

1. Выражения для определения угла поворота редуктора с вертикальной тягой от вертикальных перемещений рамы тележки и колесной пары:

$$\varphi_{Z_T}^B = -\frac{a_{hZ}}{H} Z_T; \quad \varphi_{Z_K}^B = \frac{a_{hZ}}{H} Z_K;$$

2. Скорость и ускорение вращательного перемещения редуктора, вызванные вертикальными перемещениями рамы тележки и колесной пары, определяются по выражениям

$$\dot{\varphi}_{Z_T}^B = -\frac{a_{hZ}}{H} \dot{Z}_T; \quad \ddot{\varphi}_{Z_T}^B = -\frac{a_{hZ}}{H} \ddot{Z}_T;$$

$$\dot{\varphi}_{Z_K}^B = \frac{a_{hZ}}{H} \dot{Z}_K; \quad \ddot{\varphi}_{Z_K}^B = \frac{a_{hZ}}{H} \ddot{Z}_K;$$

3. Суммарный угол поворота редуктора, вызванный одновременными вертикальными перемещениями рамы тележки и колесной парой, определяется по формуле

$$\varphi_Z^B = \frac{a_{hZ}}{H} (Z_K - Z_T); \quad (14)$$

4. Скорость и ускорение вращательного перемещения редуктора определяется как первая и вторая производная от выражения (14) по времени.

### Библиографический список

1. Бирюков И. В. Динамика и прочность привода / И. В. Бирюков // Сб. науч. тр. МИИТ. – 1960. – Вып. 121.
2. Палкин А. П. Дизельные поезда. Устройство, эксплуатация, ремонт и устранение неисправностей / А. П. Палкин, Б. М. Лернер и др. – М. : Транспорт, 1970. – 310 с.
3. Шацилло А. А. Тяговый привод электроподвижного состава / А. А. Шацилло. – М. : МПС, 1961.

УДК 625.032.32

**А. М. Орлова, А. А. Воробьев, А. В. Саидова**

Петербургский государственный университет путей сообщения  
Императора Александра I

**Д. Е. Керенцев**

АО «Выксунский металлургический завод»

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНТАКТА КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОЛУВАГОНА

Представлены результаты расчетов параметров контактного взаимодействия колес грузового вагона с рельсами Р65 (темпа износа колес, площадей пятен контакта колес с рельсами, мощностей сил трения в пятнах контакта) для различных эксплуатационных условий на сети дорог ОАО «РЖД». Группы эксплуатационных условий выбраны на основе методики ранжирования характеристик главных путей дорог в плане и профиле. Установлены количественные значения параметров контактного взаимодействия, произведен их сравнительный анализ для рассматриваемых условий.

Грузовой вагон, контакт колесо – рельс, площадь пятна контакта, износ колеса, мощность сил трения.

Изнашивание и образование выщербин в системе колесо – рельс – сложные процессы, зависящие от множества факторов, связанных с экипажем, путем и с условиями их взаимодействия. Ученые исследуют эти процессы давно, однако задача оценки ресурса колес остается актуальной. Натурные испытания на колесах и рельсах требуют существенных затрат и носят долговременный характер. В связи с этим исследование процессов взаимодействия колес и рельсами может быть проведено с помощью машин трения, позволяющих моделировать процессы износа для различных видов стали. Однако для подобных испытаний необходимо знать основные параметры контактного взаимодействия экипажа с путем.

Целью данной работы являлась постановка натурального эксперимента по определению параметров изнашивания и выщербинообразования колесной стали для дальнейшей оценки ресурса колеса. В статье рассмотрено решение первой задачи – определение параметров контакта колес вагона с рельсами (размера пятна контакта, сил крипа, мощностей сил трения и псевдоскольжения, износа колеса) и ранжирование по различным условиям эксплуатации экипажа на российских железных дорогах.

В качестве объекта исследования выбран универсальный грузовой полувагон, установленный на традиционные тележки модели 18–100 с колесами по ГОСТ 10791 [2], с расчетной статической осевой нагрузкой 23,5 тс. Репрезентативные участки пути, характерные для региональных подразделений сети ОАО «РЖД», выбирали на основе анализа статистических данных основных параметров по главным путям дорог РФ. Параметры контактного взаимодействия колес с рельсами определяли в программном комплексе Medyna [12].

### **Анализ влияния ширины колеи, уширений в кривых и возвышений наружных рельсов на показатели износов гребней колес**

Необходимо определить факторы, которые в наибольшей степени влияют на показатели,

оценивающие интенсивность износа. Это поможет в дальнейшем совершенствовать систему экипаж – путь за счет корректировки и управления допустимыми уровнями этих факторов. Для работ, выполненных ранее по этой тематике, характерен подход к выбору наиболее значимых параметров, основанный на опыте и интуиции.

Аналитический обзор данных [4, 8, 10] по износу колесных пар в зависимости от ширины колеи, радиуса кривой, подуклонки рельса и непогашенного ускорения показал, что:

- увеличение ширины колеи приводит к уменьшению удельной работы сил трения и интенсивности изнашивания в контакте колесо – рельс. Сужение ширины колеи на 4 мм (с 1524 до 1520 мм) приводит к увеличению удельной работы сил трения между колесами и рельсами экипажа на 3–10% в зависимости от радиуса кривых. А во всем исследованном диапазоне ширины колеи (1510–1550 мм) суммарная удельная работа сил трения может различаться до 3 раз (при радиусе кривой 650 м);

- в кривых радиусом 350 м при движении со скоростью, близкой к равновесной, характеристики изнашивания и удельная работа трения между колесами и рельсами для груженых вагонов уменьшаются: в диапазоне ширины колеи 1520–1530 мм – на 22%, при увеличении ширины колеи свыше 1530 до 1545 мм – дополнительно на 20–30%;

- в прямых участках пути с увеличением ширины колеи в диапазоне с 1510 до 1540 мм удельная работа сил трения меняется незначительно. Однако в диапазоне 1520–1530 мм имеет место ее минимум. Влияние ширины колеи на интенсивность износа поверхности катания и гребней колес в большой мере зависит от склонности экипажа к вилянию и от степени износа колес;

- увеличение подуклонки вызывает увеличение удельной работы сил трения и интенсивности износа в паре колесо – рельс в основном в период приработки, так как меняются условия контакта: увеличиваются контактные давления и относительные проскальзывания;

• возвышение наружного рельса оказывает определенное влияние на износ колесных пар и рельсов. Механизм этого влияния определяется обратнопропорциональной взаимосвязью величин возвышения и непогашенного ускорения при постоянной скорости подвижного состава, при снижении непогашенного ускорения на  $0,3 \text{ м/с}^2$ , что допускается нормативными документами, интенсивность износа снижается на 7–9%.

### Выбор репрезентативных маршрутов движения, характерных для ресурса колес

В работах [1, 13] предложена методика совместного моделирования износа профилей колеса и рельса, учитывающая статистическое многообразие факторов, влияющих на результаты расчетов. В связи с тем, что любой фраг-

мент железнодорожной сети, принимаемый за объект моделирования, имеет прямые, переходные и кривые участки пути различного радиуса, а эксплуатируемый на этом участке подвижной состав, как правило, различен по типу и техническому состоянию, процесс износа профилей колес и рельсов целесообразно рассматривать как частично детерминированный. Величину износа профиля колеса и рельса, таким образом, целесообразно определять, используя методы вероятностного моделирования. Таким образом, из всей сети железных дорог были выделены репрезентативные маршруты, имеющие тяжелые, нормальные и благоприятные условия с точки зрения реализации ресурса колеса (табл. 1).

Для выбора репрезентативных участков пути на основе анализа статистических данных о характеристиках главных путей в плане и профиле использовалась методика их ранжирования по каждому из следующих фак-

ТАБЛИЦА 1. Параметры репрезентативных маршрутов

Радиус кривых, м	Принятый для расчетов радиус, м	Протяженность, км	Длина круговой кривой, м	Длина переходной первой, м	Возвышение наружного рельса в кривой, мм	Скорость движения экипажа, м/с (км/ч)
Тяжелые условия эксплуатации						
Менее 400	323	240	237	80	100	20,83 (75)
400–700	548	600	298	44	82	25,00 (90)
700–1000	828	184	271	41	57	25,00 (90)
Более 1000	1604	381	245	32	27	25,00 (90)
Нормальные условия эксплуатации						
Менее 400	310	151	199	80	78	19,20 (69)
400–700	598	711	284	36	75	25,00 (90)
700–1000	842	314	251	33	59	25,00 (90)
Более 1000	1913	784	282	27	35	25,00 (90)
Благоприятные условия эксплуатации						
Менее 400	335	32	189	80	15	16,39 (75)
400–700	580	403	331	45	77	25,00 (90)
700–1000	838	167	295	42	57	25,00 (90)
Более 1000	1663	507	297	35	29	25,00 (90)

торов, влияющих на интенсивность износа и напрямую связанных с параметрами пути:

- доля кривых малого радиуса (менее 400 м);
- доля кривых среднего радиуса (от 400 м до 700 м);
- доля кривых большого радиуса (более 700 м);
- средняя длина обоих переходных кривых;
- суммарная доля кривых малого и среднего радиуса с возвышением менее 40 мм;
- доля уклонов;
- средняя крутизна уклонов.

Таким образом, например, к тяжелым условиям эксплуатации были отнесены маршруты, имеющие в совокупности участки с минимальным радиусом кривых, максимальной протяженностью и возвышение наружного рельса.

Скорость движения экипажа в кривых рассчитывалась исходя из величины допустимого непогашенного ускорения  $0,7 \text{ м/с}^2$  и принималась не более указанной для грузовых вагонов в табл. 84 [6].

### Математическая модель вагона и износа в контакте колеса с рельсом

Движение груженого полувагона на тележках модели 18–100 смоделировано в программном комплексе Medyna с использованием математической модели, подобной описанной в [5, 9]. Расчетная схема вагона содержит 23 твердых тела: кузов, две надрессорные балки, четыре боковые рамы, четыре колесные пары, четыре участка пути и восемь участков рельсов (рис. 1).

Геометрические и инерционные характеристики вагона приведены в табл. 2, 3.

Вычисление износа в модели основывается на теории абразивного износа (теория Арчарда, [11]). Масса изношенного материала пропорциональна работе сил трения в контакте ( $A$ ), причем различаются фазы слабого и сильного износа, для каждой из которых установ-

ливается свой коэффициент пропорциональности ( $k_v$ ):

$$I = k_v \cdot A. \quad (1)$$

Переход от сильного износа к слабому учитывается через отношение мощности сил трения в пятне контакта к его площади.

Для расчета износа колес грузового вагона использовали следующие параметры [9]:

- коэффициент износа  $2,2 \cdot 10^{-6} \text{ г/Н}\cdot\text{м}$  для стадии сильного износа;
- коэффициент износа  $1,4 \cdot 10^{-6} \text{ г/Н}\cdot\text{м}$  для стадии слабого износа;
- отношение мощности сил трения в пятне контакта колеса с рельсом к его площади, соответствующее переходу от слабого износа к сильному,  $7 \text{ МВт/м}^2$ ;
- коэффициент трения на поверхности катания колеса  $0,25$ ;
- коэффициент трения на гребне колеса  $0,28$ .

### Результаты расчета параметров контактного взаимодействия колеса с рельсом

Расчет параметров контактного взаимодействия вагона с путем производили в соответствии с указанными в табл. 1 условиями при движении вагона по рельсам Р65 с неровностями согласно РД 32.68-96 [7]. Для учета прохода вагоном одновременно левой и правой кривых для левого и правого колес каждой колесной пары задавалась идентичность.

Износ профиля колеса для поверхности катания оценивался на расстоянии 70 мм от грани обода, для гребня колеса – на высоте 18 мм от его вершины. На рис. 2 представлен пример полученного изношенного профиля колеса первой по ходу движения колесной пары при проходе вагоном 26 тыс. км в тяжелых условиях в кривых радиусом менее 400 м.

Три вида условий эксплуатации (тяжелые, нормальные и благоприятные) сравнивали между собой по показателю приведенного

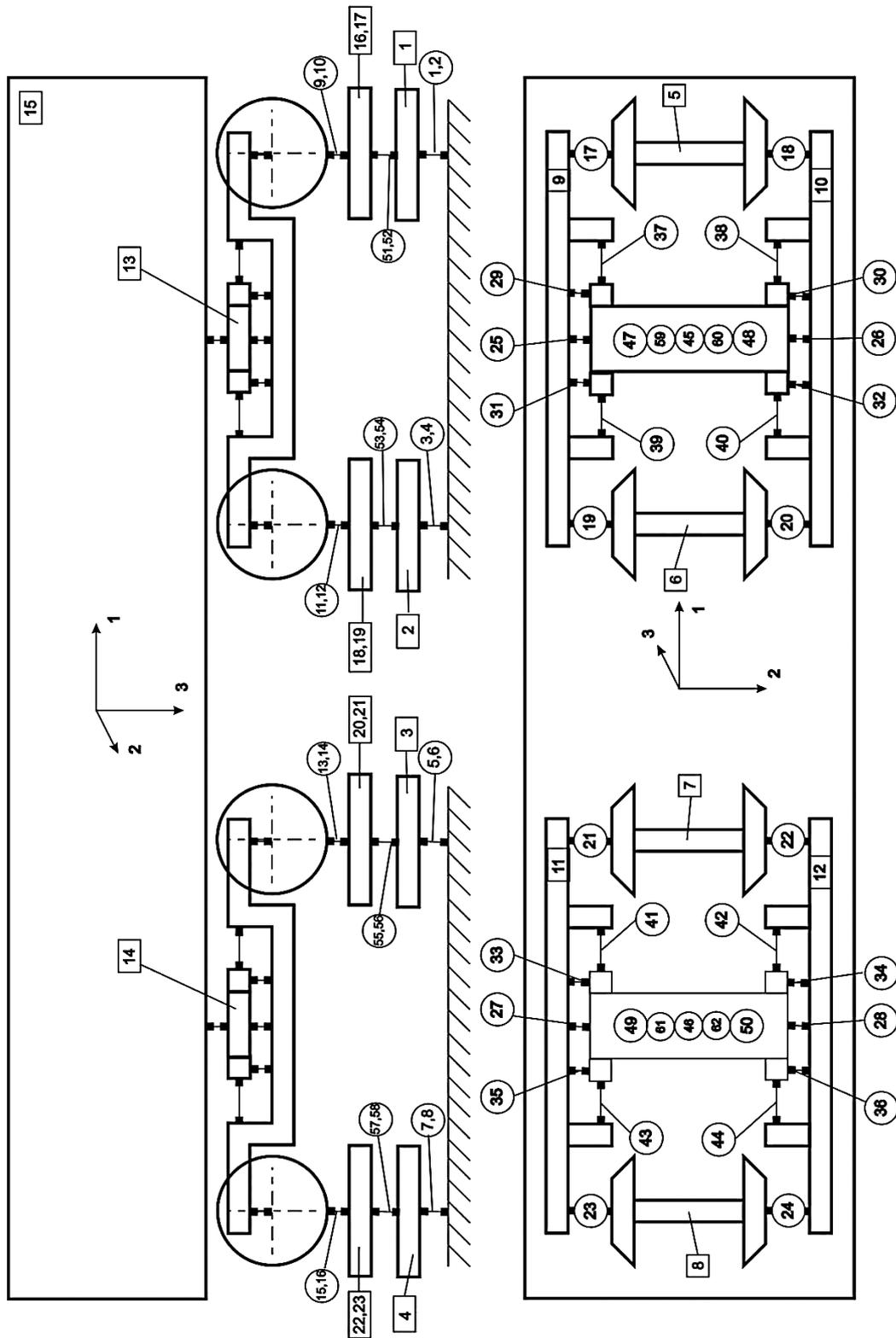


Рис. 1. Расчетная схема вагона; в прямоугольниках – номера тел, в кружках – номера связей

ТАБЛИЦА 2. Геометрические характеристики вагона

Параметр	Величина
База вагона, м	8,650
База тележки, м	1,850
Поперечное расстояние между центрами рессорных комплектов, м	2,036
Высота центра масс кузова груженого вагона над УГР, м	2,350
Высота центра масс боковой рамы тележки над УГР, м	0,475
Высота центра масс надрессорной балки тележки над УГР, м	0,475
Диаметр колес по кругу катания, м	0,950

ТАБЛИЦА 3. Инерционные характеристики вагонов

Элемент вагона	Масса, кг	Главный центральный момент инерции, кг·м <sup>2</sup> , для оси		
		продольной	поперечной	вертикальной
Кузов груженный	84400	11 279 524	1 279 033	1 293 439
Боковая рама*	584	16	195	180
Надрессорная балка**	682	370	9	373
Колесная пара	1475	1300	170	1300

Примечания. \* – учитывается 2/3 веса рессорного комплекта. \*\* – учитывается 1/3 веса рессорного комплекта.

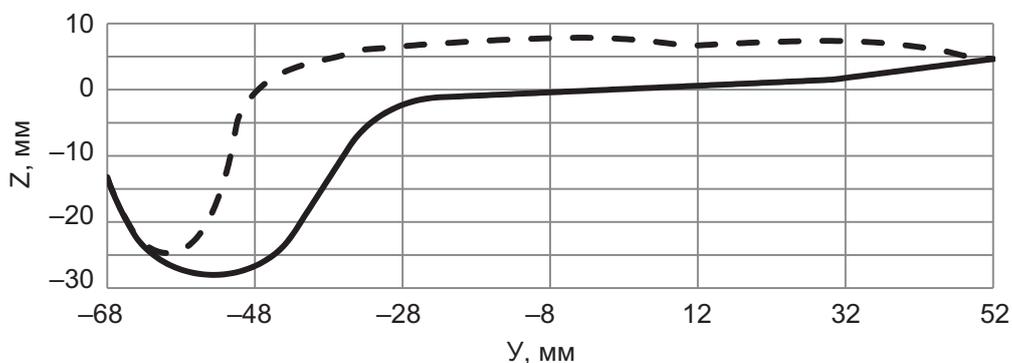


Рис. 2. Изношенный профиль обода колеса (пунктирная линия) в сравнении с новым по ГОСТ 10791 (сплошная линия)

темпа износа колес (отдельно для гребней и поверхностей катания), учитывающего протяженность кривых различных радиусов в общей длине каждого маршрута:

$$P^{\text{прив}} = \sum \frac{P_i \cdot L_i}{L}, \quad (2)$$

где  $P_i$  – темп износа гребня/поверхности катания колеса, мм/10 тыс. км, при движении вагона в кривой  $i$ -го радиуса;  $L_i$  – протяженность участка пути с кривой  $i$ -го радиуса, км;  $L$  – общая протяженность маршрута, км.

На рис. 3, 4 представлены результаты расчетов приведенного темпа износа поверхно-

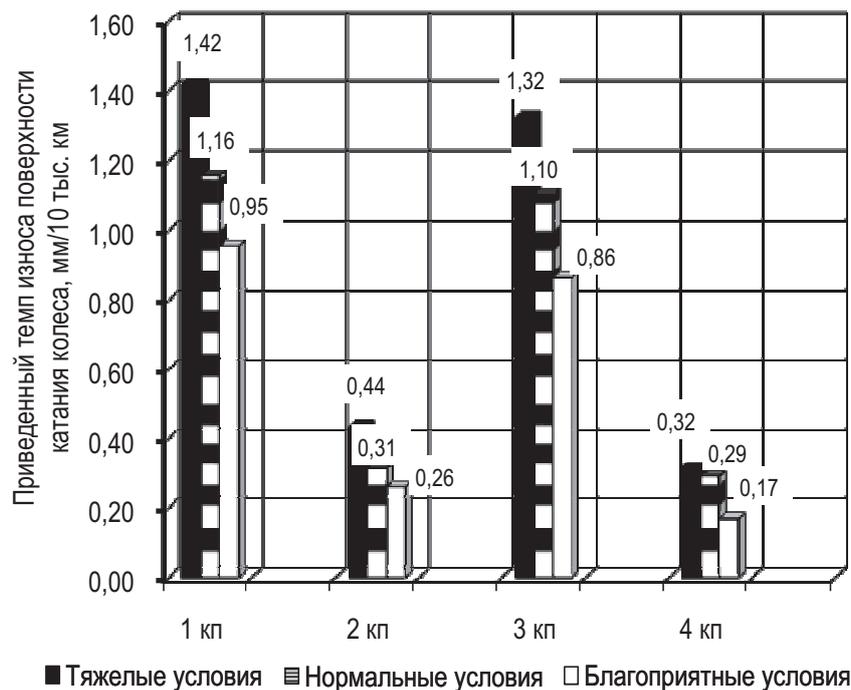


Рис. 3. Диаграмма приведенного темпа износа поверхностей катания колес вагона в зависимости от условий эксплуатации. Здесь и далее «кп» – колесная пара, номера колесных пар по ходу движения вагона

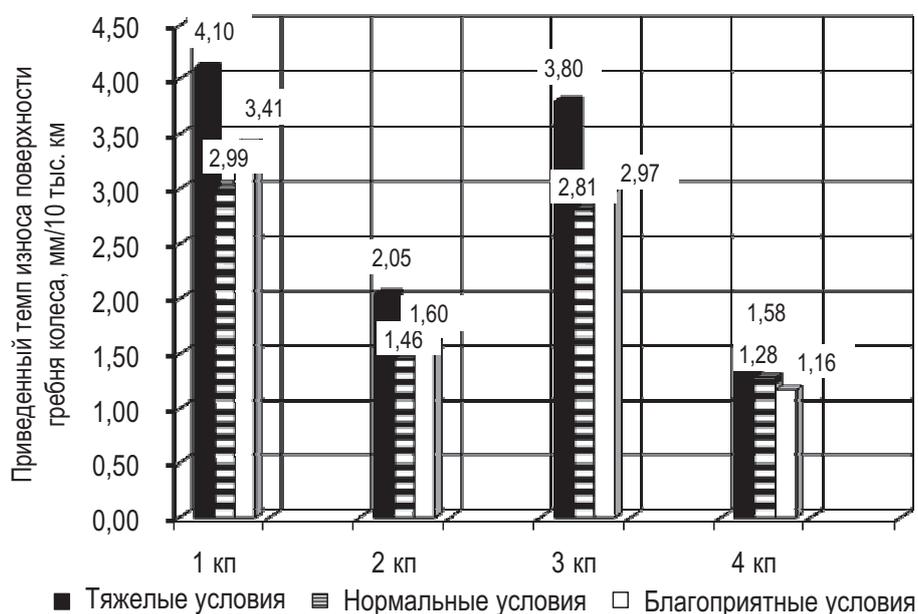


Рис. 4. Диаграмма приведенного темпа износа гребней колес вагона в зависимости от условий эксплуатации

сти катания и гребня колеса, соответственно, отдельно для каждой колесной пары при движении вагона в различных условиях.

Анализ диаграмм приведенного темпа износа поверхностей катания и гребня показал, что наибольший темп износа характерен для

перовой колесной пары при тяжелых условиях эксплуатации и составляет 1,42 мм/10 тыс. км для поверхности катания и 4,1 мм/10 тыс. км – для гребня колеса.

Кроме износа и темпа износа колес грузового вагона для каждой колесной пары оценивали площади пятен контакта колеса с рель-

сом и мощность сил трения в них при проходе вагона по кривым различного радиуса (пробег вагона составлял 25–50 тыс. км для различных расчетных случаев). На рис. 5, 6 представлены результаты расчета средней площади пятна контакта колеса с рельсом (для поверхности катания и гребня, соответственно) в зависимо-

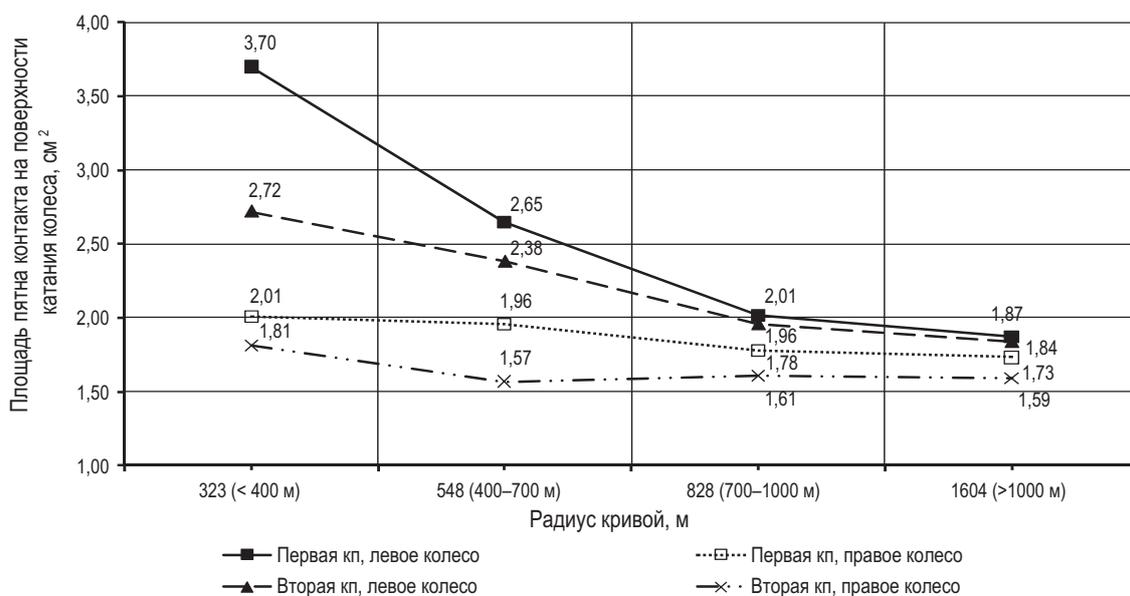


Рис. 5. Площадь пятна контакта на поверхности катания колеса в зависимости от радиуса кривой

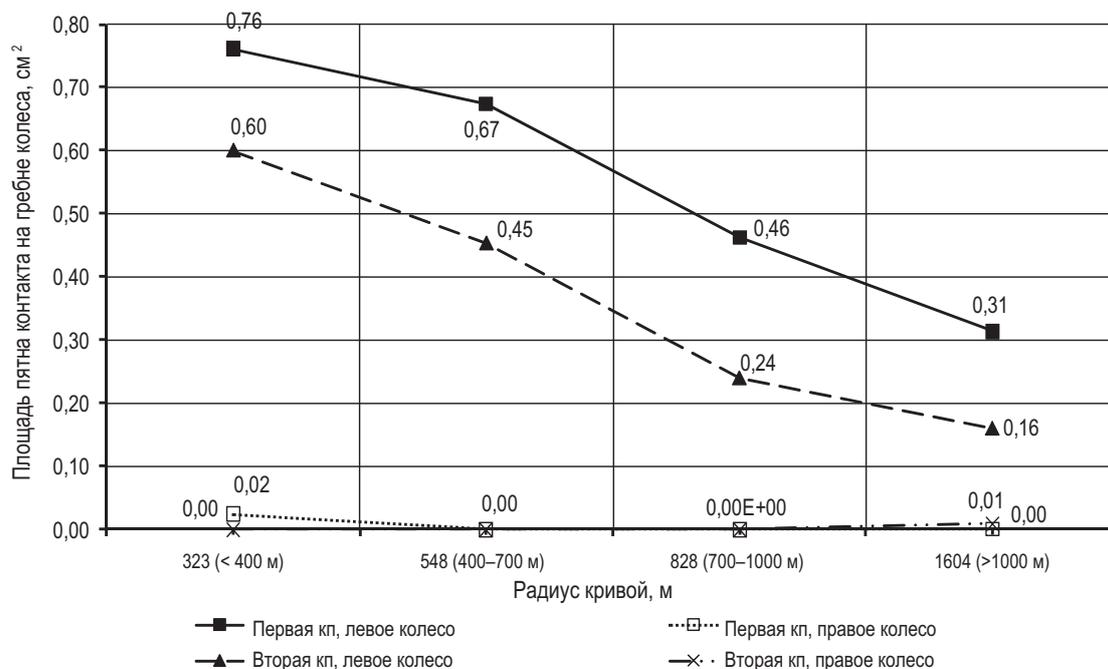


Рис. 6. Площадь пятна контакта на гребне колеса в зависимости от радиуса кривой

сти от радиуса кривой при следовании вагона в тяжелых условиях (наибольшие полученные площади пятен контакта из всех рассматриваемых условий). Максимальная площадь пятна контакта соответствует кривой малого радиу-

са (323 м) и составляет  $3,7 \text{ см}^2$  по поверхности катания и  $0,76 \text{ см}^2$  по гребню.

На рис. 7, 8 представлены результаты расчета приведенной по участкам пути с различными радиусами средней мощности сил трения

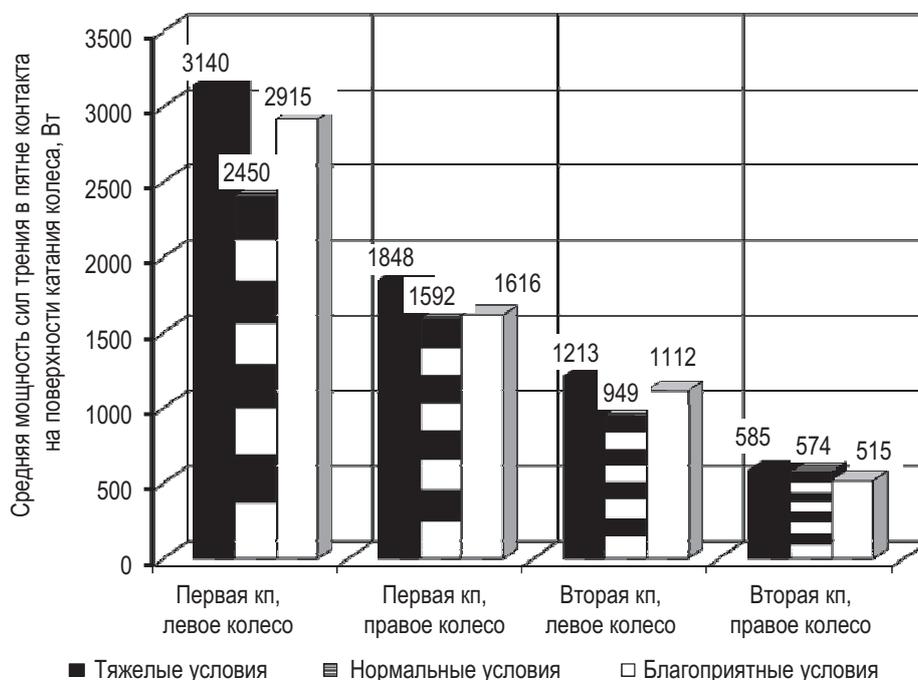


Рис. 7. Зависимость средней мощности сил трения в пятне контакта на поверхности катания колеса от условий эксплуатации

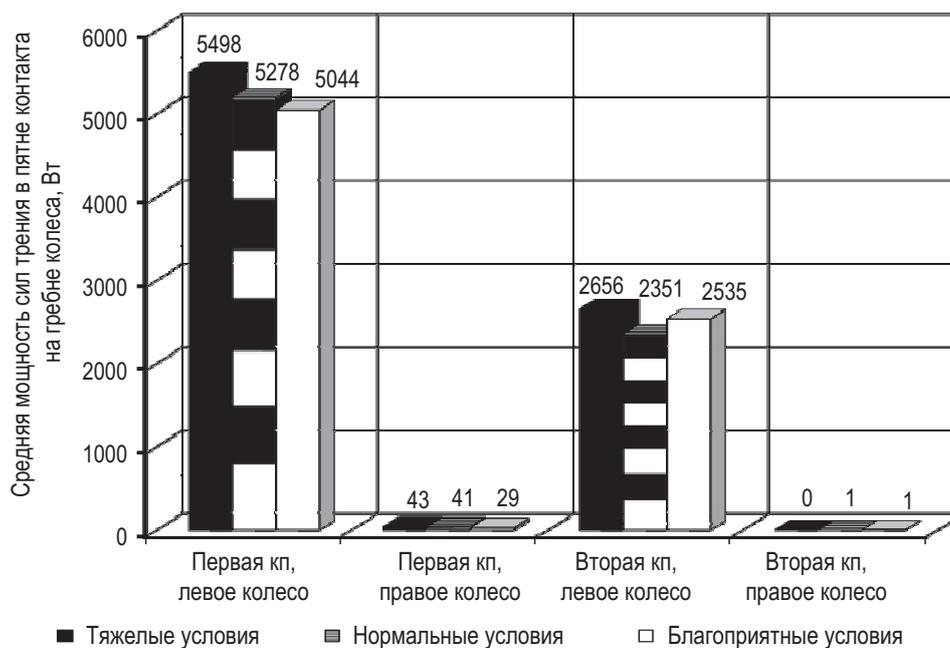


Рис. 8. Зависимость средней мощности сил трения в пятне контакта на гребне колеса от условий эксплуатации

и псевдоскольжения в пятне контакта колеса с рельсом (для поверхности катания и гребня, соответственно) при следовании вагона в различных условиях.

Анализ результатов расчета площадей контакта и мощностей сил трения позволил установить, что среднее значение площади пятна контакта на поверхности катания и на гребне колеса для тяжелых условий составило  $2,56 \text{ см}^2$  и  $0,35 \text{ см}^2$ , соответственно, для нормальных –  $2,23 \text{ см}^2$  и  $0,19 \text{ см}^2$ , для благоприятных –  $2,51 \text{ см}^2$  и  $0,37 \text{ см}^2$ . Максимальные средние значения мощности сил трения и псевдоскольжения на поверхности колеса для тяжелых условий составили  $3,14 \text{ кВт}$ , для нормальных –  $2,45 \text{ кВт}$ , для благоприятных –  $2,92 \text{ кВт}$ . Максимальные средние значения мощности сил трения на гребне колеса для тяжелых условий составили  $5,50 \text{ кВт}$ , для нормальных –  $5,28 \text{ кВт}$ , для благоприятных –  $5,04 \text{ кВт}$ .

Полученные данные могут быть использованы в дальнейших работах по моделированию контактов колес грузовых вагонов с рельсами Р65 на машинах трения (отдельно гребней с боковой гранью головки рельса и поверхностей катания с головкой рельса) в различных эксплуатационных условиях.

## Заключение

Методом математического моделирования движения универсального груженого полувагона на тележках модели 18–100 по криволинейным участкам пути, соответствующим различным эксплуатационным условиям, определены параметры контактного взаимодействия колес по ГОСТ 10791 с рельсами Р65:

- приведенный по участкам пути различных радиусов темп износа поверхности катания колеса составил от  $1,42 \text{ мм}/10 \text{ тыс. км}$  до  $0,17 \text{ мм}/10 \text{ тыс. км}$  в зависимости от расположения колесной пары в тележке (первая/вторая по ходу движения) и условий эксплуатации вагона (тяжелые, нормальные и благоприятные);

- приведенный темп износа гребня колеса составил от  $4,10 \text{ мм}/10 \text{ тыс. км}$  до  $1,16 \text{ мм}/10 \text{ тыс. км}$ ;

- средняя площадь пятна контакта составила до  $0,37 \text{ см}^2$  на поверхности катания и  $2,56 \text{ см}^2$  гребне колеса;

- максимальные средние значения мощности сил трения составили  $3,14 \text{ кВт}$  на поверхности катания и  $5,50 \text{ кВт}$  на гребне колеса.

Полученные данные могут быть использованы при подборе параметров роликов на машинах трения в целях моделирования контактов колес вагонов с рельсами Р65 в различных эксплуатационных условиях.

## Библиографический список

1. Воробьев А. А. Сопоставление территориальных филиалов ОАО «РЖД» по условиям эксплуатации колесных пар подвижного состава / А. А. Воробьев, О. А. Конограй // Новые материалы и технологии в машиностроении : сб. науч. трудов по итогам междунар. науч.-технич. конф. / под общ. ред. Е. А. Панфилова. – Брянск : БГИТА, 2015. – Вып. 21. – С. 98–107.

2. ГОСТ 10791–2011. Колеса цельнокатанные. Технические условия (введ. 01.01.2012). – М. : Стандартинформ, 2011. – 33 с.

3. Захаров С. М. Анализ влияния параметров экипажей и пути на интенсивность износа в системе колесо – рельс (на основе полного факторного численного эксперимента) / С. М. Захаров, Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов // Вестн. ВНИИЖТ. – 2010. – № 2. – С. 31–35.

4. Захаров С. А. Влияние радиуса кривых на характеристики взаимодействия колеса и рельса / С. А. Захаров, И. А. Жаров // Устройство содержания пути и подвижного состава при тяжеловесном и скоростном движении поездов. Колесо – рельс : сб. науч. трудов науч.-практич. конф. ОАО «ВНИИЖТ». – М. : ИНТНКТ, 2008. – 240 с.

5. Орлова А. М. Требования к динамическим качествам грузовых вагонов и методы их подтверждения : учеб. пособие / А. М. Орлова, В. С. Лесничий, Е. А. Рудакова и др. – СПб. : ФГБОУ ВПО ПГУПС, 2014. – 37 с.

6. Приказ № 41 от 12.11.2001 «Нормы допускаемых скоростей движения подвижного состава по железнодорожным путям колеи 1520 (1524) мм федерального железнодорожного транспорта». – М. : Транспорт, 2001. – 126 с.
7. РД 32.68-96. Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов (введ. 01.01.1997). – М., 1996. – 17 с.
8. Рожкова Е. А. Анализ влияния ширины колеи, уширений в кривых и возвышений наружных рельсов на показатели износов гребней колес (мощности сил трения между гребнем и рельсом) / Е. А. Рожкова, В. В. Закирова // Проблемы трансферта современных технологий в экономику Забайкалья и железнодорожный транспорт : материалы междунар. науч.-практич. конф., Чита, 13–14 окт. 2011 / Забайкальский ин-т ж.-д. трансп. и др. – Чита : ЗаБИЖТ, 2011. – С. 104–108.
9. Саидова А. В. Совершенствование прогнозирования износа профилей колес грузовых вагонов : дис. ... канд. техн. наук / А. В. Саидова ; ПГУПС. – СПб., 2013. – 121 с.
10. Черкашин Ю. М. Анализ влияния параметров экипажа и пути на показатели, определяющие безопасность движения / Ю. М. Черкашин, Д. Ю. Погорелов, В. А. Симонов // Вестн. ВНИИЖТ. – 2010. – № 2. – С. 3–9.
11. Archard J. F. Elastic deformation and the laws of friction // Proc. Royal Society. – L, 1957. – Ser. A243. – P. 190–205.
12. MEDYNA / Arge Care, Computer Aided Railway Engineering : Руководство пользователя / под ред. Ю. П. Бороненко. – СПб. : НВЦ «Вагоны», 1997.
13. Szabó A., Zobory I. On Deterministic and Stochastic Simulation of Wheel and Rail Profile Wear Process // Periodica Polytechnica, Transp. Eng. ; Tech. Univ. Budapest, 1998. – Vol. 26.

УДК 625.111

**Х. К. Умаров, Е. С. Свинцов**

Петербургский государственный университет путей сообщения  
Императора Александра I

## **УВЕЛИЧЕНИЕ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ЛИМИТИРУЮЩЕГО ПЕРЕГОНА ЛИНИИ АНГРЕН – ПАП**

Непрерывное развитие промышленности, сельского хозяйства республики Узбекистан, увеличение объемов капитального строительства, освоение природных богатств в новых необжитых районах, укрепление экономических отношений с Ферганской долиной вызывает постоянный рост размеров перевозок. Это требует дальнейшего усиления мощности сети железных дорог страны, в частности линии Ангрэн – Пап, с позиций увеличения пропускной способности.

Предлагается вариант по увеличению пропускной способности лимитирующего перегона линии Ангрэн – Пап. Организация безостановочного скрещения – как правило, этап усиления мощности однопутной железной дороги по мере увеличения интенсивности движения.

Линия Ангрэн – Пап, пропускная способность, безостановочное скрещение поездов, двухпутная вставка.

До распада Советского Союза транспортное сообщение Республики Узбекистан со своими восточными участками (Ферганской долиной)

было возможно только через территорию соседнего государства Таджикистан (линии Бекабад – Коканд). Однако после распада СССР в