

УДК 625.032

УТОЧНЕНИЕ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕС ПО РЕЛЬСУ С ДВУХТОЧЕЧНЫМ КОНТАКТИРОВАНИЕМ

Михайлов Е.В., Семенов С.А.

UPDATE OF THE WHEEL MOTION MODEL WITH TWO-POINT CONTACTS

Mikhaylov E., Semenov S.

Рассмотрены особенности качения по рельсу с проскальзыванием колес традиционной и перспективной конструктивной схемы, позволяющей независимое относительное вращение опорной поверхности колеса и его направляющей поверхности (гребня) относительно их общей оси вращения. Исследовано влияние проскальзывания в основном контакте колеса с рельсом на величину скорости проскальзывания в его гребневом контакте. Показана возможность снижения проскальзываний в гребневом контакте колеса с рельсом, и, соответственно, мощности сил трения в гребневом контакте колеса перспективной конструктивной схемы по сравнению с традиционным.

Ключевые слова: колесо, гребень, рельс, качение, проскальзывание, износ, потери энергии, мощность сил трения, кинематическое сопротивление движению.

Постановка проблемы. Особенности пространственной геометрии контактирования колеса рельсового транспортного средства с рельсом, связанные с традиционной конструкцией колеса, вызывают принудительное кинематическое проскальзывание в точке контакта гребня колеса с боковой гранью головки рельса в случае их двухточечного контактирования. Скорость этого проскальзывания определяет соответствующий уровень мощности сил трения в гребневом контакте, которому пропорциональна величина дифференциальной составляющей кинематического сопротивления движению, представляющего серьезную техническую и экономическую проблему для рельсового транспорта [1, 2, 5, 6, 7].

Анализ последних исследований и публикаций. Улучшение динамических качеств рельсовых экипажей, лубрикация зоны контакта колеса с рельсом, оптимальный выбор соотношения твердости колеса и рельса, а также подбор конформных их профилей позволяют решить указанную проблему лишь частично [1-4, 9, 10].

Одним из путей решения указанной проблемы может быть совершенствование конструкции колес

рельсовых экипажей [1, 5, 6, 8]. Без изменения традиционной конструкции колеса (с монолитным изготовлением поверхности катания и гребня – далее колесо ТКС) избежать отмеченного паразитного кинематического проскальзывания в гребневом контакте не представляется возможным. Поэтому целесообразно рассмотреть преимущества изменения конструктивной схемы колеса, допускающей независимое вращение его опорной поверхности и направляющей поверхности (гребня) относительно их общей оси вращения (далее – колесо перспективной конструктивной схемы, колесо ПКС). В работах [5, 6] была предпринята попытка оценить потенциальные возможности снижения дифференциальной составляющей кинематического сопротивления движению колеса ПКС при качении его по рельсу с двухточечным контактированием. При этом возможным проскальзыванием в основном контакте колеса с рельсом пренебрегалось. Однако, при движении колеса по рельсу в составе экипажной части, на характер его качения оказывают существенное влияние усилия в связях, которые и приводят к проскальзываниям в основном контакте колеса с рельсом. Особенно активно эти процессы проявляются при движении рельсовых экипажей в кривых участках пути.

Целью работы является уточнение потенциальных преимуществ использования перспективной конструктивной схемы колеса для снижения сопротивления движению при качении его по рельсу с двухточечным контактированием при наличии проскальзывания в основном контакте.

Изложение основного материала (результаты исследований). Величина дифференциальной составляющей кинематического сопротивления движению рельсового экипажа во многом определяется мощностью сил трения между контактирующими поверхностями в точках контакта гребней его колес с рельсами [1, 4, 6]. Для определения возможного эффекта снижения кинематического сопротив-

ления движению, сравним величины составляющих скорости проскальзывания в гребневом контакте при движении колеса по рельсу с двухточечным контактированием для традиционной и перспективной конструктивных схем колес при наличии проскальзывания в основном контакте.

Определим направление и модуль вектора скорости проскальзывания гребня колеса по головке рельса \vec{V}_1^B в центре гребневого контакта для общего случая качения по рельсу колеса традиционной конструктивной схемы со скоростью V_K при двухточечном контактировании с углом набегания на рельс ψ при наличии проскальзывания в основном контакте колеса с рельсом со скоростью V_1^A . Принимаем, что проскальзывание в основном контакте колеса с рельсом не связано с приложением к колесу тягового или тормозного момента (колесо нетягового подвижного состава), а вызывается исключительно реакциями связей колеса с экипажем. Расчетные схемы представлены на рис.1, 2.

Традиционно принимаем, что гребень колеса контактирует с боковой гранью головки рельса в точке B_1 , расположенной ниже уровня основного контакта (точка A_1) на величину h_r ($h_r = 8...10$ мм) и впереди него по ходу движения (т.н. «забег») на расстоянии [1, 3].

Забег гребня может быть определен из выражения

$$x_r \approx (r_1^A + h_r) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

где β - угол наклона к горизонтالي образующей конической части гребня колеса.

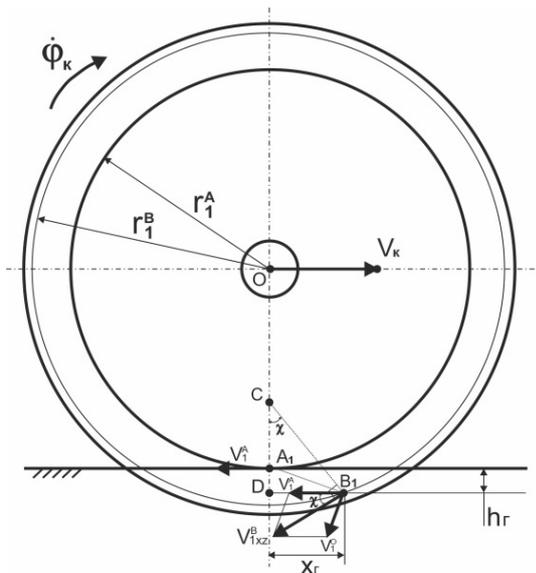


Рис. 1. Расчетная схема

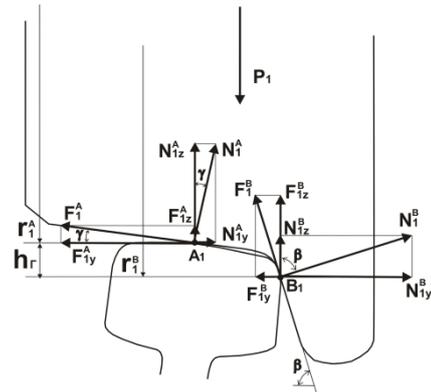


Рис. 2. Расчетная схема

Угловая скорость $\dot{\phi}_k$ вращения колеса относительно оси колесной пары $o-y$ (ось вращения $o-y$ перпендикулярна в т. О к плоскости схемы на рис.1) составит

$$\dot{\phi}_k = \frac{V_K \pm V_1^A}{r_1^A}. \quad (2)$$

Точка B_1 центра гребневого контакта скользит по боковой грани головки рельса совершает сложное движение, стремясь повернуться вокруг мгновенного центра поворота колеса (т. A_1) со скоростью V_1^O при качении без проскальзывания и одновременно проскальзывая вместе с колесом вдоль продольной оси рельса со скоростью V_1^A . Результирующий мгновенный центр вращения колеса при этом будет находиться в точке C .

Угол χ между проекцией \vec{V}_{1xz}^B вектора скорости проскальзывания \vec{V}_1^B в центре гребневого контакта B_1 на плоскость xoz в связанной с колесом системе координат и горизонталью может быть определен из соотношения (см. рис.1)

$$\chi = \arcsin\left(\frac{x_r}{|A_1B_1|}\right). \quad (3)$$

Пусть относительное проскальзывание колеса по рельсу в центре основного контакта точке A_1 будет равно

$$\varepsilon = V_1^A / V_K. \quad (4)$$

Из геометрических соотношений на схеме рис.1 можем записать

$$\begin{aligned} \dot{\phi}_k &= V_K / |OC| = V_{1xz}^B / |CB_1|; \quad |OC| = r_1^A - |A_1C|; \\ |CB_1| &= \sqrt{|DC|^2 + X_r^2}; \quad |DC| = h_r + |A_1C|; \\ |A_1B_1| &= \sqrt{h_r^2 + X_r^2}. \\ V_1^O / |A_1B_1| &= V_K / r_1^A \Rightarrow V_1^O = \\ &= V_K \cdot |A_1B_1| / r_1^A = V_K \cdot \sqrt{h_r^2 + X_r^2} / r_1^A. \end{aligned} \quad (5)$$

Используя теорему косинусов определим модуль проекции V_{1XZ}^B вектора скорости проскальзывания \vec{V}_1^B в центре гребневого контакта т. B_1 на плоскость xoz в связанной с колесом системе координат:

$$V_{1XZ}^B = \sqrt{(V_1^O)^2 + (V_1^A)^2 - 2 \cdot V_1^O \cdot V_1^A \cdot \cos \chi} \quad (6)$$

Из анализа выражений (3) и (6) видно, что величина угла χ и модуль проекции V_{1XZ}^B однозначно определяется геометрическими характеристиками контактирования колеса и рельса, параметрами их профилей, а также величиной проскальзывания в центре основного контакта.

На рис.3 представлены проекции вектора скорости проскальзывания \vec{V}_1^B в гребневом контакте на оси связанной с колесом системы координат.

Модули соответствующих проекций вектора скорости проскальзывания \vec{V}_1^B в гребневом контакте на оси координат определяются следующим образом

$$\begin{aligned} V_{1X}^B &= V_{1XZ}^B \cdot \cos \chi, \\ V_{1Y}^B &= V_{1XZ}^B \cdot \frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}, \\ V_{1Z}^B &= V_{1XZ}^B \cdot \sin \chi. \end{aligned} \quad (7)$$

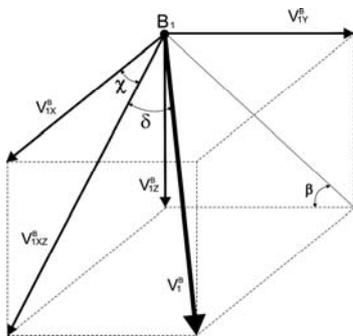


Рис. 3. Проекция вектора скорости проскальзывания \vec{V}_1^B в гребневом контакте на оси координат

Тогда

$$\begin{aligned} V_1^B &= \sqrt{(V_{1X}^B)^2 + (V_{1Y}^B)^2 + (V_{1Z}^B)^2} = \\ &= V_{1XZ}^B \cdot \sqrt{(\cos \chi)^2 + \left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2 + (\sin \chi)^2} = \\ &= \sqrt{(V_1^O)^2 + (V_1^A)^2 - 2 \cdot V_1^O \cdot V_1^A \cdot \cos \chi} \cdot \\ &\quad \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2}. \end{aligned} \quad (8)$$

Очевидно, что модуль вектора \vec{V}_1^B в данном случае также однозначно определяется геометрией контактирования колеса с рельсом, линейной скоростью движения колеса и уровнем проскальзывания в основном контакте.

Влияние уровня относительного проскальзывания ε в основном контакте колеса ТКС на величину скорости проскальзывания в его гребневом контакте для различных условий движения демонстрируют графики на рис.4.

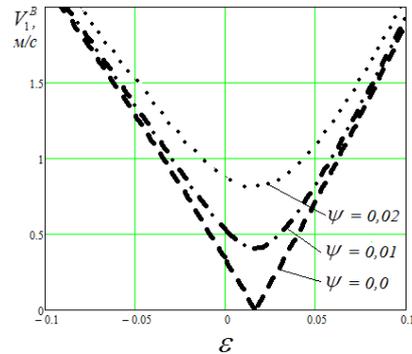


Рис. 4. Графики зависимости $V_1^B = f(\varepsilon, \psi)$

Анализ графиков показывает существенное влияние уровня относительного проскальзывания ε в основном контакте на величину скорости проскальзывания V_1^B в гребневом контакте колеса ТКС. Особенно заметным это влияние оказывается при движении колеса с малыми углами набегания на рельс. На графиках рис.4 хорошо заметен минимум величины V_1^B , который достигается при значении $\varepsilon \approx 0,02$. Этот эффект, очевидно, связан с особенностями пространственного расположения точек контакта колеса с рельсом при заданных в расчете их геометрических характеристиках и условиях движения. При $\psi = 0,0$ в этом случае центр гребневого контакта совпадает с мгновенным центром поворота колеса.

Рассмотрим, как изменится характер проскальзывания в гребневом контакте при осуществлении возможности независимого вращения опорной поверхности катания колеса и его направляющей поверхности (гребня) вокруг их общей оси $o-y$. Для этого подобным образом определим направление и модуль вектора скорости проскальзывания гребня колеса по рельсу \vec{V}_1^{BA} в центре гребневого контакта при тех же условиях движения, что и в предыдущем случае.

Расчетная схема для этого случая представлена на рис.5. Расположение центра контакта гребня с боковой гранью головки рельса в точке B_1 (величины h_r и x_r) находим так же, как и в первом случае.

При определении направления вектора скорости V_1^{BA} необходимо учесть, что направляющая поверхность колеса (гребень) участвует в сложном движении вместе с опорной поверхностью колеса. Переносная скорость в центре гребневого контакта точке B_1 будет $V_1^{BII} = V_K \pm V_1^A$.

В то же время точка B_1 центра гребневого контакта находится в относительном движении со

скоростью V_1^{BO} относительно общей оси вращения o -у опорной поверхности колеса и его направляющей поверхности (гребня), проходящей через точку O по нормали к плоскости схемы, показанной на рис.5.

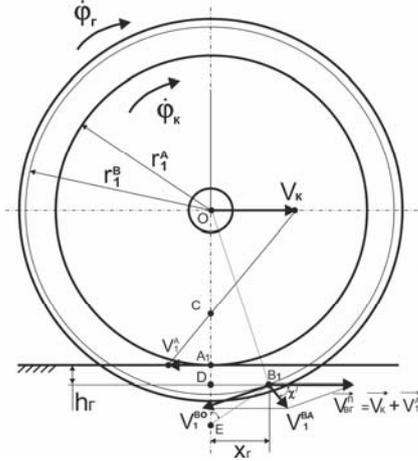


Рис. 5. Расчетная схема

Найдем направление и модуль вектора проекции на оси связанной с колесом системы координат абсолютной скорости \vec{V}_{1XZ}^{BA} движения точки гребня B_1 :

$$\vec{V}_{1XZ}^{BA} = \vec{V}_1^{BP} + \vec{V}_1^{BO} \quad (9)$$

Из условия того, что условный центр гребня движется со скоростью $V_K \pm V_1^A$ вместе с геометрическим центром опорной поверхности колеса, найдем положение мгновенного центра поворота E гребня на пересечении нормалей к векторам скоростей \vec{V}_K и \vec{V}_{1XZ}^{BA} , проведенных в точках их приложения. В этом случае угол χ' между вектором проекции абсолютной скорости проскальзывания в центре гребневого контакта \vec{V}_{1XZ}^{BA} на плоскость качения колеса и горизонталью может быть определен из выражения

$$\chi' = \arcsin\left(\frac{x_G}{|EB_1|}\right), \text{ где } |EB_1| = \sqrt{|ED|^2 + x_G^2} \quad (10)$$

Из анализа схемы на рис.5 следует, что

$$|ED| = \frac{V_K}{\dot{\phi}_G} - r_1^A - h_G \text{ и } V_K = \frac{\dot{\phi}_k \cdot r_1^A}{(1 + \varepsilon)} \quad (11)$$

Тогда

$$\begin{aligned} \chi' &= \arcsin\left(\frac{x_G}{\sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_G} - 1\right) \cdot r_1^A - h_G\right)^2 + x_G^2}}\right) = \\ &= \arcsin\left(\frac{(r_1^A + h_G) \cdot \text{tg}\psi \cdot \text{tg}\beta}{\sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_G} - 1\right) \cdot r_1^A - h_G\right)^2 + \left((r_1^A + h_G) \cdot \text{tg}\psi \cdot \text{tg}\beta\right)^2}}\right) \end{aligned} \quad (12)$$

Модуль скорости V_{1XZ}^{BA} определится при рассмотрении расчетной схемы на рис. 5 из следующих соображений:

$$\text{- с одной стороны } \dot{\phi}_G = \frac{V_{1XZ}^{BA}}{|EB_1|},$$

$$\text{где } |EB_1| = \sqrt{|ED|^2 + x_G^2},$$

$$\text{- с другой стороны } \dot{\phi}_G = \frac{V_K}{|EO|},$$

$$\text{где } |EO| = r_1^A + h_G + |ED|.$$

$$\text{Тогда можно записать } \frac{V_{1XZ}^{BA}}{|EB_1|} = \frac{V_K}{|EO|}.$$

После несложных преобразований получим

$$V_{1XZ}^{BA} = V_K \cdot \frac{\sqrt{|ED|^2 + x_G^2}}{r_1^A + h_G + |ED|} \quad (13)$$

С учетом (1) и (11)

$$\begin{aligned} V_{1XZ}^{BA} &= V_K \cdot \frac{\sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_G} - 1\right) \cdot r_1^A - h_G\right)^2 + x_G^2}}{\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_G} \cdot r_1^A} = \\ &= \dot{\phi}_G \cdot \sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_G} - 1\right) \cdot r_1^A - h_G\right)^2 + \left((r_1^A + h_G) \cdot \text{tg}\psi \cdot \text{tg}\beta\right)^2} \end{aligned} \quad (14)$$

Используя выражения, аналогичные выражениям (7), можно записать:

$$\begin{aligned} V_1^{BA} &= \sqrt{(V_{1X}^{BA})^2 + (V_{1Y}^{BA})^2 + (V_{1Z}^{BA})^2} = \\ &= V_{1XZ}^{BA} \cdot \sqrt{\left(\cos\chi'\right)^2 + \left(\frac{\sin\chi'}{\text{tg}\beta}\right)^2 + \left(\sin\chi'\right)^2} = \\ &= \dot{\phi}_G \cdot \sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_G} - 1\right) \cdot r_1^A - h_G\right)^2 + \left((r_1^A + h_G) \cdot \text{tg}\psi \cdot \text{tg}\beta\right)^2} \cdot \\ &\quad \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\sin\chi'}{\text{tg}\beta}\right)^2} \end{aligned} \quad (15)$$

Очевидно, что, в случае наличия конструктивной возможности поворота гребня относительно опорной поверхности колеса, величина угла χ' наклона к горизонтالي проекции V_{1XZ}^{BA} вектора скорости проскальзывания гребня по рельсу и модуль этого вектора будут зависеть также еще и от соотношения угловых скоростей вращения колеса и гребня.

Задаваясь значениями $\dot{\phi}_G$ при фиксированном значении $\dot{\phi}_k$ и ε можно получить соответствующую

щие значения величины угла χ' (см.рис.6) и модуля вектора V_1^{BA} (см. рис.7).

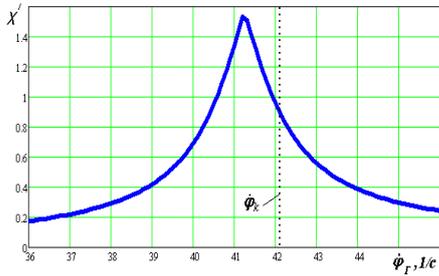


Рис. 6. Пример зависимости $\chi' = f(\dot{\phi}_\Gamma)$ при $V_K = 20$ м/с, $\varepsilon = 0,01$ и $\psi = 0,015$

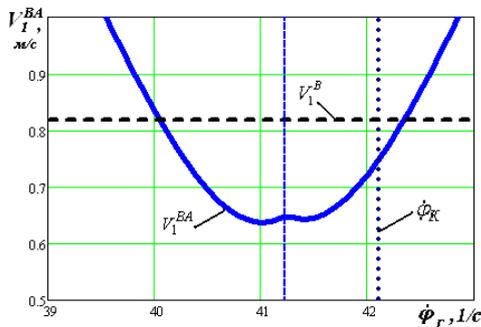


Рис. 7. Пример зависимости $V_1^{BA} = f(\dot{\phi}_\Gamma)$ при $V_K = 20$ м/с, $\varepsilon = 0,01$ и $\psi = 0,015$

Из анализа графика на рис.6 видно, что практически во всем рассматриваемом диапазоне значений $\dot{\phi}_\Gamma$ величина χ' сравнительно невелика, и только при значениях $\dot{\phi}_\Gamma \rightarrow \dot{\phi}_K \cdot \frac{r_1^A}{r_1^B}$, при заданной линейной скорости движения колеса, величина угла $\chi' \rightarrow \pi/2$. Проекция вектора скорости $\overline{V_{1XZ}^{BA}}$ проскальзывания гребня по боковой грани головки рельса на плоскость качения колеса в этом случае направлена перпендикулярно горизонтали, а модуль этого вектора имеет минимальное значение. Например, для угла набегания $\psi = 0,015$, $\varepsilon = 0,01$ и $r_1^A = 475$ мм, отношение $r_1^A / r_1^B = 0,979$. При указанном соотношении угловых скоростей подвижного гребня и колеса можно считать примерно равными линейные продольные скорости перемещения центров основного и гребневого контактов при качении колеса с постоянной линейной скоростью $V_K = 20$ м/с.

Из графика на рис.7 видно, что при $\chi' = \pi/2$ для заданных условий движения значение скорости проскальзывания в гребневом контакте V_1^{BA} мало, но не равно нулю.

Анализируя выражение (13) можно определить возможные режимы движения колеса, при которых $V_1^{BA} \rightarrow 0$. Очевидно, для этого должны одновременно выполняться условия $x_\Gamma \rightarrow 0$ и $|ED| \rightarrow 0$.

Значение $x_\Gamma = 0$ достигается при равенстве нулю угла набегания ψ колеса на рельс.

Так как $|ED| = (\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_\Gamma \cdot (1 + \varepsilon)} - 1) \cdot r_1^A - h_\Gamma$, то условие $|ED| = 0$ может быть выполнено (при фиксированном значении $\dot{\phi}_k$) в случае

$$\dot{\phi}_\Gamma = \frac{\dot{\phi}_k}{(\frac{h_\Gamma}{r_1^A} + 1) \cdot (1 + \varepsilon)} = \frac{\dot{\phi}_k}{K_w^*},$$

(где $K_w^* = (\frac{h_\Gamma}{r_1^A} + 1) \cdot (1 + \varepsilon)$) (16)

При указанных выше значениях h_Γ , ε и r_1^A , величина $K_w^* = 1,031$ и возможности ее изменения незначительны. То есть, в заданном режиме движения колеса ПКС возможность отсутствия кинематического проскальзывания в гребневом контакте $V_1^{BA} = 0$ может реализоваться при $\psi = 0$ и $\dot{\phi}_\Gamma = 0,97 \cdot \dot{\phi}_k$.

График зависимости $K_w^* = f(\varepsilon)$ приведен на рис.8.

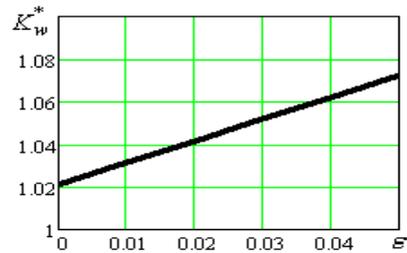


Рис. 8. График зависимости $K_w^* = f(\varepsilon)$

Результаты расчетов показывают, что уровень проскальзывания в основном контакте колеса ПКС с рельсом влияет на величину оптимального соотношения угловых скоростей опорной поверхности колеса и его направляющей поверхности (гребня). Это влияние достаточно незначительное – в рассматриваемом диапазоне относительных проскальзываний ε изменение показателя K_w^* не превышает 5%.

На рис.9 приведены графики зависимости $V_1^{BA} = f(\dot{\phi}_\Gamma, \varepsilon)$, демонстрирующие характер влияния уровня относительного проскальзывания ε в основном контакте колеса с рельсом на величину V_1^{BA} при движении колеса со скоростью $V_K = 20$ м/с и с углами набегания $\psi = 0,0$ и $\psi = 0,02$.

Анализ графиков на рис. 9 также подтверждает незначительное влияние уровня относительного проскальзывания в основном контакте ε на величину V_1^{BA} в гребневом контакте колеса ПКС.

С учетом отсутствия жестких ограничений на величину угловой скорости подвижного гребня в колесе перспективной конструктивной схемы, для определения стационарного состояния рассматриваемой механической системы используем известный принцип минимума энтропии системы (минимума диссипации энергии). Этот принцип гласит, что если допустимо не единственное состояние системы, а некая совокупность состояний, согласующихся с законами сохранения и связями, наложенными на систему, то реализуется то ее состояние, которому соответствует минимальный рост энтропии системы или, что то же самое, минимальное рассеивание энергии.

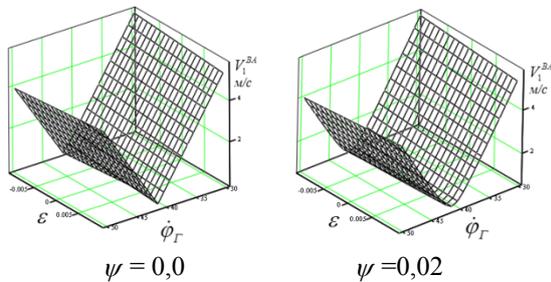


Рис. 9. Графики зависимостей $V_1^{BA} = f(\dot{\phi}_G, \varepsilon)$

Поэтому, можем считать квазистационарным (стабильным) состоянием рассматриваемой системы (колесо с подвижным гребнем взаимодействующее с рельсом) то ее состояние, при котором рассеивание энергии в гребневом контакте является минимальным [5].

Для оценки эффективности перспективной конструктивной схемы колеса с точки зрения уменьшения кинематического сопротивления движению, определим, насколько может быть снижена мощность сил трения в гребневом контакте при использовании этой конструктивной схемы.

Величина мгновенной мощности сил трения обычно представляется как скалярное произведение вектора силы трения в гребневом контакте B_1 и вектора соответствующей мгновенной скорости скольжения точки B_1 гребня по рельсу

С учетом того, что вектор силы трения направлен противоположно вектору соответствующей мгновенной скорости, т.е. $\delta = \pi$ а $\cos \pi = -1$, в нашем случае

$$N_1^B = |F_1^B \cdot V_1^B|, \quad (17)$$

$$N_1^{B'} = |F_1^{B'} \cdot V_1^{BA}|. \quad (18)$$

Некоторые результаты расчетов приведены на рис.10, где представлены графики зависимостей $N_1^B = f(\dot{\phi}_G)$ и $N_1^{B'} = f(\dot{\phi}_G)$ при $V_K = 20$ м/с,

$F_1^B = 12500$ Н, $\varepsilon = 0,01$ и $\psi = 0,015$. Заметно снижение рассеиваемой в гребневом контакте колеса ПКС в сравнении с колесом ТКС мощности сил трения для заданных условий движения в диапазоне угловых скоростей гребня $39,8 < \dot{\phi}_G < 42,5$ 1/с.

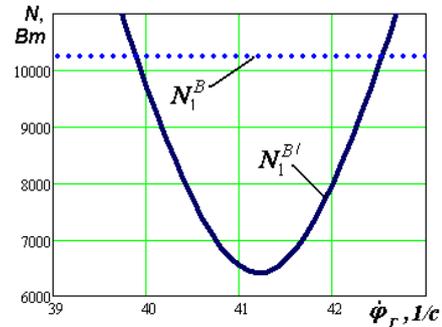


Рис. 10. График зависимостей $N_1^B = f(\dot{\phi}_G)$ и $N_1^{B'} = f(\dot{\phi}_G)$ (при $V_K = 20$ м/с, $F_1^B = 12500$ Н, $\varepsilon = 0,01$ и $\psi = 0,015$)

Анализ графиков этих зависимостей показывает, что при определенном соотношении угловых скоростей опорной поверхности колеса и его направляющей поверхности (гребня) для заданных условий движения при использовании перспективной конструктивной схемы колеса возможно снижение рассеиваемой в гребневом контакте мощности сил трения до 60%.

Выводы. Исследование особенностей движения по рельсовому пути с двухточечным контактированием колес различных конструктивных схем с учетом проскальзывания в основном контакте показало, что уровень проскальзывания в основном контакте колеса ПКС незначительно влияет на величину скорости проскальзывания в его гребневом контакте. Для колеса ТКС это влияние является более существенным.

Расчеты подтверждают возможность значительного снижения скорости проскальзывания в гребневом контакте, и, соответственно, мощности сил трения в этом контакте для колеса ПКС с рельсом по сравнению с колесом традиционной конструктивной схемы. Это дает основания ожидать соответствующего уменьшения сопротивления движению рельсового подвижного состава при использовании колес перспективной конструктивной схемы.

Л и т е р а т у р а

1. Ткаченко В.П., Сапронова С.Ю., Фомин О.В., Кульбовський І.І., Зуб Є.П. Опір руху і керуваність рейкових екіпажів: монографія / В.П. Ткаченко, С.Ю. Сапронова, О.В. Фомин, І.І. Кульбовський, Є.П. Зуб. – Київ: Вид-во ДУІТ, 2017. – 188 с. ISBN 978-966-2197-96-9.
2. Ткаченко В.П. Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей.- Луганск: Изд-во ВУГУ, 1996.- 200 с.

3. Эффективность лубрикации рельсов//Железные дороги мира. - 2011, № 1.- С.65-68.
4. Маслиев В.Г. Динамика локомотивов с устройствами, уменьшающими износ бандажей колес. –Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 288 с.
5. Mikhaylov E., Semenov S., Panchenko E. The possibility of reducing kinematic slip with two-point contacting with rail wheel railway vehicle// ТЕКА. Commission of motorization and energetics in agriculture, 2013. Vol. 13, № 3, 03-08, p/p. 139-145.
6. Михайлов Е.В. Солодовник М.Д., Семенов С.А. Возможности снижения кинематического проскальзывания при двухточечном контактировании с рельсом колеса рельсового экипажа// Вісник СХУ ім.В.Даля.-Луганськ: СХУ ім.В.Даля, 2013, №.5 (194), (Ч. 2). - С.173-177.
7. Simson, S. A. Wheel wear losses from bogie rotation resistance, effects of cant and speed [Text] / S. A. Simson, M. E. Pearce //Proceedings of the 2006 IEEE/ASME Joint Rail Conference. – 2006.
8. Shiler, A. Analysis and Simulation of New Wheel Pair Construction [Text] / A. Shiler // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 100. – P. 1714–1723.
9. Liang, B. An Experimental Study of Independently Rotating Wheels for Railway Vehicles [Text] / B. Liang, S.D. Iwnicki // 2007 International Conference on Mechatronics and Automation. – 2007.
10. Pombo, J. A new wheel-rail contact model for railway dynamics [Text] / J. Pombo, J. Ambrósio, M. Silva // Vehicle System Dynamics. – 2007. – Vol. 45, Issue 2. – P. 165–189.

References

1. Tkachenko V.P., Sapronova S.Ju., Fomin O.V., Kul'bovs'kij I.I., Zub С.Р. Opir ruhu i kerovanist' rejkovih ekipazhiv: monografija / V.P. Tkachenko, S.Ju. Sapronova, O.V. Fomin, I.I. Kul'bovs'kij, С.Р. Zub. – Київ: Vid-vo DUIT, 2017. – 188 s. ISBN 978-966-2197-96-9.
2. Tkachenko V.P. Kinematicheskoe soprotivlenie dvizheniju rel'sovyh jekipazhej.- Lugansk: Izd-vo VUGU, 1996.- 200 s.
3. Jefferktivnost' lubrikacii rel'sov//Zheleznye dorogi mira.- 2011, № 1.- S.65-68.
4. Masliev V.G. Dinamika lokomotivov s ustrojstvami, umen'shajushhimi iznos bandazhej kolos. –Har'kov: NTU «HPI», 2008. – 288 s.
5. Mikhaylov E., Semenov S., Panchenko E. The possibility of reducing kinematic slip with two-point contacting with rail wheel railway vehicle// ТЕКА. Commission of motorization and energetics in agriculture, 2013. Vol. 13, № 3, 03-08, p/p. 139-145.
6. Mihajlov E.V. Solodovnik M.D., Semenov S.A. Vozmozhnosti snizhenija kinematicheskogo proskal'zyvanija pri dvouhточечном kontaktirovanii s rel'som kolosa rel'sovogo jekipazha// Visnik SNU im.V.Dalja.-Lugans'k: SNU im.V.Dalja, 2013, №.5 (194), (Ch. 2). - S.173-177.
7. Simson, S. A. Wheel wear losses from bogie rotation resistance, effects of cant and speed [Text] / S. A. Simson, M. E. Pearce //Proceedings of the 2006 IEEE/ASME Joint Rail Conference. – 2006.
8. Shiler, A. Analysis and Simulation of New Wheel Pair Construction [Text] / A. Shiler // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 100. – P. 1714–1723.

9. Liang, B. An Experimental Study of Independently Rotating Wheels for Railway Vehicles [Text] / B. Liang, S.D. Iwnicki // 2007 International Conference on Mechatronics and Automation. – 2007.
10. Pombo, J. A new wheel-rail contact model for railway dynamics [Text] / J. Pombo, J. Ambrósio, M. Silva // Vehicle System Dynamics. – 2007. – Vol. 45, Issue 2. – P. 165–189.

Михайлов Є.В., Семенов С.О. Уточнення моделі руху коліс по рейках із двоточковим контактуванням.

Розглянуто особливості кочення по рейці з прослизанням коліс традиційної та перспективної конструктивної схеми, яка дозволяє незалежно відносно обертання опорної поверхні колеса і його направляючої поверхні (гребеня) щодо їх загальної осі обертання. Досліджено вплив прослизання в основному контактні колеса з рейкою на величину швидкості проковзування в його гребньовому контактні. Показана можливість зниження прослизань в гребньовому контактні колеса з рейкою, і, відповідно, потужності сил тертя в гребньовому контактні колеса перспективної конструктивної схеми в порівнянні з традиційним.

Ключові слова: колесо, гребінь, рейок, кочення, прослизання, знос, втрати енергії, потужність сил тертя, кінематичне опір руху.

Mikhaylov E., Semenov S. Update of the wheel motion model with two-point contacts.

The features of the spatial geometry of contacting the wheel with the rail, associated with the traditional wheel design, cause forced kinematic slippage at the contact point of the wheel flange with the side edge of the rail head in case of two-point contact.

In the article features of rolling along the rail with sliding wheels of traditional and perspective constructive scheme are considered, which allows independent relative rotation of the support surface of the wheel and its guiding surface (flange) relative to their common axis of rotation.

The study showed that the level of slip in the main contact of the wheel of the perspective design scheme slightly affects the magnitude of the slip velocity in its flange contact. For a traditional wheel, this influence is more significant.

The calculations confirm the possibility of a significant reduction in the slip velocity in the flange contact, and, accordingly, the friction force in this contact for the wheel of a promising structural scheme with a rail in comparison with the traditional wheel. This gives grounds for expecting a corresponding decrease in resistance to the movement.

Keywords: wheel, flange, rail, rolling, slippage, wear, energy loss, frictional force, kinematic resistance to motion.

Михайлов Є.В. – к.т.н., доцент кафедри логістичного управління і безпеки руху на транспорті СХУ ім. В. Даля, м Северодонецьк, Україна, e-mail: mihaylov.ev@gmail.com.

Семенов С.О. – старший викладач кафедри логістичного управління і безпеки руху на транспорті СХУ ім. В. Даля, м Северодонецьк, Україна.

Рецензент: д.т.н., проф. **Чернецька-Білецька Н.Б.**