

УДК 629.4.077-592-52

DOI: 10.12737/24902

Е.В. Сливинский, Т.Е. Митина

## ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ И ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Представлены материалы, касающиеся разработки перспективных конструкций ходовых частей для двухосных тележек грузовых и пассажирских вагонов.

**Ключевые слова:** устойчивость движения, вагон, колёсная пара, ходовые части, тела качения.

E.V. Slivinsky, T.E. Mitina

### MOTION STABILITY INCREASE IN FRIGHT CARS AND PASSENGER CARS

It is well known that the most significant moment in motion smoothness increase of freight and passenger train is a motion stability of running gears in a rolling stock. The promising designs of car running gears are developed in Bunin State University of Yelets at the level of inventions and a set of computations on

the substantiation of rational parameters of such structures allowing not only the increase of car motion smoothness, but also the creation of conditions for car serviceability.

**Key words:** motion stability, car, wheel pair, running gear, rolling bodies.

#### Введение

Известно, что пассажирские и грузовые вагоны, двигаясь по прямым участкам пути, в действительности описывают не прямолинейную, а сложную волнообразную траекторию, так как наряду с движением вдоль пути они совершают угловые повороты относительно вертикальной оси и одновременно перемещаются поперёк пути [1; 2]. В процессе такого извилистого движения в вагонах возникают большие по величине силы инерции, создающие значительные боковые силы давления гребней колёс на рельсы, что приводит к снижению надёжности последних и возникновению аварийных ситуаций. В практике проектирования железнодорожного подвижного состава известны два основных пути снижения интенсивности извилистого движения колёсных пар. Первый путь заключается в установлении оптимальной конич-

ности профиля качения колёс, а второй – в уменьшении ширины колеи [1].

В первом случае движение колёсной пары с одинаковыми колёсами, жёстко насаженными на ось, вращающимися с одинаковой угловой скоростью, рассматривается без проскальзывания колёс по головкам рельсов. При этом определяют длину волны извилистого движения  $L$  и рациональную коничность колёс (рис. 1).

Для этого используют дифференциальное уравнение второго порядка вида

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{n}{sr_c} y = 0,$$

где  $n$  – коничность обода колеса;  $2s$  – ширина колеи;  $y$  – смещение колёс относительно головок рельсов.

Интеграл этого линейного однородного уравнения с постоянными коэффициентами имеет вид

$$y = A \sin \omega t + B \cos \omega t, \text{ где } \omega = \sqrt{\frac{n}{sr_c}}.$$

Полагая, при  $t = 0$ , что  $y = y_0$  и  $\dot{y} = 0$ , получим  $y = y_0 \cos \omega t$ , где  $y_0$  – наибольшее отклонение центра колёсной пары от продольной оси симметрии пути. Следовательно, колёсная пара с коническими бандажами на идеально прямом участке пути

катится по синусоидальной траектории. Исходя из этого, можно определить длину волны извилистого движения  $L$  по формуле

$$L = 2\pi \sqrt{\frac{sr_c}{n}}.$$

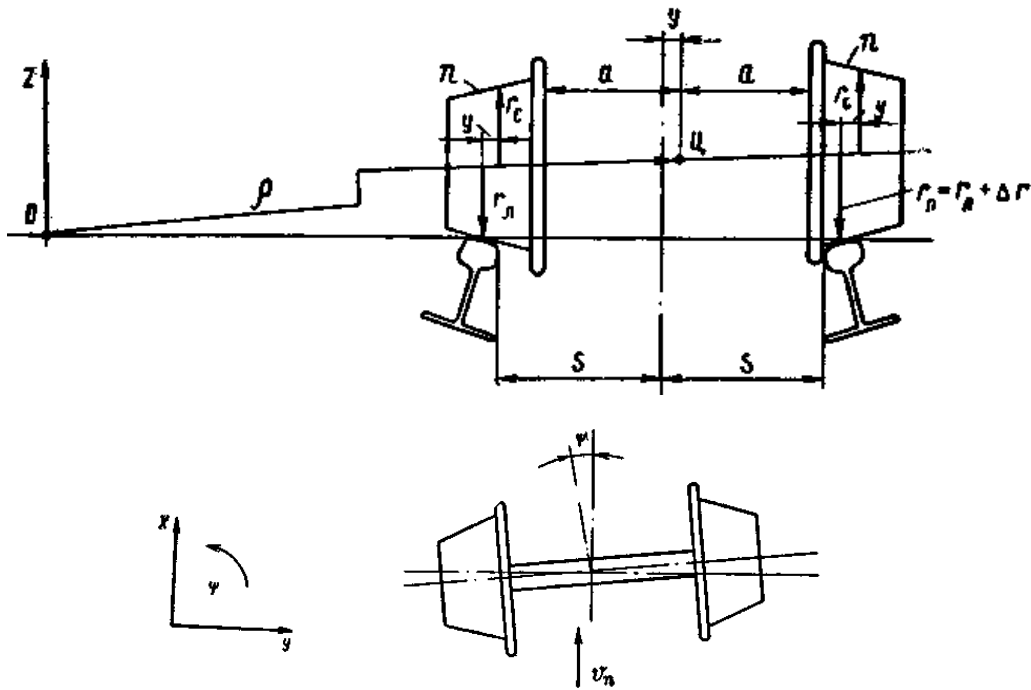


Рис. 1. Расчётная схема колёсной пары

В то же время в процессе движения колёсной пары к гребням колёс приложены силы инерции, которые создают дополнительное поперечное воздействие на головки рельсов. Такая сила может быть вычислена по зависимости  $H_{ц} = \frac{mV^2}{\rho}$ , где  $\rho$  – радиус кривизны траектории центра Ц колёсной пары. Но так как  $\rho = \frac{sr_c}{n_y}$ , то для уменьшения сил инерции лучше всего уменьшить коничность колёс, которая, например, для ВСНТ рекомендована в пределах 0,025 или 0,01 [1].

Однако практика эксплуатации ВСНТ показывает, что заданное значение

коничности колёс поддержать в указанных пределах достаточно сложно из-за износа поверхности катания колёс, а придание им ранее заданной коничности по мере износа требует проведения дорогостоящих ремонтно-восстановительных работ. Поэтому, на наш взгляд, более перспективным направлением является уменьшение ширины колеи, и в частности создание технических решений, позволяющих полностью исключить зазоры между гребнями колёс и головками рельсов, одновременно снизив их износ в месте контакта друг с другом.

### Описание перспективных конструкций колёсных пар и расчёт их конструктивных параметров

С учетом изложенного на кафедре прикладной механики и инженерной графики ЕГУ им. И.А.Бунина в течение ряда лет проводилась НИР по заказу Елецкого отделения Юго-Восточной железной дороги (филиала ОАО «РЖД») на тему «Разработка практических рекомендаций по повышению надёжности, технико-экономических, технологических и эксплуатационных показателей при эксплуа-

тации и ремонте подвижного состава и другого оборудования, используемого на Юго-Восточной железной дороге». По одному из её разделов, посвященному повышению устойчивости движения подвижного состава, проведено исследование, позволившее разработать на уровне изобретений (RU2400373 и SU1020259) технические решения, направленные на снижение

извилистого движения колёсных пар рель-

совых транспортных средств.

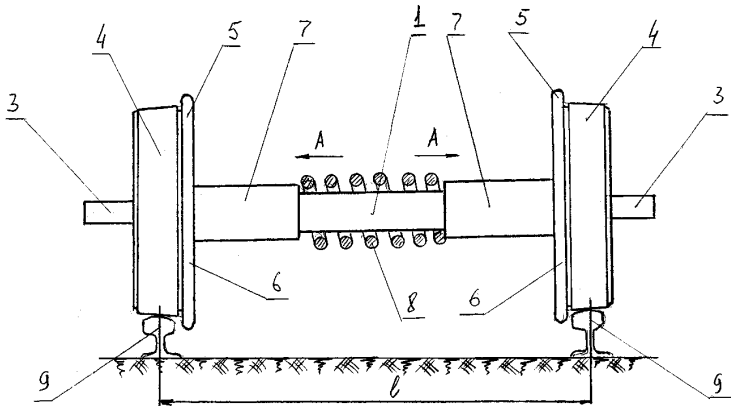


Рис. 2. Общий вид колёсной пары (RU2400373)

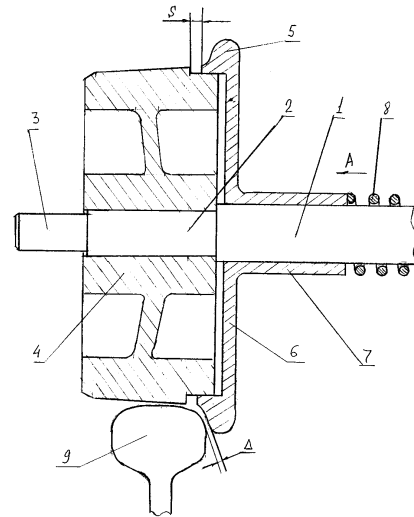


Рис. 3. Вид колеса (RU2400373)

На рис. 2 показан общий вид колёсной пары, а на рис. 3 - укрупнённый вид одного из её колёс (RU2400373).

Колёсная пара вагона состоит из оси 1 с подступичной частью 2 и шейкой 3. На оси 1 жестко закреплено цельнокатаное колесо 4, к которому примыкает гребень 5, выполненный на круговых поверхностях дисков 6, жестко присоединённых к втулкам 7, подвижно установленным на оси 1. Втулки 7 подпружинены относительно друг друга пружиной сжатия 8. Цельнокатаное колесо 4 расположено на рельсах 9.

Работает колёсная пара следующим образом. При взаимодействии колёсной пары с рельсами 9, образующими колею шириной  $l$  (рис. 2), соответствующую, например, принятому в нашей стране стандарту 1520 мм с допуском  $\pm 4$  мм, гребни 5 находятся в контакте с головками рельсов 9. При этом зазор  $\Delta$  (рис. 3) равен нулю, а зазор  $S$ , образованный гребнем 5 и цельнокатаным колесом 4, на практике может составлять порядка 20 мм. Указанные зазоры обусловлены тем, что между втулками 7, жестко присоединёнными к дискам 6 с гребнями 5, установлена предварительно сжатая пружина сжатия 8, которая удерживает данные детали, действуя на них по стрелкам А. При движении вагона по перегонам или станционным путям возможно изменение ширины колеи  $l$  в сторону уширения или сужения. Тогда в первом

случае появится зазор  $\Delta$ , который тут же будет ликвидирован за счет того, что пружина сжатия 8 переместит втулку 7 по оси 1 также в направлении стрелки А. Если же произойдет сужение рельсовой колеи, т.е. уменьшение размера  $l$ , то под действием реакции рельса гребень 5 совместно с диском 6 и втулкой 7 переместится в направлении, противоположном стрелке А, сжав при этом пружину сжатия 8. Указанные перемещения гребней 5 как левого, так и правого цельнокатаных колес 4 будут постоянно обеспечивать величину зазора  $\Delta$ , равную нулю, т.е. в любом случае они будут контактировать с головками рельсов 9, исключая тем самым сход вагона с рельсов и обеспечивая при этом плавность его хода в процессе движения с различными скоростями.

Анализ предложенной конструкции колёсной пары показывает, что важным её конструкционным элементом является пружина сжатия. Поэтому необходимо определить в первую очередь геометрические характеристики пружины сжатия, установленной в пространстве между колёсами, а также провести анализ внутренних силовых факторов в поперечных сечениях её витков и напряжённого состояния последних. Анализ конструкции показывает, что она нагружена не только силами  $P$ , направленными по оси  $y$ , но и парами моментов  $M$ , действующими в торцевых

плоскостях, перпендикулярных оси  $y$  (рис. 4). Силу  $P$ , сжимающую пружину, и пару моментов  $M$ , закручивающую её по ходу навивки, увеличивающую кривизну витка, будем считать положительными. Воспользуемся методом сечений. Приложим в выбранном сечении  $A$  нагруженной пружины внутренние силы и рассмотрим условия равновесия части пружины  $OA$ . Используем систему координат  $xuz$  в точке  $A$  оси витков, при этом считаем, что ось  $x$  совпадает с внешней нормалью поперечного се-

$$M_x = \mathfrak{M} \sin \alpha + \frac{PD}{2} \cos \alpha$$

Оба момента считаются положительными, когда они вращают систему координат относительно горизонтальной оси  $x$  и вертикальной оси  $y$  соответственно. При этом если  $M_y > 0$ , то кривизна витков увеличивается.

Рассмотрим возможность использования предложенной конструкции, например, в тележке пассажирского купейного вагона марки 61-4179 длиной 24,55 м с собственной массой 56,7 т, скоростью движения 160 км/ч и плавностью хода 3,1. Ось колёсной пары такой тележки в средней части её пролёта снабжена пружиной сжатия с внутренним диаметром  $D_B = 165$  мм, длиной  $l = 500$  мм, усилием при сжатии  $P_c = 70$  кН, наружным диаметром  $D_H = 217$  мм и диаметром сечения витка  $d = 42$  мм. Численные значения перечисленных параметров и используемые зависимости

$$\sigma_y = k_{yP} \frac{32PD}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = k_{xP} \frac{32PD}{\pi d^3}$$

$$\tau_x = \tau_y = k_P \frac{16PD}{\pi d^3}$$

Для расчёта таких напряжений примем среднее значение усилия  $P = 70,0$  кН, полученное для пружин с  $D_B = 165$  мм и  $D_H = 217$  мм, работающих в режиме сжатия, при значениях коэффициентов  $k_{xP} = 0,087$ ,  $k_{yP} = 0,004$ ,  $k_P = 0,134$ , зависящих

от угла подъёма витков, индекса пружин и коэффициента Пуассона  $\mu = 0,3$ . Результаты расчётов показали, что напряжения, возникающие в сечениях витков пружины под воздействием закручивающего момента  $\mathfrak{M}$ , не

$$M_y = \mathfrak{M} \cos \alpha - \frac{PD}{2} \sin \alpha \quad (1)$$

(1) позволили построить графики распределения  $M_x$  и  $M_y$  в зависимости от динамического нагружения колеса вагона при его движении.

Известно, что витки цилиндрических пружин, работающих одновременно на кручение, изгиб и растяжение-сжатие, имеют значительную кривизну. Такое сложное нагружение оказывает существенное влияние на закон распределения внутренних сил в поперечных сечениях витков, а также приводит к значительному повышению напряжений, достигающему 40% и более в точках винтового бруса, ближайших к оси пружины, по сравнению с напряжениями, определяемыми по известным зависимостям [1]. Это обстоятельство позволяет использовать следующие формулы, полученные с помощью методов теории упругости Н.А. Чернышевым [4]:

$$\sigma_x = k_{xm} \frac{32\mathfrak{M}}{\pi d^3},$$

$$\sigma_y = k_{ym} \frac{32\mathfrak{M}}{\pi d^3},$$

$$\tau_x = \tau_y = k_m \frac{16\mathfrak{M}}{\pi d^3}.$$

от угла подъёма витков, индекса пружин и коэффициента Пуассона  $\mu = 0,3$ . Результаты расчётов показали, что напряжения, возникающие в сечениях витков пружины под воздействием закручивающего момента  $\mathfrak{M}$ , не

превышают величин  $\sigma_x = -85,6$  МПа,  $\sigma_y = -0,6$  МПа,  $\tau_x = 18,4$  МПа, рассчитанных при коэффициентах  $k_{xm} = -0,204$ ,  $k_{ym} = -0,003$  и  $k_m = 0,117$ . Видно, что они ниже допускаемых значений, которые соответственно равны  $[\sigma] = 120$  МПа и  $[\tau] = 80$  МПа. Следовательно, условие прочности выполнено.

Другое техническое решение (SU1020259) представляет собой колёсную пару, на оси 1 которой напрессован колесный центр 2 с бандажом 3 (рис. 4). В последнем выполнен кольцевой паз 4, и на его вертикальных поверхностях сделаны полусферические концентрические выточки 5 и 6, совпадающие с соответствующими цилиндрическими отверстиями 7 и 8, находящимися в

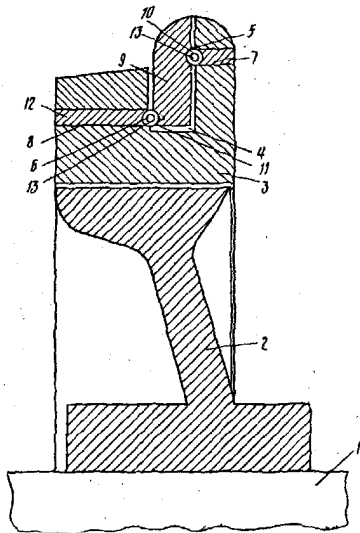


Рис. 4. Вид колеса (SU1020259)

Таким образом, полукольца 9 получают возможность вращаться относительно бандажа 3, будучи одновременно зафиксированы от радиальных перемещений относительно бандажа.

При работе вагона при извилистом движении колёсных пар и в кривых малого радиуса силы трения, возникающие между гребнем бандажа и головкой рельса, проворачивают полукольца 9 и тем самым снижают их износ.

Для определения геометрических и прочностных характеристик предложенной

бандаже 3. В пазу 4 размещены два полукольца 9, также снабжённые полусферическими концентрическими выточками 10 и 11. В отверстия 7 и 8 вставлены заглушки 12, а между выточками 5 и 10, а также 6 и 11 расположены подвижно тела качения 13.

Собирается колёсная пара следующим образом. На торцевую и донную части кольцевого паза 4 наносится слой консистентной смазки. Затем в паз вводятся два полукольца 9, причем их геометрические размеры должны обеспечивать со стенками паза скользящую посадку. Затем в отверстия 7 и 8 вводятся тела качения 13, фиксируемые относительно бандажа заглушками 12

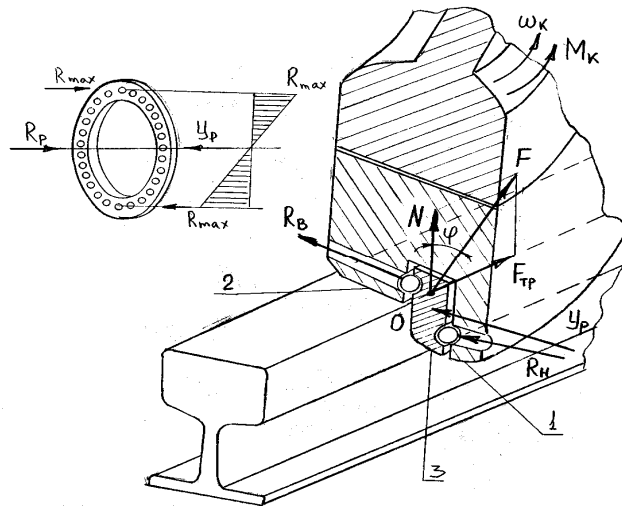


Рис. 5. Расчётная модель

конструкции колеса разработана расчётная схема и математическая модель (рис. 5), позволившая на первом этапе проектирования обосновать работоспособность колеса. Так, расчёты показали, что при использовании такого колеса в конструкции вышеуказанного пассажирского купейного вагона марки 61-4179 и следующих исходных данных: сила, действующая на одно тело качения,  $P_1 = P'/3 = 2,75/3 = 0,617$  кН; модуль упругости материала  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа; диаметр тела качения  $d = 1,2$  см; радиус поверхности под тело качения, выполненный на

полукольцах,  $r = 0,95$  см, диаметр полуколец, состыкованных по поверхности катания тел качения,  $D = 93,0$  см и коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$  контактные напряжения оказались равными 2135 МПа, что ниже допускаемого значения 4000 МПа.

Проведённые расчёты, выполненные по методике, изложенной в работе [3], позволили (применительно к колёсной

паре вышеуказанного пассажирского купейного вагона) обосновать геометрические размеры предложенного устройства, выбрать в качестве материала сталь ШХ15 и рассчитать рациональный диаметр тел качения, равный 12 мм, которые и обеспечат заданную работоспособность и прочность элементной базы предложенного технического решения.

### Заключение

Результаты исследования переданы руководствам Управления ЮВЖД и Елецкого участка Белгородского отделения ЮВЖД, а также рекомендуются для широкого изучения и анализа с целью возможного внедрения как отечественным,

так и зарубежным научно-исследовательским и производственным структурам, проектирующим, выпускающим и эксплуатирующим промышленный железнодорожный подвижной состав.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Динамика вагона / С.В.Вершинский, В.Н.Данилов, И.И.Челноков. - М.: Транспорт, 1972. - 304 с.
2. Технический справочник железнодорожника. Т. 6. Подвижной состав / под ред. Е.Ф.Рудой. - М.: Трансжелдориздат, 1952. - 955 с.
3. Сливинский, Е.В. К повышению долговечности гребней колёс карьерных локомотивов /

Е.В.Сливинский, Т.Е.Митина // Системы управления, технические системы: пути и методы исследования: материалы межвуз. науч.-практ. конф. - Елец: ЕГУ им. И.А.Бунина, 2012. - Вып. 4. - 258 с.

4. Пономарев, С.Д. Расчёт упругих элементов машин и приборов/ С.Д.Пономарев, Л.Е.Андреева. - М.: Машиностроение, 1980. - 326 с.

1. *Car Dynamics* / S.V.Vershinsky, V.N.Danilov, I.I.Chelnokov. - М.: Transport, 1972. – pp. 304.
2. *Engineering Reference Book of Railway Worker. Vol. 6. Rolling Stock* / under the editorship of E.F.Rudoy. - М.: Transzheldorizdat, 1952. – pp. 955.
3. Slivinsky, E.V. To life increase of wheel flanges in pit locomotives / E.V.Slivinsky, T.E.Mitina // *Systems of Control, Engineering Systems: Ways and*

*Methods of Investigations: Proceedings (Transactions) of the Inter-College Scientific-Practical Conf.* - Yelets: Bunin SU of Yelets, 2012. - Issue. 4. – pp. 258.

4. Ponomaryov, S.D. *Computation of Elastic Elements of Machines and Devices*/ S.D.Ponomaryov, L.E.Andreeva. - М.: Mechanical Engineering, 1980. – pp. 326.

*Статья поступила в редколлегию 23.06.2016.  
Рецензент: к.т.н., доцент ЕГУ им. И.А. Бунина  
Елецких С.В.*

### Сведения об авторах:

**Сливинский Евгений Васильевич**, д.т.н., профессор кафедры механики и технологических процессов Елецкого государственного университета им. И.А.Бунина, e-mail: [evgeni\\_sl@mailo.ru](mailto:evgeni_sl@mailo.ru).

**Митина Татьяна Евгеньевна**, соискатель Елецкого государственного университета им. И.А.Бунина, e-mail: [tatiana\\_mitina@mail.ru](mailto:tatiana_mitina@mail.ru).

**Slivinsky Evgeny Vasilievich**, D. Eng., Prof. of the Dep. "Mechanics and Technological Processes" of Bunin State University of Yelets, e-mail: [evgeni\\_sl@mailo.ru](mailto:evgeni_sl@mailo.ru).

**Mitina Tatiana Evgenievna**, Applicant of Bunin State University of Yelets, e-mail: [tatiana\\_mitina@mail.ru](mailto:tatiana_mitina@mail.ru).