



Евгений Михайлов
Алексей Рейдемейстер
Станислав Семенов

Возможности улучшения ресурсосбережения на рельсовом транспорте

**Евгений Михайлов
Алексей Рейдемейстер
Станислав Семенов**

**Возможности улучшения
ресурсосбережения на рельсовом
транспорте**

LAP LAMBERT Academic Publishing

Impressum / Выходные данные

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek: Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Alle in diesem Buch genannten Marken und Produktnamen unterliegen warenzeichen-, marken- oder patentrechtlichem Schutz bzw. sind Warenzeichen oder eingetragene Warenzeichen der jeweiligen Inhaber. Die Wiedergabe von Marken, Produktnamen, Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen u.s.w. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutzgesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Библиографическая информация, изданная Немецкой Национальной Библиотекой. Немецкая Национальная Библиотека включает данную публикацию в Немецкий Книжный Каталог; с подробными библиографическими данными можно ознакомиться в Интернете по адресу <http://dnb.d-nb.de>.

Любые названия марок и брендов, упомянутые в этой книге, принадлежат торговой марке, бренду или запатентованы и являются брендами соответствующих правообладателей. Использование названий брендов, названий товаров, торговых марок, описаний товаров, общих имён, и т.д. даже без точного упоминания в этой работе не является основанием того, что данные названия можно считать незарегистрированными под каким-либо брендом и не защищены законом о брендах и их можно использовать всем без ограничений.

Coverbild / Изображение на обложке предоставлено: www.ingimage.com

Verlag / Издатель:

LAP LAMBERT Academic Publishing

ist ein Imprint der / является торговой маркой

OmniScriptum GmbH & Co. KG

Bahnhofstraße 28, 66111 Saarbrücken, Deutschland / Германия

Email / электронная почта: info@lap-publishing.com

Herstellung: siehe letzte Seite /

Напечатано: см. последнюю страницу

ISBN: 978-3-659-85630-3

Copyright / АВТОРСКОЕ ПРАВО © 2016 OmniScriptum GmbH & Co. KG

Alle Rechte vorbehalten. / Все права защищены. Saarbrücken 2016

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВСТУПЛЕНИЕ.....	3
1. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ПО РЕЛЬСОВОМУ ПУТИ КОЛЕС ТРАДИЦИОННОЙ И ПЕРСПЕКТИВНОЙ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ	8
1.1. Постановка задачи.....	8
1.2. Исследование особенностей движения колес по рельсам при двухточечном контактировании	9
1.2.1. Особенности движения колеса традиционной конструктивной схемы.....	10
1.2.2. Особенности движения по рельсу колеса перспективной конструктивной схемы.....	16
1.3. Возможности улучшения ресурсосбережения при использовании колес перспективной конструктивной схемы..	22
2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ С КОЛЕСАМИ ПЕРСПЕКТИВНОЙ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ	28
2.1. Математическая модель движения колесной пары	28
2.2. Результаты расчетов на математической модели	34
3. ИССЛЕДОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ГРУЗОВОГО ВАГОНА И ИЗНОСА ГРЕБНЕЙ ЕГО КОЛЕС..	41
3.1. Математическая модель движения четырехосного грузового вагона	41
3.1.1. Расчетная схема	41
3.1.2. Уравнения колебаний тел системы	46
3.1.3. Силы взаимодействия тел системы	51
3.1.4. Силы взаимодействия экипажа и пути	54
3.1.5. Интегрирование уравнений движения системы	62
3.2. Проверка адекватности математической модели	65

3.3.	Методика оценки сопротивления движению вагона и износа гребней колес	70
3.4.	Результаты сравнительных исследований сопротивления движению рельсовых экипажей.....	76
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	84
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	90

ВСТУПЛЕНИЕ

Рельсовый транспорт, совершая значительные объемы перевозочной работы, является одним из крупнейших потребителей энергоресурсов как в нашей стране, так и во всем мире. По данным Госкомстата Украины только в 2014 году железнодорожным транспортом было израсходовано энергоносителей (в нефтяном эквиваленте) в общем количестве 675 тысяч тонн. С учетом достаточно высокой стоимости энергоносителей, снижение их потребления является важнейшей задачей для повышения конкурентоспособности и дальнейшего развития этого вида транспорта.

Большая часть используемой в работе железнодорожного транспорта энергии расходуется на тягу поездов. За счет преобразования энергии потребляемых силовыми установками локомотива энергоносителей, при взаимодействии движущих его колес с рельсами осуществляется работа касательной силы тяги, которая преимущественно затрачивается на преодоление препятствующих движению поезда внешних сил. Результирующая этих неуправляемых внешних сил представляет собой сопротивление движению поезда.

Представляется очевидным, что для повышения энергоэффективности рельсового транспорта (снижения количества потребляемых энергоносителей при том же или большем объеме перевозочной работы), помимо повышения к.п.д. локомотивов, целесообразно осуществлять мероприятия, направленные на снижение сопротивления движению поездов. Следует отметить, что составляющие общее сопротивление движению поезда внешние силы различны по своей природе и причинам возникновения, поэтому, для разработки указанных мероприятий, необходимо определить их структуру и реальные возможности регулирования интенсивности их действия.

Полное сопротивление движению экипажа на рельсовом транспорте в общем случае включает в себя постоянно действующее основное сопротивление, и действующие временно дополнительные сопротивления (при

трогании с места, от низкой температуры, от ветра, от уклона, от кривых, от воздушной среды в тоннеле и т.п.) [2, 20].

Основное сопротивление представляет суммарную силу, которая препятствует движению подвижного состава по прямому горизонтальному пути на открытой местности при нормальных метеорологических условиях (атмосферное давление 760 мм.рт.ст., температура наружного воздуха 20 °С, скорость ветра 0 м/с). Его величину обычно определяют как сумму следующих важнейших составляющих:

- сопротивление от трения качения колес по рельсам,
- сопротивление от трения скольжения колес по рельсам,
- сопротивление от рассеяния энергии в пути,
- аэродинамическое сопротивление,
- сопротивление от рассеяния экипажем энергии в окружающую среду.

Для определения величины первых четырех составляющих основного сопротивления движению традиционно используются полученные по результатам экспериментов эмпирические формулы, например [2, 20], дающие приемлемые для практики результаты.

На уровень рассеяния подвижным составом энергии в окружающую среду может существенно влиять значительное число факторов, поэтому использование общих эмпирических формул в этом случае затруднительно [29].

В различных странах используются также разнообразные эмпирические формулы для определения и составляющих дополнительного сопротивления движению. До настоящего времени использование эмпирических формул является основным расчетным методом оценки сопротивления движению рельсового экипажа.

При анализе значимости составляющих сопротивления движению рельсовых экипажей многие исследователи приходят к выводу, что наибольший вклад в общее сопротивление движению вносят те из них, которые связаны с кинематикой и динамикой фрикционного взаимодействия колес и рельсового пути [47]. Возникающие в результате этого взаимодействия силы, в

зависимости от условий движения рельсового экипажа, создают до 90 (а порой и более) процентов сопротивления движению [4, 29, 47], поэтому, наиболее перспективными направлениями исследований по снижению сопротивления движению являются работы, направленные на уменьшение указанных составляющих.

Подсчитать рассеиваемую при фрикционном взаимодействии колес и рельсов энергию достаточно сложно из-за влияния на этот процесс многих факторов, основными из которых являются скорость движения и конструкция подвижного состава. Влияние скорости сказывается как на проскальзывании колесных пар, так и на изменении коэффициента трения, который также зависит от скорости. На скольжение колес также оказывают влияние конструктивная схема ходовой части, износ бандажей и рельсов, разбеги колесных пар и т.д.

Особый вклад в создание сопротивления движению рельсовых экипажей вносят процессы, связанные с взаимодействием гребня колеса с рельсом, так как в случае двухточечного контактирования колеса с рельсом в гребневом контакте возникает дополнительное паразитное проскальзывание. Некоторые исследователи утверждают, что «величина удельного сопротивления в кривой пути, приходящаяся на трение гребня составляет около 95% от общей его величины» [4].

В работах В.П.Ткаченко [47] вводится понятие кинематического сопротивления движению, причиной которого является кинематическое несоответствие геометрических параметров поверхностей катания колес и кинематических параметров движения, вызывающее паразитные проскальзывания. При этом предложено выделять в кинематическом сопротивлении движению две составляющие: дифференциальное и циркуляционное сопротивление. Первое определяется пространственным распределением контактных сил и скоростей скольжения в паре «колесо-рельс», а второе является результатом группового многоконтактного взаимодействия системы колес и колесных пар с рельсовым путем в процессе

направляемого движения в рельсовой колее при циркуляции паразитной мощности в пределах одной колесной пары или группы колесных пар, объединенных одной рамой. Напрямую связанные с этими явлениями повышенные энергетические затраты на преодоление дополнительного сопротивления движению подвижного состава а также сопутствующий износ контактирующих поверхностей колес и рельсов представляют серьезную техническую и экономическую проблему для рельсового транспорта [8, 34, 41, 43, 47].

Известен ряд ресурсосберегающих технологий, направленных на снижение энергетических затрат на тягу поездов и износа контактирующих поверхностей. Наиболее проработанными и распространенными из них являются смазка зон контакта колеса с рельсом, улучшение динамических качеств рельсовых экипажей, оптимальный выбор соотношения твердости колеса и рельса, подбор конформных профилей поверхностей катания колеса и рельса и др. Однако, использование этих технологий позволяет пока лишь частично решить проблему снижения кинематического сопротивления [13, 15, 32, 51].

Важным направлением решения отмеченной проблемы может быть совершенствование конструкции ходовых частей рельсовых экипажей, заключающееся в оптимизации параметров рессорного подвешивания, обеспечении радиальной установки в кривых тележек и колесных пар экипажа, совершенствовании конструктивных схем самих колесных пар, например, применение независимо вращающихся колес, чему посвящено достаточно большое количество работ отечественных и зарубежных исследователей, например [5, 10, 16, 26, 27, 50, 52, 55]. Однако, вопросам совершенствования конструкций самих колес рельсовых экипажей уделяется пока недостаточно внимания. А ведь без изменения традиционной конструктивной схемы колеса (с монолитным изготовлением его поверхности катания и гребня) избежать отмеченного выше паразитного дифференциального проскальзывания гребней по рельсам не представляется возможным. Поэтому, целесообразно

рассмотреть возможные преимущества принципиального изменения конструктивной схемы колеса, например, позволяющей гребню поворачиваться относительно колеса вокруг их общей оси. Авторами предложено несколько вариантов конструктивного исполнения таких колес для рельсовых экипажей [38, 39]. Не останавливаясь подробно на особенностях этих конструкций, подчеркнем, что все они имеют целью снижение дифференциального сопротивления движению при двухточечном контактировании колеса с рельсом при наличии гребневого контакта.

Для определения эффективности использования на рельсовом транспорте колес предлагаемой перспективной конструктивной схемы необходимо провести на первом этапе сравнительные исследования на математических моделях процессов движения по рельсовому пути как отдельных колес различных конструктивных схем, так и рельсовых экипажей, в ходовых частях которых установлены эти колеса. Результаты этих исследований и представлены в настоящей работе.

1. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ПО РЕЛЬСОВОМУ ПУТИ КОЛЕС ТРАДИЦИОННОЙ И ПЕРСПЕКТИВНОЙ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ

1.1. Постановка задачи

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. Мощность сил трения при указанном проскальзывании во многом определяет величину дополнительного сопротивления движению при прохождении кривых участков пути.

Предпринимаемые попытки снизить энергетические затраты 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 отмеченного выше дифференциального паразитного проскальзывания гребней не представляется возможным. Поэтому, рассмотрим потенциальные преимущества принципиального изменения конструктивной схемы колеса, например, допускающей поворот гребня относительно колеса вокруг их общей оси [36-39]. Ожидается, что это 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.

Сопротивление движению рельсового экипажа и износ контактирующих поверхностей в значительной мере определяется мощностью сил трения на

площадках контакта колеса с рельсом. Поэтому, для выявления потенциальных преимуществ перспективной конструктивной схемы колеса, необходимо проанализировать особенности движения по рельсам колес обеих конструктивных схем при двухточечном контактировании. Прежде всего, следует определить направления и модули векторов скорости проскальзывания и силы трения в гребневом контакте, так как мощность сил трения в гребневом контакте, определяющую уровень рассеивания энергии и, соответственно, сопротивления движению, можно представить как скалярное произведение этих векторов.

1.2. Исследование особенностей движения колес по рельсам при двухточечном контактировании

Рассмотрим движение по рельсовому пути колеса традиционной и перспективной конструктивной схемы с двухточечным контактированием и углом набегания ψ относительно двух традиционных систем декартовых координат: неподвижной, связанной с рельсовым путем - $OXYZ$, и подвижной, связанной с катящимся колесом - $oxuz$.

При составлении расчетных схем принимаем следующие упрощения:

1. действующие на колесо расчетные нагрузки в горизонтальном и вертикальном направлениях приняты постоянными и равными для обеих конструктивных схем;
2. динамические характеристики экипажа и пути, а также неровности пути не учитываются;
3. контактная площадка в зонах соприкосновения колеса и рельса представляет собой точку.

Расчетная схема, показывающая действующие в точках контакта колеса с рельсом силы в перпендикулярной оси рельса вертикальной плоскости, показана на рис.1.1.

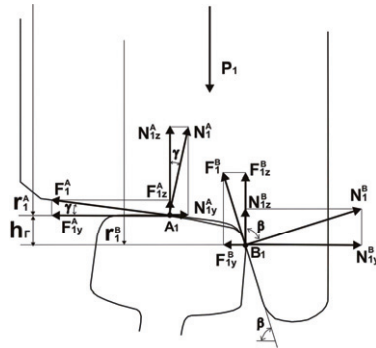


Рис.1.1. Расчетная схема

Принимаем, что при контактировании гребня колеса с боковой гранью головки рельса, центр этого контакта (точка B_1) расположен ниже уровня основного контакта (точка A_1) на величину h_r ($h_r = 8...10$ мм) [8, 34, 47]. Величиной проскальзывания в центре основного контакта колеса с рельсом пренебрежем.

1.2.1. Особенности движения колеса традиционной конструктивной схемы

При качении по рельсу колеса традиционной конструктивной схемы при наличии двухточечного контакта возможны следующие основные фазы его движения:

(а). Угол ψ положительный, т.е. колесо набегает на рельс и центр гребневого контакта (B_1) находится впереди центра основного контакта (A_1) по ходу движения (т.н. «забег») на расстоянии x_r . Расчетная схема для этого случая показана на рис.1.2.

(б). Угол $\psi = 0$, т.е. ось вращения колеса перпендикулярна продольной оси рельса (радиальная установка). В этом случае «забег» $x_r = 0$. Расчетная схема показана на рис.1.3.

(г). Вкатывание гребня набегающего колеса на головку рельса. Эта фаза движения обычно является особым случаем реализации фазы движения (а) при определенном соотношении уровней поперечных и вертикальных усилий, действующих в гребневом контакте. Расчетная схема для этого случая движения показана на рис.1.5. Особенности этого режима движения требуют отдельного рассмотрения по причине прямой связи с безопасностью движения экипажа, поэтому вначале рассмотрим режимы движения колеса по рельсу, не связанные со вкатыванием гребня на головку рельса (фазы движения а, б, в).

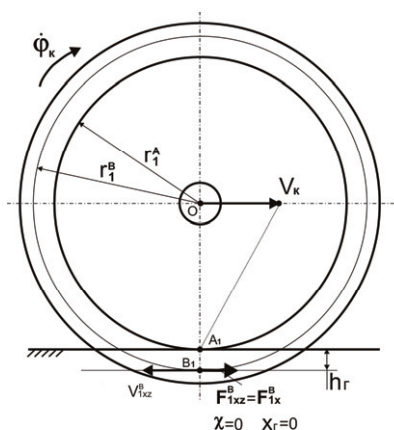
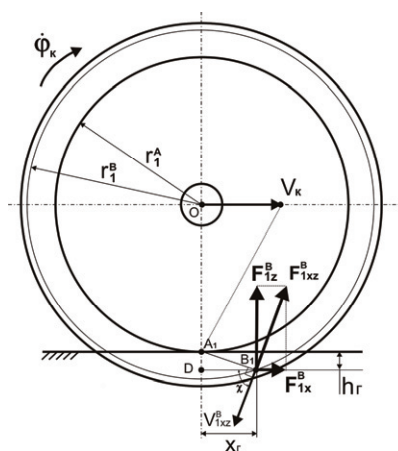
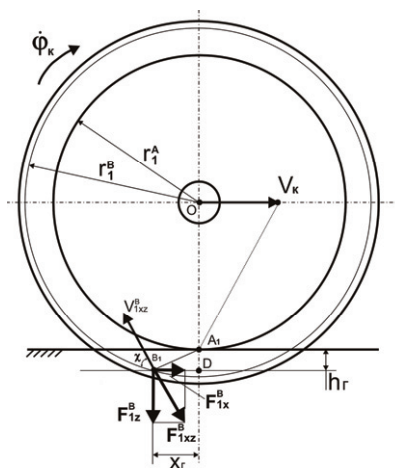


Рис.1.2. Расчетная схема для фазы (а) Рис.1.3. Расчетная схема для фазы (б)



$$\dot{\varphi}_k = \frac{V_K}{r_1^A} . \quad (1.2)$$

Мгновенный центр вращения колеса при этом будет находиться в т. A_1 .

Угол χ между проекцией V_{1xz}^B вектора скорости проскальзывания V_1^B в гребневом контакте на продольную вертикальную плоскость и горизонталью для фаз (а) и (в) может быть определен из соотношения

$$\chi = \arctg\left(\frac{x_\Gamma}{h_\Gamma}\right) = \arctg\left(\frac{(r_1^A + h_\Gamma) \cdot \tg\psi \cdot \tg\beta}{h_\Gamma}\right) . \quad (1.3)$$

Для традиционной конструктивной схемы колеса величина угла χ однозначно определяется отношением x_Γ / h_Γ , зависящим от геометрических характеристик контактирования колеса и рельса и параметров их профилей.

Для случая движения колеса в фазе (б): $\chi = 0$.

Модуль проекции V_{1xz}^B вектора скорости проскальзывания в гребневом контакте V_1^B на продольную вертикальную плоскость для фаз движения (а), (б) и (в):

$$V_{1xz}^B = \dot{\varphi}_\kappa \cdot |A_1 B_1| ,$$

$$\text{где } |A_1 B_1| = \sqrt{h_\Gamma^2 + x_\Gamma^2} = \sqrt{h_\Gamma^2 + ((r_1^A + h_\Gamma) \cdot \tg\psi \cdot \tg\beta)^2} .$$

$$V_{1xz}^B = \frac{V_K}{r_1^A} \cdot \sqrt{h_\Gamma^2 + ((r_1^A + h_\Gamma) \cdot \tg\psi \cdot \tg\beta)^2} . \quad (1.4)$$

На рис. 1.6 представлены проекции вектора скорости проскальзывания $\overline{V_1^B}$ гребневом контакте на оси связанной с колесом системы координат.

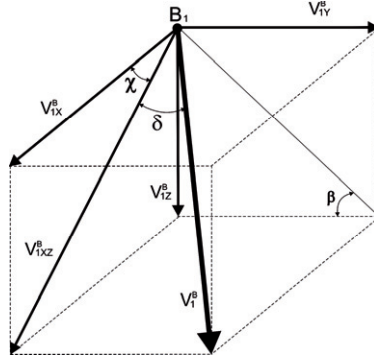


Рис. 1.6. Проекции вектора скорости проскальзывания $\overline{V_1^B}$ на оси координат

Модули соответствующих проекций вектора скорости проскальзывания $\overline{V_1^B}$ в гребневом контакте на оси координат определяются следующим образом

$$V_{1X}^B = V_{1XZ}^B \cdot \cos \chi, \quad (1.5)$$

$$V_{1Y}^B = V_{1XZ}^B \cdot \frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}, \quad (1.6)$$

$$V_{1Z}^B = V_{1XZ}^B \cdot \sin \chi. \quad (1.7)$$

Тогда

$$\begin{aligned} V_1^B &= \sqrt{(V_{1X}^B)^2 + (V_{1Y}^B)^2 + (V_{1Z}^B)^2} = \\ &= V_{1XZ}^B \cdot \sqrt{(\cos \chi)^2 + \left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2 + (\sin \chi)^2} = \\ &= \frac{V_K}{r_1^A} \cdot \sqrt{h_r^2 + ((r_1^A + h_r) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta)^2} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2} \end{aligned} \quad (1.8)$$

Очевидно, что при этих режимах движения модуль вектора V_1^B однозначно определяется геометрическими характеристиками контактирования колеса и рельса и угловой скоростью вращения колеса (или линейной

скоростью движения колеса - при отсутствии проскальзывания в основном контакте).

1.2.1.2. Определение направления и модуля вектора силы трения в гребневом контакте

На рис. 1.7 представлены проекции вектора силы трения $\vec{F}_1^B$ в гребневом контакте на оси связанной с колесом системы координат.

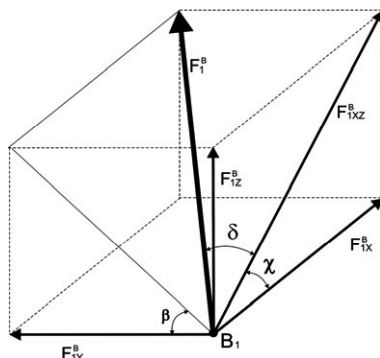


Рис. 1.7. Проекции на оси координат вектора
силы трения $\vec{F}_1^B$ в гребневом контакте

Вектор силы трения $\vec{F}_1^B$ в гребневом контакте B_1 будет направлен в сторону, противоположную направлению вектора скорости проскальзывания $\vec{V}_1^B$. Модули соответствующих проекций вектора силы трения $\vec{F}_1^B$ в гребневом контакте на оси связанной с колесом системы координат определяются следующим образом

$$F_{1x}^B = F_1^B \cdot \cos \delta \cdot \cos \chi, \quad (1.9)$$

$$F_{1y}^B = F_1^B \cdot \sin \delta, \quad (1.10)$$

$$F_{1z}^B = F_1^B \cdot \sin \delta \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (1.11)$$

где $F_1^B = \mu \cdot N_1^B$ (см. рис. 1.1) а величина угла δ определяется по схеме, показанной на рис. 1.6:

$$\delta = \arctg\left(\frac{V_{1Y}^B}{V_{1XZ}^B}\right) = \arctg\left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right). \quad (1.12)$$

1.2.2. Особенности движения по рельсу колеса перспективной конструктивной схемы

Рассмотрим, как изменится картина взаимодействия рельса и гребня колеса при осуществлении возможности независимого вращения гребня относительно колеса вокруг их общей оси $o-y$. Для этого также определим направление и модуль вектора скорости скольжения гребня колеса по рельсу V_1^B и силы трения F_1^B в гребневом контакте для тех же фаз движения, что и в предыдущем случае.

Расчетные схемы для разных фаз движения по рельсу с двухточечным контактированием колеса перспективной конструктивной схемы представлены на рис.1.8...1.11. 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.

1.2.2.1. Определение направления и модуля вектора скорости проскальзывания гребня колеса по головке рельса

При определении направления вектора скорости V_1^B необходимо учесть, что подвижный гребень колеса перспективной конструктивной схемы участвует в сложном движении вместе с колесом. Проекция на продольную

The diagram illustrates a mechanical system with a rotating disk and a slider block. The disk, centered at O_1 , has a radius r_1^A and a smaller concentric circle of radius r_1^B . It rotates with angular velocity $\dot{\Phi}_r$. A slider block, labeled B_1 , moves horizontally along a guide. The block has a width h_r and is in contact with the disk at point D_1 and the ground at point E . The horizontal distance from the center O_1 to the contact point D_1 is X_r . The block's velocity is V_K . Forces acting on the block include a horizontal force $F_{1xz}^{B/1xz}$ at D_1 , a vertical force $F_{1z}^{B/1z}$ at D_1 , a horizontal force $F_{1xz}^{B/1xz}$ at E , and a vertical force $F_{1z}^{B/1z}$ at E . The angular velocity of the block is $\dot{\Phi}_K$. The velocity of the block is V_K .

[illegible]

17

Найдем проекцию $\overrightarrow{V_{1xz}^{BA}}$ абсолютной скорости движения точки гребня B_1 на продольную вертикальную плоскость в неподвижной системе координат (эта скорость соответствует скорости проскальзывания подвижного гребня колеса по неподвижному рельсу):

$$\overrightarrow{V_{1xz}^{BA}} = \overrightarrow{V_{1xz}^{B\Pi}} + \overrightarrow{V_{1xz}^{BO}} . \quad (1.13)$$

Из условия того, что условный центр подвижного гребня движется со скоростью V_K вместе с геометрическим центром колеса, найдем положение мгновенного центра поворота E подвижного гребня на пересечении нормалей к векторам скоростей $\overrightarrow{V_K}$ и $\overrightarrow{V_{1xz}^{BA}}$, проведенных в точках их приложения.

Угол χ' между проекцией $\overrightarrow{V_1^{BA}}$ вектора абсолютной скорости проскальзывания в гребневом контакте и горизонталью для фаз (а), (б) и (в) определится из выражения

$$\chi' = \arcsin\left(\frac{x_\Gamma}{|EB_1|}\right), \quad (1.14)$$

$$\text{где } |EB_1| = \sqrt{|ED|^2 + x_\Gamma^2}$$

В общем случае, с учетом того, что $|ED| = \frac{V_K}{\dot{\phi}_\Gamma} - r_1^A - h_\Gamma$ и $V_K = \dot{\phi}_k \cdot r_1^A$

$$\chi' = \arcsin\left(\frac{x_\Gamma}{\sqrt{\left(\left(\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_\Gamma} - 1\right) \cdot r_1^A - h_\Gamma\right)^2 + x_\Gamma^2}}\right). \quad (1.15)$$

Примем обозначение

$$\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_\Gamma} = K_w. \quad (1.16)$$

Тогда

$$\chi' = \arcsin\left(\frac{(r_1^A + h_\Gamma) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\left((K_w - 1) \cdot r_1^A - h_\Gamma\right)^2 + \left((r_1^A + h_\Gamma) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta\right)^2}}\right). \quad (1.17)$$

Очевидно, что для фазы движения (б) при $x_\Gamma = 0$, $\chi' = 0$.

Модуль проекции вектора скорости V_{1xz}^{BA} для фаз движения (а) и (в) определится при рассмотрении расчетных схем на рис. 1.8, 1.10 из следующих соображений:

с одной стороны $\dot{\phi}_\Gamma = \frac{V_{1xz}^{BA}}{|EB_1|}$, где $|EB_1| = \sqrt{|ED|^2 + x_\Gamma^2}$,

с другой стороны $\dot{\phi}_\Gamma = \frac{V_K}{|EO|}$, где $|EO| = r_1^A + h_\Gamma + |ED|$. Тогда $\frac{V_{1xz}^{BA}}{|EB_1|} = \frac{V_K}{|EO|}$.

После несложных преобразований получим

$$V_{1xz}^{BA} = V_K \cdot \frac{\sqrt{|ED|^2 + x_\Gamma^2}}{r_1^A + h_\Gamma + |ED|}. \quad (1.18)$$

С учетом того, что $|ED| = (\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_\Gamma} - 1) \cdot r_1^A - h_\Gamma$ и $x_\Gamma = (r_1^A + h_\Gamma) \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \beta$

$$V_{1xz}^{BA} = V_K \cdot \frac{\sqrt{((K_w - 1) \cdot r_1^A - h_\Gamma)^2 + x_\Gamma^2}}{K_w \cdot r_1^A} = \dot{\phi}_k \cdot \frac{\sqrt{((K_w - 1) \cdot r_1^A - h_\Gamma)^2 + x_\Gamma^2}}{K_w}. \quad (1.19)$$

В соответствии с (1.8)

$$V_1^{BA} = \dot{\phi}_k \cdot \frac{\sqrt{((K_w - 1) \cdot r_1^A - h_\Gamma)^2 + x_\Gamma^2}}{K_w} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2}. \quad (1.20)$$

Для фазы движения (б)

$$V_1^{BA} = \dot{\phi}_k \cdot \frac{(K_w - 1) \cdot r_1^A - h_\Gamma}{K_w} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\sin \chi}{\operatorname{tg} \beta}\right)^2}. \quad (1.21)$$

Очевидно, что в случае наличия конструктивной возможности поворота гребня относительно колеса, величина угла наклона к горизонтали вектора проскальзывания гребня по рельсу зависит не только от геометрических параметров колеса и рельса, но и от отношения угловых скоростей вращения колеса и гребня (или от величины угловой скорости гребня при постоянной угловой скорости вращения колеса).

Задаваясь значениями отношения $K_w = \frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_\Gamma}$ (или значениями $\dot{\phi}_\Gamma$ при фиксированном значении $\dot{\phi}_k$) можно получить соответствующие значения величины угла χ' (см. рис. 1.12) и модуля вектора V_1^{BA} (см. рис. 1.13).

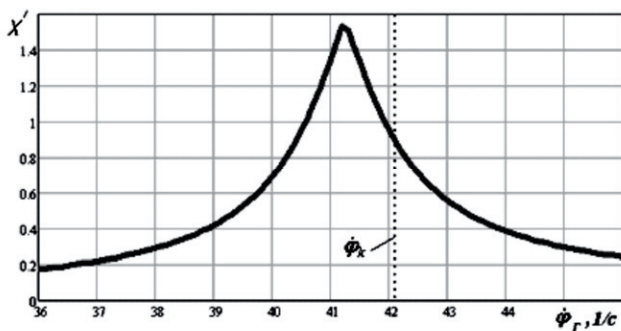


Рис.1.12. Пример зависимости $\chi' = f(\dot{\phi}_\Gamma)$ при $V_K = 20$ м/с и $\psi = 0,015$.

Из анализа графика на рис. 1.12 видно, что при значениях $K_w \rightarrow \dot{\phi}_k / \dot{\phi}_\Gamma = r_1^A / r_1^B$ для заданной линейной скорости движения колеса угол $\chi' \rightarrow \pi / 2$. Вектор проекции V_{1xz}^{BA} скорости проскальзывания гребня по боковой грани головки рельса при этом будет направлен перпендикулярно горизонтали, а модуль этого вектора будет иметь минимальное значение. Так, например, для угла набегания $\psi = 0,015$ отношение $K_w = \dot{\phi}_k / \dot{\phi}_\Gamma = 1,021$.

При указанном соотношении угловых скоростей колеса и подвижного гребня можно считать примерно равными линейные продольные скорости

перемещения центров основного и гребневого контактов при качении колеса с постоянной скоростью V_K .

Зависимость модуля вектора скорости проскальзывания в гребневом контакте от скорости вращения гребня $\dot{\phi}_Г$ при заданных условиях движения показана на рис. 1.13.

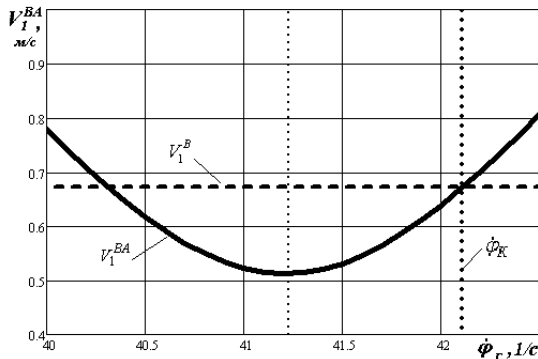


Рис. 1.13. Пример зависимости $V_1^{BA} = f(\dot{\phi}_Г)$ при $V_K = 20$ м/с и $\psi = 0,015$.

Однако, из рис. 1.13 видно, что при $K_W = \dot{\phi}_К / \dot{\phi}_Г = 1,021$ для заданных условий движения значение скорости проскальзывания в гребневом контакте V_1^{BA} мало, но не равно нулю.

Анализируя выражение (1.18) можно определить возможные режимы движения колеса, при которых $V_1^{BA} = 0$. Очевидно, для этого должны одновременно выполняться два условия:

- 1). $x_Г = 0$,
- 2). $|ED| = 0$.

Значение $x_Г = 0$ достигается при равенстве нулю угла набегания ψ , т.е. при радиальной установке колесной пары в рельсовой колее.

Так как $|ED| = (\frac{\dot{\phi}_k}{\dot{\phi}_\Gamma} - 1) \cdot r_1^A - h_\Gamma$, то $|ED| = 0$ при выполнении условия

(при фиксированном значении $\dot{\phi}_K$)

$$\dot{\phi}_\Gamma = \frac{\dot{\phi}_k}{\frac{h_\Gamma}{r_1^A} + 1} = \frac{\dot{\phi}_k}{K_w} \quad (1.22)$$

С учетом принятых значений h_Γ и r_1^A , величина $K_w = 1,021$ и возможности ее изменения незначительны. То есть, идеальная возможность отсутствия дифференциального кинематического проскальзывания в гребневом контакте ($V_1^{BA} = 0$) для колеса с рассматриваемыми параметрами может реализоваться только при условии $\psi = 0$ и $\dot{\phi}_\Gamma = 0,979 \cdot \dot{\phi}_k$.

На рис. 1.14 показаны зависимости модуля вектора скорости проскальзывания в гребневом контакте колеса традиционной V_1^B и перспективной V_1^{BA} конструктивной схемы от скорости вращения гребня $\dot{\phi}_\Gamma$ и угла набегания колеса на рельс ψ .

На рис. 1.14 также отчетливо виден минимум значения скорости проскальзывания $V_1^{BA} \rightarrow 0$ при значениях $\dot{\phi}_\Gamma \rightarrow \frac{\dot{\phi}_k}{K_w}$ и $\psi \rightarrow 0$.

1.3. Возможности улучшения ресурсосбережения при использовании колес перспективной конструктивной схемы

При отсутствии жесткой связи между величинами угловых скоростей колеса и подвижного гребня для определения стабильного состояния рассматриваемой системы (колесо с подвижным гребнем - рельс) используем известный «принцип минимума диссипации энергии системы» (принцип Онсагера) [35]. Этот принцип гласит, что, если допустимо не единственное состояние системы, а некая совокупность состояний, согласующихся с

СПИСОК ЛІТЕРАТУРЫ

1. Астахов, П.Н., Определение основного сопротивления подвижного состава на экспериментальном кольце / П. Н. Астахов, П. П. Стромский // Вестник ВНИИЖТ. – 1962 - №2 – С. 27-29.
2. Астахов, П.Н. Сопротивление движению железнодорожного подвижного состава / П. Н. Астахов. – М.: Транспорт, 1966. – 178 с.
3. Афанасов, А. М. Анализ влияния условий сцепления на фактор износа гребней колесных пар локомотивов / А. М. Афанасов, А. И. Кийко, С. В. Арпуль // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2012. – Вип. 41. – С. 71–74.
4. Бондаренко Л. М., Довбня М. П., Ловейкін В. С. Деформаційні опори в машинах. – Дніпропетровск: Дніпро –VAL, 2002. – 200 с.
5. Бржезовский А.М., Парчевский А.Г., Тихов М.С. Динамика и воздействие на путь пассажирских вагонов компании «PATENTES TALGO S.A.» с пассивным наклоном кузова в кривых/ Вестник ВНИИЖТ.- 2007.- №2. - С.10-18.
6. Бубнов В.М. Динамика грузовых вагонов на тележках модели 18-1711/В.М.Бубнов, С.В.Мямлин, Н.Б.Манкевич// Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: тези доп.73-ї Міжнар. науково-практ. конф., 23-24 травня 2013 р., Дніпропетровськ.-Дніпропетровськ:ДНУЗТ,2013.-С.74-75.
7. Бурчак Г.П. Совершенствование методики исследования свободных боковых колебаний экипажей // Фундаментальные проблемы динамики и прочности подвижного состава, Вып. 912, М.: Моск. гос. ун-т путей сообщения, 1997.-С. 3-12.
8. Вериго М.Ф., Коган А.Я. Взаимодействие пути и подвижного состава/ Под ред. М.Ф. Вериго. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
9. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона: Учебник для вузов ж. – д. трансп./ Под. ред. Вершинского С.В. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.

10. Винник Л.В. Проблемы механики подвижного состава с новыми конструкциями колесных пар. - Дисс. докт. техн. наук. - М., МИИТ, 2006.-720с.
11. Винник Л.В. Проблемы механики подвижного состава с новыми конструкциями колесных пар. - Дисс. докт. техн. наук. - М., МИИТ, 2006.-720с.
12. Винник Л.В. Математическое моделирование колеса дифференциального вращения (КДВ) // Материалы X Международной научно-технической конференции. Вестник ВУГУ № 7 (29).- Луганск: ВУГУ, 2000,- С. 67-76.
13. Гапанович В. А., Сосновский Л.А. Какой должна быть твердость рельсов // Железнодорожный транспорт. – 2009. - № 12. - С. 36-40.
14. Гарг В.К., Дуккипати Р.В. Динамика подвижного состава: Пер. с англ./ Под ред. Панькина Н.А. - М.: Транспорт, 1988.- 392 с.
15. Говоруха В.В. Механика взаимодействия рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств: Моногр.-Днепропетровск: Лира, 2006.- 448 с.
16. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом. - Луганск: ВУГУ, 1999. - 476 с.
17. Голубенко А.Л., Ткаченко В.П., Михайлов Е.В. Эволюция ходовых частей рельсовых экипажей./ Ворошиловгр. машиностр. ин-т. – Ворошиловград, 1987.-14 с.:ил.-Деп. В ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, № 1798-Тм.
18. Голубенко А.Л., Кашура А.Л., Полищук В.А. Математическое моделирование движения колесной пары в рельсовой колее произвольного профиля // VII Международная научно-практическая конференция «Проблемы развития рельсового транспорта».- Крым: Ливадия, 1997.- С.31-32.
19. Грачева, Л. О. Влияние рассеивания энергии в рессорном подвешивании тележек на сопротивление движению грузовых вагонов / Л. О. Грачева, Худякова А. А. // Вестник ВНИИЖТ №3, 1979. – С. 37-39.
20. Гребенюк, П. Т. Правила тяговых расчетов / П. Т. Гребенюк, А. Н. Долганов, О. А. Некрасов, А. Л. Лисицын и др. // М.: Транспорт, 1985. – 287 с.
21. Данович В.Д. Пространственные колебания вагонов на инерционном

пути: Автореф. дис. д.т.н. – Днепропетровск, 1982. – 44 с.

22. Данович В.Д., Рейдемейстер А.Г. Математическая модель взаимодействия колеса и рельса// Транспорт. Збірник наук. праць ДПТУ. Вип.2.-Дніпропетровськ: «Наука і освіта», 1999.- С.17-22.

23. Двухглазов В.А., Салоусов Г.Н., Кривецкий А.А., Коротенко М.Л., Демин Ю.В. Результаты стендовых испытаний по определению характеристик горизонтальной угловой связи рам тележек грузовых вагонов// Проблемы механики наземного транспорта.-Днепропетровск.-1978.-С.103-107.

24. Елбаев Э.П. К вопросу о характере движения колесной пары в кривых участках железнодорожного пути: Харьковский политехнический институт. – Харьков, 1989. – 25 с.

25. Жаров И. А., Влияние радиуса кривой и смазывания на сопротивление движению тележки при квазистатическом движении / И. А. Жаров, М. А. Макаров // Вестник ВНИИЖТ №3,2002 – С. 31-35.

26. Камаев А.А., Сорока М.И., Колпаков Ф.И. Воздействие на путь в круговых кривых тележек со свободно вращающимися колесами// Динамика подвижного состава железных дорог: науч.труды Брянского ин-та трансп.машиностроения: Брянск, 1971. – Вып.23. – С.156-159.

27. Камаев В.А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

28. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом/ А. Я. Коган.- М.: Транспорт, 1997. – 326 с.

29. Комарова А.Н. Влияние характеристик тележек на энергоэффективность грузовых вагонов. - Дисс. канд. техн. наук. - СПб, 2015.- 88 с.

30. Купер Дж. Коэффициенты, характеризующие деформацию в контактной задаче Герца// Прикладная механика, 1969.-3.- С.47-51.

31. Манкевич Н.Б. Усовершенствование конструкции литых деталей двухосных тележек грузовых вагонов: Дисс. канд.техн. наук.- Днепропетровск, 2015.-263 с.

32. Марков Д.П. Триботехнические характеристики пары трения колесо-рельс// Трение и износ (16). – 1995. - № 1. – С.138-156.
33. Математическое моделирование колебаний рельсовых транспортных средств / Под ред. В.Ф. Ушкалова. – К.: Наукова думка, 1989. – 240 с.
34. Маслиев В.Г. Динамика локомотивов с устройствами, уменьшающими износ бандажей колес. –Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – 288 с.
35. Машошин О.Ф. Диагностика авиационной техники. Учебное пособие. - М.: МГТУ, 2007. – 141 с.
36. Михайлов Е.В., Слащев В.А., Семенов С.А. Пути снижения износа гребней колес рельсовых экипажей// Вестник ВНУ им.В.Даля. – 2012. – № 5 (176), (Ч. 1). – С.61-67.
37. Михайлов Е.В., Слащев В.А., Семенов С.А. Снижение кинематического проскальзывания по рельсу колеса рельсового экипажа с подвижным гребнем // Вестник ВНУ им.В.Даля. – 2013. – № 18 (207), (Ч. 1). – С.28-34.
38. Михайлов Е.В., Слащев В.А., Горбунов М.И., Щербаков В.П., Семенов С.О. Колесо рейкового транспортного засобу. Деклараційний патент на корисну модель 75279. Опубл.26.11.2012, бюл. № 22/2012.
39. Михайлов Е.В., Слащев В.А., Горбунов М.И., Семенов С.О. Колісна пара рейкового транспортного засобу. Деклараційний патент на корисну модель 78070. Опубл.11.03.2013, бюл. № 5/2013.
40. Мямлин С.В. Моделирование динамики рельсовых экипажей. – Днепропетровск: Новая идеология, 2002. – 240 с.
41. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: Пер. с англ./У.Дж.Харрис, С.М.Захаров, Дж. Ландгрэн, Х.Турне, В.Эберсен. – М.: Интертекст, 2002. – 408 с.
42. Отчет по предварительным испытаниям полувагона модели 15-1905. ООО «НПП ИЦ «АЗОВМАШТЕСТ», Мариуполь, 2011.
43. Панькин Н.А. Причины интенсивного износа гребней колес и рельсов и пути его устранения // Железнодорожный транспорт. -1991.- № 11. – С.57-59.

44. Погорелов, Д.Ю. Введение в моделирование динамики системы тел: учеб. пособие / Д.Ю. Погорелов. – Брянск: БГТУ, 1997. - 156 с.

45. Результаты теоретических исследований ходовых качеств локомотива с опытной подрезиненной колесной парой и теплового состояния ее амортизаторов: Отчет о НИР / Рук. А.Л. Голубенко, Ворошиловградский машиностроительный институт: Ворошиловград, 1988.- 463 с.

46. 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.

47. Ткаченко В.П. Кинематическое сопротивление движению рельсовых экипажей.- Луганск: Изд-во ВУГУ, 1996.- 200 с.

48. 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.

49. Хайрер Э., Нерсетт Х., Ваннер У. Численное решение обыкновенных дифференциальных уравнений.- М.: Мир, 1990. – 420 с.

50. Шиллер В.В. Особенности взаимодействия колесной пары новой конструкции и рельсовой колеи//Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава: материалы Всеросс. науч.-техн. конф. с международным участием/ОмГУПС, Омск, 2011.- С.52-58.

51. Эффективность лубрикации рельсов//Железные дороги мира.- 2011, № 1.- С.65-68.

52. Цыганков П.Ю. Совершенствование конструкции тележек скоростных локомотивов с целью улучшения их динамики: Дис. канд. техн. наук. – М., 2002. – 197 с.

53. Carter F.W. On the action of locomotive driving wheel // Proc. Roy. Soc. – Ser.A. – 1926. V.112. – P.151-157.

54. Evgeniy Mikhailov, Stanislav Semenov, Evgenia Panchenko. 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. – P.P. 139 – 145.

55. Kojanagi S. The stability of Motion on the Independently-Rotating-Wheel-Axle// Quart.Repts.Railway Techn.Res. Inst, 1971, № 1, p.p. 29-33.

Люблю книги
ljubljuknigi.ru



yes
I want more books!

Покупайте Ваши книги быстро и без посредников он-лайн - в одном из самых быстрорастущих книжных он-лайн магазинов!
Мы используем экологически безопасную технологию "Печать-на-Заказ".

Покупайте Ваши книги на
www.ljubljuknigi.ru

Buy your books fast and straightforward online - at one of the world's fastest growing online book stores! Environmentally sound due to Print-on-Demand technologies.

Buy your books online at
www.ljubljuknigi.ru

OmniScriptum Marketing DEU GmbH
Heinrich-Böcking-Str. 6-8
D - 66121 Saarbrücken
Telefax: +49 681 93 81 567-9

info@omniscryptum.com
www.omniscryptum.com

OMNIScriptum



Значительный вклад в общее сопротивление движению рельсовых транспортных средств вносит кинематическое сопротивление, связанное с проскальзываниями колес по рельсам. Известен ряд направленных на снижение этой составляющей сопротивления движению ресурсосберегающих технологий: лубрикация, совершенствование динамики конструкций колес уделяется недостаточно внимания. А ведь без изменения их традиционной конструктивной схемы (с монолитным изготовлением поверхности катания и гребня) не представляется возможным устранить такую значительную составляющую кинематического сопротивления, как сопротивление от дифференциального проскальзывания гребней по рельсам. С целью определения эффективности использования на рельсовом транспорте колес перспективной конструктивной схемы, например, позволяющей гребню поворачиваться относительно колеса вокруг их общей оси, авторами проведены исследования процессов движения по рельсовому пути как отдельных колес различных конструктивных схем, так и рельсовых экипажей, в ходовых частях которых установлены такие колеса. Некоторые результаты этих исследований приведены в настоящей работе.

Авторов этой книги Михайлова Е.В, Рейдемейстера А.Г и Семенова С.А объединил общий научный интерес к вопросам динамики рельсового подвижного состава, взаимодействия колес и рельсов и создания перспективных конструкций ходовых частей рельсовых экипажей.



978-3-659-85630-3