

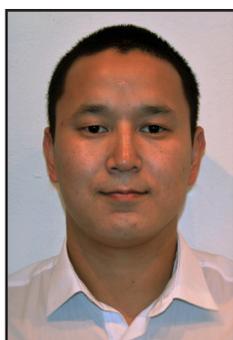


Новое прочтение механизма образования силы тяги локомотива



Роман КОБЛОВ
Roman V. KOBLOV

Пётр ЕГОРОВ
Petr E. EGOROV



Ярослав НОВАЧУК
Yaroslav A. NOVACHUK

*Коблов Роман Викторович – старший преподаватель кафедры «Локомотивы» Дальневосточного государственного университета путей сообщения (ДВГУПС), Хабаровск, Россия.
Егоров Пётр Егорович – аспирант ДВГУПС, Хабаровск, Россия.
Новачук Ярослав Антонович – кандидат технических наук, профессор ДВГУПС, Хабаровск, Россия.*

New Perusal of Locomotive Traction Force Formation Mechanism

(текст статьи на англ. яз. – English text of the article – p. 14)

На основе классических положений теоретической механики и фундаментальной теории кинематики предложены новое прочтение механизма образования силовых критериев колёсно-моторного блока тепловоза и их расчёт. Аналитическое обоснование критериев образования силы тяги по колёсно-моторным блокам современных и перспективных локомотивов в сочетании с реальными данными диаметров колёс и нагрузок от колёс на рельсы обеспечат развитие методов расчёта силы тяги и высокую достоверность априорных значений тяговых параметров в России и других странах. Предметом исследования являются корректировка метода расчёта силы тяги колёсно-моторного блока тепловоза и обоснование механизма её образования.

Ключевые слова: тепловоз, колёсно-моторный блок, формирование силы тяги, теоретическая механика, теория кинематики.

На текущий момент времени в отечественной и зарубежной исследовательской и нормативной практике для обоснования гипотез образования и расчета силы тяги локомотива применяются различные схемы и формулы. В отечественных хрестоматиях широкое использование получила схема образования силы тяги ведущей колесной парой паровоза [1] с приложением сил к центру колеса, принципиально-теоретическая слабость которой не вызывает сомнения. Увы, в течение многих десятилетий её используют как иллюстрацию в методах теоретического обоснования образования силы тяги колесных пар тепловозов и электровозов. Следует отметить, что несоответствия подтверждаются эксплуатационным опытом и огромными неплановыми затратами труда и капитала в отрасли. Потери в свою очередь свидетельствуют о недостаточно изученном и научно обоснованном методе расчета силы тяги современного тягового подвижного состава и механизма её образования.

АНАЛИЗ МЕТОДОВ ОБРАЗОВАНИЯ СИЛЫ ТЯГИ ВЕДУЩИМ КОЛЕСОМ

Новая концепция функций ведущего колеса берет свое начало с момента постановки на шасси паровой машины, ознаменовавшей «рождение» механического вида тяги – локомотива. Становлению принципиальных основ науки в области образования тяговых усилий ведущими стальными колесами тепломеханической системы (паровоза) по гладкой поверхности стального рельса посвятили свои работы многие выдающиеся умы человечества на протяжении двух последних (XIX–XX) столетий. Весьма заметную и плодотворную долю в науке о тяге поездов занимают российские ученые А. П. Бородин, Д. А. Штанге, Н. П. Петров, Ю. В. Ломоносов, Н. Е. Жуковский и ряд других.

В середине XX столетия в мире произошла техническая революция, в результате которой железнодорожный транспорт был переведен на прогрессивные виды тяги (тепловозы, электровозы). Однако, как это не покажется странным, научно-практические дискуссии по проблемам взаимодействия ведущих колесных пар тягового подвижного состава (ТПС) с рельсами не прекращаются до настоящего времени. Предметом дискуссионного обсуждения в кругах исследователей, инженеров-железнодорожников и машиностроителей остаются основные критерии – механизм образования и реализация силы тяги ведущей колесной парой локомотива.

Противоречия состоят в том, что в современных учебниках по теории локомотивной тяги до сегодняшних дней используются:

а) противоречивые и малообоснованные обоснования предположений и значений движущих сил, производящих действие на ведущие колесные пары локомотивов;

б) упрощенные представления о точках приложения движущих сил, которые производят движение ведущих колесных пар с помощью сложных механических систем;

в) статические параметры в методах расчетов динамических критериев и их численные значения соотношения силы тяги и скорости движения в диапазоне от расчетной (V_p) до конструкционной (V_k).

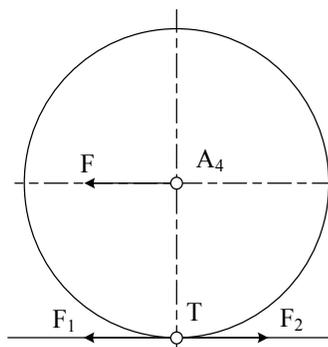


Рис. 1. Получение силы тяги.

Традиционные представления о точке приложения движущих (статических) сил к ведущему колесу приведены на схеме рис. 1 [1]. Есть все основания предполагать, что природа этой схемы в отечественных хрестоматиях создана авторами при издании в 1922 году (в Берлине) первого краткого справочного руководства «Тяговые расчеты», подготовленного российским инженером В. Ф. Егорченко [2]. Второе и третье издания книг с названием «Тяговые расчеты» и «Правила производства тяговых расчетов» (Москва, 1928 и 1930 гг.) были значительно доработаны и стали практическим руководством на транспорте для составления паспортов паровозов, по которым устанавливались весовые нормы поездов, расписания их движения и пр. Содействие автору в разъяснениях и расширении теоретической части оказывали известные специалисты Е. А. Гибшман, А. М. Бабичков, О. Н. Исаакян, А. Г. Русанов и др.

В научно-практическом руководстве происхождение силы тяги и точки её приложения В. Ф. Егорченко поясняет рис. 1 и 2, выделяя внутренние силы паровых машин, которые создают вращение колесных пар двух родов и стремятся:

1) вращать движущие колеса относительно рамы паровоза;

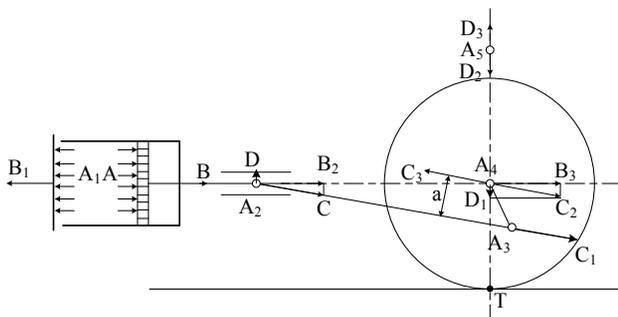
2) вращать раму относительно ведущих колес [2].

Чтобы убедить оппонентов в отсутствии надуманности и неуважения к теоретическому и историческому прошлому, приводим дословную выдержку из работы [2, с. 27]:

«На рис. 2 схематически изображен движущий механизм машины паровоза. Пар давит на поршень, равнодействующая



Рис. 2. Силы в движущем механизме паровоза.



этого давления изображена силой АВ. Пар давит на цилиндр и его переднюю крышку с такой же равнодействующей силой A_1B_1 , направленной в обратную сторону.

Сила АВ по штоку передается на валик кресткопфа. Переносим её по линии действия в центр кресткопфа и разлагаем на силу A_2C по ведущему дышлу и на силу A_2D перпендикулярно плоскости параллели. Силу A_2C переносим по линии её действия в центр пальца кривошипа. Получаем вместо силы A_2C силу A_3C_1 . Так как сила A_3C_1 приложена к колесу, то для выяснения её действия приложим к оси колеса две силы A_4C_2 и A_4C_3 , равные силе A_3C_1 , параллельные ей и направленные в противоположные стороны. Получаем вместо силы A_3C_1 силу A_4C_2 и пару сил (A_3C_1, A_4C_3). Разложим только что полученную силу A_4C_3 на две составляющие: A_4B_3 , параллельную силе A_1B_1 , и силу A_4D_1 , параллельную силе A_2D .

В результате всех преобразований вместо давления пара в цилиндре мы получили:

- а) силу A_1B_1 , передающуюся через крышку цилиндра к раме паровоза;
- б) силу A_2D , передающуюся через параллель раме паровоза;
- в) пару сил (A_3C_1, A_4C_3), действующую на колесо;
- г) силу A_4B_3 , передающуюся через буксу на раму;
- д) силу A_4D_1 , действующую на колесо.

Остальные силы мы заменили другими, равнозначными им по действию на паровоз, и они для нас отпали. Приложенные от рамы к движущим колесам пары сил вращают их около мгновенных центров в точках касания колес с рельсами Т, создавая движущую силу A_4F (рис. 1), приложенную от букс к раме локомотива. Горизонтальную реакцию TF_p , приложенную от рельса к колесам, равную движущей силе,

приложенной от букс к раме, мы называем силой тяги на ободу не потому, что эта сила тянет локомотив вперед, а потому, что она является внешней по отношению ко всему локомотиву первопричиной возникновения движущей силы».

Таким образом, на основе простейших соображений создана схема, не столько соответствовавшая научным принципам сущности процесса образования силы тяги, сколько просто описывающая всего лишь предполагаемый и математически не обоснованный механизм образования движущих сил в системах паровоза и точки их приложения. Крайняя сложность явления и недостаток знаний стали причиной переноса сил с пальца кривошипа колеса паровоза (точка A_3) в центр оси колеса (B_3) (рис. 2). При этом исследователями потеряно «плечо-кривошип» — рычаг второго рода, необходимый для создания возвратно-поступательной силы поршня паровой машины и крутящего момента, чтобы придать вращение ведущему колесу относительно мгновенного центра его поворота Т.

Важно заметить, что эту гипотезу в течение семи десятилетий рассматривают и приспособляют к индивидуальным приводам тепловозов и электровозов следующим порядком. Вращающий момент M_d тягового электрического двигателя (ТЭД) при помощи механического редуктора (МР) образует вращающий момент на зубчатом колесе $M_{зк}$. Зубчатое колесо расположено на оси колесной пары:

$$M_{зк} = M_d \cdot \mu \cdot \eta_3, \quad (1)$$

где μ — передаточное отношение редуктора, η_3 — коэффициент полезного действия зубчатой передачи.

По стереотипным предположениям аналитиков принято считать, что $M_{зк}$ соответствует моменту M_k на ободу колеса

в виде пары сил, из которых одна сила приложена в центре оси колесной пары и направлена в сторону движения, а другая приложена в точке касания колеса с рельсом и направлена против движения. По условиям неизменности действия моментов авторы предполагают, что они должны быть однозначны и равны [1], т.е.:

$$M_K = M_{3K} = M_D \cdot \mu \cdot \eta_3 = F_K \frac{D}{2}. \quad (2)$$

Стоит отметить, что работы иностранных коллег также не в полной мере раскрывают особенности формирования силы тяги колесно-моторного блока. Так, в работах [13, 14] авторы приводят схемы образования силы тяги от момента электрического привода, которая приложена к центру колеса. Её значение определяют по выражению (3), [кН]:

$$F_K = \eta_{ТЭД} \frac{M_D}{\mu \cdot R_0} \cdot 10^{-3}, \quad (3)$$

где R_0 – радиус бандажа.

Предельное значение силы тяги определяется коэффициентом сцепления, который зависит от скорости локомотива и скорости скольжения колеса по рельсу, а также от нагрузки колеса на рельс.

Таким образом, некорректно обоснованная гипотеза образования силы тяги сочлененными ведущими колесными парами паровозов используется при создании и эксплуатации современного и перспективного ТПС. Разделяя взгляды профессора П. И. Гордиенко [3] о принципиальных противоречиях традиционной схемы образования силы тяги, заметим, что его предложения также не позволяют раскрыть исчерпывающую картину образования тяги индивидуальным колесно-моторным блоком современного локомотива и получить достоверные, априорные расчетные результаты, наиболее близкие реальным.

По мнению экспертов, такие обоснования давно вошли в противоречие со многими научными положениями классической механики и продолжают вводить в заблуждение многих представителей научной мысли, студенческую аудиторию, конструкторов и создателей локомотивов, а также практиков и эксплуатационников ТПС.

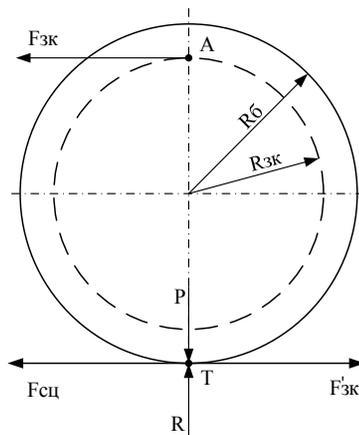


Рис. 3. Образование силы тяги на колесе.

РАССТАВИМ ПРАВИЛЬНО АКЦЕНТЫ

Чтобы устранить многолетние превалирующие заблуждения исследователей и практиков о принципе образования силы тяги ведущим колесом, следует внести коррективы и ясность в механизм её формирования для современных локомотивов.

Во-первых, необходимо по-новому взглянуть на законы механики, на принцип привода ведущих колесных пар ТПС при их несвободном движении.

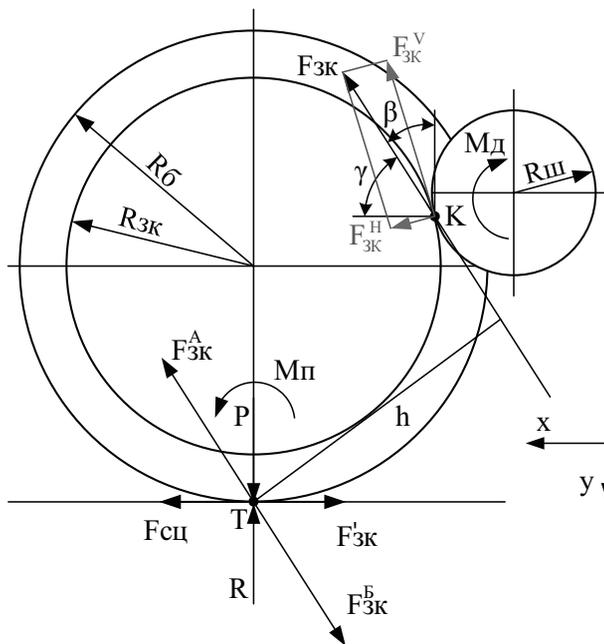
Во-вторых, такой подход требует напомнить читателю о существовании фундаментальных положений и законов теоретической механики, определяющих параметрические соотношения и зависимости в механизмах, являющихся непосредственными связями сложного процесса плоскопараллельного движения ведущих колёс, с учетом их важнейших параметрических соотношений.

Допустим, что к зубчатому колесу колесной пары в точке А (рис. 3) приложена внешняя сила F_{3K} . В нормальных условиях работы локомотива, опирающегося колесами на рельс, сила F_{3K} вращает колесо около мгновенных центров скоростей в точках касания колес с рельсами. В точках касания колес с рельсами оказываются приложенными, кроме сил тяжести и вертикальной реакции рельса, горизонтальная сила F'_{3K} от колеса к рельсу и равная ей горизонтальная реакция от рельса к колесу $F_{сц}$. Момент силы F_{3K} относительно мгновенного центра Т равен $F_{3K} \cdot (R_{3K} + R_0)$.

Дифференциальные уравнения плоско-го движения твердого тела имеют вид:



Рис. 4. Формирование силы тяги в КМБ.



$$\begin{aligned}
 m \cdot \ddot{x}_T &= \sum_{k=1}^n F_{kx}^e; \quad m \cdot \ddot{y}_T = \\
 &= \sum_{k=1}^n F_{ky}^e; \quad I_T \cdot \ddot{\phi} = \sum_{k=1}^n M_T(F_k^e).
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

Составим дифференциальные уравнения плоского движения для данной схемы:

$$\begin{cases}
 m \cdot \ddot{x}_T = F_{ци} + F_{3K} - F_{3K}'; \\
 m \cdot \ddot{y}_T = P - R; \\
 I_T \cdot \ddot{\phi} = F_{3K} \cdot (R_{3K} + R_6).
 \end{cases}
 \tag{5}$$

Силы $F_{ци}$ и F_{3K}' не уничтожают друг друга, т.к. приложены к разным телам, но

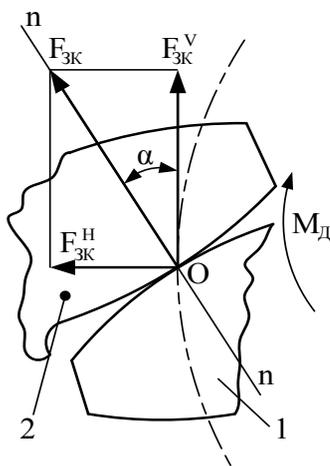


Рис. 5. Схема действия сил в зубчатом зацеплении: 1 – шестерня тягового электродвигателя, 2 – зубчатое колесо колесной пары.

равны по значению. Поэтому $m \cdot \ddot{x}_T = F_{3K}$ и есть движущая сила тяги на колесе.

Для обеспечения равномерного движения колеса допустимо определить момент, при котором будет обеспечиваться постоянство скорости центра тяжести колеса. Используем уравнение моментов:

$$I_T \cdot \ddot{\phi} = F_{3K} \cdot (R_{3K} + R_6), \tag{6}$$

где $\ddot{\phi} = \varepsilon = \frac{\omega_T}{2R_6} = \frac{dv_T}{dt} \cdot \frac{1}{2R_6} = \frac{v_1^2}{R_6^2}$ – угловое

ускорение колеса относительно мгновенного центра поворота (значение ускорения контакта колеса с рельсом (точка Т) определено по [4]).

$$I_T = \frac{m \cdot R_6^2}{2} + m \cdot R_6^2 = \frac{3 \cdot m \cdot R_6^2}{2} \text{ – момент}$$

инерции колеса относительно мгновенного центра поворота.

После преобразований определим момент колеса:

$$M_K = F_{3K} \cdot (R_{3K} + R_6) = \frac{3m \cdot v_1^2}{2}. \tag{7}$$

Для обеспечения постоянства скорости v_1 необходимо приложить к зубчатому колесу силу, равную

$$F_{3K} = \frac{3m \cdot v_1^2}{2 \cdot (R_{3K} + R_6)}. \tag{8}$$

Схема индивидуального привода колесной пары тепловоза иллюстрирует его

конструкторскую компоновку, параметрические соотношения и механику согласования моментов, а также точки приложения и направления векторов сил. Рассмотрим наиболее наглядную и реальную схему колесно-моторного блока (КМБ) локомотива (рис. 4).

Принимая идеализированное условие соответствия номинальной мощности ТЭД $P_{ТЭД}$ и реализуемой расчетной скорости движения тепловоза, находим значение вращающего момента M_d [кН·м]:

$$M_d = 9,55 \cdot \frac{P_{ТЭД}^{\infty}}{n_{я}^{\infty}} \cdot \eta_{ТЭД}, \quad (9)$$

где $n_{я}^{\infty}$ – частота оборотов якоря ТЭД при установившейся расчетной скорости движения ТПС с учетом передаточного отношения μ МР; $\eta_{ТЭД}$ – коэффициент полезного действия ТЭД.

Вращающий момент M_d выразим окружной составляющей силой F_{3K}^V , действующей от шестерни ТЭД на зубчатое колесо редуктора, расположенное на оси колесной пары (рис. 5):

$$F_{3K}^V = \frac{M_d}{r_{ш}} \cdot \eta_3. \quad (10)$$

Силы давления шестерни 1 на зубчатое колесо 2 распределены по длине контактных линий (ширина зуба МР) и направлены по общей нормали соприкасающихся поверхностей. Принимая распределенное давление элементарных сил F_{3K}^V , сосредоточенными в точке 0, находим проекцию силы F_{3K} , действующей по нормали к полюсу контакта поверхности зубьев в плоскости поля их зацепления, создавая давление на зубчатое колесо 2 колесной пары и момент M_{3K} [5]. Сила F_{3K} является компонентой окружной силы F_{3K}^V и в последующих расчётах её необходимо определять по выражению:

$$F_{3K} = \frac{F_{3K}^V}{\cos \alpha}, \quad (11)$$

где α – угол зацепления прямозубых зубчатых колес, обеспечивающий качение зубьев без скольжения.

Перенесем силу F_{3K} в точку контакта колеса с рельсом Т, добавив равные ей силы F_{3K}^A и F_{3K}^B . В итоге имеем массив вертикаль-

ных и горизонтальных сил в точке Т и момент $M_n = F_{3K} \cdot h$ (h – перпендикуляр из точки Т на продолжение силы F_{3K}). Определим величины сил тяги и вертикального давления колеса на рельс, составив уравнения:

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{x}_T &= F_{cu} - F_{3K}' + F_{3K}^A \cdot \cos \gamma; \\ m \cdot \ddot{y}_T &= P - R - F_{3K}^A \cdot \cos \beta; \end{aligned} \quad (12)$$

$$I_T \cdot \ddot{\varphi} = M_{II},$$

где γ – угол между направлением силы F_{3K} и горизонталью, $\beta = 90 - \gamma$ – угол между направлением силы F_{3K} и вертикалью (рис. 4).

Значение вертикальных сил давления колеса на рельс будет составлять:

$$P = mg + F_{3K}^A \cdot \cos \beta + m \cdot \frac{v_1^2}{R_0}. \quad (13)$$

Полученное значение вертикального давления согласуется с выводами теоремы Н. Е. Жуковского о силе давления точки на поверхность [6]: «Сила давления движущейся по поверхности материальной точки на эту поверхность равна сумме проекций на нормаль движущей силы и центробежной силы инерции».

Если следовать фундаментальным положениям кинематики, что колесо катится без скольжения при установившейся расчетной скорости, то движущая сила F_{3K} с силой F_{3K}' будут соответствовать паре сил, формирующих момент колеса M_K . Тогда сила тяги колесно-моторного блока тепловоза будет формироваться в точке К тягового механического редуктора (рис. 4), а реализация её происходит в точке Т и будет соответствовать:

$$F = F_{3K} \cdot \cos \gamma = \frac{M_d \cdot \cos \gamma \cdot \eta_3}{R_{ш} \cdot \cos \alpha}, \quad (14)$$

где η_3 – КПД зубчатой передачи.

Многочисленные исследования последних лет изучают оптимальные решения хранения энергии (суперконденсаторы, потоковые батареи, маховики) для увеличения тяговых возможностей рельсовых транспортных средств [7]. Следует отметить, что вращающиеся элементы колесно-моторного блока локомотива являются накопителями энергии, что, в свою очередь, должно быть учтено в расчетах тяговых свойств локомотивов. Запас кинетической энергии на же-



лезнодорожном транспорте России одним из первых использовал Шуберский [8]. Изобретенный им маховоз, состоящий из системы маховых колес, «предполагалось использовать при восходе и спуске поездов по крутым скатам железных дорог». Расчет показал, что применение маховоза позволяет снизить расход топлива на четверть.

На тепловозах и электровозах такими накопителями механической энергии являются тяговые электродвигатели, редукторы и колесные пары. Кинетическая энергия от вращения этих конструкций может использоваться в качестве увеличения их тяговых возможностей.

Накопленная кинетическая энергия от вращения элементов КМБ:

$$E_k = \frac{1}{2} J \cdot \omega^2, \quad (15)$$

где J – моменты инерции конструкций, ω – частота вращения.

Мгновенная мощность, накопленная вращающимся элементом, составит:

$$P_k = N_j \cdot \omega = \frac{dA}{dt}, \quad (16)$$

где N_j – крутящий момент, dA – элементарная работа.

Таким образом, дополнительная мощность вращающихся частей колесно-моторных блоков локомотива заслуживает внимания, чтобы её учитывать в расчетах тяговых возможностей локомотива. В рамках данной статьи расчет и расшифровка значений E_k и P_k не приводятся.

Представляю, на наш взгляд, теоретический и практический интерес положения априорной оценки критериев силы тяги, используемые в некоторых странах Европы, Северной и Южной Америки, Австралии. В основу расчётов положен фактор сцепления 0,25 как статический показатель соотношения вертикальной нагрузки локомотива к силам сопротивления сдвигу колеса в области контакта с рельсом [2, 12, 14]. На взгляд авторов, такое соотношение восходит к трудам Леонардо да Винчи, который проводил опыты по определению сил трения. Им был выведен постулат: «Весомое тело движется и не покидает поверхности с вращательным движением, причем, если соприкосновение гладко, оно всегда будет иметь силу трения, равную четвертой части своей тяжести» [9].

Международным опытом тяжеловесного движения (ИННА) неоднократно подтверждены требования на проектирование и эксплуатацию ТПС. На основе фактора сцепления 0,25 эмпирически установлены критерии отношения $\frac{P_{cm}}{F_{ca}} = 4,0 - 4,1$ как

статического показателя, по которому определяют мощность привода.

Обратимся к этапам формирования численных значений коэффициента сцепления, применяемых в практических расчетах тяговых свойств, чтобы понять суть размышлений ученых о принципе формирования и реализации сцепления.

Профессор Н. И. Карташев [10], традиционно принимая цифровое значение ψ_{cu} для сочленённых осей паровозов: $\psi_{cu} = 1/5 - 1/6,5$, в то же время предупреждал исследователей, что получить достоверное значение силы тяги F по результатам опытов практически невозможно, оно получается только путем расчета и ряда допущений. Вместе с тем на основании обобщенных опытных данных и некоторых теоретических соображений авторами [1] предложена формула (1937 г.) для практического расчета коэффициента сцепления

$$\psi_{cu} = \frac{1}{a + 0,035v},$$

где коэффициент a разли-

чался для разных типов паровозов. В «Правилах тяговых расчетов» (ПТР) [11] установлено определять для локомотивов коэффициент сцепления по эмпирическому выражению – для тепловозов:

$$\psi_{cu} = 0,25 + \frac{8}{100 + 20v};$$

для паровозов:

$$\psi_{cu} = \frac{30}{100 + v}.$$

В проекте ПТР 2010 года для

электровозов переменного тока коэффициент сцепления предложено определять с учётом скорости движения 0–40 км/ч:

$$\psi_{cu} = 0,228 + \frac{7}{53 + 3v};$$

$$40 - 150 \text{ км/ч: } \psi_{cu} = 0,09 + \frac{95}{413 + 3v}.$$

Данный разброс коэффициентов сцепления показывает, что пока отсутствуют аналитические основы критериев, характеризующих численное значение коэффи-

ента для различных типов локомотивов. Коэффициент сцепления, по нашему мнению, для каждого локомотива должен подбираться индивидуально с учетом конструкции ходовой части, колесной формулы, нагрузки на ось, диаметра колес, мощности приводов, параметров и характеристик ресурсного подвешивания и т.п. Максимальная сила тяги современных отечественных локомотивов, как правило, ограничивается статической нагрузкой (235–240 кН) от колеса на рельс. Критическая масса поезда определяется, исходя из эмпирической зависимости коэффициента сцепления. Реальный разброс числовых значений коэффициентов сцепления различных типов и серий локомотивов (ПТР) для оценки их тягово-сцепных свойств создает трудности эксплуатационникам при планировании перевозок.

Использование «фактора сцепления» как нормирующего критерия сил в контакте колеса с рельсом (с учетом динамики) дает возможность стабилизировать движение колеса без срывов в буксование — с одной стороны, а с другой — использовать полную мощность ТЭД и весовые показатели КМБ для реализации тяги локомотивом. Вес локомотива как суммарный показатель комплекта локомотивного оборудования выступает в качестве одного из важнейших компонентов, по которому принято отражать расчётную силу тяги. Тогда значение мощности тягового двигателя с учетом «фактора сцепления» будет выражено формулой:

$$P_{\text{тэд}}^{\infty} = \frac{n_{\text{я}} \cdot R_{\text{ц}} \cdot P \cdot \cos \alpha}{4,9,55 \cdot \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{з}} \cdot \cos \gamma} \quad (17)$$

ВЫВОДЫ

1. Общепринятые представления об образовании силы тяги, по мнению авторов, требуют нового теоретического обоснования.

2. Сила тяги колёсно-моторного блока тепловоза формируется в точке К (рис. 4) тягового механического редуктора, а реализация её происходит в точке Т контакта колеса и рельса.

3. Значение суммарных вертикальных сил давления колеса на рельс при движении возрастает за счет образования «фиктивной

массы» от моментов инерции вращающихся элементов КМБ и составит:

$$P = mg + F'_{\text{зк}} \cdot \cos \beta + m \cdot \frac{v_1^2}{R_{\text{г}}}.$$

4. Вращающиеся элементы КМБ являются накопителями энергии, что проявляется в дополнительной мощности и соответственно в дополнительных тяговых возможностях локомотивов, которые необходимо учитывать при расчетах тягово-сцепных критериев тепловозов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бабичков А. М., Егорченко В. Ф. Тяга поездов и тяговые расчеты. — М.: Трансжелдориздат, 1937. — 280 с.
2. Егорченко В. Ф. Тяговые расчеты и испытания. — М.: Трансжелдориздат НКПС, 1934. — 308 с.
3. Гордиенко П. И. Образование силы тяги на колесе электроподвижного состава / ОАО «Всероссийский научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт электровозостроения». — М.: 1997. — Т. 34. — С. 163–165.
4. Никитин Д. Н., Коблов Р. В., Новачук Я. А., Григоренко В. Г. Моделирование кинематических параметров колес железнодорожного подвижного состава // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. — 2012. — № 4. — С. 30–33.
5. Решетов Д. Н. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1974. — 656 с.
6. Жуковский Н. Е. Кинематика, статика, динамика точки. — М. — Л.: Оборонгиз, 1939. — 403 с.
7. Spiryagin, M., Wolfs, P., Szanto, F., Sun, Y. Q., Cole, C., Nielsen D. Application of flywheel energy storage for heavy haul locomotives, March 2015. <https://www.researchgate.net/publication/273909724>. Доступ 01.08.2016.
8. Гулиа Н. В. Удивительная механика. — М.: ЭНАС, 2006. — 176 с.
9. Механика Леонардо да Винчи / Под общ. ред. С. И. Вавилова. — М. — Л.: АН СССР, 1947. — 815 с.
10. Карташев Н. И. Тяговые расчеты. — Томск: Студкооператив СТИ, 1928. — 145 с.
11. Астахов П. Н. Правила тяговых расчетов для поездной работы. — М.: Транспорт, 1963. — 319 с.
12. Nordmark, T. A mining companies development of a green power concept for rebuilding diesel, International heavy haul association conference (ИНА), Papers & Posters, 21–24 June 2015. Perth, Australia, pp. 449–458.
13. Lozano, José A., Féléz, Jesús, Sanz, Juan de Dios, and Mera, José M. Railway Traction. In: Reliability and Safety in Railway. Perpinya, Xavier (Ed.). InTech, 2012, DOI: 10.5772/36339. [Электронный ресурс] <https://www.intechopen.com/books/reliability-and-safety-in-railway/railway-traction>. Доступ 01.08.2016.
14. Allenbach, Jean-Marc *et al.* Railway Technology, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Laboratoire de Machines Electriques, 2012. Summary, édition en ligne, 106 p. [Электронный ресурс] <https://documents.epfl.ch/users/a/al/allenbac/www/documents/SummarET.pdf>. Доступ 01.08.2016.

Координаты авторов: **Коблов Р. В.** – romashka.one2007@rambler.ru, **Егоров П. Е.** – p.e.egorov@rambler.ru, **Новачук Я. А.** – novachuk@inbox.ru.

Статья поступила в редакцию 05.08.2016, принята к публикации 13.10.2016.

