

УДК 629.4.027

С. А. Семенов

(старший преподаватель кафедры «Логистическое управление и безопасность движения на транспорте» Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля, г. Северодонецк)

Е. В. Михайлов, к.т.н., доцент

(доцент кафедры «Логистическое управление и безопасность движения на транспорте» Восточноукраинского национального университета имени Владимира Даля, г. Северодонецк)

А. Г. Рейдемейстер, к.т.н., доцент

(доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, г. Днипро)

ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ВАГОНА С КОЛЕСАМИ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ СХЕМ

В работе проведены исследования сопротивления движению вагона с колесами различных конструктивных схем с помощью математического моделирования. Выявлены потенциальные преимущества при использовании в ходовой части колес перспективных конструктивных схем.

Ключевые слова: вагон, конструктивная схема, математическое моделирование, сопротивление, показатели, уравнения движения.

У роботі проведені дослідження опору руху вагона з колесами різних конструктивних схем з допомогою математичного моделювання. Виявлено потенційні переваги при використанні в ходовій частини коліс перспективних конструктивних схем.

Ключові слова: вагон, конструктивна схема, математичне моделювання, опір, показники, рівняння руху.

Постановка проблемы. Результаты исследований [1, 2] особенностей движения по рельсу колеса перспективной конструктивной схемы (ПКС) [3] (схема допускает возможность независимого вращения гребня и поверхности катания колеса вокруг общей оси) показали возможность снижения скорости проскальзывания в гребневом контакте, которая определяет уровень дифференциального сопротивления движению и износа контактирующих поверхностей. В связи с этим представляется целесообразным дальнейшее изучение перспектив снижения сопротивления движению вагона за счет использования колес ПКС путем математического моделирования.

Анализ последних исследований и публикаций. Детальный обзор научной литературы данного направления исследований показал, что в настоящее время для математического описания движения рельсовых экипажей предложено значительное

© Семенов С. А., Михайлов Е. В., Рейдемейстер А. Г., 2017

количество моделей с различными степенями идеализации системы и подробностей описания в зависимости от поставленных задач. Выбор расчетной схемы и математическое моделирование осуществлялись на основе анализа работ [2, 4-10] с учетом особенностей взаимодействия колеса ПКС с рельсом.

Цель статьи – математическое описание движения вагона с колесами различных конструктивных схем с целью исследования сопротивления движению.

Изложение основного материала исследования. Составленная математическая модель движения вагона представляет собой развитие моделей, представленных в трудах ученых Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта имени акад. В.А. Лазаряна [11-15].

Модель вагона рассматривалась как система, состоящая из 19 твердых тел (кузова, двух надрессорных балок, четырех боковых рам тележек, четырех колесных пар и восьми гребней (имеющих возможность независимого вращения относительно колес вокруг их общей оси) с жесткими и упруго-диссипативными связями между ними, движущаяся по инерционному упруго-вязкому пути. Расчетная схема системы приведена на рис. 1.

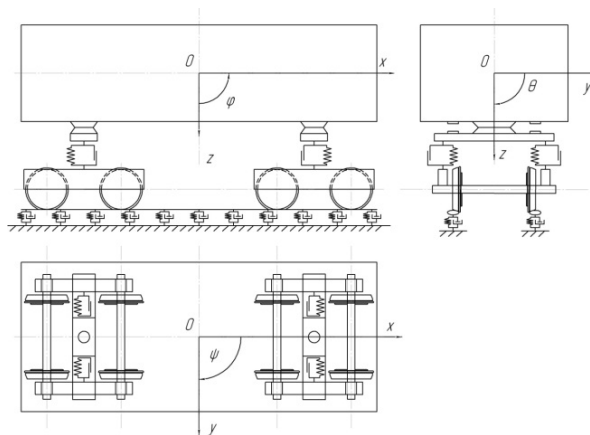


Рис. 1. Расчетная схема системы «экипаж-путь»

Для описания колебаний тел системы использовалась система координат $Oxyz$, движущаяся вдоль пути по некоторому закону $s(t)$ (s - пройденное расстояние, t - время) так, что ось Ox направлена в сторону движения экипажа, ось Oy направлена вправо, если смотреть по направлению движения, а ось Oz нормальна плоскости пути и направлена вниз. При этом предполагалось, что точка O движется с постоянной скоростью V (таким образом, $s = V \cdot t$), а путь представляет собой прямую или круговую кривую кривизны k .

Координаты центров тяжести тел системы обозначаются буквами x, y, z , снабженными следующими индексами. Верхний индекс «a» обозначает кузов, «b» – надрессорную балку, «s» – боковую раму тележки, «w» – колесную пару, «g» – гребень, «r» – рельс. Нижний индекс i обозначает номер тележки по ходу движения, индекс j обозначает одну из сторон экипажа (1 – левая сторона, 2 – правая), m – колесную пару в тележке (1 – первая по ходу движения, 2 – вторая). Угловые перемещения относительно осей Ox, Oy, Oz обозначаются символами ϑ, φ, ψ с соответствующими

щими индексами, массы и моменты инерции – индексированными символами m , I_X , I_Y , I_Z .

Составляющие сил и моментов обозначаются соответствующими большими буквами, нижние индексы при которых имеют тот же смысл, что и нижние индексы при координатах, а верхние представляют собой разделенные запятой обозначение тела, со стороны которого действует сила (момент), и обозначение тела, на которое она действует. Общее число степеней свободы всех тел системы – 84.

Уравнения колебаний тел системы. Кузов вагона имеет шесть степеней свободы (перемещения и повороты относительно трех взаимно перпендикулярных осей), и на него действуют продольные силы в автосцепных устройствах X_i , продольные $X_{ij}^{b(sk),a}$ и вертикальные $Z_{ij}^{b(sk),a}$ силы в скользунах, силы $X_{ij}^{b(c),a}$, $Y_{ij}^{b(c),a}$, $Z_{ij}^{b(c),a}$ и моменты $\Theta_{ij}^{b(c),a}$, $\Psi_{ij}^{b(c),a}$ в пятниковых узлах. Движение кузова вагона описывают следующие дифференциальные уравнения:

$$\begin{aligned} m^a \ddot{x}^a &= \sum_{i=1}^2 \left(X_i + X_i^{b(c),a} + \sum_{i=1}^2 X_{ij}^{b(sk),a} \right), \\ m^a \ddot{y}^a &= \sum_{i=1}^2 Y_i^{b(c),a} - m^a a_0, \\ m^a \ddot{z}^a &= \sum_{i=1}^2 \left(Z_i^{b(c),a} + \sum_{i=1}^2 Z_{ij}^{b(sk),a} \right) + m^a g, \\ I_x^a \ddot{\theta}^a &= \sum_{i=1}^2 \left(-h Y_i^{b(c),a} + b_2 \sum_{i=1}^2 Z_{ij}^{b(sk),a} + \Theta_i^{b(c),a} \right), \\ I_y^a \ddot{\varphi}^a &= \sum_{i=1}^2 \left(h \left(X_i + X_i^{b(c),a} + \sum_{i=1}^2 X_{ij}^{b(sk),a} \right) + (-1)^j l \left(Z_{ij}^{b(sk),a} + \sum_{i=1}^2 Z_{ij}^{b(sk),a} \right) \right), \\ I_z^a \ddot{\psi}^a &= \sum_{i=1}^2 \left(-b_2 \sum_{i=1}^2 (-1)^j X_{ij}^{b(sk),a} - (-1)^j l Y_i^{b(c),a} + \Psi_i^{b(c),a} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где a_0 – непогашенное ускорение;

h – расстояние от центра тяжести кузова до плоскости опирания кузова на тележки;

$2l$ – база вагона;

$2b_2$ – расстояние между скользунами;

g – ускорение свободного падения.

Каждая надрессорная балка обладает пятью степенями свободы (вращение относительно оси Oy не рассматривается). Кроме соответствующих сил со стороны кузова вагона на нее действуют силы $X_{ij}^{s,b}$, $Y_{ij}^{s,b}$, $Z_{ij}^{s,b}$ со стороны боковых рам.

$$\begin{aligned}
 m^b \ddot{x}^b &= X_i^{a(c),b} + \sum_{i=1}^2 (X_{ij}^{a(sk),b} + X_{ij}^{s,b}), \\
 m^b \ddot{y}^b &= Y_i^{a(c),b} + \sum_{i=1}^2 Y_{ij}^{s,b} - m^b a_0, \\
 m^b \ddot{z}^b &= Z_i^{a(c),b} + \sum_{i=1}^2 (Z_{ij}^{a(sk),b} + Z_{ij}^{s,b}) + m^b g, \\
 I_x^b \ddot{\vartheta}_i^b &= \sum_{i=1}^2 (-1)^j (b_2 Z_{ij}^{a(sk),b} + b_1 Z_{ij}^{s,b}) + \Theta_i^{a(c),b}, \\
 I_z^b \ddot{\psi}_i^b &= - \sum_{i=1}^2 (-1)^j (b_2 X_{ij}^{a(sk),b} + b_1 X_{ij}^{s,b}) + \Psi_i^{a(c),b},
 \end{aligned} \tag{2}$$

где $2b_1$ – расстояние между комплектами рессорного подвешивания одной тележки.

Каждая боковая рама имеет пять степеней свободы: $x_{ij}^s, y_{ij}^s, z_{ij}^s, \varphi_{ij}^s, \psi_{ij}^s$, – и на нее действуют силы, возникающие в рессорном подвешивании и в буксах $X_{imj}^{w,s}, Y_{imj}^{w,s}, Z_{imj}^{w,s}$ а также моменты $\Pi_{imj}^{w,s}$, приложенные в буксовых узлах.

$$\begin{aligned}
 m^s \ddot{x}_{ij}^s &= X_{ij}^{b,s} + \sum_{m=1}^2 X_{imj}^{w,s}, \\
 m^s \ddot{y}_{ij}^s &= Y_{ij}^{b,s} + \sum_{m=1}^2 Y_{imj}^{w,s} - m^s a_0, \\
 m^s \ddot{z}_{ij}^s &= Z_{ij}^{b,s} + \sum_{m=1}^2 Z_{imj}^{w,s} + m^s g, \\
 I_y^s \ddot{\phi}_{ij}^s &= l_1 \sum_{m=1}^2 (-1)^m Z_{imj}^{w,s}, \\
 I_z^s \ddot{\psi}_{ij}^s &= \sum_{m=1}^2 (-l_1 (-1)^m Y_{imj}^{w,s} + \Psi_{imj}^{w,s}),
 \end{aligned} \tag{3}$$

где $2l_1$ – база тележки.

Каждая колесная пара имеет шесть степеней свободы. Со стороны рельсов на нее действуют силы $X_{imj}^{r,w}, Y_{imj}^{r,w}, Z_{imj}^{r,w}$ и моменты $\Theta_{imj}^{r,w}, \Phi_{imj}^{r,w}, \Pi_{imj}^{r,w}$ (которые представляют собой проекции момента поворотного крипа). Со стороны подвижных гребней на нее действуют моменты $\Phi_{imj}^{g,w}$.

$$\begin{aligned}
 m^w \ddot{x}_{im}^w &= \sum_{j=1}^2 (X_{imj}^{s,w} + X_{imj}^{r,w}), \\
 m^w \ddot{y}_{im}^w &= \sum_{j=1}^2 (Y_{imj}^{s,w} + Y_{imj}^{r,w}) - m^w a_0, \\
 m^w \ddot{z}_{im}^w &= \sum_{j=1}^2 (Z_{imj}^{s,w} + Z_{imj}^{r,w}) - m^w g, \\
 I_x^w \ddot{\theta}_{im}^w &= \sum_{j=1}^2 ((-1)^j b_1 Z_{imj}^{s,w} + (-1)^j b Z_{imj}^{r,w} - r_{imj} Y_{imj}^{r,w} + \Theta_{imj}^{r,w}), \\
 I_y^w \ddot{\phi}_{im}^w &= \sum_{j=1}^2 (r_{imj} X_{imj}^{r,w} + \Phi_{imj}^{r,w} + \Phi_{imj}^{g,w}), \\
 I_z^w \ddot{\psi}_{im}^w &= \sum_{j=1}^2 ((-1)^j b_1 X_{imj}^{s,w} - (-1)^j b X_{imj}^{r,w} + \Psi_{imj}^{s,w} + \Psi_{imj}^{r,w}),
 \end{aligned} \tag{4}$$

где $2b$ – расстояние между средними кругами катания колес,

r_{imj} – радиус соответствующего колеса.

В математической модели предусматривается возможность использования колес ПКС с независимым вращением гребней относительно соответствующих колес вокруг их общей оси. Каждый гребень колеса ПКС имеет одну степень свободы. Со стороны рельсов на него действует момент $\Phi_{imj}^{r,g}$, а со стороны соответствующего колеса колесной пары – момент $\Phi_{imj}^{w,g}$.

Уравнения движения гребней колеса ПКС

$$I_y^g \cdot \ddot{\phi}_{imj}^g = \Phi_{imj}^{w,g} + \Phi_{imj}^{r,g}, \tag{5}$$

где I_y^g – момент инерции гребня колеса ПКС относительно его оси вращения,

$\Phi_{imj}^{r,g}$ – момент сил крипа, действующих на j-й гребень i-й колесной пары m-й тележки вагона в продольной вертикальной плоскости.

Момент $\Phi_{imj}^{w,g}$ фактически является моментом сопротивления в узле сопряжения колеса и гребня. Величина этого момента зависит от выбранной конструкции узла сопряжения и, в общем случае, определяются выражением вида

$$\Phi_{imj}^{w,g} = M_0 \cdot \text{sign}(\dot{\phi}_{imj}^w - \dot{\phi}_{imj}^g), \tag{6}$$

где M_0 – максимальное значение момента сопротивления в узле сопряжения колеса и гребня.

Выражения для определения соответствующих силовых факторов в уравнениях приведены ниже.

Отказ от обычно вводимой связи $\dot{\phi}_{im}^w = v / r_{imj}$ существенен для изучения процессов сопротивления движению и износа гребней, так как в кривых малого радиуса, в которых наблюдается наибольшая интенсивность этих процессов, колесные пары движутся со значительными проскальзываниями, и вышеупомянутое соотношение становится неверным. Кроме того, модель становится пригодной для изучения переходных режимов движения.

Уравнения колебаний рельса имеют вид:

$$\begin{aligned} m_g^r \cdot \ddot{y}_{imj}^r &= -k_g^t y_{imj}^r - \beta_g^t \dot{y}_{imj}^r + Y_{imj}^{w,r}, \\ m_v^r \cdot \ddot{z}_{imj}^r &= -k_v^t z_{imj}^r - \beta_v^t \dot{z}_{imj}^r + Z_{imj}^{w,r}, \end{aligned} \quad (7)$$

где m_g^r – приведенная масса пути в горизонтальном направлении;
 m_v^r – приведенная масса пути в вертикальном направлении;
 k_g^t – коэффициент жесткости пути в горизонтальном направлении;
 k_v^t – коэффициент жесткости пути в вертикальном направлении;
 β_g^t – коэффициент вязкости пути в горизонтальном направлении;
 β_v^t – коэффициент вязкости пути в вертикальном направлении.

Силовое взаимодействие колеса и соответствующего гребня в направлении координаты ϕ_i моделировалось постоянным моментом сопротивления M_c в узле их соприкосновения.

Результаты многочисленных исследований [10-16] свидетельствуют о том, что тангенциальные силы взаимодействия деформируемых колес и рельсов могут быть выражены через относительные скорости проскальзывания в точках контакта. Современные модели касательных сил в контакте колесо-рельс (сил крипа) основаны на нелинейных зависимостях вида

$$F_{x,y} = f(N, \varepsilon_x, \varepsilon_y, \phi, p), \quad (8)$$

где F_x, F_y – продольная и поперечная силы крипа, действующие в касательной к точке контакта плоскости;

N – нормальная реакция в точке контакта;

$\varepsilon_x, \varepsilon_y$ – продольная и поперечная составляющие относительного проскальзывания в точке контакта;

ϕ – спин;

p – набор геометрических параметров, характеризующих профили колеса и рельса в точке контакта.

Составляющие относительных проскальзываний в точках контакта соответственно в продольном ε_x и поперечном ε_y направлениях и полное относительное проскальзывание ε рассчитывались по следующим зависимостям:

$$\varepsilon_x = \frac{v_{ck.x}}{v}, \quad \varepsilon_y = \frac{v_{ck.y}}{v}, \quad \varepsilon = \sqrt{\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2}, \quad (9)$$

где $v_{ck.x}$, $v_{ck.y}$ – соответствующие компоненты скорости точки колеса в точке контакта относительно рельса;

v – скорость продольного движения колесной пары.

В составленной математической модели расчет сил крипа каждой колесной пары осуществлялся по следующим нелинейным аналитическим зависимостям с заданием коэффициента крипа k_c по Мюллеру [17, 20]:

$$k_c = P \cdot (235 - P \cdot (2,4 - 0,01 \cdot P)), \quad (10)$$

$$P = 0.001 \cdot N,$$

$$F_{xy} = -\frac{1000 \cdot k_c}{(1 + (k_c \cdot \varepsilon / f / P)^m)^{1/m}},$$

$$F_x = -\varepsilon_x \cdot F_{xy}, \quad F_y = -\varepsilon_y \cdot F_{xy}.$$

Рекомендуемые значения параметра $m = 3, 4$ [16].

F_{xy} , F_x , F_y – соответственно сила крипа в точке контакта и ее продольная и поперечная составляющие,

f – коэффициент трения.

Относительные проскальзывания в точках контакта определялись следующим образом:

- в основном контакте колеса с рельсом

$$\varepsilon_{yi} = \frac{1}{v} \cdot \left(\left(\dot{y} - \dot{y}_{Pi} \right) - v \cdot \psi - r_i \cdot \dot{\phi}_i \cdot \psi \right), \quad (11)$$

$$\varepsilon_{xi} = \frac{1}{v} \cdot \left[(-1)^{i-1} \cdot S \cdot \dot{\psi} + (-1)^{i-1} \cdot \frac{v \cdot (y - y_{Pi})}{r_i} + (-1)^{i-1} \cdot \dot{\phi}_i \cdot \lambda \cdot (y - y_{Pi}) + r_i \cdot \dot{\phi}_i \right], \quad (12)$$

где r_i – текущий радиус качения левого ($i = 1$) и правого ($i = 2$) колеса:

$$r_i = r + (-1)^i \cdot y \cdot \lambda \quad (13)$$

- в гребневом контакте

$$\varepsilon_{xi}^e = \frac{1}{v} \cdot [v + (-1)^{i-1} \cdot S \cdot \dot{\psi} - r_{zi} \cdot \dot{\phi}_{zi}], \quad (14)$$

$$\varepsilon_{yi}^e = \frac{1}{v} \cdot \left(\left(\dot{y} - \dot{y}_{pi} \right) - v \cdot \dot{\psi} - r_{zi} \cdot \dot{\phi}_{zi} \cdot \dot{\psi} \right), \quad (15)$$

где r_{zi} – расстояние от точки гребневого контакта до оси вращения гребня.

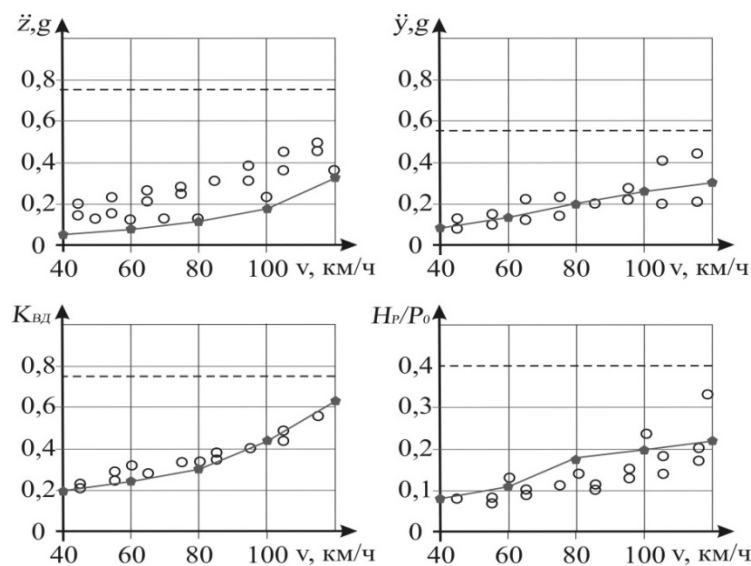
Направление векторов скоростей проскальзываний и сил крипа в гребневых контактах определялись в соответствии с установленными особенностями движения колес ПКС [1, 2].

Координаты φ_1 и φ_2 принимались как малые углы поворота колес относительно общей оси колесной пары при учете ее конечной крутильной жесткости C_0 .

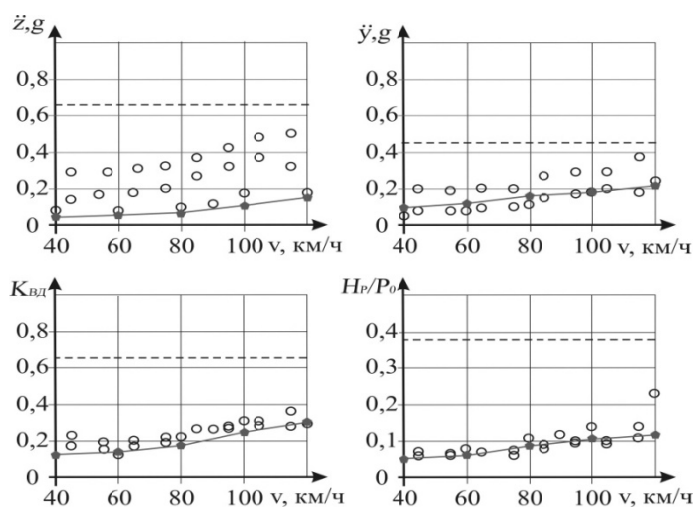
Для интегрирования системы уравнений был использован двухшаговый метод Рунге-Кутты второго порядка [17], применение которого обусловлено наличием в моделируемой системе большого числа пружин большой жесткости, односторонних ограничителей с зазорами и элементов сухого трения, делающих часть системы уравнений негладкой. Шаг интегрирования подбирался экспериментально и обычно принимался равным нескольким сотысячным долям секунды.

На базе составленной математической модели разработано программное обеспечение для ЭВМ, реализующее интегрирование приведенных выше уравнений движения экипажа и проведены предварительные расчеты.

На рис. 2 показаны результаты сравнения некоторых расчетных динамических показателей с данными экспериментов соответственно для порожнего (а) и груженого (б) состояния вагона для случая его движения в прямом участке пути.



а) порожний вагон



б) груженный вагон

○ – экспериментальные данные ● – теоретические значения

Рис. 2. Результаты сравнения динамических показателей

Кружками показаны значения соответствующих показателей, полученных в результате натурных испытаний, сплошными линиями – по результатам расчетов на математической модели. Горизонтальными пунктирными линиями показаны допустимые величины соответствующих динамических показателей.

В качестве экспериментальных приняты значения динамических показателей полувагонов, полученных при проведении натурных испытаний на железных дорогах Украины и Российской Федерации коллективами ДЕТУТа, ДИИТа и МИИТа, доступные из литературных источников [6, 7, 18-20].

Расчетные зависимости от скорости движения общего удельного сопротивления движению порожнего и груженого вагона с колесами разных конструктивных схем показаны на рис. 3–6.

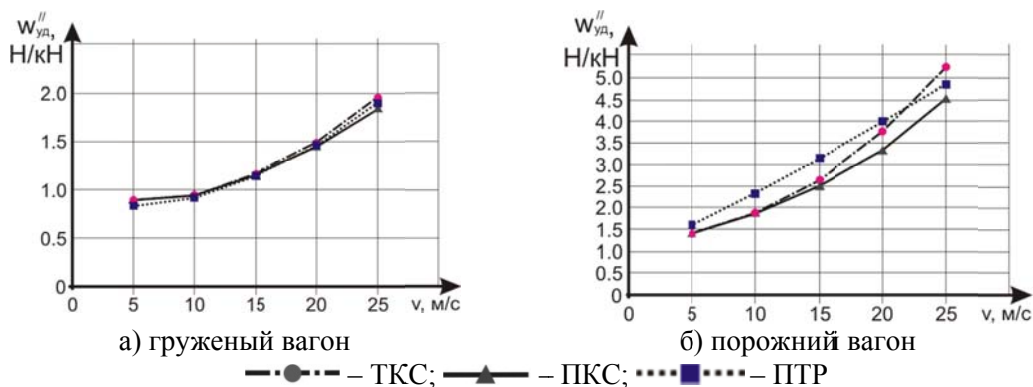


Рис. 3. Общее удельное сопротивление движению вагона в прямом участке пути

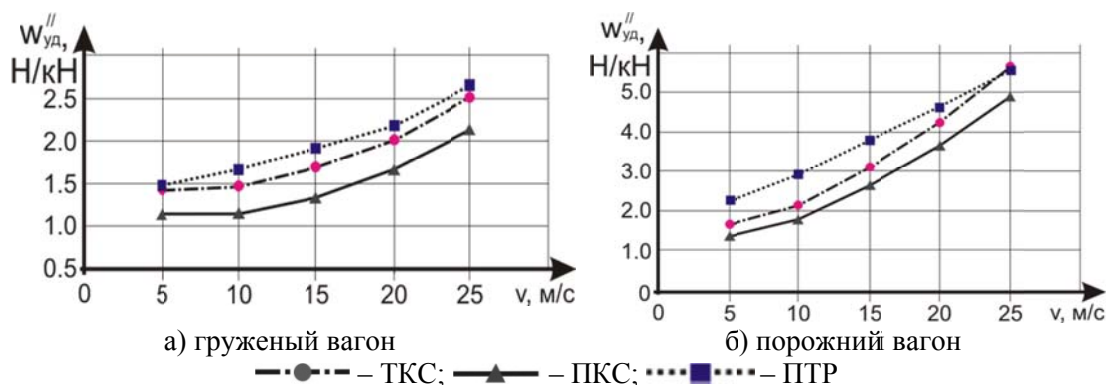


Рис. 4. Общее удельное сопротивление движению вагона в кривой R= 1200 м

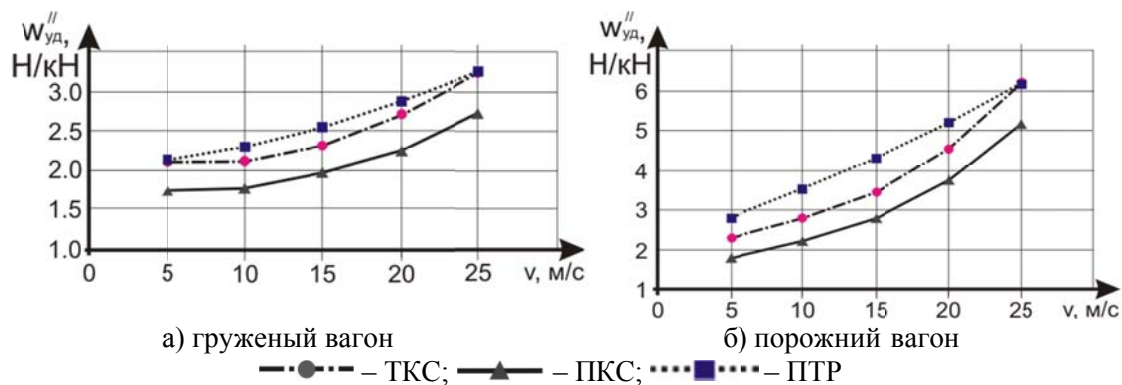


Рис. 5. Общее удельное сопротивление движению вагона в кривой R= 750 м

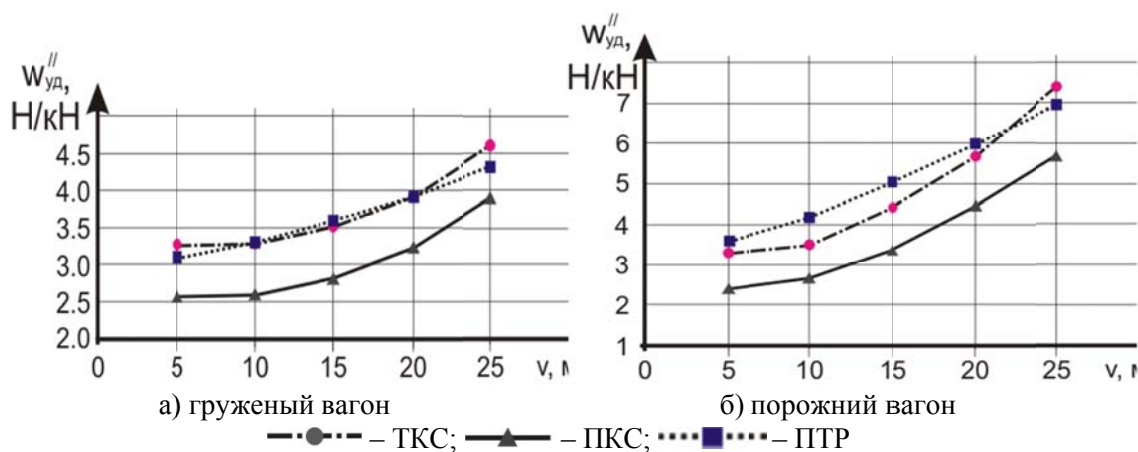


Рис. 6. Общее удельное сопротивление движению вагона

в кривой R= 350 м

Исходя из анализа построенных графиков установлено, что значения общего удельного сопротивления при движении порожнего и груженого вагона с колесами ПКС на различных режимах движения ниже, чем значения этого показателя с колесами ТКС при тех же условиях. В прямых участках пути это снижение может составить в зависимости от скорости движения 10...12% для груженого вагона и 13...15% для порожнего вагона. В кривых радиусом 350 м, 750 м и 1200 м – соответственно 20...22% и 23...25%, 16...18% и 17...19%, 13...15% и 14...16%.

Наблюдается достаточно близкое совпадение характера расчетных кривых и эмпирических, полученных по формулам ПТР. Количественное соответствие расчетных и экспериментальных значений рассматриваемых величин также удовлетворительно – максимальное расхождение результатов не превышает 9 % для груженого вагона и 16 % для порожнего вагона. Это также подтверждает пригодность составленной математической модели и программного обеспечения для решения поставленных задач.

Выводы. Вышеизложенные результаты математического моделирования свидетельствуют о том, что применение колес ПКС в ходовых частях рельсовых экипажей может позволить уменьшить сопротивление движению рельсового подвижного состава за счет минимизации дифференциального кинематического проскальзывания гребней колес по рельсам. Это подтверждает целесообразность использования колес ПКС в экипажных частях рельсовых транспортных средств для снижения затрат на тягу поездов и уменьшение износа контактирующих поверхностей гребней колес и боковых граней головок рельсов.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Mikhailov E.* The possibility of reducing kinematic slip with two-point contacting with rail wheel railway vehicle./ Mikhailov E., Semenov S., Panchenko E.// TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Vol. 13, No. 1, Poland 2013. – pp. 108 – 112.
2. *Михайлов Е.В.* Математическое моделирование движения колесной пары с подвижными гребнями / Е.В.Михайлов, А.Г.Рейдемейстер, С.А.Семенов, К.В.Макаров // Вісник СХУ ім.В.Даля. – 2014. – № 3 (210). – С.181–186.
3. *Пат. 87418* Україна, МПК2013 В60 В17/00. Колесо рейкового транспортного засобу / Михайлов Е.В., Слащов В.А., Горбунов М.І., Мокроусов С.Д., Щербаков В.П., Коршко М.М., Семенов С.О., Солодовнік М.Д.; заявник та патентовласник Східноукр. нац. у-нт ім. В. Даля. – № u201309109; заявл. 19.07.2013; опубл. 10.02.2014, бюл. № 3. – 7 с.
4. *Фомін О.В.* Концепція ідеальних кузовів напіввагонів / О.В. Фомін // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: науковий журнал. – Луганськ: СХУ ім. В. Даля, 2013. – № 4(193). – С. 267–271.
5. *Fomin, O.* Development and application of cataloging in structural design of freight car building / O.V. Fomin, O.V. Burlutsky, Yu.V. Fomina / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2015, No. 2 – P. 250–256.
6. *Мороз В.І.* Визначення перспективних напрямків удосконалення конструкції напіввагонів виробництва ДП «Укрспецвагон» //Зб. наук. праць.-Харків: УкрДАЗТ. – 2008. – С. 72–81.
7. *Фомін, О.В.* Аналіз доцільності застосування шестигранних порожнистих профілів в якості складових елементів несучих систем напіввагонів/ О.В. Фомін // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна: науковий журнал. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ ім. В. Лазаряна, 2014. – Вип. 6(54) – С. 146–153.
8. *Голубенко А.Л.* Сцепление колеса с рельсом.—Луганск: ВУГУ, 1999.—476 с.
9. *Ткаченко В.П.* Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1996. – 200 с.
10. *Вершинский С.В.* Динамика вагона: Учебник для вузов ж. – д. трансп./ С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов// Под. ред. Вершинского С.В. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
11. *Данович В.Д.* Пространственные колебания вагонов на инерционном пути: Автореф. дис. д.т.н. – Днепропетровск, 1982. – 44 с.

12. Данович В.Д. Математическая модель взаимодействия колеса и рельса/ В.Д. Данович, А.Г. Рейдемейстер // Трансполрт. Збірник наук. праць ДПТУ.Вип.2.-Дніпропетровськ: «Наука і освіта», 1999. – С. 17–22.
13. *Математическое* моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / Под ред. В.Ф. Ушкалова. – К.: Наукова думка, 1989. – 240 с.
14. Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Днепропетровск: Новая идеология, 2002. – 240 с.
15. Рейдемейстер О.Г. Вплив параметрів ходових частин та форми профілю поверхні катання коліс на динамічні показники вантажних вагонів та знос в парі «колесо–рейка»: Дис.канд.техн.наук. – Дніпропетровськ, 2000. – 185 с.
16. *Универсальный* механизм 6.0. Моделирование динамики железнодорожных экипажей. Руководство пользователя. -2010. – 205 с.
17. Исаков В.Б. Численные методы: учебное пособие. М.: Академия, 2003. – 192 с.
18. Бубнов В.М. Динамика грузовых вагонов на тележках модели 18-1711/ В.М.Бубнов, С.В.Мямлин, Н.Б.Манкевич// Проблемы та перспективи розвитку залізничного транспорту: тези доп.73-ї Міжнар. науково-практ. конф., 23-24 травня 2013 р., -Дніпропетровськ:ДНУЗТ,2012. – С. 74–75.
19. Манкевич Н.Б. Усовершенствование конструкции литых деталей двухосных тележек грузовых вагонов: Дисс. канд.техн. наук.- Днепропетровск, 2015. – 263 с.
20. Ушкалов В.Ф. Расчетные возмущения для оценки динамических качеств грузовых вагонов / В.Ф. Ушкалов, Л.Г. Лапина, И.А. Машенко // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту, 2013, вип. 4 (46). – С. 135 – 144.

Stanislav Semenov

(Senior Lecturer of Chair «Logistics Management and Traffic Safety in Transport», East-Ukrainian National University Named After Volodymyr Dahl)

Evgenyj Mykhailov, PhD (Technical Sciences), Associate Professor

(Associate Professor of Chair «Logistics Management and Traffic Safety in Transport», East-Ukrainian National University Named After Volodymyr Dahl)

Aleksej Reidemeister, PhD (Technical Sciences), Associate Professor

(Associate Professor Railway Cars Chair, Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan)

RESEARCH OF RESISTANCE TO MOVEMENT THE WAGON WITH WHEELS OF VARIOUS CONSTRUCTIVE SCHEMES

In the work the researches of resistance to movement of the wagon with wheels of various constructive schemes by mathematical modeling are carried out. Potential advantages are revealed when using perspective constructive schemes in the running gear.

Keywords: wagon, constructive scheme, mathematical modeling, resistance, indicators, equations of motion.

REFERENCES

1. Mikhailov E., Semenov S., Panchenko E. *The possibility of reducing kinematic slip with two-point contacting with rail wheel railway vehicle*. TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Vol. 13, No. 1, Poland 2013. – pp. 108 – 112.
2. Mikhajlov E.V., Rejdemejster A.G., Semenov S.A., Makarov K.V. *Matematicheskoe modelirovanie dvizheniya kolesnoj pary s podvizhnymi grebnymi* [Mathematical modeling of the movement of the pair of wheels with movable combs] // *Visnik SNU im.V.Dalya* [Bulletin of SNU named after V. Dahl]. – 2014. – № 3 (210). – pp.181–186.
3. Mikhajlov E.V., Slashhov V.A., Gorbunov M.I., Mokrousov S.D., Sherbakov V.P., Korshko M.M., Semenov S.O., Solodovnik M.D. *Koleso rejkovogo transportnogo zasobu* [The wheel of the rail vehicle] Patent UA, no. u201309109, 2013.

4. Fomin, O.V. *Koncepcija ideal'nih kuzoviv napivvagoniv* [The concept of ideal bodies gondola] [Text] / O.V. Fomin // Journal of East Ukrainian National University named after Vladimir Dal, a scientific journal. – Lugansk: EUNU. Dal, 2013. – № 4 (193). – S. 267-271.
5. Fomin O.V., Burlutsky O.V., Fomina Yu.V. *Development and application of cataloging in structural design of freight car building* // Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». 2015, no. 2, pp. 250–256.
6. Moroz, V. I. (2008). *Vyznachennia perspektyvnykh napriamkiv udoskonalennia konstruktii napivvagoniv vyrobnytstva DP «Ukrspetsvagon»* [Determination of the promising direction for improvement of the open car design of SE «Ukrspetsvagon»]. Zbirnyk naukovykh prats Ukrainskoi Derzhavnoi Akademii Zaliznychnoho Transportu, 72-81.
7. Fomin O.V. *Analiz dotsilnosti zastosuvannia shestyhrannykh porozhnistykh profiliv v yakosti skladovykh elementiv nesuchykh system napivvagoniv* // Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu im. akademika V. Lazariana, Nauka ta prohres transportu, 6 (54). – 2014. – C. 146-153.
8. Golubenko A.L. *Stseplenie kolea s rel'som* [The adhesion of wheel and rail]. Lugansk: VUGU Publ., 1999. 476 p.
9. Tkachenko V.P. *Kinematicheskoe soprotivlenie dvizheniyu rel'sovykh ehkipazhej* [Kinematic resistance to movement of rail crews]. Lugansk: VUGU Publ., 1996. 200 p.
10. Vershinskij S.V., V.N. Danilov, V.D. Husidov *Dinamika vagona* [Vagon Dynamic]: Uchebnik dlja vuzov zh. – d. transp./ Pod. red. Vershinskogo S.V. – 3-e izd., pererab. i dop. – M.: Transport, 1991. – 360 s.
11. Danovich V.D. *Prostranstvennye kolebanija vagonov na inercionnom puti*. Dokt. Diss. [Spatial oscillations of wagons on the inertial track]. Dnepropetrovsk, 1982. – 44 s.
12. Danovich V.D., Rejdemejster A.G. *Matematicheskaja model' vzaimodejstvija kolea i rel'sa* [Mathematical model of wheel and rail interaction] Transpolrt. Zbirnik nauk. prac' DIITU. Vip.2. Dnipropetrovsk: «Nauka i osvita», 1999.- S.17-22.
13. Ushkalov V.F. *Matematicheskoe modelirovanie kolebanij rel'sovykh transportnykh sredstv* [Mathematical modeling oscillations of rail vehicles] / Pod red. V.F. Ushkalova. – K.: Naukova dumka, 1989. – 240 s.
14. Mjamlin S.V. *Modelirovanie dinamiki rel'sovykh jekipazhej* [Modeling the dynamics of rail vehicles]. – Dnepropetrovsk: Novaja ideologija, 2002. – 240 s.
15. Rejdemejster O.G. *Vpliv parametriv hodovih chastin ta formi profilju poverhni katannja kolis na dinamichni pokazniki vantazhnih vagoniv ta znos v pari «koleso–rejka»*: Dis.kand.tehn.nauk. [Influence of parameters the running parts and the shape profile the rolling surface of wheels on dynamic characteristics of freight cars and wear in a pair of «wheel-rail»]. Dnipropetrovsk, 2000. -185 s.
16. Universal'nyj mehanizm 6.0. *Modelirovanie dinamiki zheleznodorozhnykh jekipazhej*. Rukovodstvo pol'zovatelja. -2010. – 205 s.
17. Isakov V.B. *Chislennye metody* [Numerical methods]. M.: Akademija, 2003. – 192 s.
18. Bubnov V.M., Mankevich N.B. *Dinamika gruzovykh vagonov na telezhkah modeli 18-1711* [Dynamics of freight cars on trolleys of model 18-1711]. Problemi ta perspektivi rozvitku zaliznychnoho transportu [Problems and prospects development of railway transport]: tezi dop.73 of Mizhnar. naukovoprakt. konf., 23-24 travnja 2013 r., -Dnipropetrovsk:DNUZT,2012.-S.74-75.
19. Mankevich N.B. *Usovershenstvovanie konstrukcii lityh detalej dvuhosnykh telezhek gruzovykh vagonov*: Diss. kand.tehn. nauk [Improvement the design of cast parts two-axle trolleys of freight wagons]. Dnepropetrovsk, 2015.-263 s.
20. Ushkalov V.F., Lapina L.G., Mashhenko I.A. *Raschetnye vozmushhenija dlja ocenki dinamicheskikh kachestv gruzovykh vagonov* [Estimated disturbances for the evaluation of dynamic qualities of freight wagons] Visnyk Dnipropetrovskogo nacional'nogo universitetu zaliznychnoho transportu [Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan], 2013, vip. 4 (46). – S. 135 – 144.