

The methods. Resulting from the branch current technological modeling and expert evaluation, new engineering solutions for machines used to clean rail tracks have been proposed.

Findings. Rational design of rail track cleaning machine operating in coal mines has been substantiated. The mechanism enables distant energy transfer using movers of hydraulic system as a drive.

The originality. Design of the system is protected.

Practical implications. Implementation of the design will help improve significantly reliability, productivity, and operational safety as well as reduce capital cost and primary cost of a rail track cleaning process.

Key-words: *a mine, rail track, cleaning, a rope, sheave component, a pump, productive capacity, safety*

УДК 622.625.28

© К.А. Зіборов

ВПЛИВ РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ КОНТАКТУЮЧИХ ТІЛ ПАРИ: КОЛЕСО – РЕЙКА НА КОЕФІЦІЄНТ ЗЧЕПЛЕННЯ

© K. Ziborov

INFLUENCE OF REGIME PARAMETERS OF CONTACTING BODY PAIR: WHEEL-RAILS ON CLUTCH COEFFICIENT

Для випадку нестационарного прямолінійного руху встановлено функціональний зв'язок силового і кінематичного параметрів при реалізації колесом рейкового транспортного засобу дотичної реакції. Розглянуто вплив режимних параметрів контактуючих тіл на коефіцієнт форми взаємодії тіл з рухомою точкою контакту.

Для случая нестационарного прямолинейного движения установлена функциональная связь силового и кинематического параметров при реализации колесом рельсового транспортного средства касательной реакции. Рассмотрено влияние режимных параметров контактирующих тел на коэффициент формы взаимодействия тел с подвижной точкой контакта.

Вступ. Завдання, які полягають в дослідженні умов утворення контакту з урахуванням властивостей і форм цих поверхонь, дуже складні і коректність отриманих результатів залежить, в тому числі, від особливостей експлуатації засобів рейкового транспорту.

Так для магістральних локомотивів це високі швидкості, значні інерційні характеристики, широкий діапазон кліматичних і сезонних умов експлуатації, різні за своїми властивостями верхня і нижня будови колії і т.д. [1, 2]. У той же час для шахтних умов при визначенні тягово-гальмівних характеристик необхідно також враховувати відмінність в діаметрах коліс колісної пари, знос повер-

хонь катання рейок і бандажів коліс, розширення колії, поганий стан стиків і стрілочних переводів, локальні прогини рейкових ниток і нахил рейок, які в підземних умовах визначаються технологією проведення гірничих виробок і властивостями порід, що вміщують [3, 4].

У зв'язку з зазначеними раніше причинами ще не існує єдиної теорії зчеплення коліс локомотива з рейками, що описує взаємодію контактуючих матеріалів колеса і рейки у всьому різноманітті процесів, що відбуваються.

Мета роботи. Встановлення функціонального зв'язку силового і кінематичного параметрів при реалізації колесом рейкового транспортного засобу дотичної реакції для випадку нестационарного прямолінійного руху.

Матеріал і результати досліджень. Вектор лінійної швидкості руху колісної пари V_1 складається з швидкості кочення колеса V_2 і швидкості його ковзання $\bar{V}_{СК} = \bar{V}_2 - \bar{V}_1$, яка характеризується сукупною дією деформацій і ковзання точок контакту.

Дія зовнішніх сил на ланки фрикційної пари колесо – рейка призводить до виникнення в точках їх об'єму напруги і деформацій. При кожному оберті колеса на опорному майданчику його на рейці Φ (рис. 1) виникають під дією цих сил і внутрішньої енергії матеріалу пружні і пластичні деформації. По мірі переміщення колеса пересувається і майданчик контакту.

Результуюча сила, що передається від поверхні рейки до колеса колісної пари, розкладається на нормальну реакцію Q_z , діючу вздовж загальної нормалі, і дотичну (тангенціальну) – Q_{xy} , діючу в дотичній площині, та яка зазнає протидію з боку сил тертя.

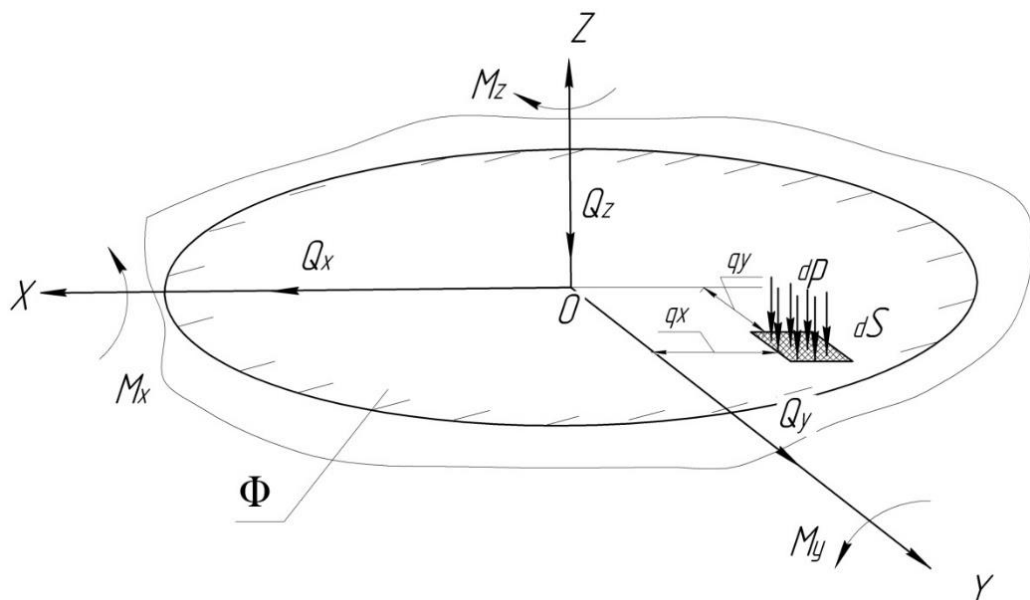


Рис. 1. Зовнішні сили, що діють на майданчику контакту

Величина сили Q_{xy} повинна бути менше або в граничному стані дорівнюватиме силі граничного тертя, тобто:

$$Q_{xy} \leq \mu_0 \cdot Q_z \quad (1)$$

де μ_0 – коефіцієнт, що враховує властивості матеріалів контактуючих тіл (без урахування впливу навколишнього середовища).

Коефіцієнтом зчеплення в тягових розрахунках прийнято називати відношення тягового зусилля, прикладеного по дотичній до контактуючої поверхні, до сили нормального тиску на цю поверхню:

$$f = \frac{Q_{xy}}{Q_z} = \frac{\tau}{p} \leq \mu_0 \quad (2)$$

де τ – зсувні напруги, що виникають на майданчику контакту.

Колесо, що рухається по рейці, може перебувати у вільному ($Q_{xy} = 0$), гальмівному ($Q_{xy} < 0$) або тяговому ($Q_{xy} > 0$) режимах.

Як впливає з виразу (2), при $\tau = 0$ коефіцієнт зчеплення також дорівнює нулю. У міру збільшення зсувного навантаження коефіцієнт зчеплення збільшується. Відносний зсув поверхонь контактуючих тіл при додатку τ відбувається за рахунок пружної деформації виступів шорсткості [1, 5].

Проведений аналіз запропонованих аналітичних залежностей і результатів експериментальних досліджень для коефіцієнта зчеплення як функції швидкості відносного ковзання поверхонь v показує [5], що для розглянутого випадку функція залежності зсувних навантажень від відносної швидкості має вигляд:

$$\tau = \mu_0 p \cdot \frac{\alpha v}{\delta v + \beta v + \lambda V} \quad (3)$$

де α , β , δ – коефіцієнти, що враховують стан поверхні контактуючих тіл, тривалість контакту, спосіб прикладання навантаження і т.п.; λ – коефіцієнт, що враховує пружні характеристики матеріалу, величину і характер розподілу виступів шорсткості контактуючих поверхонь, швидкісні характеристики прикладання навантаження.

У загальному випадку, якщо розглянути докладніше, коефіцієнти α і λ залежатимуть від параметрів, так чи інакше пов'язаних зі швидкістю переміщення V : фактичної площі контакту, температури в зоні контакту (вплив її на модуль пружності матеріалів контактуючих тіл) і т.п.

Кожен з коефіцієнтів несе своє смислове навантаження, можливо, і кілька коефіцієнтів одночасно схильні до впливу одного зовнішнього параметра. Позначаючи також

$$\kappa = \frac{v}{V} \quad (4)$$

отримаємо рівняння, що визначає тягову здатність тіл з рухомою точкою контакту у вигляді:

$$\tau = \mu_0 \alpha p \frac{\kappa}{\delta \kappa^2 V + \beta \kappa + \lambda} \quad (5)$$

Позначивши

$$\chi = \frac{\tau}{\mu_0 \alpha p}$$

отримаємо значення коефіцієнта форми взаємодії тіл з рухомою точкою контакту:

$$\chi = \frac{\kappa}{\delta \kappa^2 V + \beta \kappa + \lambda} \quad (6)$$

Розглянемо вплив режимних параметрів контактуючих тіл на коефіцієнт форми взаємодії тіл з рухомою точкою контакту (на параметр χ відповідно до виразу 6). Для початку виберемо параметри такими, щоб максимальне значення коефіцієнта χ дорівнювало -1 при $\kappa=0.021$ і $V=10$ м/с (умови отримання характеристики зчеплення при проведенні експериментальних досліджень).

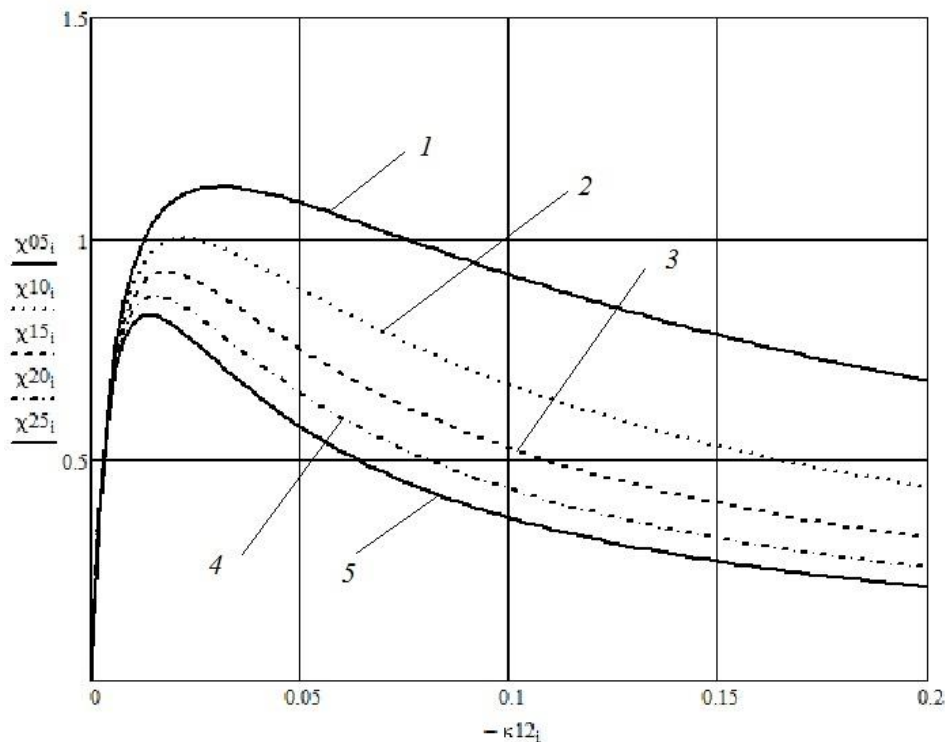


Рис. 2. Вплив швидкості переміщення на тягову здатність контактуючих тіл:
1 – $V=5$ м/с; 2 – $V=10$ м/с; 3 – $V=15$ м/с; 4 – $V=20$ м/с; 5 – $V=25$ м/с

Як видно з рисунка 2, зі збільшенням швидкості руху екіпажу V сила тяги буде трохи зменшуватися. Пов'язано це з тим, що менший час контактування точки поверхні колеса з рейкою призводить до зниження часу релаксації і зменшення фактичної площі їх контакту. Знижується також і швидкість відносного руху, при якому має місце явище кріпу, або пружного ковзання. Тобто тягова здатність колеса зі збільшенням швидкості руху локомотива зменшується.

Зменшується також і відносна швидкість, при якій настає максимальна тягова здатність колеса. Це пов'язано як з пружно-спадковими властивостями ма-

теріалів контактуючих тіл, так і з температурними ефектами в зоні контакту, пов'язаними зі збільшенням швидкості проходження зони.

При швидкості $V=0$ залежність $f = \frac{\tau}{p} = \frac{\mu_0 \alpha}{\delta V_{12} + \beta}$ буде мати вид (рис. 3),

тобто класичну залежність «коефіцієнт тертя спокою – коефіцієнт тертя ковзання». Коефіцієнт тертя спокою μ_0 , а також коефіцієнт α залежать від зовнішніх умов: забруднення поверхні, мастила, температури поверхневого шару і т.п.

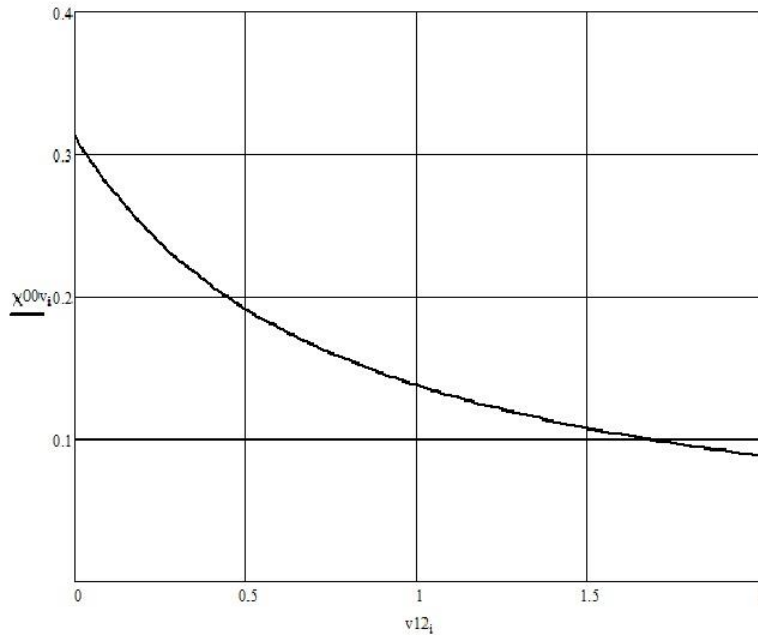


Рис. 3. Взаємодія тіл при швидкості $V=0$

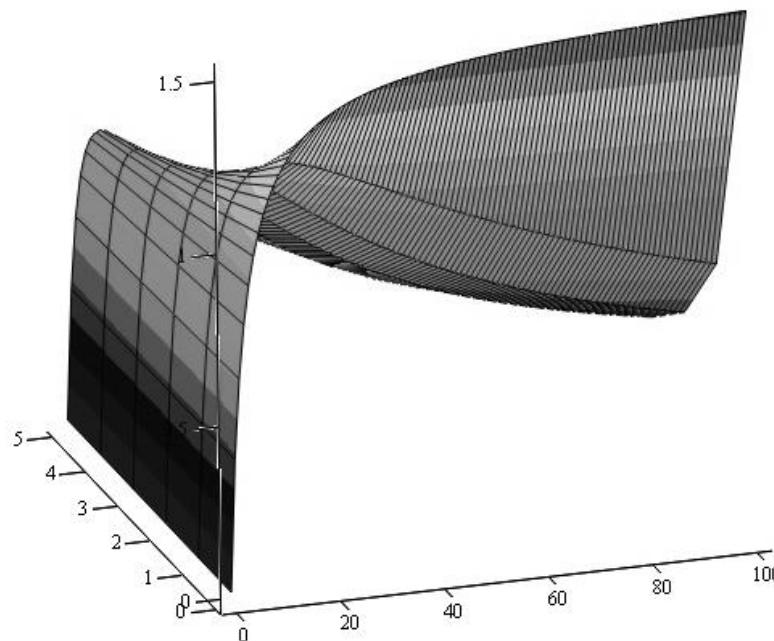


Рис. 4. Зміна тягової здатності контакту від швидкості руху рейкового транспортного засобу

На рис. 4 представлений графік залежності тягового зусилля (коефіцієнта χ) від абсолютної швидкості руху V і відносної швидкості v . Як впливає з графіка, із збільшенням швидкості V максимальне значення χ зменшується, тобто зі збільшенням швидкості руху локомотиву його тягова здатність знижується. Особливо це помітно в області за межами кріпу, тобто руху локомотива в режимі боксування.

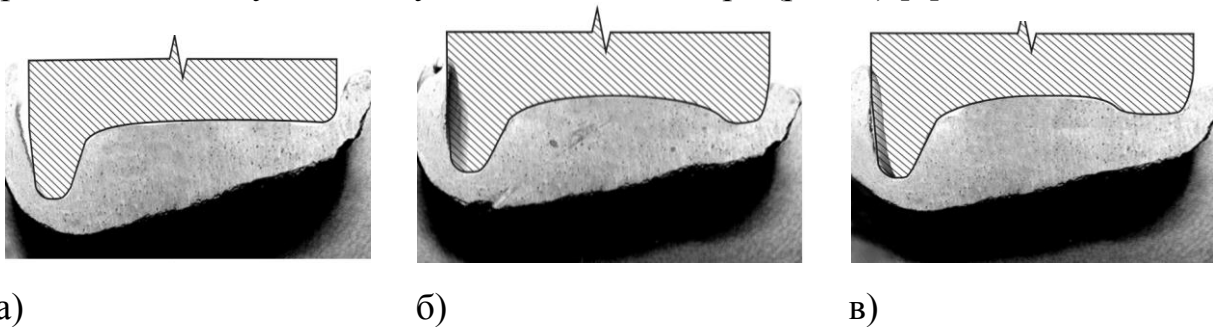
Найчастіше на залізничному транспорті та рудничної електровозній відкатці використовується передача руху парі коліс, пов'язаних між собою жорстким валом. При русі на прямолінійній ділянці з колесами однакового розміру (які не мають відхилень по діаметру), коефіцієнт форми взаємодії тіл з рухомою точкою контакту χ (форма сили тяги, що впливає на вісь), буде мати вигляд (6). Або

$$\chi = \frac{v}{\delta v^2 + \beta v + \lambda V} \quad (7)$$

де v – відносна швидкість ковзання колеса і рейки; V – абсолютна швидкість переміщення; $K = \frac{v}{V}$ – відношення швидкості ковзання колеса до абсолютної швидкості переміщення.

Для шахтних умов в процесі взаємодії колеса і рейкового шляху кривизна обох дотичних поверхонь істотно спотворюється внаслідок зносу, і величина деформацій цих поверхонь безперервно змінюється, змінюючи ефективність реалізації сили тяги [5].

Граничні норми зносу (прокату) бандажів коліс колісних пар встановлені Правилами технічної експлуатації і складають для шахтних локомотивів, які переміщуються зі швидкостями 10 – 15 км / год, на одну сторону не більше 10 мм. Експериментальне визначення обсягу витертого матеріалу, проведене в реальних (шахтних) умовах (робилися зліпки поверхонь катання бандажів колісних пар шахтних локомотивів з різними компоновальними (модульна, рамна) схемами), дозволяють зробити висновки про істотну (більше 4%) різницю розмірів коліс по колу катання у однієї колісної пари (рис. 5) [5].



а)

б)

в)

Рис. 5. Зліпки робочих поверхонь катання колісних пар
а) – початковий профіль; б) – зношений профіль лівого колеса колісної пари;
в) – зношений профіль правого колеса колісної пари

Нехай радіуси коліс, що знаходяться на одній осі R_1 та R_2 , причому $R_2 = k_k R_1$. Якщо відносне ковзання колеса R_1 буде κ , то для колеса R_2

$$\kappa_k = 1 - k_k(1 - \kappa) \quad (8)$$

Тоді тягове зусилля колісної пари

$$Q_x = \frac{Q}{2} \mu_0 \alpha \left(\frac{\kappa}{\delta \kappa^2 V + \beta \kappa + \lambda} + \frac{\kappa_k}{\delta \kappa_k^2 V + \beta \kappa_k + \lambda} \right) \quad (9)$$

А тягове зусилля колісної пари з однаковими колесами

$$Q_x = Q \mu_0 \alpha \frac{\kappa}{\delta \kappa^2 V + \beta \kappa + \lambda} \quad (10)$$

На рис. 6 представлений графік тягового зусилля колісної пари шахтного локомотива з колесами, що відрізняються по діаметру на колі катання на 4%. Тут же суцільною лінією нанесені дані для колісної пари з однаковими колесами.

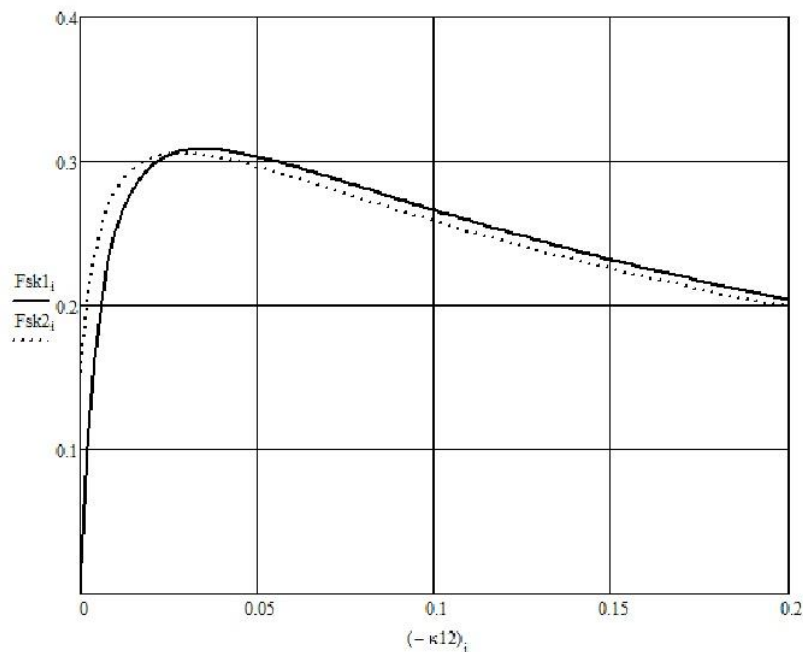


Рис. 6. Вплив різниці в діаметрах коліс на тягову здатність колісної пари: 1 – колеса однакового розміру; 2 – колеса, відмінні по діаметру

Показник Fsk , що характеризує відношення тягового зусилля колісної пари до нормального навантаження на вісь, можна вважати коефіцієнтом зчеплення f для колісної пари.

Висновки. У роботі на основі теоретичних досліджень параметрів руху транспортного засобу по рейковому шляху сформульована математична модель реалізації колесом рейкового транспортного засобу дотичної реакції при нестационарному прямолінійному русі, що встановлює функціональний зв'язок силового (тягове зусилля) і кінематичного (відносна швидкість) параметрів і дозволяє з більшим ступенем точності прогнозувати експлуатаційні властивості і вирішувати завдання динаміки рейкового транспорту. Отримані залежності показують про істотну зміну тягових властивостей рейкового транспортного засобу в області характеристики за межами кріпу.

Перелік посилань

1. Голубенко, А.Л. Сцепление колеса с рельсом / А.Л. Голубенко – 2-е изд. доп. и пер. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1999. – 476 с.
2. Вериго, М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
3. Ренгевич, А.А. Коэффициент сцепления шахтных электровозов / А.А. Ренгевич // Вопросы рудничного транспорта. Под общ. ред. Н.С. Полякова. – М.: Госгортехиздат, 1961. – Вып. 5. – С.227-247.
4. Зиборов, К.А. Экспериментальное определение характеристик сцепления шахтного локомотива при кинематических и силовых несовершенствах / К.А. Зиборов, А.А. Сердюк, О.В. Дерюгин // Вибрации в технике и технологиях. – 2000. – №4(16). – С. 60–63.
5. Франчук, В.П. Метод определения неупругих сопротивлений при качении колеса по рельсу / В.П. Франчук, К.А. Зиборов // Збірник наукових праць НГУ– 2017. – №50. – С. 72–81.

ABSTRACT

Purpose. Determination of the functional connection of the power (tangential reaction) and kinematic (relative slip) parameters in the nonstationary rectilinear motion of the wheel of the rail transport.

The methods. A mathematical model is proposed for the interaction of a wheel and a rail on an elementary contact section in the presence of a normal and shear load. The influence of the regime parameters of the contacting bodies on the coefficient of the shape of the interaction of bodies with the moving point of contact is considered.

Findings. The functional relationship between the power and kinematic parameters is established, which will allow to predict the operational properties and solve the problems of the dynamics of rail transport with a higher degree of accuracy.

Practical implications. Knowledge of the physics of the processes occurring in the contact area of the wheel-rail pair will increase the efficiency of torque transmission in the quasi-stationary mode of vehicle movement.

Keywords: *tangential reaction, point of contact, creep, stress*