

Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Чернышевского ул. 15, г. Иркутск, 664074, Российская Федерация.

Аспирант кафедры «Электроподвижной состав», ИрГУПС.

Тел.: +7 (929) 321-51-13.

E-mail: tanya.vol4eck@yandex.ru

Мельниченко Олег Валерьевич

Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).

ул. Чернышевского, г. Иркутск, 664074, Российская Федерация.

Доктор технических наук, заведующий кафедрой «Электроподвижной состав», ИрГУПС.

Тел.: 8-902-170-24-37.

E-mail: olegmelnval@mail.ru

Линьков Алексей Олегович

Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).

ул. Чернышевского, г. Иркутск, 664074, Российская Федерация.

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроподвижной состав», ИрГУПС.

Тел.: 8-924-709-52-99.

E-mail: linkovalex@mail.ru

15, Chernyshevsky St., Irkutsk, 664074, Russian Federation.

Postgraduate of the Department of Electric Rolling Stock,

Tel.: +7 (929) 321-51-13.

E-mail: tanya.vol4eck@yandex.ru

Melnichenko Oleg Valerevich,

Irkutsk State Transport University,

15, Chernyshevsky St., Irkutsk, 664074, Russian Federation

Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of Electric Rolling Stock,

Tel.: 8-902-170-24-37.

E-mail: olegmelnval@mail.ru

Lenkov Alex. Olegovich

Irkutsk State Transport University,

15, Chernyshevsky St., Irkutsk, 664074, Russian Federation.

Candidate of technical sciences, Associate Professor of the Department of Electric Rolling Stock.

Tel.: 8-924-709-52-99.

E-mail: linkovalex@mail.ru

БИБЛИОГРАФИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ СТАТЬИ

Волчек, Т. В. Математическое моделирование энергоэффективной системы ослабления поля тяговых электрических двигателей электровозов переменного тока [Текст] / Т. В. Волчек, О. В. Мельниченко, А. О. Линьков // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск. – 2019. – № 3 (39). – С. 2 – 14.

BIBLIOGRAPHIC DESCRIPTION

Volchek T. V., Melnichenko O. V., Linkov A. O. Mathematical modeling of energy efficient field reduction systems of traction motor for AC electric locomotives. Journal of Transsib Railway Studies, 2019, vol. 3, no. 39, pp. 2 – 14 (In Russian).

УДК 629.4

В. А. Нехаев, В. А. Николаев, А. Н. Смалев, В. Р. Ведрученко

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС), г. Омск, Российская Федерация

К ОЦЕНКЕ МОЩНОСТИ ЛОКОМОТИВА

Аннотация. В статье рассмотрены феноменологический и модельный подходы к исследованию взаимодействия деформируемого колеса и опорной плоскости. Описаны преимущества и недостатки указанных подходов. В рамках феноменологического подхода были рассмотрены пять способов вычисления касательной силы тяги локомотива. Для того чтобы касательная сила тяги локомотива могла совершить работу и изменить кинетическую энергию поезда в точке касания колеса и рельса, обязательно должно присутствовать псевдоскольжение.

Специалисты по тяге поездов считают мощность как произведение касательной силы тяги локомотива на скорость поступательного движения поезда, хотя в действительности следует брать скорость точки ее приложения, а приложена она к колесной паре, поэтому скорость этой точки и должна использоваться для подсчета мощности локомотива. Учет данного факта уменьшает мощность локомотива в несколько десятков раз.

Ключевые слова: локомотив, контактное пятно, фрикционное взаимодействие колесной пары и рельсов, сила тяги, коэффициенты крипа, феноменологический и модельный подходы, зоны сцепления и качения.

Victor. A. Nekhaev, Victor. A. Nikolaev, Alexander N. Smalev, Victor R. Vedruchenko
Omsk State Transport University (OSTU), Omsk, the Russian Federation

TO THE ESTIMATION OF THE LOCOMOTIVE POWER

Abstract. *The article considers phenomenological and modelling approach to researching of interaction of a deformable wheel and a plane of support, their advantages and disadvantages are mentioned. In the context of phenomenological approach the five methods of locomotive tangent tractive force calculation were considered. There certainly must be pseudo-creeping to let locomotive tangent tractive force do work and change the kinetic energy of a train in the point of wheel and rail contact.*

Locomotive tractive force experts calculate the power as product of the locomotive tangent tractive force and the velocity of translational motion of a train, although in fact the velocity of the point of force application must be assumed. It is applied to a wheel pair, then the velocity of this point must be used to calculate the locomotive power. According to this fact the locomotive power is found several tens of times reduced.

Keywords: *locomotive, contact spot, frictional interaction of a wheel pair and rails, tractive force, creep factors, phenomenological and modelling approach, adhesion and rolling zone*

Увеличение провозной способности российских железных дорог в первую очередь связано с ростом мощности локомотивов, и определяется увеличением скорости движения поездов. В этом случае одним из главных вопросов является вопрос адекватного представления силы тяги локомотива и ее роли в процессе тяги поезда. В настоящее время существует два подхода для решения указанной задачи – это феноменологический, когда считается, что сила тяги является функцией скорости движения локомотива, и модельный, развиваемый профессорами М. А. Левиным и Н. А. Фуфаевым [1], когда учитываются все шесть составляющих главного вектора и главного момента. Разумеется, что наиболее простым и поэтому часто используемым является феноменологический подход. К сожалению, в этом случае часто неизвестно фрикционное состояние в пятне контакта колеса с рельсом, а это принципиально важно в данном случае.

Классическим примером феноменологического подхода является теория, разработанная М. В. Келдышем [2], которая учитывает три из шести составляющих реакции в области контакта и столько же степеней свободы жесткого диска колеса. Предполагается, что центр колеса в своем движении мало отклоняется от прямолинейного и равномерного, а все три составляющие реакции являются линейными функциями параметров упругой деформации в центре области контакта. Из принятых допущений об отсутствии скольжения в центре контакта следует, что касательная к экваториальной линии деформируемой периферии совпадает с касательной к линии качения и точно так же в этой точке совпадают кривизны обеих линий. При этом используется гипотеза о линейной зависимости кривизны от трех параметров деформации. Влияние ширины области контакта проявляется только в значениях коэффициентов теории, а проскальзывание в области контакта не рассматривается. Между тем, как давно доказано классиками-механиками Н. Е. Жуковским, Ю.И. Неймарком и Н. А. Фуфаевым [3, 4, 26], движение колеса по рельсу без упругого псевдоскольжения невозможно. Способы понижения порядка системы дифференциальных уравнений теории М. В. Келдыша, позволяющие построить ряд приближений, предложены Ю. А. Неймарком и Н. А. Фуфаевым, а в работе [3] дано обобщение теории на случай произвольных движений колеса. Методы и способы экспериментального определения констант теории М. В. Келдыша описаны в работах [4, 5] Н. А. Фуфаева с соавторами.

Модельный подход характеризуется рассмотрением колеса с конкретным представлением деформируемой (эластичной) периферии не в виде непрерывной совокупности элементов, а в форме пружин или деформируемых стержней, связанных нитями, балками, кривыми брусками и т. д., которые моделируют, в частности, оболочку под давлением (шину). Последнюю можно было бы учесть и непосредственно, что, однако, в случае нестационарного качения оказывается довольно сложным делом [1]. Описанная конструкция деформируе-

мой периферии допускает математическое описание в форме совокупности дифференциальных операторов, которые допустимо рассматривать как математическую модель деформируемого колеса.

Существенные особенности процесса качения деформируемого колеса могут быть выявлены на очень простой модели деформируемой периферии, к которой могут быть приведены различные шины и другие деформируемые колеса, например, железнодорожные колеса подвижного состава. Эта модель в первую очередь должна учитывать деформируемость периферии колеса в каждой его точке и в более совершенных вариантах – непрерывность деформации в трех взаимно перпендикулярных направлениях, а также размеры области контакта колеса с опорной плоскостью [1]. При изучении процесса качения колеса необходимо принимать во внимание существование зон сцепления и скольжения в области контакта и то обстоятельство, что элемент периферии, вступивший в контакт с опорной поверхностью, в зоне сцепления остается неподвижным до того момента, когда в результате поворота колеса и под действием сил этот элемент выйдет из зоны сцепления.

Преимущества феноменологического подхода заключаются в его относительной простоте и большей доступности с точки зрения понимания, так как здесь довольно свободно можно оперировать различными гипотезами, которые позволяют записать определяющие уравнения теории качения, не вникая во все тонкости сложных механических явлений, наблюдающихся в контактной области колеса. В этом случае большинство констант теории, а их оказывается немало, приходится находить из опыта. Однако если не удалось правильно угадать вид исходных зависимостей, то феноменологическая теория может давать существенные погрешности, а в попытках определить коэффициенты, которые предполагались постоянными, мы часто приходим к противоречиям. И это является очевидным недостатком феноменологического описания.

Модельный же подход при его корректной, правильной реализации в большей степени свободен от указанных выше несовершенств, но он отличается значительно большей сложностью в сравнении с феноменологическим, так как если какая-то модель колеса принята за основу, то она должна быть достаточно чисто и доказательно обработана математически. И задача заключается не только в том, чтобы найти вид определяющих уравнений, описывающих процесс качения, но и выразить все константы теории через минимально необходимое количество параметров, характеризующих деформируемое колесо. И такая возможность появляется только при модельном подходе, при котором оказывается необходимым исследовать механизм взаимодействия диска колеса и все составляющие реакции в области контакта. Приходится рассматривать, как это принято в механике деформируемых тел, систему деформаций, систему распределенных усилий и связь между ними. Причем наибольшие трудности возникают в связи с необходимостью учитывать кинематику и то, что колесо обладает «памятью» вследствие фиксации на опорной поверхности в зоне сцепления деформаций, возникающих за время прохождения колесом пути, равного примерно длине этой зоны. К этому, естественно, добавляются вопросы сопряжения деформаций на границах зон скольжения и сцепления в области контакта. Все это делает аппарат модельного подхода громоздким и требует большой осмотрительности в деталях исследования [1].

В то же время оба подхода, феноменологический и модельный, не являются антагонистическими, а наоборот, дополняют друг друга, являясь двумя эффективными методами в исследовании рассматриваемых явлений качения деформируемых колес.

Все подробности описания ныне существующих гипотез взаимодействия колесной пары и железнодорожного пути можно выяснить в работе профессора А. Л. Голубенко [6]. Хорошо известно, что полное аналитическое решение задачи фрикционного взаимодействия колеса с рельсом во взаимосвязи с параметрами экипажа, режимами движения и поверхностными явлениями на контактирующих поверхностях на современном этапе развития трибологии невозможно.

Итак, обращаясь к проблеме, вынесенной в заголовок статьи, отметим, что авторы будут работать в парадигме феноменологического подхода.

В теории тяги поездов последний представляется материальной точкой, хотя данное утверждение многократно критиковалось, ибо в таком случае грузовой и наливной поезда ничем не отличаются друг от друга. В действительности известно и очевидно, что в наливных поездах обязательно колеблется жидкость в цистернах, а значит, на это тратится энергия.

На так называемые «вредные движения» – колебания вагонов в составе поезда в пространстве и во времени – также тратится энергия. По грубым оценкам, полученным доктором технических наук, профессором Т. А. Тибилковым, ее величина составляет от 17 до 30 % от полной энергии локомотива в зависимости от скорости движения поезда. Здесь будем оценивать необходимую интегральную мощность локомотивов в зависимости от скорости движения поезда и режима его движения (трогание с места и тяга поезда).

Из теоретической механики известно, что, вообще говоря, движение механических систем происходит под действием внешних сил. Слова «вообще говоря» указывают на исключение из правил, а именно на то, что для всех транспортных систем необходимо существование внутренних сил, чтобы возникли внешние силы. Действительно, вращающие моменты, развиваемые тяговыми двигателями, должны передаваться на колесные пары, которые, пытаясь вращаться, испытывают сопротивление со стороны рельсов, развиваемое в контактом пятне и называемое реакцией, направленной по движению поезда. Эта реакция рельсов (как бы она ни называлась) и является той внешней силой, которая и приводит поезд в движение. Согласно теореме об изменении кинетической энергии механической системы внешняя сила должна производить работу, следовательно, точка приложения силы должна иметь какую-либо скорость. В теории тяги поездов образование силы тяги излагается иначе.

«...Сила тяги – внешняя сила, под действием которой локомотив перемещается по рельсам. Рассмотрим образование силы тяги у электровоза и тепловоза (с электрической передачей). Ток, проходя по обмоткам возбуждения тягового электродвигателя (сокращенно – тягового двигателя), создает магнитный поток. В результате взаимодействия тока якоря и магнитного потока главных полюсов на валу тягового двигателя создается вращающий момент M_1 (рисунок 1, а), равный $H_1 r_1$ (r_1 – радиус шестерни), который приводит во вращение якорь двигателя электровоза или тепловоза, например по часовой стрелке.

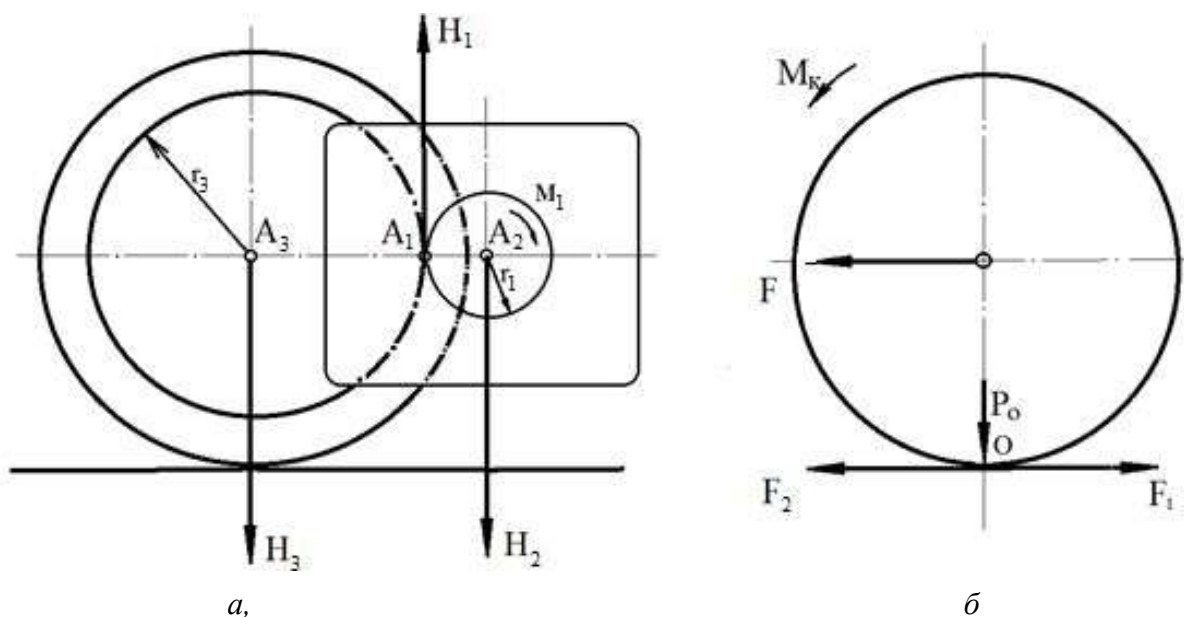


Рисунок 1 – Схема действия сил при вращении якоря электродвигателя (а) и образовании силы тяги (б)

Вращающий момент M_1 можно представить в виде пары сил, из которых одна – H_1 – действует на зубчатое колесо в точке зацепления его с шестерней (точка A_1), а другая – H_2 –

приложена в центре вала двигателя (точка A_2). Сила H_1 , действуя на зубчатое колесо, создает вращающий момент M_k , без учета потерь равный $H_1 r_2$, где r_2 – радиус зубчатого колеса. Вращающий момент M_k можно заменить парой сил H_1 и H_2 , приложенной в центре колеса A_3 . Этот вращающий момент приводит во вращение зубчатое колесо и, следовательно, колесную пару локомотива против хода часовой стрелки.

Так как вращающий момент M_k – внутренний по отношению к локомотиву, то он не может сообщить поступательное движение колесной паре. Чтобы сообщить колесной паре поступательное движение, необходимо иметь внешнюю силу. Разберем процесс образования этой силы.

Если бы колесная пара не опиралась на рельсы, то она под влиянием момента M_k вращалась бы относительно своей оси и не совершала поступательного движения. Вращающий момент M_k можно представить в виде пары сил F и F_1 (рисунок 1, б). Сила F приложена в центре оси колесной пары и направлена по движению, сила F_1 – в точке касания колеса и рельса (точка O) и направлена против движения.

Так как колесная пара опирается на рельсы с силой, равной части веса локомотива P_0 , то под действием силы F_1 в точке касания колес с рельсами возникает внешняя по отношению к локомотиву сила сцепления F_2 , являющаяся горизонтальной реакцией рельса на силу F_1 . Сила F_2 равна по величине силе F_1 , но направлена в противоположную сторону. Следовательно, обе эти силы уравновешены. Оставшаяся неуравновешенная сила F , приложенная в центре колесной пары, передается через буксу на раму локомотива и создает поступательное движение...» [7]. Здесь практически со всем можно согласиться, **кроме утверждения об уравновешенности двух сил, приложенных к разным телам.** Это просто невозможно! Так утверждает теоретическая механика, которая предлагает мысленно отделить локомотив от железнодорожного пути, заменив действие этого пути соответствующей реакцией, касательная составляющая которой и является силой тяги локомотива (внешняя сила). Очевидно также то, что приложенная в точке контакта колеса с рельсом внешняя сила (сила тяги локомотива) будет только тогда совершать работу,

когда колесо проскальзывает по рельсу. Прокомментируем рисунок 1 так: разумеется, тяговый электродвигатель кроме опирания на ось колесной пары должен иметь еще одну опору, но, видимо, авторы ограничились только принципом работы. Действительно, в теории качения основной характеристикой является зависимость между силой трения сцепления, реализуемой в фрикционном контакте, и скоростью относительного проскальзывания контактирующих поверхностей [8]. Расчетная схема в этом случае представлена на рисунке 2, где касательная сила приложена в точке контакта. Отметим, что **«Сила является приложенным, а не свободным вектором в данной точке пространства. В других точках пространства этот вектор либо имеет уже другое значение, либо вообще теряет смысл»** [Березкин, Е. Н. Курс теоретической механики. М., 1974. С. 13.]. Отметим еще, что **«При выборе нового центра приведения сил изменяется главный момент системы сил** [Теоретическая механика: Учебник. Под ред. П. Е. Товстика. М.: Высшая школа, 2000. С. 329 – 331.]. Таким образом, перенос силы, приложенной к одной точке тела в другую является некорректным, так как это приводит к неадекватной модели описания динамического поведения исследуемого объекта, т. е. искажает сущность происходящих явлений.

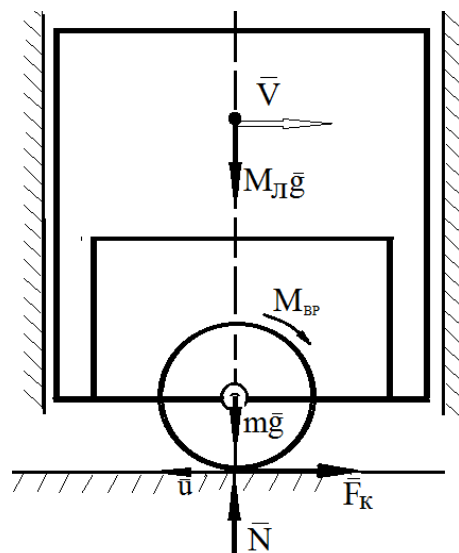


Рисунок 2 – Простейшая расчетная схема железнодорожного экипажа

Уравнение движения обобщенного железнодорожного экипажа находится с помощью энергетического метода Лагранжа второго рода. Кинетическая энергия экипажа

$$T = \frac{1}{2}MV^2 + \frac{1}{2}J\omega^2, \quad (1)$$

где M – масса экипажа; V – скорость его поступательного движения; J – момент инерции колесной пары; ω – угловая скорость ее вращения. При плоском движении колесной пары скорость любой ее точки определяется через скорость ее центра масс и ее угловую скорость вокруг центра масс:

$$\begin{aligned} \vec{V}_k &= \vec{V} + \vec{\omega} \times \vec{CK} = \begin{pmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 0 & 0 & -\omega \\ 0 & -R & 0 \end{pmatrix} = \\ &= V\vec{i} + (-1)^{1+1} \begin{pmatrix} 0 & -\omega \\ -R & 0 \end{pmatrix} \vec{i} + (-1)^{1+2} \begin{pmatrix} 0 & -\omega \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \vec{j} + (-1)^{1+3} \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -R \end{pmatrix} \vec{k} = \\ &= (V - \omega R)\vec{i}. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь $u = V - \omega R$ – скорость проскальзывания колеса по рельсу, она по величине чрезвычайно мала (будем полагать, что она не превышает 5% от скорости движения поезда V). Поэтому в первом приближении для вычисления кинетической энергии экипажа будем считать, что $\omega = V/R$, тогда имеем:

$$T \approx \frac{1}{2} \left(M + \frac{J}{R^2} \right) V^2. \quad (3)$$

Обобщенную силу (силу сопротивления движению экипажа) вычислим с помощью возможной работы на задаваемом мысленно малом возможном перемещении δx , т. е.

$$\delta A = (\overline{W(V)} + \vec{F}_k) \cdot \delta \vec{x} = (-W(V) + F_k) \delta x \quad (4)$$

или

$$Q = F_k - W(V). \quad (5)$$

Тогда, составляя уравнение Лагранжа второго рода, получаем уравнение движения поезда в расчете на одну колесную пару:

$$M(1 + \gamma) \frac{dV}{dt} = F_k - W(V), \quad (6)$$

здесь γ – коэффициент инерции вращающихся частей экипажей. Уравнение (6) можно найти в учебниках по тяге поездов [9, 10], в которых подсчитывают требуемую мощность локомотива как произведение силы тяги локомотива на скорость его поступательного движения вдоль железнодорожного пути.

Как было продемонстрировано выше, такой подход на самом деле не совсем корректен, ибо мощность должна вычисляться по известной в теоретической механике формуле:

$$N = \vec{F}_k \cdot \vec{V}_k, \quad (7)$$

здесь N – мощность одного тягового двигателя, тс·м/с; $\vec{F}_k$ – вектор касательной силы тяги колесной пары, тс; $\vec{V}_k$ – вектор скорости точки приложения силы, м/с. Учитывая, что векторы $\vec{F}_k$ и $\vec{V}_k$ направлены в разные стороны для модуля мощности силы тяги, можно написать следующее выражение:

$$N = \varepsilon F_k V, \quad (8)$$

где $\varepsilon = 0,02 - 0,05$ – доля от скорости движения поезда, когда он не боксует, т. е. когда $F_k > W(V)$ (сила тяги больше силы сопротивления движению поезда).

Поэтому, оставаясь в парадигме «тягови́ков» (специалистов, занимающихся вопросами тяги поездов), будем считать, что к колесу приложена касательная сила тяги, вычислять которую можно несколькими способами [11]. Рассмотрим наиболее известные способы и гипотезы определения силы тяги локомотива.

1. ПТР. Наиболее простой способ состоит в том, чтобы воспользоваться Правилами для тяговых расчетов для поездной работы (ПТР) и для соответствующего типа локомотива снять с графика силу тяги как функцию скорости движения поезда, проведя ее кусочно-линейную аппроксимацию, т. е. построив интерполяционный полином Лагранжа или сплайны. Их легко применять при тяговых расчетах. Плохо только то, что неизвестно, для каких фрикционных условий в контакте колеса с рельсом справедлива выбранная таким образом сила тяги локомотива, кроме того, она зависит только от скорости движения поезда.

2. Методика ДИИТа. Рекомендуется находить касательную силу тяги по выражению:

$$F_k = 2\mu\eta_3 M \bar{m} / D_6, \quad (9)$$

где μ – передаточное число редуктора тяговой передачи; η_3 – коэффициент полезного действия зубчатой передачи; M – вращающий момент на валу тягового двигателя; $\bar{m}$ – число тяговых двигателей локомотива; D_6 – диаметр бандажа по кругу катания. В работе [11], пренебрегая внутренним сопротивлением вращению якоря тягового двигателя, а также влиянием вихревых токов, схемами питания фидерного участка железной дороги и поездной обстановкой, найдена следующая система уравнений:

$$\begin{cases} A \frac{d\Phi}{dt} + BV\Phi + CI_b(\Phi) = cU_{kc}; \\ I_a = (1 + \rho_2)I_b(\Phi) + \rho_3 \frac{d\Phi}{dt}; \\ F_k = k\bar{m}\Phi I_a, \end{cases} \quad (10)$$

здесь

$$\begin{cases} A = k_1 + \rho_1 k_2 + cd\rho_3 R_p; \quad B = 20\mu/D_6; \\ C = r + \rho_1 r_{гп} + cd(1 + \rho_2)R_p; \quad k_1 = 2,7p\sigma w_b 10^{-8}; \\ r = r_a + r_{дп} + r_{гп}; \quad k_2 = 2p\sigma w_b 10^{-8}; \\ \rho_1 = (r_a + r_{дп})/R_{ш}; \quad \rho_2 = r_{гп}/R_{ш}; \quad \rho_3 = k_2/R_{ш}, \end{cases} \quad (11)$$

где I_a и r_a – ток, протекающий через якорь тягового двигателя, и сопротивление его цепи со-

ответственно; $r_{дп}$ – сопротивление обмоток дополнительных полюсов; $r_{г.п}$ – сопротивление обмоток главных полюсов; $R_{ш}$ – сопротивление шунта; c и d – параметры, зависящие от схемы соединения тяговых двигателей; Φ – магнитный поток; R_p – сопротивление пускового реостата; $U_{к.с}$ – напряжение в контактной сети; $2p$ – число пар главных полюсов; $2a$ – число пар параллельных ветвей обмотки якоря; σ – коэффициент рассеяния главного полюса; w_b – количество витков обмотки возбуждения; I_b – ток, протекающий через обмотку возбуждения; r_d – активное сопротивление обмотки якоря. Устанавливая соответствие значений ρ_1 , ρ_2 , ρ_3 , c , d , R_p , $R_{ш}$ номерам позиции контроллера, можно, решая первое уравнение системы (3), определить с помощью второго и третьего выражения системы (3) силу тяги локомотива в любой момент времени при любой позиции контроллера. Более того, если в первом выражении системы (3) положить $U_{к.с} = 0$, то при $V \neq 0$ можно с помощью формул системы (3) определить силу, развиваемую при электрическом торможении.

3. Гипотеза Ф. Картера. Для определения тангенциальных сил в контакте колеса с рельсом до последнего времени наиболее широко использовалось решение Ф. Картера [12], которое он получил для случая контакта двух прямых круговых цилиндров с параллельными осями. Согласно его теории продольные (по оси Ox , совпадающей с направлением рельса) касательные силы F_x в контакте колеса с рельсом, так называемые силы крипа, пропорциональны относительному упругому скольжению (крипу) ε_x сопрягаемых тел или относительной скорости упругого скольжения $v_{ск}$:

$$F_x = f_x \varepsilon_x \quad (12)$$

или

$$F_x = f_x \frac{V_{ск}}{V}. \quad (13)$$

Коэффициент крипа f_x был определен Ф. Картером в результате решения двумерной контактной задачи теории упругости с допущением о форме контактного пятна в виде плоской полоски и при отсутствии скольжения во всех остальных направлениях. Усредненное значение для стальных рельса и колеса радиуса R , мм, при статической нагрузке на него P , кгс, Ф. Картер представил так:

$$f_x = 800\sqrt{PR}. \quad (14)$$

В дальнейшем другими исследователями [13 – 17] были предложены следующие выражения:

$$f_x = 182P; \quad (15)$$

$$f_x = 235P - 24P^2 + P^3; \quad (16)$$

$$f_x = 306,9 + 139,6P + 6,7P^2; \quad (17)$$

$$f_x = 425\sqrt{PR}; \quad (18)$$

$$f_x = 25,58 + 84\Delta P + 0,67(\Delta P)^2, \quad (19)$$

где ΔP – отклонение нагрузки от статического давления колесной пары на рельсы. На основании приведенных данных среднее значение коэффициента псевдоскольжения f_x можно считать равным 1430 тс, а если принять во внимание разброс измерений, то нижний предел

значений коэффициента псевдоскольжения будет порядка 1000 тс, а верхний – 1800 тс. Таким образом, достаточно очень малой скорости проскальзывания, чтобы реализовать чрезвычайно большие силы.

Не говоря о принятых в методике Ф. Картера допущениях, существенно искажающих физическую сторону процесса взаимодействия колеса с рельсом, необходимо отметить, что также значительно отличаются результаты расчетов по модификациям методики. Укажем на очевидный факт, что даже чрезвычайно малые относительные проскальзывания вызывают очень большие силы. Следовательно, механические системы, в которых действуют такие огромные силы, являются «жесткими» системами, требующими даже специальных численных методов их интегрирования, например, метод Гира.

4. Теория А. де Патера и Дж. Калкера. Если же выйти за пределы модели, что и рельс, и колесо являются абсолютно жесткими телами, то можно назвать следующие факторы, оказывающие влияние на величину сил сцепления колеса с рельсом в порядке убывания их важности [18]: 1) давление в контакте «колесо – рельс»; 2) физико-химические и фрикционные свойства поверхностных слоев и загрязнений; 3) скорость скольжения колеса по рельсу; 4) предварительное упругое смещение материала колеса относительно материала рельса; 5) поверхностная твердость материалов колес и рельсов, вид контакта – упругий или пластический; 6) скорость движения локомотива; 7) фактическая площадь контакта и т. д.

Отсюда следует, что вопрос определения касательных усилий в контакте «колесо – рельс» является чрезвычайно сложным и при моделировании приходится прежде всего ограничивать число учитываемых факторов исходя из специфики рассматриваемой задачи.

Цилиндрическая поверхность головки рельса и коническая поверхность бандажа образуют при контакте под нагрузкой площадку, по форме изменяющуюся от эллипса (новые рельс и колесо) до прямоугольника (изношенные рельс и колесо). Статическая нагрузка в контакте составляет до 12,5 тс, а площадь контакта $S = 55 - 150 \text{ мм}^2$ [13].

В режиме тяги путь, пройденный центром колеса, в действительности отличается от пути при чистом качении в связи со взаимным проскальзыванием и деформациями материала колеса и рельса. Упругий характер сил крива (псевдоскольжения), возникающих в контакте, был впервые отмечен Н. П. Петровым в работе [14]. Дж. Калкер, используя гипотезу своего учителя профессора А. де Патера о малости зон скольжения, создал двумерную и трехмерную теории крива [15]:

$$F_x = c^2 G C_{11} \varepsilon, \quad (20)$$

здесь $a = 0,77 \text{ см}$, $b = 0,66 \text{ см}$ – полуоси контактного эллипса, т. е. $c^2 = ab = 0,5 \text{ см}^2$ – площадь контактного пятна; $a > b$; $b/a = 0,86$, следовательно, согласно работе [15] коэффициент C_{11} равен 4,46; $G = E/[2(1 - \nu)]$ – модуль сдвига; $\nu = 0,3$ – коэффициент Пуассона; $E = 2,1 \cdot 10^6$ – модуль Юнга, кгс/см²; ε – относительное проскальзывание колеса по рельсу.

При относительном проскальзывании $\varepsilon = 0,0014$ колесная пара локомотива реализует силу тяги, равную 9,52 тс.

5. Регрессионные уравнения, полученные на основании экспериментов. Профессором А. Л. Голубенко были выполнены большие экспериментальные исследования проблемы фрикционного взаимодействия колесной пары локомотива и рельсов, результаты которых в виде таблиц и графиков приведены в работе [6], в которой силу сцепления рекомендуется вычислять по формуле [19]:

$$F_{\text{сц}} = k \psi_0 P_{\text{ст}}, \quad (21)$$

здесь ψ_0 – максимально возможный потенциальный коэффициент сцепления; $k = k(u/V)$ – коэффициент, определяемый по безразмерной характеристике сцепления в функции относи-

тельной скорости скольжения, предложенной Н. Н. Меншутиным [20] и Д. К. Миновым [21] (рисунок 3); $P_{ст}$ – статическая нагрузка от колесной пары на рельсы.

Значение потенциального коэффициента сцепления ψ_0 для электровоза переменного тока вычисляется по формуле:

$$\psi_0 = 0,28 + \frac{4}{50 + 6V} - 0,0006V, \quad (22)$$

где скорость электровоза V , км/ч.

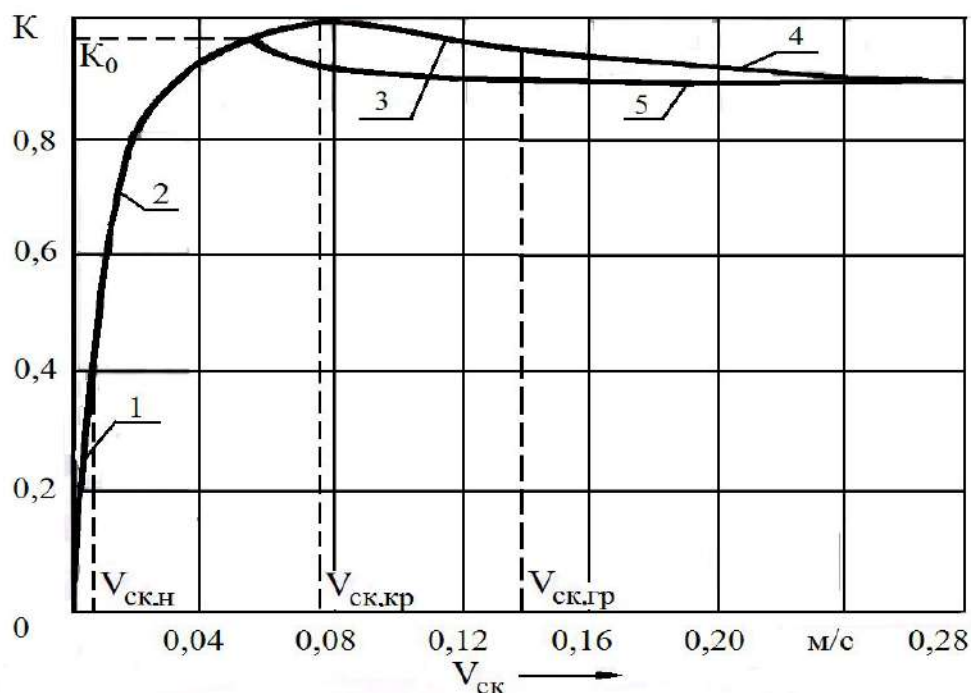


Рисунок 3 – Характеристика сцепления колесной пары электровоза с рельсами: 1 – начальная ветвь; 2 – восходящая ветвь; 3 – промежуточная ветвь; 4 – падающая ветвь; 5 – возвратная ветвь

В работе [16] вид регрессионного уравнения принимался по данным, приведенным в [22], и использовались результаты экспериментов, приведенные А. Л. Голубенко из работы [6]. В итоге имеем регрессионное выражение:

$$F_k = a F_{тр} \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{кр}} \right)^b e^{-c \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{кр}}}, \quad (23)$$

где $F_{тр} = f_0 P_{ст}$.

График изменения силы тяги одной колесной пары, вычисляемой по уравнению регрессии (23), показан на рисунке 4.

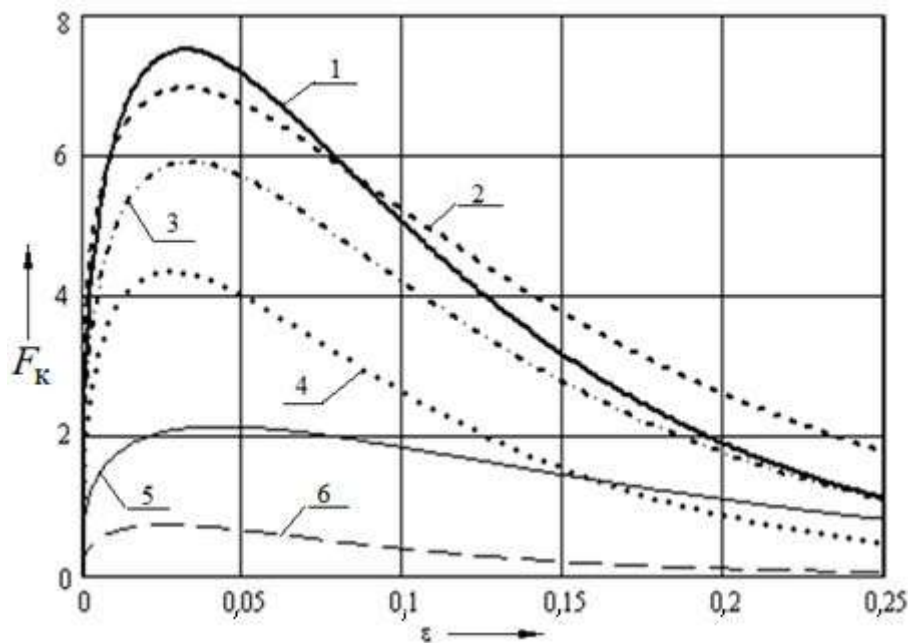


Рисунок 4 – Сила тяги локомотива: 1 – для сухого чистого рельса с подачей песка; 2 – для сухого обезжиренного рельса; 3 – для сухого чистого рельса; 4 – для мокрого рельса с подачей песка; 5 – для чистого рельса, политого водой; 6 – для рельсов, покрытых тонким слоем СТП

Очевидно, что на падающих ветвях силы тяги локомотива, когда $\varepsilon \geq \varepsilon_{кр}$, возможно возникновение и развитие боксования колесной пары. Коэффициенты a , b , c и $\varepsilon_{кр}$ определены для различных условий контактирования колесной пары с рельсами с использованием уравнения регрессии (23) и приведены в таблице 1. Для сухого чистого рельса находим, что максимальная сила тяги одной колесной пары локомотива составляет около 5,8 тс.

Таблица 1 – Зависимость коэффициентов регрессионного уравнения (22)

Условия на контакте колеса с рельсом	a	b	c	$\varepsilon_{кр}$	$f_{сцmax}/f_0$	Коэффициент корреляции
Сухой чистый рельс с подачей песка	0,88454	0,41034	0,40645	0,032	0,5891	0,99264
Сухой обезжиренный рельс	0,72771	0,28755	0,28888	0,032	0,5451	0,99767
Сухой чистый рельс	0,71693	0,37933	0,37605	0,033	0,4922	0,9955
Мокрый рельс с подачей песка	0,62734	0,38389	0,37349	0,027	0,4318	0,97756
Чистый рельс, политый водой	0,35161	0,32744	0,33716	0,045	0,2510	0,99737
Рельс, покрытый тонким слоем СТП	0,24823	0,43601	0,43151	0,026	0,1612	0,9824

При проведении экспериментальных исследований с поездами, ведомыми электровозами ВЛ-10 или ВЛ-11, Л. А. Мугинштейн нашел максимальное значение, равное 0,252, а О. А. Некрасов для электровозов ВЛ 80, и ВЛ 60 – 0,265. Легко видеть, что эти результаты хорошо коррелируются с данными, представленными в таблице 2.

Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Таблица 2 – Значение потенциального коэффициента сцепления колеса с рельсом

Условия контактирования колеса с рельсом	$\Psi_{\max}$
Сухой чистый рельс с подачей песка	0,300
Сухой обезжиренный рельс	0,278
Сухой чистый рельс	0,236
Мокрый рельс с подачей песка	0,173
Чистый рельс, политый водой	0,085
Рельс, покрытый СТП	0,029

Оценивая силу тяги по формуле (23), составим с помощью общих теорем динамики механической системы дифференциальные уравнения движения колесной пары локомотива (первое нами уже получено ранее – это выражение (6)). Второе уравнение описывает вращательное движение колесной пары:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{вр}} - F_{\text{к}} R, \quad (24)$$

здесь $M_{\text{вр}}$ – вращающий момент, приложенный к колесной паре со стороны тягового двигателя. Уравнения (6) и (24) образуют сингулярно возмущенную систему [23], так как время установления скорости центра масс поезда исчисляется минутами, а установление скорости вращения колесной пары – секундами. Замечено, что контактная сила давления колеса на рельс (нормальная составляющая реакции связи), от которой зависит сила тяги $F_{\text{к}}$, изменяется за очень короткое время, не превышающее 0,0025 с [24].

Выведем дифференциальное уравнение для «быстрой» переменной u :

$$\frac{du}{dt} = \frac{M(1+\gamma)RM_{\text{вр}} - M(1+\gamma)R^2F_{\text{к}}(1+\alpha) + JQw_0''/m_0}{JM(1+\gamma)}, \quad (25)$$

здесь $\alpha = J/MR^2(1+\gamma)$ – безразмерный коэффициент; m_0 – количество колесных пар локомотива. Теперь запишем в стандартном виде систему сингулярно возмущенных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} M(1+\gamma) \frac{dV}{dt} = F_{\text{к}} - W(V); \\ M(1+\gamma) \frac{du}{dt} = \frac{M(1+\gamma)RM_{\text{вр}} - M(1+\gamma)(1+\alpha)R^2F_{\text{к}} + JW(V)}{J}. \end{cases} \quad (26)$$

Система дифференциальных уравнений (26) написана для одной колесной пары. Так как нас не интересуют режимы ведения поезда по перегону, а нужно получить экспертную оценку мощности локомотива, будем иметь в виду только стационарные режимы движения, следовательно, система (26) принимает вид:

$$\begin{cases} 0 = F_{\text{к}} - W(V); \\ 0 = \frac{M(1+\gamma)RM_{\text{вр}} - M(1+\gamma)(1+\alpha)R^2F_{\text{к}} + JW(V)}{J}. \end{cases} \quad (27)$$

Из первого выражения системы (27) получаем:

$$F_k = W(V), \quad (28)$$

а второе выражение системы (27) разрешаем относительно вращающего момента $M_{вр}$:

$$M_{вр} = RW(V). \quad (29)$$

Если вращающий момент представить как функцию угловой скорости колесной пары, то тогда уравнение (29) можно разрешить относительно ω , а затем вычислить скорость проскальзывания колесной пары по рельсам и определить мощность локомотива так:

$$N = W(V)|u|. \quad (30)$$

Для расчетов достаточно взять однородный поезд, находя основное сопротивление движению локомотива и вагона по справочной литературе, например, [25].

Примем для численных вычислений перспективную нагрузку на ось 25 тс, количество вагонов 80 четырехосных на подшипниках качения, железнодорожный путь бесстыковой, масса состава 8000 т. (Здесь и выше, учитывая общепринятую практику обозначения осевой нагрузки в тонна-силах на ось (тс/ось), а скорость – в километрах в час (км/ч), сила тяги и мощность локомотива измеряются в тонна-силах (тс) и тонна-силах на метр в секунду (тс·м/с) соответственно). В таблице 3 приведены результаты численных расчетов мощности перспективных локомотивов, вычисленной по формулам (7) и (23).

Таблица 3 – Технические характеристики поезда при движении по площадке

V , км/ч	$\varepsilon = u/V$, б/р	F_k , тс	N , тс·м/с по формуле (23)	N , тс·м/с по формуле (7)
100	0,002	20,416	1,134	567,111
120	0,003	24,678	2,468	822,600
140	0,004	29,530	4,594	1148,389
160	0,007	34,970	10,879	1554,222
180	0,012	40,998	24,599	2049,900
200	0,033	47,155	86,441	2619,722

Из данных таблицы 3 следует вывод: формула (7), используемая специалистами по тяге поездов, дает чрезвычайно высокую мощность локомотива, ибо они используют скорость движения поезда, а сила тяги колесной пары приложена к ее ободу и поэтому должна умножаться на скорость проскальзывания колесной пары по рельсам. С ростом скорости движения поезда увеличивается скорость проскальзывания колесной пары по рельсам в 16,5 раза, а мощность локомотива, вычисленная по формуле (30) – в 76,2 раза, в то время как для «тягловиков» она возрастает в 4,62 раза. Следует отметить, что ведение поезда такой массы локомотивом с опорно-рамным подвешиванием тягового двигателя со скоростью 200 км/ч физически неосуществимо, так как сила сопротивления движению поезда становится больше максимальной силы тяги, равной 47,151 тс, при безразмерном проскальзывании колесной пары по рельсам 0,034, или 3,4 %.

На основании изложенного можно сделать выводы.

1. Существующие в настоящее время феноменологические, регрессионные выражения для касательной силы тяги локомотива при их сравнении дают существенно различные результаты. Следовательно, из предложенных формул нужно выбрать одну, которая лучше всего представляет процесс ведения поезда.

2. Вычисление мощности локомотива как произведения касательной силы тяги локомотива на скорость движения поезда физически некорректно.

3. Наиболее подходящим с точки зрения физики тягового процесса является регрессионное выражение (23), позволяющее кроме режима тяги изучать режим боксования колесной пары.

4. Предложенная в статье методика оценки мощности локомотива позволяет утверждать, что при изменении скорости движения поезда от 100 до 200 км/ч проскальзывание колесной пары по рельсам увеличивается от 0,02 до 3,3 %, мощность локомотива при этом возрастает в 76,2 раза и не превышает 86,451 тс·м/с.

5. При скорости движения поезда 200 км/ч корректно определенная мощность локомотива более чем в 30 раз меньше той, что обычно вычисляется специалистами по тяге поездов.

6. Предложенная авторами методика существенным образом опирается на известную в математике теорему академика А. Н. Тихонова о разделении движений динамической системы на «быстрые» и «медленные» составляющие, но полностью она здесь не излагается вследствие ограниченности объема статьи.

В заключение добавим, что здесь рассматривалась одномерная модель сухого трения, истоки которой восходят к Амонтону. Однако в 1998 – 2010 гг. академик РАН В. Ф. Журавлёв и его ученики разработали двумерные модели сухого трения, основанные на разложениях Паде [27 – 29]. Такие модели более точно отражают процессы трения, происходящие в контакте колеса с рельсом, особенно при высокоскоростном движении.

Список литературы

1. Левин, М. А. Теория качения деформируемого колеса [Текст] / М. А. Левин, Н. А. Фуфаев. – М.: Наука, 1989. – 272 с.
2. Келдыш, М. В. Шимми переднего колеса трёхосного шасси [Текст] / М. В. Келдыш // Труды ЦАГИ. – 1945. – № 564. – С. 1 – 33.
3. Неймарк, Ю. И. Динамика неголономных систем / Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев. – М.: Наука, – 1967. – 519 с.
4. Неймарк, Ю. И. Устойчивость криволинейного движения экипажа на баллонных колёсах [Текст] / Ю. И. Неймарк, Н. А. Фуфаев // ПММ. – 1971. – Т. 35. – Вып. 5. – С. 899 – 967.
5. Тураев, Х. Т. Определение кинематических параметров шин для изучения динамики транспортных машин [Текст] / Х. Т. Тураев, Н. А. Фуфаев, В. А. Шишкин // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 12. – С. 11 – 13.
6. Голубенко, А. Л. Сцепление колеса с рельсом: Монография [Текст] / А. Л. Голубенко. Киев: Випол. – 1983. – 448 с.
7. Ишлинский, А. Ю. Теория сопротивления перекачиванию (трение качения) и смежных явлений [Текст] / А. Ю. Ишлинский // Всесоюзная конференция по трению и износу на машинах. – М.-Л., 1940. – Т. 2. – С. 225 – 265.
8. Аглиулин, Х. Я. Фрикционное проскальзывание поверхностей при теории качения [Текст]: Автореф. дис... канд. техн. наук / Х. Я. Аглиулин – М., 1971. – 17 с.
9. Бабичков, А. М. Тяга поездов [Текст] / А. М. Бабичков, В. Ф. Егорченков. – М.: Трансжелдориздат, 1962. – 263 с.
10. Розенфельд, В. Е. Электрическая тяга [Текст] / В. Е. Розенфельд, И. П. Исаев, Н. Н. Сидоров. М.: Трансжелдориздат, 1962. – 347 с.
11. Блохин, Е. П. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания) [Текст] / Е. П. Блохин, Л. А. Манашкин. – М.: Транспорт, 1982. – 222 с.
12. Carter, F. M. On the action of locomotive driving wheel [Текст] / F. M. Carter / Proc. Roy. Soc. Ser. A. – 1926. – V. 112. – P. 151 – 157.
13. Гордиенко, П. И. Определение площади контактного пятна между колесом и рельсом с учетом их износа [Текст] / П. И. Гордиенко // Электровозостроение: Сб. науч. тр./ АО ВЭЛНИИ. – Новочеркасск, 1996. – Т. 36. – С. 208 – 215.

14. Петров, Н. П. Давление колес на рельсы железных дорог, прочность рельс и устойчивость пути [Текст] / Н. П. Петров. – Петроград: Электротипография Н. Я. Стойковой. – 1915. – 321 с.
15. Kalker, J. J. Wheel-Rail rolling contact theory [Текст] / J. J. Kalker // Wear. – 1991. – Vol. 144. – P. 243 – 261.
16. Нехаев, В. А. Оптимизация режимов ведения поезда с учетом критериев безопасности движения (методы и алгоритмы) [Текст]: Дис...докт. техн. наук: 05.22.07 / Нехаев Виктор Алексеевич. – Омск, 2000. – 352 с.
17. Bommel, V. P. Application de la theorie des vibrations nonlinearities sur le problem du mouvement de lacel d'un vehicule de chemin de fer [Текст] / V. P. Bommel. Utrecht: Drykkeriy Elinkwijk, 1964. – 303 p.
18. Исаев, И. П. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами [Текст] / И. П. Исаев, Ю. М. Лужнов. – М.: Машиностроение, 1985. – 240 с.
19. Математическое моделирование динамики электропоездов [Текст] / А. Г. Никитенко, Е. П. Плохов и др. – М.: Высшая школа, 1998. – 274 с.
20. Меншутин, Н. Н. Исследование скольжения колёсной пары электропоезда при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях [Текст] / Н. Н. Меншутин // Труды ВНИИЖТ. – 1960. – Вып. 188. – С. 113 – 132.
21. Минов, Д. К. Повышение тяговых свойств электропоездов и тепловозов с электрической передачей [Текст] / Д. К. Минов. – М.: Транспорт, – 1965. – 268 с.
22. Куценко, С. М. О характере сил трения в контакте катящегося по направляющей колеса [Текст] / С. М. Куценко, В. П. Игнатенко, Т. В. Гулякина // Вестник ХПИ. – 1985. – Вып. 99. – С. 39 – 41.
23. Васильева, А. Ю. Асимптотические разложения решений сингулярно возмущенных уравнений [Текст] / А. Ю. Васильева, Н. Ф. Бутузов. – М.: Наука, – 1973. – 272 с.
24. Локтев, А. А. Модели взаимодействия колеса и рельса при высоких скоростях движения [Текст] / А. А. Локтев, В. В. Виноградов, В. А. Бучкин // Мир транспорта. – 2016. – Т. 14. – №1. – С. 54 – 60.
25. Гребенюк, П. Т. Тяговые расчеты [Текст] / П. Т. Гребенюк, А. Н. Долганов, А. И. Скворцова. – М.: Транспорт, 1987. – 272 с.
26. Жуковский, Н. Е. Теория прибора инженера Ромейко-Гурко [Текст] // Полн. собр. соч. Н. Е. Жуковский Т. VIII: Теория упругости. Железные дороги. – М.- Л.: ОНТИ НКТП СССР, 1937. – С. 102 – 106.
27. Журавлёв, В. Ф. О модели сухого трения в задаче качения твердых тел [Текст] / В. Ф. Журавлёв, А. А. Киреевков // ПММ. – 1998. – Т. 62. – Вып. 5. – С. 762 – 767.
28. Журавлёв, В. Ф. О разложениях Паде в задаче о двумерном кулоновом трении [Текст] / В. Ф. Журавлёв, А. А. Киреевков // Известия РАН. МТТ. – 2005. – № 2. – С. 3 – 13.
29. Киреевков, А. А. Связанные модели трения скольжения и верчения: от теории к эксперименту [Текст] / А. А. Киреевков, С. В. Семендяев // Аэрокосмические исследования, прикладная механика: Труды МФТИ. – 2010. – Т. 2. – № 3. – С. 174 – 181.

References

1. Levin M. A., Fufaev N. A. Teoriya kacheniya deformiruемого kolesa [Rolling theory of deformable wheel]. Moscow: Nauka, 1989, 272 p.
2. Keldysh M. V. Shimmi perednego kolesa trekhosnogo shassi [Shimmy of the three-wheel chassis front wheel]. *Trudy TSAGI [Proceedings of TSAGI]*, 1945, № 564, pp. 1 – 33
3. Neimark Yu. I., Fufaev N. A. Dinamika negolonomnyh system [Dynamics of nonholonomic systems]. Moscow: Nauka, 1967, 519 p.

4. Neimark YU. I., Fufaev N. A. Ustojchivost' krivolinejnogo dvizheniya ekipazha na ballonnyh kolesah [The stability of a curvilinear motion of a vehicle on balloon wheels]. *PMM [Applied mathematics and mechanics]*, 1971, vol. 35, iss. 5, pp. 899 – 967.
5. Turaev H. T., Fufaev N. A., Shishkin V. A. Opredelenie kinematicheskikh parametrov shin dlya izucheniya dinamiki transportnyh mashin [Determination of kinematic parameters of tires for studying the dynamics of transport vehicles]. *Avtomobil'naya promyshlennost' [Automotive industry]*, 1974, № 12, pp. 11 – 13.
6. Golubenko A. L. Stseplenie kolesa s rel'som: Monograph [The adhesion of wheel and rail]. Kiev: Firma «Vipol», 1983. 448 p.
7. Ishlinskij A. Yu. Teoriya soprotivleniya perekatyvaniyu (trenie kacheniya) i smezhnyh yavlenij [Theory of resistance to rolling (rolling friction) and related phenomena]. *Vsesoyuznaya konferentsiya po treniyu i iznosu na mashinah [All-Union Conference on Friction and Wear on Machines]*, vol.2, M.-L., 1940, pp. 225 –265.
8. Agliulin H. Ya. Friksionnoe proskal'zyvanie poverhnostej pri teorii kacheniya [Frictional slipping of surfaces in rolling theory]: Ph. D. Thesis abstract, Moscow, 1971, 17 p.
9. Babichkov A. M., Egorchenkov V. F. Tyaga poezdov [Traction of trains]. Moscow: Transzheldorizdat, 1962, 263 p.
10. Rozenfeld V. E., Isaev I. P., Sidorov N. N. Elektricheskaya tyaga [Electric traction]. Moscow: Transzheldorizdat, 1962, 347 p.
11. Blohin, E. P., Manashchkin L. A. Dinamika poezda (nestatsionarnye prodol'nye kolebaniya) [Train dynamics (non-stationary longitudinal oscillations)]. Moscow: Transport, 1982, 222 p.
12. Carter F. M. On the action of locomotive driving wheel. *Proc. Roy. Soc. Ser. A*, 1926, vol. 112, pp. 151 – 157.
13. Gordienko P. I. Opredelenie ploshchadi kontaktного pyatna mezhdu kolesom i rel'som s uchetom ih iznosa [Determination of the area of the contact spot between the wheel and the rail, taking into account their wear]. *Elektrovozostroyeniye: Sb. nauch. tr. AO VELNII [Electric locomotive engineering: Proceedings of VELNII]*, vol. 36, Novocherkassk, 1996, pp. 208 – 215.
14. Petrov N. P. Davlenie koles na rel'sy zheleznyh dorog, prochnost' rel's i ustojchi-vost' puti [Wheel pressure on rail tracks, rail strength and track stability]. Petrograd, 1915, 321 p.
15. Kalker J. J. Wheel-Rail rolling contact theory. *Wear*, 1991, vol. 144, pp. 243 – 261.
16. Nekhaev V. A. Optimizatsiya rezhimov vedeniya poezda s uchetom kriteriev bezopasno-sti dvizheniya (metody i algoritmy) [Optimization of train operation modes taking into account traffic safety criteria (methods and algorithms)]. Ph. D. Thesis: 05.22.07, Omsk, 2000, 352 p.
17. Bommel V. P. Application de la theorie des vibrations nonlinearities sur le problem du mouvement de l'axe d'un vehicule de chemin de fer [Application of the theory of nonlinear vibrations to the problem of lancel movement of a railway vehicle]. Utrecht: Drykkerij Elinkwijk, 1964, 303 p.
18. Isaev I. P., Luzhnov Yu. M. Problemy stsepleniya koles lokomotiva s rel'sami [Problems of adhesion of locomotive wheels with rails]. Moscow: Mashinostroyeniye, 1985, 240 p.
19. Nikitenko A. G., Plohov E. P., Zarif'yan A. A., Homenko B. I. Matematicheskoe modelirovanie dinamiki elektrovozov [Mathematical modeling of the dynamics of electric locomotives]. Moscow: Vysshaya shkola, 1998, 274 p.
20. Menshutina N. N. Issledovanie skol'zheniya kolesnoj pary elektrovoza pri realizatsii sily tyagi v ekspluatatsionnyh usloviyah [The study of slipping of a wheel pair of a locomotive in the implementation of traction under operating conditions] / Trudy VNIIZHT [Proceedings of VNIIZHT], 1960, iss. 188, pp. 113 – 132.
21. Minov D. K. Povyshenie tyagovykh svoystv elektrovozov i teplovozov s elektricheskoy peredachej [Improving traction properties of electric locomotives and diesel locomotives with electric transmission]. Moscow: Transport, 1965, 268 p.

22. Kutsenko S. M., Ignatenko V. P., Gulyakina T. V. O haraktere sil treniya v kontakte katyashchegosya po napravlyayushchej kolese [On the nature of friction forces in contact of rolling-on-the-guide wheel]. *Vestnik HPI [Bulletin of Kharkiv Polytechnic Institute]*, 1985, iss. 99, pp. 39 – 41.
23. Vasil'eva A. Yu., Butuzov N. F. Asimptoticheskie razlozheniya reshenij singulyarno vozmushchennyh uravnenij [Asymptotic expansions of solutions of singularly perturbed equations]. Moscow: Nauka, 1973, 272 p.
24. Loktev A.A., Vinogradov V.V., Buchkin V.A. Models of interaction of wheel and rail at high speed. *World of Transport and Transportation*. 2016; 14(1): 54 – 60.
25. Grebenyuk P. T., Dolganov A. N., Skvortsova A. I. Tyagovye raschety [Traction calculations]. Moscow: Transport, 1987, 272 p.
26. Zhukovskij N. E. Teoriya pribora inzhenera Romejko-Gurko [The theory of an instrument of engineer Romejko-Gurko]. N. E. Zhukovskij complete works, vol. VIII: Theory of elasticity. Railway. M.- L.: ONTI USSR, 1937, pp. 102 – 106.
27. Zhuravlev V.F. O modeli suhogo treniya v zadache kacheniya tverdyh tel [On the dry friction model in the rolling problem of solids]. *PMM [Applied mathematics and mechanics]*, 1998, vol. 62, Iss.5, pp. 762 – 767.
28. Zhuravlyov V.F., Kireenkov A.A. O razlozheniyah Pade v zadache o dvumernom kulonovom trenii [On Pade expansions in the two-dimensional Coulomb friction problem] // *Journal of Russian Academy of Sciences. Solid mechanics*, 2005, № 2, pp. 3 – 13.
29. Kireenkov A. A., Semendyaev S. V. Svyazannye modeli treniya skol'zheniya i vercheniya: ot teorii k eksperimentu [Related models of sliding friction and twisting: from theory to experiment]. *Aerokosmicheskie issledovaniya, prikladnaya mekhanika [Aerospace research, applied mechanics]* / Proceedings of MFTI [Moscow Institute of Physics and Technology], 2010, vol. 2, № 3, pp. 174 –181.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Нехаев Виктор Алексеевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

Маркса пр., д. 35, г. Омск, 644046, Российская Федерация.

Доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Теоретическая и прикладная механика», ОмГУПС.

Тел.: +7 (3812) 37-60-82.

E-mail: NehaevVA@rambler.ru

Николаев Виктор Александрович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

Маркса пр., д. 35, г. Омск, 644046, Российская Федерация.

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теоретическая и прикладная механика», ОмГУПС.

Тел.: +7 (3812) 37-60-82.

E-mail: NikolaevVA@omgups.ru

Смалев Александр Николаевич

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

Маркса пр., д. 35, г. Омск, 644046, Российская Федерация.

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая и прикладная механика», ОмГУПС

Тел.: +7 (3812) 31-16-88.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Nekhaev Victor Alexeevich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx st., Omsk, 644046, the Russian Federation.

Doctor of Technical Sciences, professor, professor of the department «Theoretical and applied mechanics », OSTU.

Phone: +7 (3812) 37-60-82.

E-mail: NehaevVA@rambler.ru

Nikolaev Victor Alexandrovich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx st., Omsk, 644046, the Russian Federation.

Doctor of Technical Sciences, professor, head of the department «Theoretical and applied mechanics », OSTU.

Phone: +7 (3812) 37-60-82.

E-mail: NikolaevVA@omgups.ru

Smalev Alexander Nikolaevich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx st., Omsk, 644046, the Russian Federation.

Ph. D. in Engineering, Associate Professor of the department « «Theoretical and applied mechanics », OSTU.

Phone: +7 (3812) 31-16-88.

Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Ведрученко Виктор Родионович

Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

Маркса пр., д. 35, г. Омск, 644046, Российская Федерация.

Доктор технических наук, профессор кафедры «Теплоэнергетика», ОмГУПС.

Тел.: (3812) 31-06-23.

E-mail: VedruchenkoVR@omgups.ru

Vedruchenko Victor Rodionovich

Omsk State Transport University (OSTU).

35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Doctor of Technical Sciences, professor of the department «Power system», OSTU.

Phone: (3812) 31-06-23.

E-mail: VedruchenkoVR@omgups.ru

БИБЛИОГРАФИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ СТАТЬИ

К оценке мощности локомотива [Текст] / В. А. Нехаев, В. А. Николаев и др. // Известия Транссиба/ Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск. – 2019. – № 3 (39). – С. 14 – 31.

BIBLIOGRAPHIC DESCRIPTION

Nekhaev V. A., Nikolaev V. A., Smalev A. N., Vedruchenko V. R. To the estimation of the locomotive power // Journal of Transsib Railway Studies, Omsk, 2019, vol. 3, no. 39, pp. 14 – 31 (In Russian).

УДК 621.33

В. Г. Литвинцев, Н. В. Раевский, А. В. Ларченко

Забайкальский институт железнодорожного транспорта (ЗабИЖТ (ИрГУПС)), г. Чита,
Российская Федерация

РЕАЛИЗАЦИЯ МОДЕЛИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОПОТРЕБЛЕНИЯ НА ТЯГУ ПОЕЗДОВ НА ОСНОВЕ МЕТОДА ИНТЕРВАЛЬНОЙ РЕГРЕССИИ

Аннотация. Проведен анализ результатов прогнозирования потребления электрической энергии на тягу поездов, полученных при помощи существующих методов и математического аппарата интервальной регрессии. Определены погрешности прогнозирования по трем методам относительно фактического электропотребления. Представлен программный продукт по расчету прогнозных значений электропотребления на тягу поездов с учетом эксплуатационных показателей работы участка электрифицированной железной дороги в условиях неопределенности исходных данных.

Ключевые слова: электротяга поездов, прогнозирование электропотребления, интервальная регрессия, доверительный интервал, ошибка прогнозирования, программный продукт.

Vitaly G. Litvintsev, Nikolay V. Raevsky, Alexey V. Larchenko

Zabaikalsky Institute of railway transport (ZiRT (ISTU)), Chita, the Russian Federation

APPLICATION OF THE TRAIN TRACTION ELECTRICITY CONSUMPTION FORECASTING MODEL BASED ON INTERVAL REGRESSION METHOD

Abstract. The results of the train traction electricity consumption forecasting, which were obtained on the basis of existing methods and the interval regression method, was analyzed. The errors of forecasting according to three methods compared with the real electricity consumption were determined. The authors put forward the software for calculating the predicted values of electricity consumption for train traction, taking into account the operational indicators of the electrified railroad under conditions of uncertainty in the initial data.

Keywords: Electric train traction, electricity consumption forecasting, interval regression, confidence interval, error of forecasting, software.

Одной из основных задач для ОАО «Российские железные дороги» является определение конструктивных мер и технических решений, направленных на улучшение показателей энергоэффективности перевозочного процесса. Ситуация осложняется тем, что ОАО «РЖД» не является производителем собственных энергетических ресурсов и полностью зависит от топливно-энергетического комплекса страны.

Необходимость корректировки параметров энергопотребления (ЭП), а также затрат на