УДК 629.4.027

ОЦЕНКА БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПО СХОДУ С РЕЛЬСА КОЛЕСА ПЕРСПЕКТИВНОЙ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ

Михайлов Е.В., Семенов С.А., Полупан Е.В.

ESTIMATION SAFETY OF MOTION ON THE DERAILMENT WHEEL OF PERSPECTIVE STRUCTURAL SCHEME

Mikhaylov E., Semenov S., Polupan E.V.

В статье рассмотрены вопросы оценки безопасности движения по вкатыванию на головку рельса гребня колеса перспективной конструктивной схемы в сравнении с традиционным колесом рельсовых транспортных средств. Под перспективной конструктивной схемой (ПКС) колеса понимается такая, которая позволяет независимое вращение поверхности катания колеса и гребня вокруг их общей оси. Установлено, что условия реализации начала процесса схода колеса с рельса при вкатывании гребня практически идентичны для колес обоих конструктивных схем. В то же время, вкатывание на головку рельса с отрывом поверхности катания колеса от поверхности катания головки рельса при углах набегания колеса ПКС более 0,1 градусов становится практически невозможным, так как под воздействием системы приложенных силовых факторов его гребень стремится повернуться в противоположную качению колеса сторону.

Ключевые слова: *рельсовый экипаж, колесо, перспективная конструктивная схема, коэффициент трения, гребневой контакт, направляющее усилие, устойчивость, вкатывание, безопасность.*

Введение. Одной из важнейших характеристик рельсовых транспортных средств является уровень сопротивления их движению, который определяется, помимо прочего, рациональным выбором конструктивных схем экипажной части на стадии проектирования. Значительную долю общего сопротивления движению рельсовых экипажей составляет сопротивление, возникающее вследствие фрикционного взаимодействия в точках контакта колес с рельсами.

Постановка проблемы. Анализ известной научной литературы показал, что известные попытки снижения энергетических затрат при прохождении рельсовыми экипажами кривых участков пути за счет лубрикации зон контакта колес с рельсами, радиальной установки колес и тележек и т.п. пока не позволяют полностью решить указанную проблему. Без изменения традиционной конструктивной схемы колеса (с монолитным выполнением его поверхности катания и гребня) полностью избежать дифференциального паразитного проскальзывания гребней не представляется возможным. Поэтому, необходимо исследовать потенциальные преимущества принципиального изменения конструктивной схемы колеса, например, допускающей поворот гребня относительно колеса вокруг их общей оси [2-3]. Это позволит разорвать замкнутый силовой контур в системе «колесо – рельс» и существенно снизить уровень фрикционного взаимодействия в гребневом контакте колеса с рельсом.

Анализ последних исследований и публикаций. При движении колеса рельсового транспортного средства по рельсу в случае двухточечного их контактирования в гребневом контакте возникает паразитное дифференциальное проскальзывание, связанное с кинематическим несоответствием геометрических параметров поверхностей катания колес и кинематических параметров движения [1]. Мощность сил трения при указанном проскальзывании во многом определяет величину дополнительного сопротивления движению при прохождении кривых участков пути.

Потенциальные преимущества принципиального изменения конструктивной схемы колеса, допускающей поворот гребня относительно колеса вокруг их общей оси, рассмотрены в работах [4, 5]. Установлено, что применение такой конструктивной схемы колеса позволит разорвать замкнутый силовой контур «боковая грань головки рельса – гребень колеса – поверхность катания колеса – поверхность катания головки рельса» и существенно снизить уровень дифференциальных паразитных проскальзываний гребней по рельсам.

Одной из важнейших характеристик любой конструкции экипажа рельсового транспортного средства является запас устойчивости от схода с рельса при вкатывании гребней колес на головки

рельсов [6-12]. Поэтому следует оценить запас устойчивости от схода с рельса колеса перспективной конструктивной схемы (ПКС) в сравнении с колесом традиционной конструктивной схемы (ТКС).

Цель статьи. В работе предпринята попытка оценить устойчивость от вкатывания на рельс гребня колеса ПКС в сравнении с колесом ТКС.

Результаты исследований. Рассмотрим расчетную схему на рис.1, на которой представлены внешние силы и реакции, действующие в в вертикальной поперечной плоскости в гребневом контакте колеса с рельсом в момент начала выхода колеса на этот контакт. Модуль и направление общей реакции рельса на колесо R определяются величиной приложенных в гребневом контакте вертикальных P_Z и горизонтальных Y_Z сил и их соотношением.

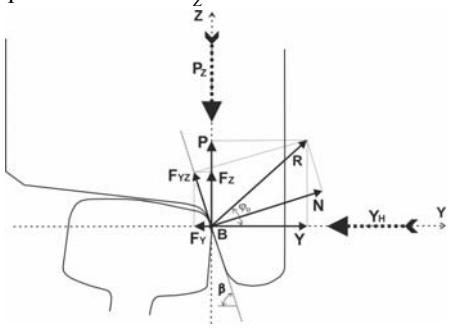

Рис. 1. Расчетная схема внешних сил и реакций, действующих контакте колеса с рельсом при вкатывании гребня

Зависимости, определяющие величины действующих в гребневом контакте реакций могут быть записаны следующим образом

$$R = \sqrt{P^2 + Y^2}\,, \qquad (1)$$

$$N = R \cdot \sin(\pi - \beta - \varphi_0) = R \cdot \sin(\beta + \varphi_0)\,, \qquad (2)$$

$$\varphi_0 = arctg(P/Y)\,. \qquad (3)$$

Возможность независимого вращения поверхности катания колеса и его гребня в направлении координаты φ (вокруг их общей оси вращения $o - y$) в колесе ПКС определяет необходимость проверки условий безопасности от вкатывания гребня на головку рельса по двум координатам одновременно [12]. При этом моменты действующих на колесо и гребень сил приводятся к точке гребневого контакта B и составляются уравнения равновесия сил и моментов для координат Z и φ (см. расчетную схему на рис.2) в виде

$$\sum F_i^Z = 0\,, \quad \sum M_i^B = 0\,. \qquad (4)$$

Здесь $\sum F_i^Z$ - сумма сил, действующих на колесо вдоль оси OZ,

$\sum M_i^B$ - сумма моментов приложенных сил относительно точки гребневого контакта B.

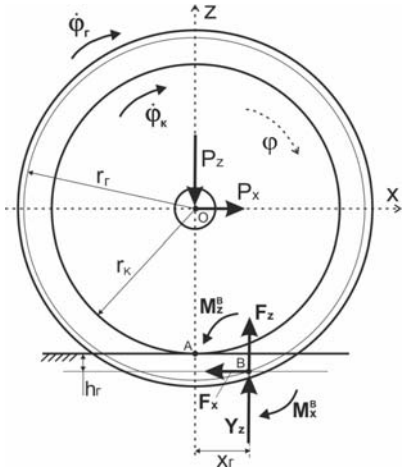

Рис. 2. Расчетная схема для проверки безопасности от вкатывания гребня на головку рельса колеса ПКС по координатам Z и φ

$$\sum F_i^Z = Y_Z + F_Z - P_Z = 0\,, \qquad (5)$$

где Y_Z - вертикальная составляющая реакции от направляющей силы Y_H;

F_Z - вертикальная составляющая силы трения в гребневом контакте;

P_Z - суммарная сила веса самого колеса и вертикальной нагрузки на него от надрессорного строения экипажа.

Начало процесса схода колеса с рельса определяется отрывом поверхности катания колеса (точка А на рис.2) от рельса, переходом мгновенного центра поворота колеса в точку B центра гребневого контакта [11] и скольжением этой точки вверх вдоль оси OZ под воздействием вертикальной составляющей реакции Y_Z от направляющей силы при достижении следующего соотношения приведенных к этой точке сил

$$Y_Z > P_Z - F_Z\,, \qquad (6)$$

Здесь

$$Y_Z = Y_H / tg\beta\,, \qquad (7)$$

С учетом того, что

$$\begin{aligned} F_Z &= F_1^B \cdot \cos\delta \cdot \sin\chi = \mu \cdot N \cdot \cos\delta \cdot \sin\chi = \\ &= \mu \cdot \sqrt{P_Z^2 + Y_H^2} \cdot \sin(\beta + \\ &+ arctg(P_Z / Y_H)) \cdot \cos\delta \cdot \sin\chi, \end{aligned} \qquad (8)$$

условие (6) может быть записано в виде

$$\begin{aligned} Y_H / tg\beta > P_Z - \mu \cdot \sqrt{P_Z^2 + Y_H^2} \cdot \sin(\beta + \\ + arctg(P_Z / Y_H)) \cdot \cos\delta \cdot \sin\chi \end{aligned}\,. \qquad (9)$$

Охарактеризуем запас устойчивости колеса на рельсе от вкатывания гребня коэффициентом $K_{УС}$

$$K_{УС} = (D - \mu \cdot \sqrt{D^2 + 1} \cdot \sin(\beta + \\ + arctg(D)) \cdot \cos\delta \cdot \sin\chi) \cdot tg\beta, \quad (10)$$

где $D = P_Z / Y_H$.

Процесс вкатывания гребня на рельс может начинаться при значениях $K_{УС} < 1$.

Результаты расчета значений коэффициента $K_{УС}$ в зависимости от величины направляющей силы в гребневом контакте при $P_Z = 125$ кН, $\psi = 0{,}015$ и $K_W = 1{,}021$ для колес обоих конструктивных схем приведены на рис.3.

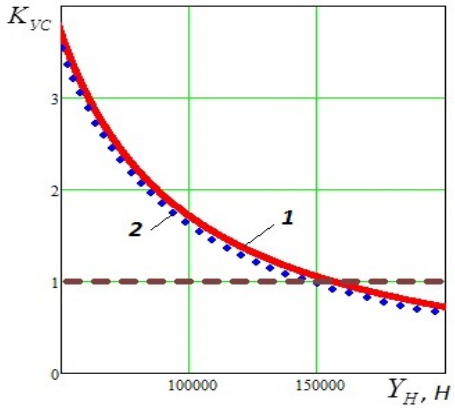

Рис. 3. Графики зависимостей $K_{УС} = f(Y_H)$:
1 – колесо ТКС, 2 – колесо ПКС

Анализ представленных на рис.3 графиков показывает, что величина коэффициента $K_{УС}$, характеризующего запас устойчивости колес от схода с рельса при вкатывании гребня на этапе зарождения этого процесса, в зависимости от величины направляющего усилия Y_H, практически одинакова для колес обоих конструктивных схем. Незначительные различия в величинах $K_{УС}$ определяются влиянием конструктивной схемы колеса на распределение составляющих полной силы трения в гребневом контакте, а именно – на величину вертикальной составляющей этой силы [4].

Графики зависимостей $K_{УС} = f(\psi, K_W)$ при $P_Z = 125$ кН, Y_H=90 кН, μ=0,25; $r_K = 0{,}475$ м; $h_Г = 0{,}01$ м для колес обоих конструктивных схем приведены на рис.4, где $K_W = \dot{\varphi}_k / \dot{\varphi}_{\tilde{A}}$ – отношение угловых скоростей гребня и колеса ПКС.

Для сравнения там же приведен график зависимости $K_{УС} = f(\psi, K_W) = 1$ - предельного значения принятого коэффициента устойчивости.

Заметно, что величины коэффициента $K_{УС}$ для колеса ПКС превышают соответствующие значения для колеса ТКС практически во всем диапазоне варьируемых переменных. Незначительное снижение величин $K_{УС}$ для колеса ПКС имеет место в диапазоне значений K_W=[0,97…1,025], со средним значением K_W=1,021 для принятых радиуса колеса $r_K = 0{,}475$ м и вертикального смещения гребневого контакта от плоскости катания колеса $h_Г = 0{,}01$ м.

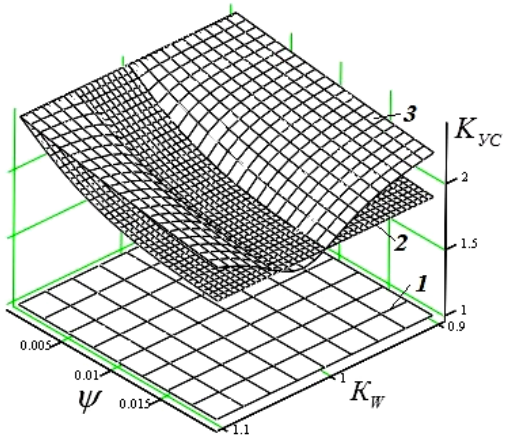

Рис. 4. Графики зависимостей $K_{УС} = f(\psi, K_W)$:
1 – график $K_{УС} = 1$; 2 – колесо ТКС;
3 – колесо ПКС

Величины коэффициента $K_{УС}$ для колес обоих конструктивных схем превышают предельное значение коэффициента устойчивости $K_{УС}$=1 для заданных параметров колес.

Рассмотрим условия равновесия колеса ПКС на рельсе в направлении координаты φ.

$$\sum M_i^B = M_X^B + M_Z^B = 0, \quad (11)$$

где M_X^B и M_Z^B - суммарные моменты соответственно продольных и вертикальных сил относительно центра гребневого контакта.

Из расчетной схемы на рис.2 следует, что

$$M_X^B = P_X \cdot (r_K + h_Г). \quad (12)$$

M_X является моментом от продольной силы P_X, приложенной в центре вращения колеса *O*. Причем $P_X = F_X$, где $F_X = \mu_X \cdot N$ – продольная составляющая силы трения в гребневом контакте.

Величина момента M_Z определяется суммой веса самого колеса и вертикальной нагрузки на колесо от надрессорного строения P_Z, а также величиной $x_Г$ «забега» точки гребневого контакта

$$M_Z = P_Z \cdot x_Г. \quad (13)$$

Очевидно, что величина M_Z для примерно одинакового веса колес не зависит от их конструктивных особенностей.

Вращение подвижного гребня колеса ПКС в направлении обратном движению возможно при выполнении условия $M_Z > M_X$.

На рис.5 - 6 приведены результаты расчета величин соответствующих моментов, выполненные для обоих рассматриваемых вариантов конструктивного исполнения колес при следующих исходных данных : $P_Z = 125$ кН; $Y = 50$ кН; $K_W = 1{,}021$; μ =0,25; $r_K = 0{,}475$ м; $h_\Gamma = 0{,}01$ м.

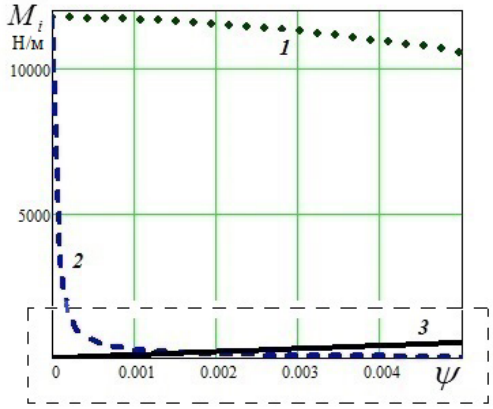

Рис. 5. Графики зависимостей $M_{Xi} = f(\psi)$:
1 – $M_{X1} = f(\psi)$ (колесо ТКС);
2 – $M_{X2} = f(\psi)$ (колесо ПКС); 3 – $M_Z = f(\psi)$

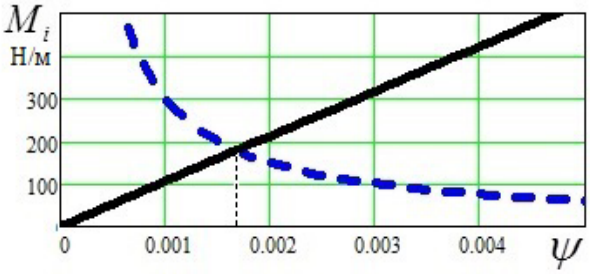

Рис. 6. Увеличенный выделенный фрагмент графика рис.5

Анализ графиков на рис. 5, 6 показывает, что для колеса ПКС при заданных исходных значениях, величина момента M_Z уже при небольших углах набегания ($\psi > 0{,}0017$ рад. или около 0,1 град.) будет превышать величину M_X. В этих условиях вкатывание колеса на головку рельса с отрывом поверхности катания колеса от поверхности катания головки рельса практически невозможно, так как его гребень будет стремиться повернуться в противоположную движению колеса сторону.

Графики зависимостей $M_i = f(\psi, K_W)$, рассчитанных для тех же исходных данных, представлены на рис.7.

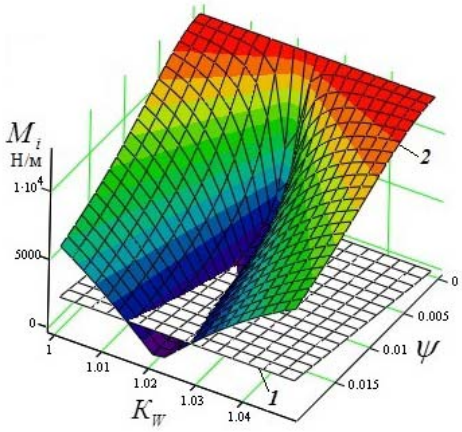

Рис. 7. Графики зависимостей $M_i = f(\psi, K_W)$:
1 – $M_Z = f(\psi, K_W)$; 2 – $M_X = f(\psi, K_W)$

Анализ графиков на рис.7 показывает, что отмеченная особенность движения колеса ПКС при вкатывании гребня на головку рельса характерна для диапазона значений K_W, близкого к оптимальному значению K_W =1,021 для заданных параметров колес.

Вывод. Таким образом, проведенный анализ позволил установить, что условия реализации начала процесса схода колеса с рельса при вкатывании гребня практически идентичны для колес обоих конструктивных схем.

Установлено, что вкатывание колеса ПКС на головку рельса с отрывом поверхности катания колеса от поверхности катания головки рельса при углах набегания колеса более 0,1 градусов становится практически невозможным, так как под воздействием системы приложенных силовых факторов его гребень стремится повернуться в противоположную качению колеса сторону.

Литература

1. Ткаченко В.П. Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей.- Луганск: Изд-во ВУГУ, 1996.- 200 с.
2. Михайлов Є.В., Слащов В.А., Горбунов М.І., Щербаков В.П., Семенов С.О. Колесо рейкового транспортного засобу. Деклараційний патент на корисну модель 75279. Опубл. 26.11.2012, бюл. № 22/2012.
3. Михайлов Є.В., Слащов В.А., Горбунов М.І., Семенов С.О. Колісна пара рейкового транспортного засобу. Деклараційний патент на корисну модель 78070. Опубл. 11.03.2013, бюл. № 5/2013.
4. Mihaylov E., Semenov S., Panchenko E. The possibility of reducing kinematic slip with two-point contacting with rail wheel railway vehicle.// TEKA. Commision of motorization and energetics in agriculture, 2013. Vol. 13, №3, 03-08, pp. 139-145.
5. Михайлов Е.В. Снижение кинематического проскальзывания по рельсу колеса рельсового экипажа с подвижным гребнем / Е.В. Михайлов, В.А. Слащев, С.А. Семенов// Вестник ВНУ им.В.Даля. – 2013. – № 18 (207), (Ч. 1). – С.28-34.

6. Вериго М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава// М.Ф. Вериго, А.Я. Коган.– М.: Транспорт, 1986.–559 с.
7. Маслиев В.Г. Динамика локомотивов с устройствами, уменьшающими износ бандажей колес. –Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 288 с.
8. Лысюк В.С. Причины и механизм схода колеса с рельса // Проблема износа колес и рельсов. - М: Транспорт, 2002. - 216 с.
9. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ - ВНИИЖТ, 1996.-346 с.
10. Вершинский С.В. Динамика вагона: Учебник для вузов ж.-д. транспорта. Изд. 2-е, перераб. и доп./ С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, И.И. Челноков – М.: Транспорт, 1978.- 352с.
11. Исследование вкатывания гребня колеса на рельс / В.П. Ткаченко, А.Н. Воронько, Д.М. Диденко, С.Ю. Сапронова // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. – Луганськ: СНУ ім. В.Даля, 2005.–№5(87).– С. 255-260.
12. Шиллер В.В. Контактирующая поверхность дискового гребня гибкой колесной пары / В.В. Шиллер П.А. Шипилов, А.В. Плосков // Вестник РГУПС.- № 4, 2009. – с.47-52.

R e f e r e n c e s

1. Tkachenko V.P. Kinematicheskoe soprotivlenie dvizheniju rel'sovyh jekipazhej.- Lugansk: Izd-vo VUGU, 1996.- 200 s.
2. Mihajlov Є.V., Slashhov V.A., Gorbunov M.I., Shherbakov V.P., Semenov S.O. Koleso rejkovogo transportnogo zasobu. Deklaracijnij patent na korisnu model' 75279. Opubl.26.11.2012, bjul. № 22/2012.
3. Mihajlov Є.V., Slashhov V.A., Gorbunov M.I., Semenov S.O. Kolisna para rejkovogo transportnogo zasobu. Deklaracijnij patent na korisnu model' 78070. Opubl.11.03.2013, bjul. № 5/2013.
4. Mihaylov E., Semenov S., Panchenko E. The possibility of reducing kinematic slip with two-point contacting with rail wheel railway vehicle.// TEKA. Commision of motorization and energetics in agriculture, 2013. Vol. 13, №3, 03-08, pp. 139-145.
5. Mihajlov E.V., Slashhev V.A., Semenov S.A. Snizhenie kinematicheskogo proskal'zyvanija po rel'su kolesa rel'sovogo jekipazha s podvizhnym grebnem // Vestnik VNU im.V.Dalja. – 2013. – № 18 (207), (Ch. 1). – S.28-34.
6. Verigo M.F. Vzaimodejstvie puti i podvizhnogo sostava//M.F.Verigo, A.Ja.Kogan.– M.:Transport,1986.-559 s.
7. (6) Masliev V.G. Dinamika lokomotivov s ustrojstvami, umen'shajushhimi iznos bandazhej koles. –Har'kov: NTU «HPI», 2008. – 288 s.
8. Lysjuk V.S. Prichiny i mehanizm shoda kolesa s rel'sa // Problema iznosa koles i rel'sov. - M: Transport, 2002.-216 s.
9. Normy dlja rascheta i proektirovanija vagonov zheleznyh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnyh). M.: GosNIIV - VNIIZhT, 1996.-346 s.
10. Vershinskij S.V., Danilov V.N., Chelnokov I.I. Dinamika vagona: Uchebnik dlja vuzov zh.-d. transporta. Izd. 2-e, pererab. i dop. – M.: Transport, 1978.- 352s.
11. Tkachenko V.P., Voron'ko A.N., Didenko D.M., Sapronova S.Ju. Issledovanie vkatyvanija grebnja kolesa na rel's // Visnik Shidnoukr. nac. un-tu im. V. Dalja. – Lugans'k: SNU im. V.Dalja, 2005.–№5(87).– S. 255-260.
12. Shiller V.V., Shipilov P.A., Ploskov A.V. Kontaktirujushhaja poverhnost' diskovogo grebnja gibkoj kolesnoj pary. Vestnik RGUPS.- № 4, 2009. – s.47-52.

Михайлов Є.В., Семенов С.О., Полупан Є.В. Оцінка безпеки руху по сходу з рейки колеса перспективної конструктивної схеми.

У статті розглянуті питання оцінки безпеки руху по вкочуванню на головку рейки гребеня колеса перспективної конструктивної схеми порівняно з традиційним колесом рейкових транспортних засобів. Під перспективною конструктивною схемою (ПКС) колеса розуміється така схема, яка дозволяє незалежне обертання поверхні кочення колеса та гребеня навколо їх спільної осі. Встановлено, що умови реалізації початку процесу сходу колеса з рейки при вкочуванні гребеня практично ідентичні для коліс обох конструктивних схем. В той же час, вкочування на головку рейки з відривом поверхні кочення колеса від головки рейки при кутах набігання колеса ПКС більше 0,1 градусів стає практично неможливим, оскільки під впливом системи прикладених силових чинників його гребінь прагне обернутися в протилежну коченню колеса сторону.

Ключові слова: *рейковий екіпаж, колесо, перспективна конструктивна схема, коефіцієнт тертя, гребеневий контакт, направляючі зусилля, стійкість, вкочування, безпека.*

Mikhaylov E.V., Semenov S.O., Polupan E.V. Estimation safety of motion on the derailment wheel of perspective structural scheme.

In the article the questions estimation safety of motion are considered on rolling into on the head of rail flanges wheel of perspective structural scheme by comparison to the traditional wheel of railway transport vehicles. Under the perspective structural scheme (PSC) of wheel such is understood, which allows the independent rotation surface rolling of wheel and flange about their general axis. It is set that terms of realization beginning of process tails of wheel from a rail at rolling into flanges are practically identical for the wheels of both structural schemes. At the same time, rolling into on the head of rail with tearing away surface rolling of wheel from the railhead at the corners running-on of wheel PSC more than 0,1 degrees become impossible practically, because under act the system of attached power factors his comb aims to turn in opposite wobbling of wheel side.

Keywords: *railway vehicle, wheel, perspective structural scheme, coefficient of friction, comb contact, directing effort, stability, rolling into, safety.*

Михайлов Є.В. – к.т.н., доцент кафедри «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» СНУ ім. В. Даля, e-mail: evgmi@yandex.ua.

Семенов С.О. – ст.викладач кафедри «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» СНУ ім. В. Даля, e-mail: semen_opugt@mail.ru

Полупан Є.В. – к.т.н., доцент кафедри "Залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин" СНУ ім.В.Даля, e-mail: iiscienceii@gmail.com

Рецензент: д.т.н., проф. ***Марченко Д.М.***

Стаття подана 12.03.2017