

**ШИФР «20200102DUT3»**

**МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ  
МАТЕРІАЛІВ ФРИКЦІЙНОЇ ПАРИ КОЛЕСО-РЕЙКА З  
УРАХУВАННЯМ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ЗОНІ  
КОНТАКТУ ПРИ ПЕРЕДАЧІ РУХУ ТЕРТЯМ**

2020

## **ЗМІСТ**

<b>Вступ</b>	<b>3</b>
<b>1. Теорії і гіпотези передачі руху тертям тілом з рухомою точкою контакту</b>	<b>4</b>
<b>2. Мета роботи</b>	<b>9</b>
<b>3. Характеристика фізичних процесів, що відбуваються в зоні фрикційної взаємодії пари колесо–рейка</b>	<b>9</b>
<b>4. Режим кочення колеса по рейці при наявності поздовжнього наван-таження</b>	<b>14</b>
<b>5. Вплив теплофізичних процесів, що відбуваються в зоні контакту, на фрикційні властивості пари колесо-рейка</b>	<b>17</b>
<b>Висновки</b>	<b>26</b>
<b>СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ</b>	<b>27</b>

## Вступ

Надійна робота більшості сучасних високопродуктивних видів транспорту (стрічкові конвеєри, залізничний, автомобільний транспорт і т.п.) забезпечується умовами фрикційної взаємодії контактуючих поверхонь.

Наприклад, якщо для рейкових транспортних засобів кілька років тому завдання полягало в тому, щоб розширювати їх типорозмірний ряд, з метою реалізувати граничне по зчпній вазі значення сили тяги, то в даний час при створенні нових високопродуктивних видів транспорту вона полягає в тому, щоб обґрунтувати можливість підвищити ефективність використання сили тяги без збільшення зчпної маси рейкового транспортного засобу.

Облік умов фрикційної взаємодії вихідних ланок транспортних засобів і зовнішнього середовища у взаємозв'язку з поверхневими явищами, що відбуваються на контактуючих елементах, а також їх вплив на механічні властивості матеріалів фрикційної пари, має важливе значення для вирішення проблеми підвищення тягово-гальмівних характеристик, надійності і безпеки руху, скорочення експлуатаційних витрат і, в цілому, збільшення продуктивності промислових підприємств.

Поява сучасних інформаційних технологій надає можливість приймати для досліджень вихідні передумови та розрахункові схеми з урахуванням конструктивних особливостей транспортних систем не тільки для квазістатичних умов, а й виконувати дослідження динамічних параметрів системи «транспортний засіб – зовнішнє середовище».

## 1. Теорії і гіпотези передачі руху тертям тілом з рухомою точкою контакту

Силова взаємодія твердих тіл при терті крім його впливу на зміну форм взаємодіючих поверхонь, обумовлює енергетичні втрати при роботі машин, а також при здійсненні різноманітних технологічних процесів.

Взаємодія тіл з рухомою точкою контакту (для транспортних засобів це перш за все взаємодія вихідних ланок із зовнішнім середовищем, але також і при передачі руху між ланками механізмів, що утворюють кінематичні пари) являє собою основу фізичних процесів, пов'язаних з переміщенням вантажів, а також процесу кочення, що супроводжується зчепленням і реалізацією сили тяги або гальмування при виконанні основного робочого процесу. В основі процесу зчеплення лежать фрикційні взаємодії, які здійснюються між цими ланками і зовнішнім середовищем. Пізнання природи тертя дозволяє знаходити засоби і способи підвищення норм маси транспортних засобів, забезпечення стійкості їх руху, зниження зносу вихідних ланок і поверхонь, з якими вони взаємодіють.

Історично початок вивчення тертя (в XVI–XVII ст.) пов'язаний з ім'ям Леонардо да Вінчі, далі Г. Амонтона, які сформулювали поняття про коефіцієнт тертя і встановили, що сила тертя не залежить від геометричних розмірів дотичних поверхонь контактуючих тіл при збереженні нормальних напружень на поверхні розділу постійними.

Пояснення закону Г. Амонтона дав А. Паран (1703 г.), виходячи з того, що тіла абсолютно жорсткі. Так, відповідно до гіпотези А. Парана, тертя обумовлюється підйомом одного тіла по мікронерівностях іншого. Коефіцієнт тертя визначається тангенсом кута нахилу граней одиничних мікронерівностей і є постійним по величині і однаковим для різних тіл.

Л. Ейлер в своїх дослідженнях дійшов висновку, що сила тертя спокою, що дорівнює за величиною і протилежна за направленням силі, необхідної для початку ковзання, більша сили тертя ковзання, і дав формулу для розрахунку

коефіцієнта тертя ковзання [1]. Ця формула, отримана на підставі закону збереження механічної енергії для поступально рухомого тіла і обґрунтована строго математично, має фізичний недолік, тому що виходить з концепції абсолютно твердого тіла.

Однак механічні теорії тертя, сформульовані Г. Амонтоном, А. Парані, Л. Ейлером та ін., не змогли пояснити деяких явищ, що відбуваються при терті твердих тіл (залежність коефіцієнта тертя від механічних властивостей тіл, що труться, шорсткості поверхні, часу тривалості контакту і ін.).

Початок систематичних досліджень тертя поклав Ш. Кулон [2]. Він встановив, що сила тертя складається з двох частин, одна з яких залежить від зчепленості (молекулярної складової сил тертя), інша – від сили нормального тиску. Запропонувавши цей закон тертя, Ш. Кулон не дав правильне фізичне пояснення складовим тертя, особливо, що характеризує зчепленість.

Якщо в перший час дослідники тертя кочення основну увагу приділяли встановленню взаємозв'язку його з навантаженнями на тіла кочення і їх розмірами (поряд з дослідженнями Ш. Кулона тут можна виділити роботи Т. Тредголд, А. Морена і А. Дюпюї [2, 3]), то в подальшому з'явилися різні гіпотези про природу тертя кочення і розроблялося їх теоретичне обґрунтування.

Більшість досліджень в цьому напрямку стосувалося взаємодії двох контактуючих тіл в ідеальних умовах без урахування безлічі факторів, що впливають на процес зчеплення тіл взагалі. Такі дослідження дозволяють глибше зрозуміти фізику процесу, проте неоднакові умови експериментів неминуче тягнуть за собою і різні точки зору на природу тертя.

Молекулярна теорія пояснює тертя взаємодією молекул дотичних тіл як результат подолання сил молекулярного тяжіння і відштовхування. Ці сили проявляються в точках фактичного контакту, в яких тіла що труться будуть дуже близько стикатися один з одним. Вперше молекулярна теорія тертя була запропонована англійським фізиком І. Дюзагюл'є (1734 г.). Надалі ця теорія знайшла розвиток в роботах В. Харді, Г. Томлінсона, Б.В. Дерягіна та інших [4, 5].

Б.В. Дерягін дав нове обґрунтування молекулярної теорії тертя, побудованої на обліку молекулярної (атомарної) шорсткості поверхонь, що є наслідком дискретної структури речовини. Розвинув теорію про перетворення сил тертя в тепло при подоланні потенційного бар'єру міжатомних сил відштовхування, теоретично передбачив закон внутрішнього тертя.

Однак і молекулярна теорія тертя не пояснює багатьох чинників, як, наприклад, залежність коефіцієнта тертя від тиску, швидкості ковзання і т.і.

Розглядалася концепція (1938 г.), що тертя виникає через пластичне відтискування матеріалу і подолання містків зварювання, викликаних адгезією матеріалів контактуючих поверхонь. Вперше наявність містків холодного зварювання при терті твердих тіл в атмосферних умовах було встановлено Ф. Боуденом і Д. Тейбор [6]. Передбачалося, що тертя в основному обумовлено опором на зріз містків холодного зварювання контактуючих тіл. При цьому об'ємне деформування твердих тіл не враховувалося.

Молекулярна складова сили тертя стосовно гуми визначається молекулярно-кінетичною теорією, висунутої Г.М. Бартеневим [7] для тертя гуми по твердій гладкій поверхні. Теорія ґрунтується на тому, що при контакті гуми з поверхнею твердого тіла окремі молекулярні ланцюги, складові гуми «приклеюються» до поверхні контакту. Число таких ланцюгів залежить від шорсткості поверхонь, що труться і величини нормального тиску. Кожен такий ланцюг знаходиться в контакті обмежений час, а потім робить перескок в напрямку дії тангенціальних сил і утворює нове місце контакту. При відсутності тангенціальних сил ланцюги здійснюють безладні переходи.

Наукова школа І.В. Крагельського охоплює широке коло фундаментальних питань трибології [2, 8]. Пріоритетні напрямки досліджень наукової школи І.В. Крагельського:

– **теорія фрикційного контакту.** Для контакту шорстких тіл введені поняття номінальної, контурної і фактичної площі контакту і відповідних тисків. Для розрахунку характеристик контакту використана опорна крива (функція

розподілу матеріалу по висоті шорсткого шару) і модель нерівності в формі сферичних сегментів і стрижнів;

– **молекулярно-механічна теорія тертя.** Відповідно до цієї теорії, сила (коефіцієнт) тертя є сумою двох складових – молекулярної та механічної. Механічною складовою сили тертя при контакті одиничної нерівності з контртілом є опір матеріалу деформації цієї нерівності. При пружному контакті вона розраховується з урахуванням гістерезисних втрат, зумовлених недосконалою пружністю більш м'якого матеріалу. При пластичному контакті використовується коефіцієнт, який визначається з рішення контактної задачі теорії пластичності. Природа молекулярної складової пов'язана з фізичною взаємодією контактуючих поверхонь, а, фактично – адсорбованих плівок, що їх покривають.

На практиці ця взаємодія проявляється як схоплювання і руйнування адсорбованих шарів, а на ділянках ювенільного контакту – як схоплювання самих матеріалів з подальшим глибинним їх вириванням. Практично одночасно подібну адгезійно-деформаційну теорію запропонували англійські вчені Ф. Боуден і Д. Тейбор (див. вище). Різниця двох теорій полягає в різному трактуванні природи молекулярної (адгезійної) складової сили тертя.

І.В. Крагельський піддав критиці твердження Ф. Боудена і Д. Тейбора про переважний вплив руйнування містків зварювання на величину тангенціального опору. В своїх дослідженнях [8] він вважає, що великий вплив на силу тертя надає передформування матеріалу контактуючих поверхонь, викликане адгезією і зминанням. Процес передформування полягає в утворенні валика і складок в зоні контакту. Передформування може бути пружним або пластичним.

– **теорія втомного зносу поверхонь тертя.** В основі теорії лежить гіпотеза про руйнування контактуючих поверхонь в результаті циклічної взаємодії їх нерівностей, що приводить до накопичення дефектів, які є осередками пошкодження. Гіпотеза отримала фізичне обґрунтування (Є.А. Марченко [9]), а математичні вирази пов'язують величину зносу з числом циклів до руйнування. Для пружного контакту число циклів до руйнування є ступеневою функцією чинної

контактної напруги, а для пластичного контакту – ступеневою функцією чинного відносного подовження.

Однак в більшості випадків використання цих досліджень для реальних умов складного напруженого стану контактуючих тіл призводить до досить громіздких і важко аналізованих результатів. Природне прагнення більшості дослідників до отримання найбільш простих аналітичних залежностей пов'язано зі спрощеним підходом до об'єкта досліджень. Результати при цьому виходять або грубими, або задовільно точними на обмеженій ділянці зміни параметрів. Для отримання задовільних кінцевих результатів на основі простих фізичних передумов вдаються до введення фізично не пояснених або проблематичних для реальних фізичних тіл понять таких, як "дуга або зона ковзання", "дуга або зона спокою" [8]. Крім того, між взаємодіючими поверхнями зазвичай розташовуються забруднюючі речовини, наприклад, жири, органічні кислоти і т.і., що істотно змінює перебіг процесу реалізації наявного рівня зчеплення і пояснює стрибкоподібний характер руху і зміну стану проміжного шару, а, відповідно, сили тертя в перехідних режимах руху.

Поява атомної силової, атомної фрикційної мікроскопії та комп'ютерного моделювання привело до великого стрибка в розумінні і вивченні природи тертя, дало початок проведення поглиблених досліджень на атомно-молекулярному рівні [10]. Також представляє інтерес цикл робіт Д.П. Маркова за механізмом зчеплення фрикційної пари з урахуванням фонованого механізму виникнення сил тертя. Ці дослідження доводять принципову можливість дисипації енергії при терті на атомному рівні, тому що зсув атомів одного тіла щодо атомів іншого здійснюється дискретно, що і призводить до порушення різних хвильових процесів і появи сил тертя ковзання [11].

Таким чином, досягнутий рівень науки про передачу руху тертям не володіє закінченою системою уявлень про основні трибологічні закономірності процесу контактування вихідних ланок і поверхонь, з якими вони взаємодіють, і об'єднує в єдину теорію все або хоча б перераховані вище основні механізми цієї взаємодії. Тому для досить адекватного відтворення реальної картини по-



верхневих явищ за допомогою розрахункової методики необхідний аналіз і виділення ведучого механізму взаємодії для конкретних фрикційних пар, наприклад, системи «вихідна ланка рейкового транспортного засобу – зовнішнє середовище» з урахуванням їх матеріалів, навантажень, кінематики та інших умов взаємодії.

## **2. Мета роботи**

Визначення механічних властивостей поверхневого шару матеріалу фрикційної пари колесо–рейка і супроводжуючих їх енергетичних витрат з урахуванням теплофізичних процесів в зоні контакту при передачі руху тертям для різних умов взаємодії.

## **3. Характеристика фізичних процесів, що відбуваються в зоні фрикційної взаємодії пари колесо–рейка**

Коефіцієнтом зчеплення прийнято називати відношення тягового зусилля  $Q_{xy}$  (зусилля опору), прикладеного по дотичній до поверхні, що контактує, до сили нормального тиску на цю поверхню  $Q_z$  (так званий феноменологічний підхід до визначення завдання):

$$f = \frac{Q_{xy}}{Q_z} = \frac{\tau}{p} \leq \mu_0, \quad (1)$$

де  $\tau$  – зсувні напруги, що виникають на майданчику контакту;  $\mu_0$  – коефіцієнт граничного тертя.

Коефіцієнт зчеплення залежить від багатьох факторів. До найважливіших з них відносяться вид і стан поверхні контактуючих тіл, наявність або відсутність мастила (масла або вологи, колоїдних речовин і т.і.), температура поверхні на майданчику контакту, геометричні та реологічні характеристики контак-

туючих тіл, вид напруженого стану матеріалу на майданчику контакту, характер прикладання навантаження.

Існують різні гіпотези фізичної взаємодії вихідних ланок транспортних засобів і зовнішнього середовища [3, 12]. Багато з них застаріли, але й сучасні роботи в цій галузі не можуть до кінця чітко пояснити фізику явищ, що відбуваються на контакті взаємодіючих тіл, тим більше, не можуть бути повною мірою експериментально перевірені [13, 14]. Тому більш реальне фізичне пояснення процесів, що відбуваються краще розглядати стосовно до конкретних умов взаємодії [3, 12-14].

Як відомо, рух тіла в деякий момент часу визначається вектором лінійної швидкості довільно обраної відлікової точки тіла і вектором його окружної швидкості в обертальному русі щодо деякої вісі, що проходить через цю точку. Вплив перерахованих вище факторів призводить до того, що для колеса при кожному його обороті ймовірність збігу одних і тих же точок контакту  $O_1$  і  $O_2$  (рис. 1) на поверхні колеса і рейкового шляху є випадковим.

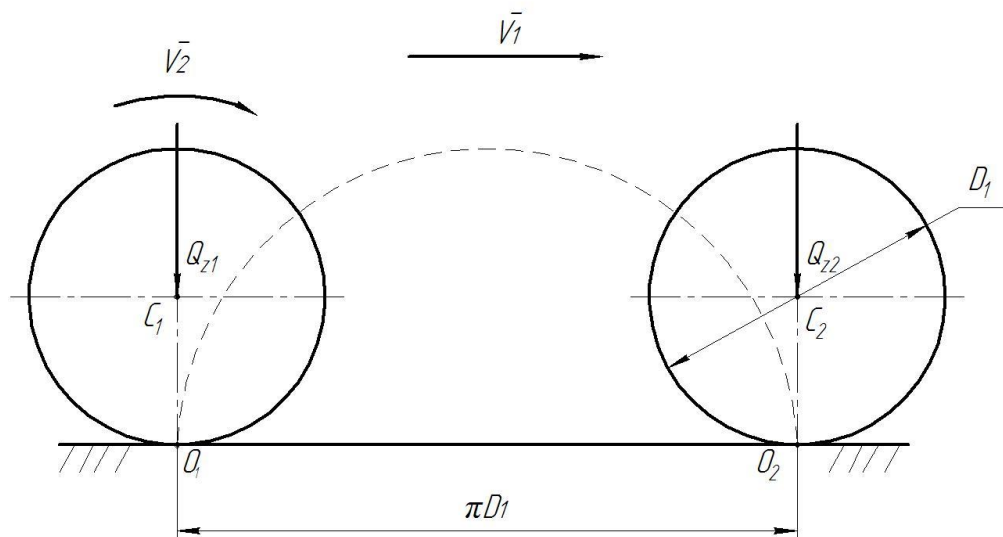


Рисунок 1 – Схема руху колеса рейкового транспортного засобу

Рух вихідних ланок транспортних засобів характеризується поєднанням різних співвідношень швидкості руху  $V_1$  і окружної швидкості обертання  $V_2$

(рис. 1). Ці співвідношення можна характеризувати величиною відносного ковзання (прослизання).

Явище ковзання було описано О. Рейнольдсом. Він виявив, що область фрикційної взаємодії розбивається на зони зчеплення і ковзання, що визначаються силами тертя і пружними деформаціями. Рейнольдс також вперше встановив експериментальну різницю між довжиною шляху, що проходить колесо за один оборот, і довжиною його окружності. Формально швидкість ковзання визначається як векторна різниця швидкостей в точці дотику поверхонь (рис. 2):

$$\bar{V}_k = \bar{V}_2 - \bar{V}_1. \quad (2)$$

Відстань, яку проходить точка одного тіла по поверхні іншого за час безперервного контакту, при коченні з проковзуванням не дорівнює добутку швидкості руху  $V_1$  на час. Для ідеально твердих тіл це переміщення відсутнє, тому що, при як завгодно малій зміні кута повороту відбувається зміна контактуючих точок на обох тілах.

Д.К. Мінов при дослідженні взаємодії колеса з рейкою враховує не тільки ковзання однієї поверхні по іншій, але і пружне деформування цих тіл [15]. Це дозволяє фізично правильно пояснити спостережуване в практиці зменшення швидкості руху локомотива в порівнянні з теоретично можливою навіть за відсутності боксування. Його пояснення не виключає так званого кріпа на майданчику контакту. Отримані Д.К. Міновим і рядом інших авторів [13, 15, 16] емпіричні залежності коефіцієнта зчеплення від швидкості відносного ковзання колеса і рейки показують, що зі збільшенням швидкості відносного ковзання значення коефіцієнта зчеплення спочатку зростає, а після досягнення деякого значення – зменшується.

Таким чином, при кожному оберті колеса 1 на опорному майданчику його на рейці 2 під дією зовнішніх сил і внутрішньої енергії матеріалу виникають

пружні і пластичні деформації, внаслідок чого елементи фрикційної пари колесо–рейка вступають в контакт по майданчику кінцевих розмірів (рис. 2).

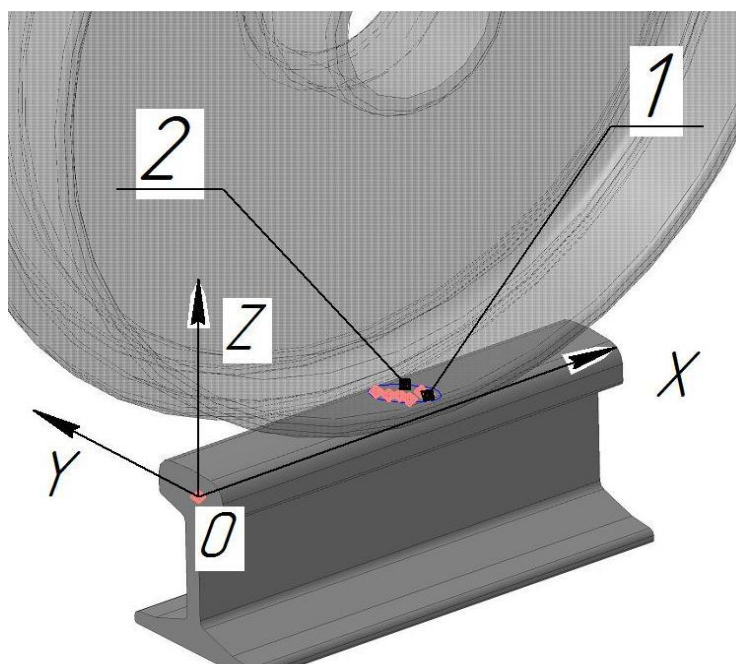


Рисунок 2 – Опорна поверхня фрикційної пари колесо–рейка

Контакт реальних поверхонь твердих тіл має дискретний (у вигляді плям) характер, обумовлений нерівностями цих поверхонь: відхиленням форми, хвилястістю, шорсткістю. Реальні поверхні вихідних ланок транспортного засобу і зовнішнього середовища завжди мають дефекти у вигляді виступів і западин. Вони утворюються в процесі виготовлення деталей вихідних ланок (їх точіння, фрезерування і шліфування) і далі розвиваються в результаті самої фрикційної взаємодії. Висота нерівностей і глибина западин на поверхнях взаємодії вихідних ланок різноманітна і коливається від декількох десятків мікрон до міліметрів [8, 9, 14, 17]. Тому реальна площа контакту (термін в трибології «площа істинного контакту») в 10–10000 раз [18] менше номінальної, обмеженою контуром дотичних тіл.

В результаті взаємодії з навколишнім середовищем поверхні твердих тіл 5, що труться (рис. 3) можуть бути покриті різними плівками 1–4, які утворюються внаслідок окисного процесу, фізичної адсорбції і хемосорбції.

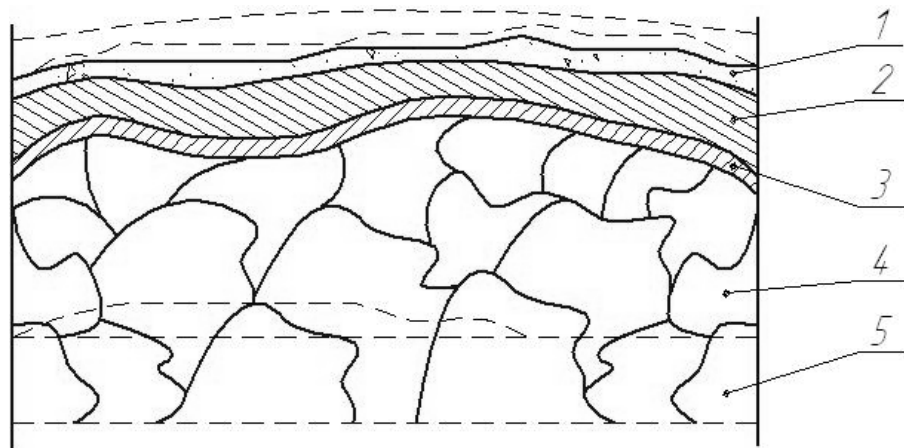


Рисунок 3 – Схема будови поверхні твердого тіла: 1 – адсорбований шар; 2 – оксиди; 3 – гранична зона; 4 – зона матеріалу зі зміненими фізико-механічними властивостями; 5 – основний матеріал

В процесі взаємодії (стирання поверхонь) окисний шар може механічно руйнуватися, звільняючи область з чистою поверхнею матеріалу ланок фрикційної пари. Однак під дією навколишнього середовища чисті поверхні знову досить швидко покриваються новим шаром окислів, впливаючи, таким чином, на умови фрикційної взаємодії.

Властивості полідисперсних забруднень, постійно присутніх на фрикційних поверхнях вихідних ланок транспортного засобу, можуть значно змінюватися на різних ділянках поверхні взаємодії. При цьому поверхневе забруднення в залежності від рівня вологості може набувати властивостей колоїдного розчину типу пасти або наближається до властивостей, близьким рідині. При певній в'язкості шару поверхневих забруднень з набігаючого боку по поверхні вихідної ланки, що рухається, утворюється так званий «валик забруднення» [4, 5].

В результаті високих фактичних тисків і швидкостей ковзання відбувається порушення енергетично рівноважного стану, що викликає появу значних температур в областях взаємодії і призводить до суттєвих змін властивостей поверхневих шарів, викликаючи в них механічні та температурні напруги, сприяючи протіканню хімічних реакцій, активізуючи взаємну дифузію [8, 19]. У поверхневих шарах матеріалів фрикційної пари (в першу чергу вихідних ла-

нок транспортних засобів), що зазнають великі деформації, відбувається утворення і зростання тріщин, накопичення втоми, що в кінцевому рахунку, змінює їх геометрію і порушує умови нормального функціонування.

#### 4. Режим кочення колеса по рейці при наявності поздовжнього навантаження

Реальні умови взаємодії колеса і рейки призводять до того, що в кожен момент часу, не тільки діють різні сили натискання колеса на рейку ( $Q_z$ ), але і змінюються форма і розміри опорної площадки  $\Phi$  (рис. 4).

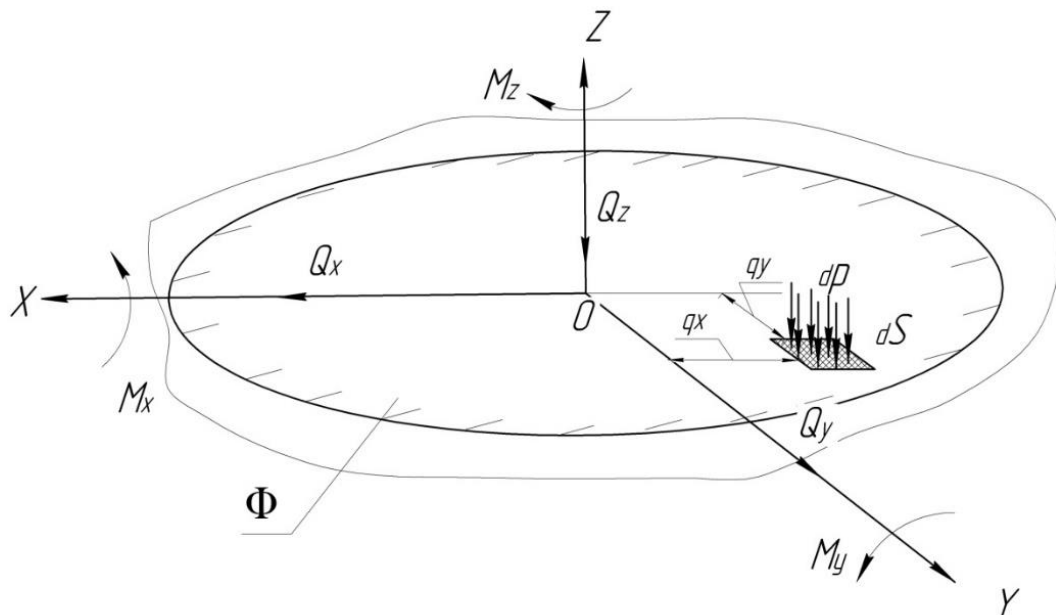


Рисунок 4 – Зовнішні сили, що діють на майданчику контакту

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 і зазнає протидію з боку сил тертя. Величина сили  $Q_{xy}$  повинна бути менше або в граничному стані дорівнювати силі граничного тертя (1), а у її формуванні беруть участь

елементарні сили  $Q_{xyi}$ , діючі на кожній з  $i$ - точок фактичного контакту (рис. 5).

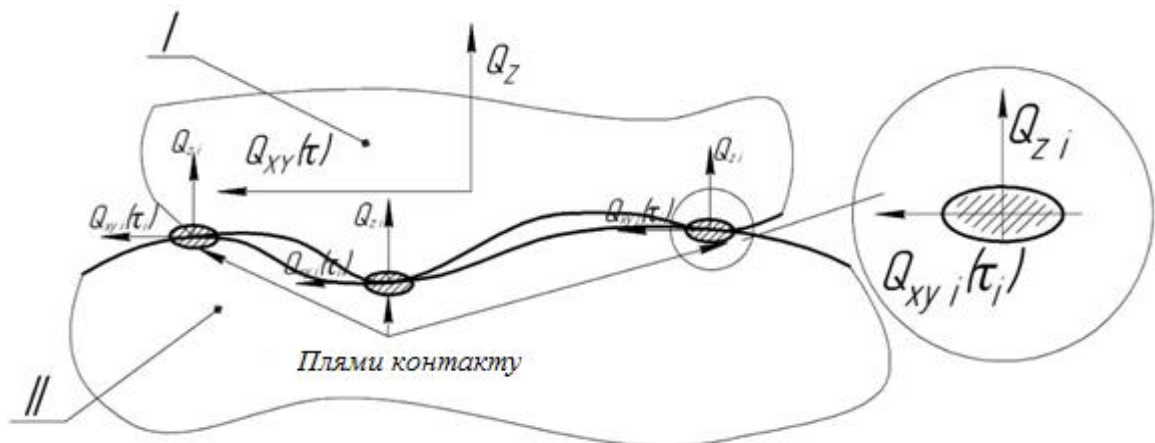


Рисунок 5 – Характер контактної взаємодії реальних поверхонь

При цьому 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 (1), при  $\tau = 0$  коефіцієнт зчеплення також дорівнює нулю. У міру збільшення зсувного навантаження коефіцієнт зчеплення збільшується. Відносний зсув поверхонь контактуючих тіл при додатку  $\tau$  відбувається за рахунок пружної деформації виступів шорсткості [20].

Процеси, які відбуваються на майданчику фактичного контакту  $\Phi$ , найбільш локалізовані в незначному поверхневому шарі. Умовна висота прикладання зсувного зусилля до одного тіла –  $h'_1$ , до іншого –  $h'_2$  (рис. 6).

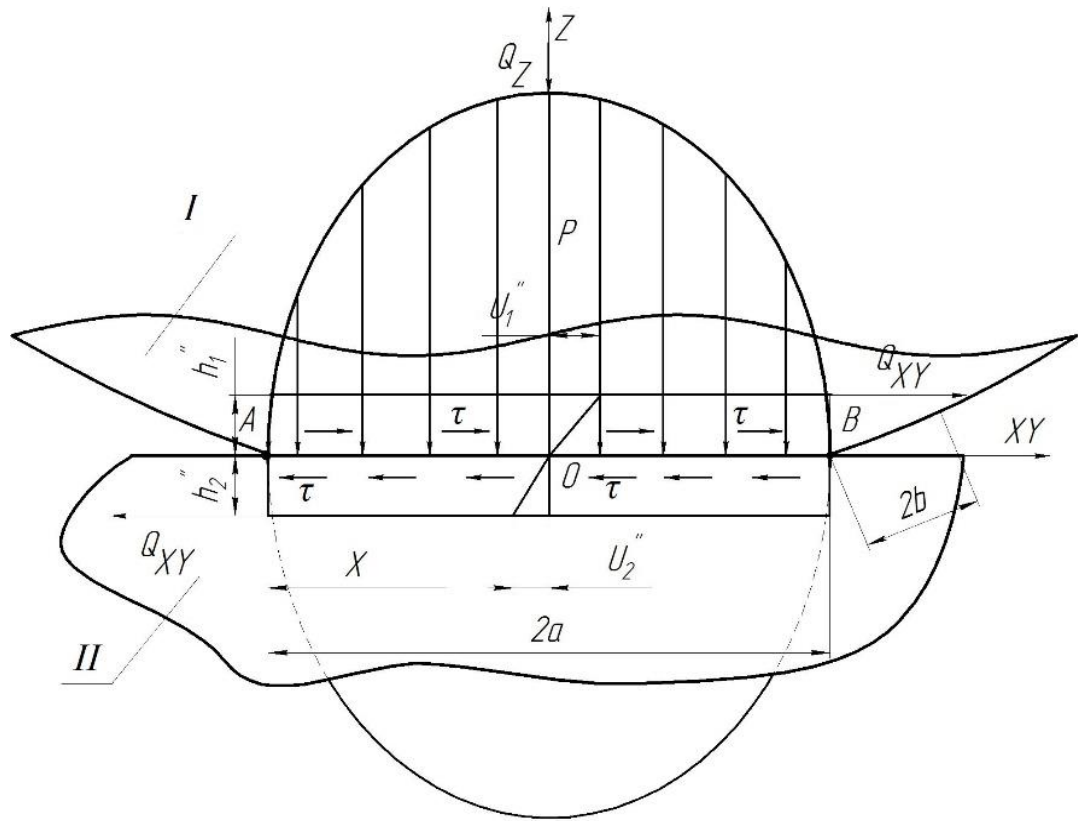


Рисунок 6 – Розрахункова схема взаємодії пари колесо–рейка при наявності поздовжнього навантаження

Для кожного з контактуючих тіл (рис. 6) величина деформації визначається виразами:

$$U_1'' = h_1' \frac{\tau}{E_1}, \quad U_2'' = -h_2' \frac{\tau}{E_2}, \quad (3)$$

де  $E_1$  и  $E_2$  – модуль пружності матеріалу контактуючих тіл;  $\tau$  – зсувні напруги, що виникають на майданчику контакту;  $h_1'$  і  $h_2'$  – умовна «висота деформованого шару» – розмірний коефіцієнт, що характеризує величину і характер розподілу шорсткості поверхонь.

При збільшенні граничної величини  $\tau$  і постійному часі її зростання до цієї межі, швидкість деформування буде збільшуватися. Якщо деформація  $U_{12} = U_1'' - U_2''$  (а значить, і швидкість цієї деформації) перевищує деяку вели-



чину, відбувається, так званий, зрив зчеплення, і збільшення швидкості відносної деформації призводить до зменшення коефіцієнта зчеплення.

Як показує вищезазначений аналіз при вивченні цих процесів необхідно враховувати фізико-механічні властивості поверхневих шарів, які відрізняються від властивостей матеріалу, розташованого на значній відстані від його поверхні. Ця різниця з'являється в результаті хімічних і структурних перетворень, механічного та теплового впливу, зносу і контактної втоми матеріалів взаємодіючих поверхонь фрикційної пари колесо–рейка.

## **5. Вплив теплофізичних процесів, що відбуваються в зоні контакту, на фрикційні властивості пари колесо-рейка**

До теперішнього часу основними факторами, які приймалися при аналізі роботи пар тертя, були допустиме зусилля при взаємному механічному контакті і здатність матеріалу чинити їм опір. Підвищення нормального зусилля  $Q_z$  відповідно фактору пропорційності коефіцієнта зчеплення (1), призводить до збільшення тангенціального зусилля  $Q_{xy}$ , що передається. Однак, таке підвищення ваги рейкового транспортного засобу обмежується величиною допустимого контактного стиснення колеса і рейки і максимальним навантаженням на рейку при заданій відстані між шпалами. Вважалося [8, 9, 18], що опір зносу залежить від складу матеріалу пари тертя, але при цьому не враховувалася структура матеріалу, тим більше, ігнорувалася зміна структури в процесі тертя.

Встановлено [9, 18], що контакт реальних твердих тіл дискретний і відбувається в окремих плямах, в області яких при ковзанні тіл одне по одному відбувається тертя матеріалів з виділенням тепла. При цьому можливі суттєві зміни властивостей матеріалів поверхневих шарів, які впливають на їх фізичні та механічні властивості. Тому, можна припустити, що температура при передачі тягового зусилля колесом по рейці є одним з визначальних критеріїв в оцінці фрикційних властивостей і зносу цієї пари, і залежить, як від навантаження в

контакті (температура при контакті), так і швидкості ковзання (температура при зриві зчеплення).

Підвищення температури істотно впливає на такі механічні характеристики конструкційних матеріалів, як повзучість і тривала міцність. Повзучість супроводжується релаксацією напруги – мимовільним зменшенням напруги з часом при незмінній деформації. Швидкість релаксації напруги зростає при підвищенні температури. Температурний коефіцієнт лінійного розширення

$\alpha = \frac{1}{r} \frac{dr}{dT}$  і температурний коефіцієнт модуля пружності  $\eta = \frac{1}{E} \frac{dE}{dT}$  пов'язані між собою співвідношенням  $\eta + \alpha \cdot m = 0$  або  $(\eta/\alpha) = -m = const$ , де  $r$  і  $m$  – постійні, що характеризують параметри кристалічної решітки [21].

На рис. 7 представлена залежність, яка описує вплив температури на безрозмірний параметр, що характеризує відношення поточного значення модуля пружності матеріалу до модуля пружності при нормальній температурі. У літературі відомо наступний опис цієї залежності [15]:

$$E = E_0 \exp \left[ \alpha_1 \left( 1 - \frac{T_{II} - T_0}{T_{II} - T} \right) \right], \quad (4)$$

де  $E_0$  – модуль пружності при нормальній температурі  $T_0$ ;  $T_{II}$  – температура пластичності сталі;  $\alpha_1$  – коефіцієнт пропорційності.

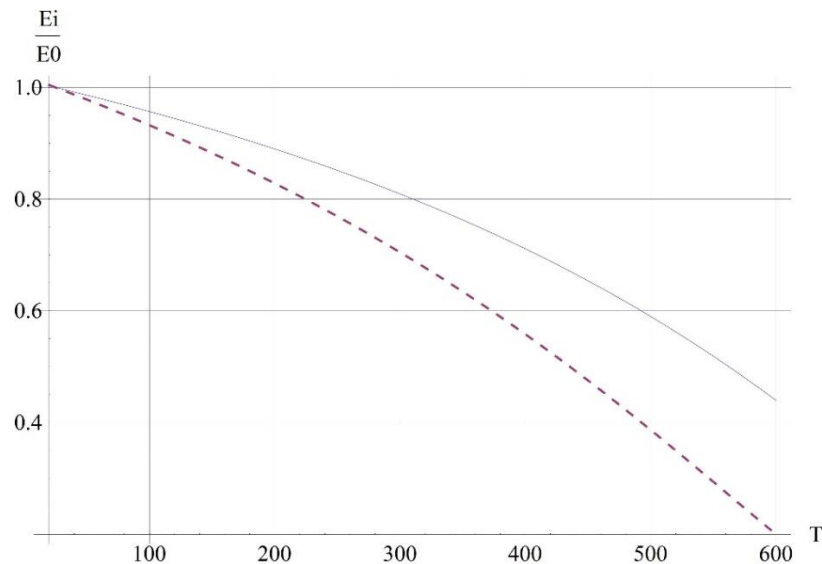


Рисунок 7 – Залежність безрозмірного модуля пружності від температури:  
 – для нержавіючої сталі; --- для вуглецевої сталі

З цього випливає, що зі збільшенням температури  $E$  – зменшується, і, отже, зменшується значення коефіцієнта зчеплення. Також зі збільшенням температури зменшується значення напруги зсуву. Вираз (2.33) [14] дає пояснення цьому факту.

При дослідженні процесу контакту колеса з рейкою цей факт може грати велике значення, оскільки температура поверхонь в центрі плями контакту може перевищувати температуру навколишнього середовища на кілька сотень градусів [3, 16], і при високих температурах, незважаючи на короткий термін її дії, метал стає м'якше, що призводить до відриву його частинок від поверхні. Номінальна твердість бандажа колісної пари  $HB_1$  транспортного засобу менше ніж у рейки  $HB_2$ , тому при аналізі процесу приробітку деформується м'якший матеріал – бандаж. При охолодженні відірвані частки в силу своєї невеликої маси отримують високу твердість, і, в кінцевому підсумку, являють собою абразив, який формує поверхню тертя і створює умови для підвищення коефіцієнта тертя, діючи як додатковий фактор росту тягового зусилля.

Аналітичний опис того, що відбувається переміщення шарів матеріалу контактуючих поверхонь має ґрунтуватися на істотно нелінійних співвідношеннях між діючими силами, деформаціями і відносним ковзанням матеріалу.

Ці закони повинні характеризувати несталый стан матеріалу бандажа і рейки при нестационарних режимах роботи (особливо при зриві зчеплення), а також враховувати здійснюючу при цьому роботу.

Поверхні шари головки рейки і бандажа, внаслідок взаємодії рухомого складу та колії, більш схильні до пластичних деформацій, ніж лежачі за ними по глибині. В результаті поверхні шари набувають найбільшу твердість. На рис. 8 наведені залежності твердості  $HB$  від місця перетину головки рейки і пройденого по рейці тоннажу [14].

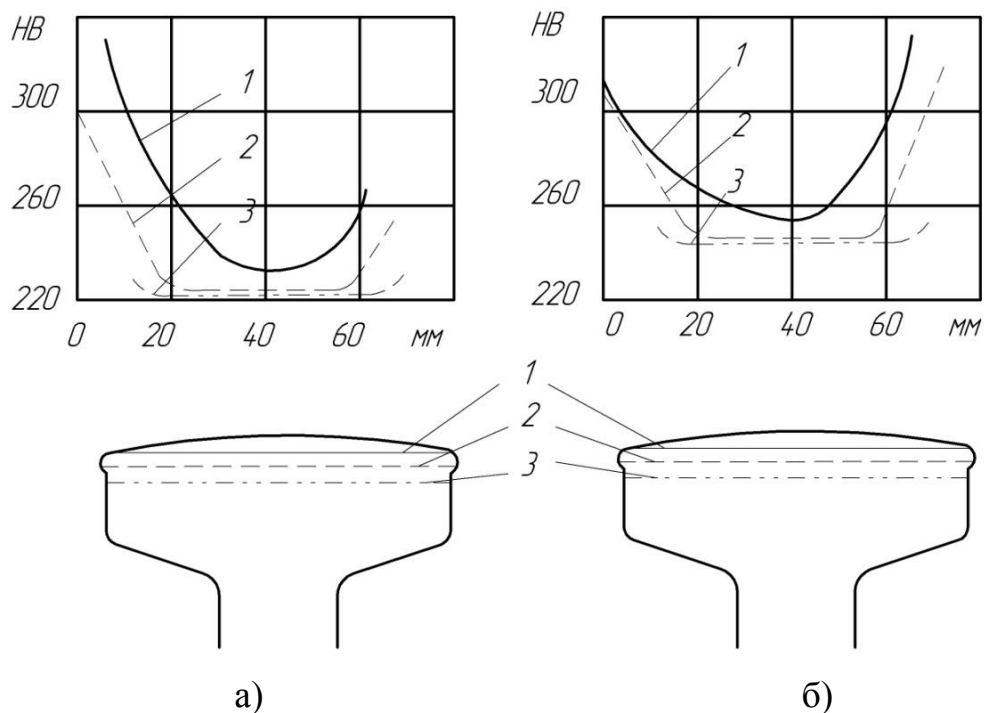


Рисунок 8 – Залежність твердості головки рейки від місця перетину: а) після проходу 210 млн.т. брутто; б) після проходу 770 млн.т. брутто; 1,2,3 – місця перетинів і відповідні їм залежності.

У реальних умовах експлуатації поверхні шари головки рейки і бандажа транспортного засобу, перебуваючи в безперервній нестационарній фрикційній взаємодії, постійно вступають в реакцію з навколишнім середовищем і речовинами, які опинилися в зоні контактної площадки. При цьому різні за своїми властивостями полідисперсні забруднення, що залежать від зовнішніх умов, також як і різні окисні плівки не здатні зберігати свою цілісність при складному

комбінованому (ковзання – кочення) русі рейкового транспортного засобу. Додатково на розподіл органічних забруднень на поверхні тертя великий вплив надають спалахи температури на виступах контактуючих тіл, так як структурно-реологічні, а, отже, і фрикційні властивості цих забруднень залежать від кількості рідкої фази, що міститься в них.

Розглянемо більш докладно процес взаємодії при наоченні колеса на ділянку рейки. Як було зазначено в [14] контакт буде здійснюватися по майданчику кінцевих розмірів, що має форму еліпса з великою і малою піввісями, відповідно,  $a$  і  $b$  (2.19).

При нагріванні тіла на величину  $\Delta T$  його відносне подовження складе  $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ . Тобто залежність подовження від температури підкоряється закону  $\varepsilon = \alpha_0 \Delta T$ . Можлива і зворотна задача: при миттєвій деформації, коли енергія деформації не встигає розсіятися, температура тіла підвищиться на величину

$$\Delta T = \frac{\varepsilon}{\alpha_0}.$$

З урахуванням розсіювання енергії, залежність буде мати вигляд

$\Delta T = e^{-kt} \frac{\varepsilon}{\alpha_0}$ . З огляду на те, що напруги в тілі  $\sigma = E\varepsilon$ , можна записати:

$$\Delta T = e^{-kt} \frac{\sigma}{E\alpha_0}, \quad (5)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що характеризує розсіювання енергії;  $t$  – час;  $\sigma$  – напруги;  $E$  – модуль пружності матеріалу;  $\alpha_0$  – коефіцієнт теплового розширення.

Максимальна температура в межах зони контакту буде:

$$\Delta T = e^{-kt} \frac{1,5Q(E_1 + E_2)}{\pi ab E_1 E_2 \alpha_0} \text{ або } \Delta T = e^{-kt} \frac{1,5Q}{\pi ab E_{np} \alpha_0}, \quad (6)$$

де  $E_{np} = \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}$  – наведений модуль пружності системи колесо–рейка.

Час  $t$  тривалості контакту одно часу взаємодії колеса з рейкою в межах зони контакту  $t_u$ , тобто  $t_u = \frac{2a}{V_1}$ , причому усереднена температура (без урахування зміни модуля пружності) за цей час буде:

$$\Delta T = \frac{1}{4} e^{-kt} \frac{1,5Q}{\pi ab E_{np} \alpha_0} \int_{-1}^1 \sqrt{1 - \xi_x^2} d\xi_x \int_{-1}^1 \sqrt{1 - \xi_y^2} d\xi_y.$$

Або, після інтегрування:

$$\Delta T = 0,9255 e^{-kt} \frac{1,5Q}{\pi ab E_{np} \alpha_0}. \quad (7)$$

На рис. 9 представлена залежність, яка описує зміну усередненої температури на плямі контакту пари колесо–рейка від швидкості руху рейкового транспортного засобу. Як видно з графіка, із збільшенням швидкості руху рейкового транспортного засобу, температура в зоні контакту також майже лінійно зростає до швидкості 10–15 м/с. При швидкості 40–60 м/с крива виполажується, тобто температура в зоні контакту майже не змінюється.

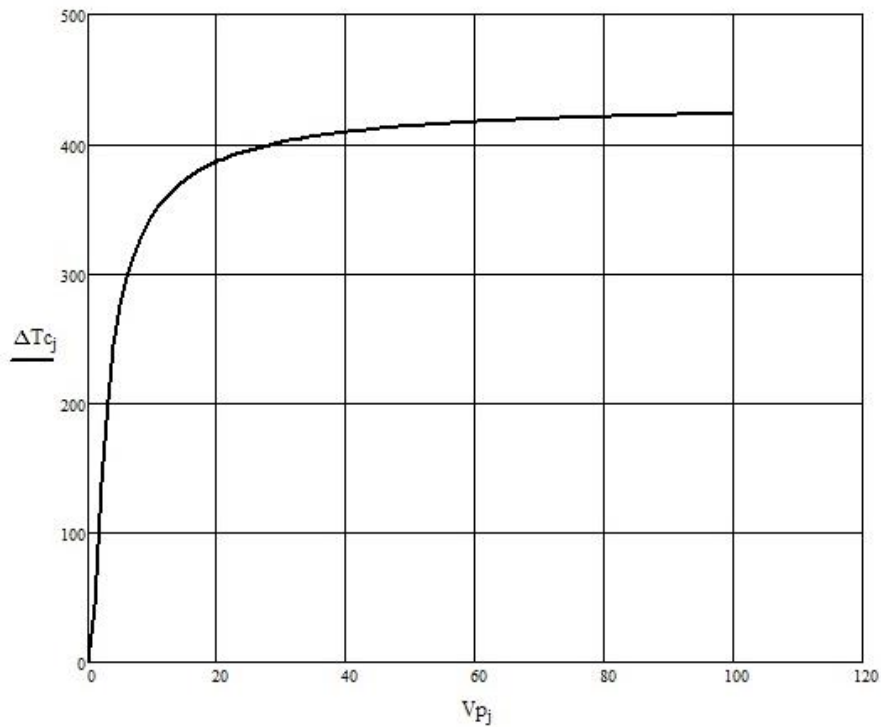


Рисунок 9 – Значення усередненої температури на плямі контакту від швидкості руху рейкового транспортного засобу

Перетворимо рівняння (4) до виду:

$$E = E_0 \exp \left[ \alpha_1 \frac{\Delta T}{T_{II} - T_0 - \Delta T} \right], \quad (8)$$

де  $\Delta T$  – перевищення температури контакту над нормальною ( $T_0$ );  $E_0$  – наведений модуль пружності при початковій температурі ( $20^0\text{C}$ ).

Як впливає з матеріалів [14, 21, 22], модуль пружності матеріалу впливає, в основному, на коефіцієнти  $\alpha$  і  $\lambda$ , причому зменшення модуля пружності прямо пропорційно впливає на зменшення коефіцієнту  $\alpha$  і зворотно пропорційно до зміни  $\lambda$ . З огляду на те, що в якості базового приймається параметр за певної швидкості рейкового транспортного засобу, який ми приймаємо за еталон-

ний, можна ввести поправочний коефіцієнт  $K_E = \frac{E}{E_E}$  на температурну зміну модуля пружності.

Модуль пружності матеріалу в залежності від швидкості руху рейкового транспортного засобу:

$$E = E_0 \exp \left\{ \frac{-\alpha_1 \frac{0,9255Q}{\pi ab \alpha_T E_0} \exp\left(-k \frac{a}{V}\right)}{T_{II} - T_0 - \frac{0,9255Q}{\pi ab \alpha_T E_0} \exp\left(-k \frac{a}{V}\right)} \right\}. \quad (9)$$

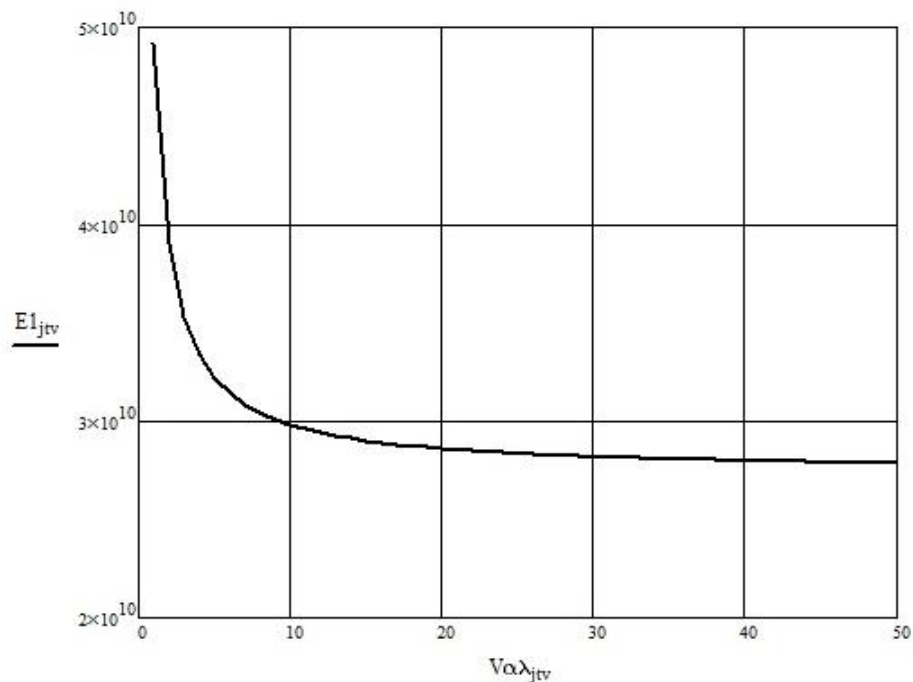


Рисунок 10 – Залежність значення наведеного модуля пружності фрикційної пари колесо–рейка від швидкості руху рейкового транспортного засобу

На рис. 10 представлений графік залежності наведеного модуля пружності пари колесо–рейка від швидкості руху рейкового транспортного засобу. Як видно з графіка, із збільшенням швидкості руху рейкового транспортного засобу, внаслідок підвищення температури в зоні контакту, модуль пружності спо-



чатку знижується досить інтенсивно, а при швидкості 18–20 м/с – крива випо-  
лажується, тому що температура в зоні контакту стабілізується.

Для визначення ступеня впливу зміни температури на плямі контакту па-  
ри колесо–рейка, пов'язаної зі швидкістю руху рейкового транспортного засобу,  
порівняємо отримані залежності для коефіцієнта, що характеризує тягову здат-  
ність рейкового транспортного засобу, при різних швидкостях руху (рис. 11).

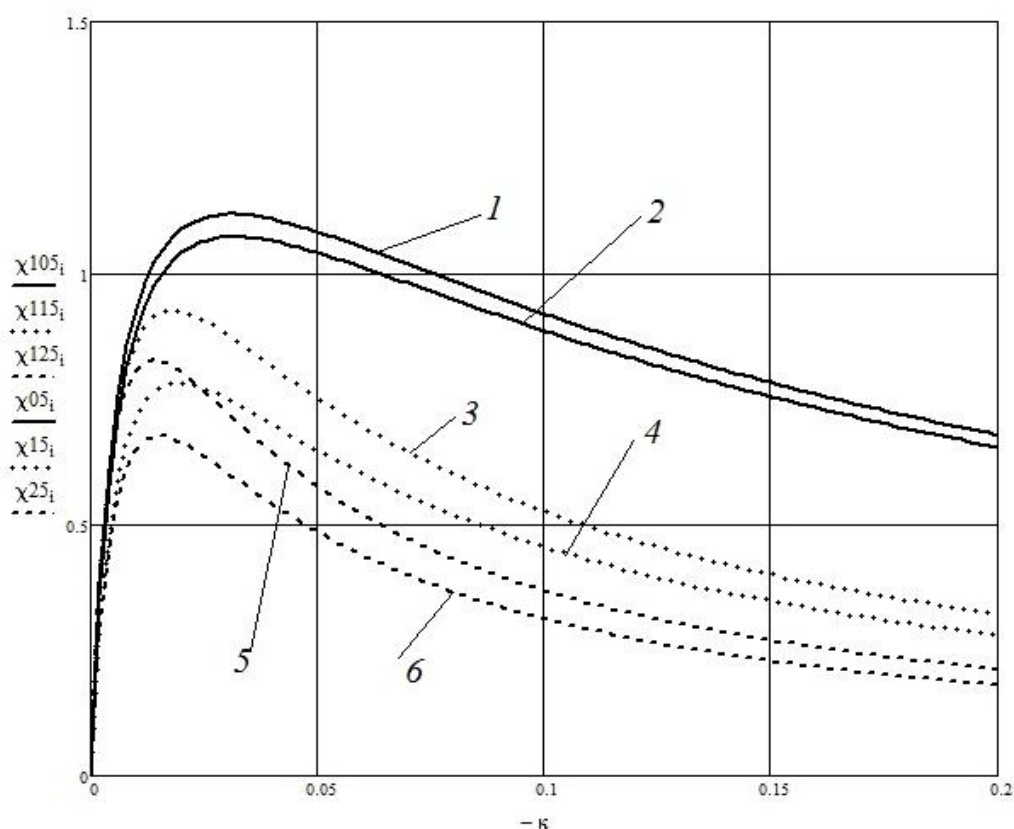


Рисунок 11 – Зміни коефіцієнта, що характеризує тягову здатність рейко-  
вого транспортного засобу: без урахування температури в зоні контакту: 1 –  
 $V=5$  м/с; 3 –  $V=15$  м/с; 5 –  $V=25$  м/с; при урахуванні температури: 2 –  $V=5$  м/с; 4  
–  $V=15$  м/с; 6 –  $V=25$  м/с

Як бачимо, крива, що враховує температурні ефекти на плямі контакту  
пари колесо–рейка, пов'язані зі зміною швидкості руху рейкового транспортно-  
го засобу, проходить трохи нижче кривої без урахування температури. У той же  
час, для прогнозування тягової здатності рейкового транспортного засобу її об-  
лік дозволить підвищити якість підсумкового результату.

## **Висновки**

У роботі на основі теоретичних досліджень параметрів руху транспортного засобу по рейковому шляху сформульована математична модель взаємодії колеса і рейки на елементарній ділянці контакту при наявності нормального і тягового зусилля. Використовуючи аналітичну модель отримана залежність, яка описує зміну усередненої температури на плямі контакту пари колесо–рейка від швидкості руху рейкового транспортного засобу. Визначено поточне значення модуля пружності матеріалу фрикційної пари в залежності від часу контакту.

Отримана залежність тягової здатності рейкового транспортного засобу від швидкості руху контактуючих тіл (руху колеса по рейці) показує, що значення коефіцієнта зчеплення при зростанні як абсолютної, так і швидкості відносного руху зменшується. Отримані залежності показують про зміну тягових властивостей рейкового транспортного засобу в області характеристики за межами зриву зчеплення, а також дають інформацію про існуючі резерви ефективної реалізації сили тяги.

## Список літератури

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – М.: Высшая школа, 1998. – 416 с.
2. Крагельский, И.В. Развитие науки о трении / И.В. Крагельский, И.С. Щедров. – М.: Издательство АН СССР, 1956. – 235 с.
3. Голубенко, А.Л. Сцепление колеса с рельсом / А.Л. Голубенко – 2-е изд. доп. и пер. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1999. – 476 с.
4. Дерягин Б.В. Молекулярная теория трения и скольжения // Журнал физической химии. – 1934. – №9. – Т.5. – С. 1165–1176.
5. Дерягин, Б.В. Адгезия твердых тел / Б.В. Дерягин, Н.А. Кротова, В.П. Смилга. – М.: Наука, 1973. – 280 с.
6. Боуден, Ф. Трение и смазка / Ф. Боуден, Д. Тейбор. – М. : Машгиз, 1960. – 123 с.
7. Бартенев, Г.М. Физика и механика полимеров / Г.М. Бартенев, Ю.В. Зеленов. – М.: Высшая школа, 1983. – 391 с.
8. Крагельский, И. В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 276 с.
9. Марченко, Е.А. О природе разрушения поверхности металлов при трении / Е.А. Марченко. – М.: Наука. – 1979. – 120 с.
10. Giessibl F.J., Herz M., Mannhart J. (2002) «Friction traced to the single atom», PNAS, vol. 99, no. 19, pp. 12006–12010.
11. Марков, Д.П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте / Д.П. Марков. – М.: Интекст. – 2007. – 408 с.
12. Вериго, М.Ф. Взаимодействие пути и подвижного состава / М.Ф. Вериго, А.Я. Коган. – М.: Транспорт, 1986. – 559 с.
13. 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.
14. Франчук, В.П. Взаємодія тіл з рухомою точкою контакту / В.П. Франчук, К.А. Зіборов. – Дні-про: НГУ, 2017. – 96 с. – Режим доступу:

<http://www.nmu.org.ua>.

15. Минов Д. К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. – М.: Транспорт, 1965. – 266 с.

16. Костюкевич, А.И. Экспериментальное исследование коэффициента трения при качении со скольжением / А.И. Костюкевич // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2011. – № 4(158). – ч.1. – С. 14–19.

17. Ziborov K., Fedoriachenko S. (2014) «The frictional work in pair wheel-rail in case of different structural scheme of mining rolling stock», Progressive technologies of coal, coalbed methane and ores mining, Netherlands, CRC Press, pp. 517–521.

18. Демкин, Н.Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей / Н.Б. Демкин. – М.: Изд. АН СССР, 1962. – 111 с.

19. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / Под ред. А.В. Чичинадзе – М.: Машиностроение, 2001. – 664 с.

20. Скріпченко, Н.Б. Контактна взаємодія складнопрофільних деталей машинобудівних конструкцій з урахуванням локальної податливості поверхневого шару: автореф. дис.... к-та техн. наук: 05.02.09: захищена 16.03.16 / Н.Б. Скріпченко – Харків: НТУ «ХП», 2016. – 24 с.

21. Беляев, Н. М. Соппротивление материалов. / Н.М. Беляев. // Глав. ред. физ-мат. лит.: «Наука», 1976. – 608 с.

22. Зіборов, К.А. Властивості фрикційної пари колесо–рейка, які впливають на процес передачі руху тертям / К.А. Зіборов, Г.К. Ванжа // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – 2011. – № 4(25). – С. 226–233.