения принципов построения и функционирования автоматизированной системы контроля за работой специального подвижного состава
 - Изучение устройств, диагностики и средств контроля состояния железнодорожного пути
 - Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт подвижного состава и устройств электроснабжения
- Программы обучения могут быть разработаны по инициативе заказчика с учетом профессиональной деятельности АО «ВНИИЖТ». Обучение проводится как в очной форме, так и с применением дистанционных образовательных технологий. По итогам освоения образовательных программ слушателям выдается документ о квалификации государственного образца. Куратор ЦДО — Пархаев Алексей Александрович, кандидат социологических наук, заместитель генерального директора по управлению персоналом и социальным вопросам.

По вопросам обучения обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10
Центр дополнительного образования. Тел.: +7 (499) 260-41-08, parkhaev.alexey@vniizht.ru