



Вновь о дополнительных энергопотерях при движении поезда по кривому участку пути



Евгений КОРОЛЬКОВ
Evgeny P. KOROLKOV

Владимир КОТУРАНОВ
Vladimir N. KOTURANOV



Михаил КОЗЛОВ
Mikhail P. KOZLOV

Корольков Евгений Павлович — доктор технических наук, профессор Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ), Москва, Россия.
Котуранов Владимир Николаевич — доктор технических наук, профессор МИИТ, Москва, Россия.
Козлов Михаил Петрович — кандидат технических наук, доцент МИИТ, Москва, Россия.

Once Again on Additional Power Losses of the Train in Curve
(текст статьи на англ. яз. — English text of the article — p. 24)

Продолжение темы: оспаривается целесообразность формирования составов из моторных вагонов, которую обосновывал И. К. Александров в статье «Движение поезда по кривой: дополнительные энергопотери» (Мир транспорта, 2014, № 1, С. 18–23). Отмечается, в частности, необоснованность возникновения сил второго рода за счет изменения направления тягового усилия локомотива и применения формулы Эйлера для оценки коэффициента полезного действия поезда как «передаточного механизма». По мнению авторов, нет оснований утверждать и то, что использование мотор-вагонного состава позволит снизить энергопотери при движении по кривой, поскольку дополнительное сопротивление движению поезда в кривой не зависит от типов экипажей, а от радиуса кривой и величины непогашенного ускорения.

Ключевые слова: железная дорога, мотор-вагонный состав, движение по кривой, энергопотери, формула Эйлера, силы второго рода, научная дискуссия.

В работе [1] автор, рассматривая возникновение сил второго рода, создающих дополнительное сопротивление движению поезда в кривом участке пути, делает вывод о необходимости мотор-вагонной схемы состава. Аппаратом такого обоснования послужила формула Эйлера $Q = P \cdot e^{-\mu\alpha}$, (1) где P — сила, натягивающая канат вокруг кнехта;

Q — сила, удерживающая канат;

μ — коэффициент трения;

α — угол обхвата цилиндрической части кнехта (угол контакта каната с поверхностью цилиндра).

Автор справедливо отмечает, что, несмотря на компенсацию центробежной силы поперечным усилием, возникающим посредством конструктивного возвышения наружного рельса над внутренним в некоторых кривых, все-таки наблюдается износ гребней колес и боковой поверхности рельсов. Силовой контакт гребней с рельсами требует дополнительного расхода энергии на преодоление сил сопротивления,

возникающих в контакте гребня и боковой поверхности рельса.

Причиной возникновения сил второго рода И. К. Александров [1] считает изменение направления тягового усилия вдоль состава, которое, если мы правильно поняли, остается неизменным по величине. При этом он делает ссылку на рисунок в своей статье.

На нем (у нас рис. 1) силы реакции, обозначенные R_{pi} , приложены к сцепным межвагонным устройствам или, если быть более точным, к хребтовым балкам кузова вагона. Тогда эти реакции, в силу их направленности к центру кривой, способствуют повороту вагонов. Значения таких реакций уменьшаются от головы поезда к хвосту, как уменьшаются и значения сил между вагонами. Кстати, сила тяги и силы между вагонами по мере движения состава по кривой изменяют свое направление непрерывно.

Изменение направления вектора тягового усилия вдоль состава лишь отчасти влияет на возникновение сил трения (сил второго рода) в контакте гребней колес и рельсов (СТКГР).

Причина возникновения СТКГР главным образом состоит в изменении кинематики движения колесной пары, обусловленной изменением геометрии пути: переходом от движения по прямому участку пути к кривому. Известно [2,3], что набегание колесной пары на внешний рельс происходит только в тех кривых, радиусы которых удовлетворяют неравенству

$$R < R_{\delta} = \frac{r \cdot h}{i \cdot \delta}, \quad (2)$$

где R — радиус кривой;

r — радиус качения колеса в центральной установке;

$2h$ — половина расстояния между кругами катания колес;

i — тангенс угла наклона профиля катания;

2δ — половина величины суммарного зазора между гребнями колес и рельсами;

R_{δ} — радиус кривизны траектории центра свободной колесной пары.

В таблице 1 приведены нормы устройства пути в кривых и значения радиусов, в которых выполняется условие (2). Начиная с кривой радиуса 1580 и менее, колесные пары катятся, набегая гребнем на внешний рельс. Контакт гребня с рельсом происходит

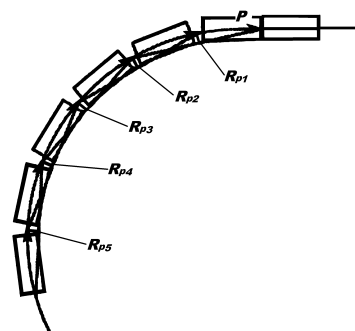


Рис. 1. Изменение вектора тягового усилия локомотива при движении по кривой:
 P — суммарное тяговое усилие с учетом дополнительных потерь от действия сил второго рода; $R_{p1}, R_{p2}, R_{p3}, \dots$ — элементарные силы реакции рельсового пути.

впереди мгновенного центра скоростей, и поэтому вектор силы трения направлен не горизонтально, а под некоторым углом к горизонту: по направлению линейной скорости колеса в точке контакта гребня с рельсом.

Что же касается значения силы трения, то она равна произведению направляющего усилия на коэффициент трения:

$$F_{тр} = \mu \cdot Y.$$

Здесь $F_{тр}$ — сила трения в контакте гребня с рельсом; Y — направляющее усилие, которое есть результат проекции давления колес на нормаль к поверхности гребня в его контакте с рельсом.

Таким образом, в предположении компенсации центробежной силы наклоном плоскости пути причиной возникновения сил второго рода является давление колеса на рельс, а не изменение направления «вектора тягового усилия по длине состава».

Вернёмся теперь к условиям применения формулы Эйлера (1). Она верна в том случае, когда силы трения направлены строго вдоль каната, к его концу приложена удерживающая сила и силы реакции лежат в плоскости векторов тянущей и удерживающей сил.

В случае движения состава по кривой хвост состава свободен, т. е. удерживающая сила равна нулю. Силы трения, как показано выше, направлены под углом к горизонту, а силы реакции (направляющие силы) при наклоне пути не лежат в горизонтальной плоскости, т. е. не «действуют строго в горизонтальной плоскости».

Следовательно, правомочность применения формулы Эйлера в качестве модели определения коэффициента полезного



Значения R_8 по существующим нормам устройства пути

Интервалы радиусов кривых	$R \geq 350$	$349 > R \geq 300$	$R \leq 299$
Ширина колеи, м	1,512		
Расстояние между точками контакта колес с рельсами, м	1,584	1,596	1,604
Суммарный зазор, мм	12	18	28
Необходимый радиус R_8 , м	1254	842	544

действия «передаточного механизма» вызывает сомнение, как и доказательство необходимости мотор-вагонной схемы состава. Если следовать формуле подсчета коэффициента полезного действия, приведенной в [1], и учитывать равенство нулю удерживающей силы в хвосте поезда, то КПД такого механизма всегда будет равен нулю.

Допустим, что мотор-вагонная схема состава осуществлена. Сравним сопротивление такого состава и состава с локомотивом при движении по кривому участку пути. Для этого воспользуемся справочником по тяговым расчетам, в котором приведены формулы дополнительного сопротивления от крутизны пути, основанные на экспериментальных данных. Пусть составы целиком находятся на кривом участке пути. Тогда дополнительное удельное сопротивление движению, обусловленное кривизной пути, для всех видов подвижного состава рекомендуют [12] определять по формуле:

$$w_r = \frac{200}{R} + 1,5\tau,$$

где τ — абсолютная величина непогашенного ускорения в кривой; R — радиус кривой.

Нетрудно убедиться, удельное сопротивление не зависит от вида состава, а лишь от радиуса кривой при любом допустимом значении непогашенного ускорения.

Таким образом, применение мотор-вагонной схемы состава не снижает энергопотери. Но заметим, не вдаваясь в подробности, мотор-вагонный состав значительно дороже как в изготовлении, так и эксплуатации.

Рассмотрим более подробно взаимодействие подвижного состава и верхнего строения пути в кривых участках. Как уже отмечалось, в случае выполнения неравенства (2) колесные пары тележек набегают на внешний рельс, причем в установившемся движении набегают только первые из них [4]. Сама же тележка с жесткой базой занимает

«естественную» установку [4,5], при которой ось задней колесной пары ориентируется вдоль радиуса круговой кривой (рис. 2). И такая установка вполне устойчива [6].

В работах [7,8] показано, что одно из колес пары, заключенной в жесткую раму, катится, а другое проскальзывает. Если нагрузка на колеса одинакова, то колесо ведомой пары меньшего радиуса проскальзывает юзом, а большего — катится. Для ведущей колесной пары наоборот — катится колесо меньшего радиуса, а большего — скользит с буксованием. В кривых участках пути колесные пары смещаются к внешнему рельсу и катятся кругами разных радиусов. Ясно, что для ведомой тележки передняя колесная пара (КП) скользит и гребнем внешнего колеса, и поверхностью катания внутреннего, меньшего радиуса. Задняя КП, находясь в радиальной установке, может катиться без проскальзывания колес только при выполнении условия:

$$\frac{R+h}{R-h} = \frac{r+i \cdot y}{r-i \cdot y}, \quad (3)$$

где y — относ. центра оси задней КП [9].

В противном случае колесо меньшего радиуса катится с проскальзыванием. То есть утверждение [1], что «за счет конусности поверхности катания колес исключаем их буксование в повороте», является, по крайней мере, ошибочным. Скольжение колес КП может быть исключено, если колесная пара в кривой движется в радиальной установке и выполняется условие (3).

Итак, дополнительные энергопотери при движении состава по кривому участку пути вызваны не только трением в контакте гребня набегающего колеса и рельса, но и продольным проскальзыванием поверхностей катания колес меньшего радиуса и поперечным проскальзыванием набегающего колеса [9].

Для учета этих проскальзываний в [9,10] введено понятие плотности скольжения

колес четырехосной тележки с жесткой базой как отношения длины пути, пройденного проскальзыванием, к пройденному пути. Если обозначить $d\xi$ – элемент пути, пройденный с проскальзыванием, du – элемент пути, пройденный качением вместе со скольжением, то плотность скольжения поверхностями катания колес тележки выражается формулой:

$$\frac{d\xi}{du} = \frac{2}{rR} [Ri\delta - hr] + [Ri(\delta - \eta) - hr]. \quad (4)$$

Величина η , если l – база тележки, находится по формуле:

$$\eta = \frac{2l^2}{R+h}. \quad (5)$$

Не вдаваясь в подробности сделанного заключения, приведем плотность скольжения гребня набегающего колеса тележки:

$$\frac{d\xi}{du} = 2\left(\frac{rh}{Ri\delta} - 1\right). \quad (6)$$

Анализ формул (4–6) позволяет сделать следующие **выводы**: уменьшение плотности скольжения вызовет уменьшение энергопотери на компенсацию дополнительного сопротивления движению; с увеличением радиуса кривых плотность скольжения уменьшается и стремится к плотности скольжения в прямых участках пути; плотность скольжения зависит от радиуса кривой, суммарного зазора между гребнями колес колесной пары и боковыми поверхностями рельсов и геометрических параметров контактирующих колес и рельсов; уменьшение плотности скольжения можно осуществить изменением профиля поверхности катания, так как изменение других параметров требует значительных капиталовложений.

Любое отклонение колесной пары от центральной установки (отклонение центра колесной пары от оси пути) и ее поворот вызывают дополнительное сопротивление, которое может характеризоваться мощностью сил трения скольжения. Для такой характеристики в [9, 11] предложена формула плотности мощности сил трения скольжения, а также

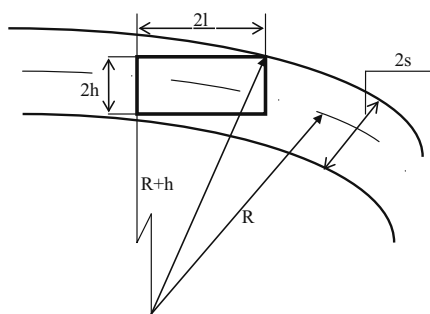


Рис. 2. Естественная установка в кривой тележки с жесткой базой.

мощности, приходящейся на единицу длины пути.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров И. К. Движение поезда по кривой: дополнительные энергопотери // Мир транспорта. – 2014. – № 1. – С. 18–23.
2. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона: учебник для вузов / Под ред. С. В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
3. Панькин Н. А. Причины интенсивного износа гребней колес и рельсов и пути его устранения // Железнодорожный транспорт. – 1991. – № 11. – С. 55–56.
4. Корольков Е. П. Кинематика движения двухосной тележки с жесткой базой в кривом участке пути // Научно-техническая конференция «Неделя науки – 1994». Тезисы. – М.: МИИТ, 1995. – С. 1–10.
5. Конструирование и расчет вагонов: учебник / В. В. Лукин, П. С. Анисимов, В. Н. Котуранов и др.; под ред. П. С. Анисимова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Учебно-метод. центр по образованию на ж. д. транспорте, 2011. – 688 с.
6. Корольков Е. П., Голечков Ю. И. Устойчивость установок двухосной тележки при движении экипажа в кривых // Мир транспорта. – 2006. – № 2. – С. 14–17.
7. Жуковский Н. Е. Теория прибора инженера Ромейко-Гурко // Собр. соч. – М. – Л.: Госиздат, 1949. – Т. 3. – С. 329–333.
8. Корольков Е. П., Бондаренко А. И. Условия скольжения колес колесной пары, заключенной в жесткую раму // Международ. научно-техн. конференция «Вычислительная механика деформируемого тела». – М.: МИИТ, 2006. – С. 227–231.
9. Корольков Е. П. Снижение износа колес железнодорожного подвижного состава при конструктивных изменениях ходовых частей / Дис... док. техн. наук. – М.: МИИТ, 1997. – 229 с.
10. Корольков Е. П., Бондаренко А. И. Определение плотности скольжения поверхности катания железнодорожных колес в кривых // Транспорт, наука, техника, управление. – 1991. – № 6. – С. 39–42.
11. Корольков Е. П., Бондаренко А. И. Удельная мощность сил трения скольжения как фактор износа контактирующих материалов колес и рельсов // Вестник МИИТ. – М.: 2002. – С. 59–62.
12. Справочник по тяговым расчетам / П. Н. Астахов, П. Т. Гребенюк, А. И. Скворцова. – М.: Транспорт, 1973. – 256 с.

Координаты авторов: Корольков Е. П. – epkorolk37@rambler.ru, Котуранов В. Н. – (495) 684–22–10, Козлов М. П. – Muxacb83@yandex.ru.

Статья поступила в редакцию 15.10.2014, принята к публикации 17.01.2015.

