

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ  
імені академіка В. Лазаряна

*Кафедра «Локомотиви»*

«ДО ЗАХИСТУ»

Зав. кафедрою М.І. Капіца

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р.

**ДИПЛОМНА РОБОТА**

на здобуття освітнього ступеня «магістр»

Галузь знань: *27 «Транспорт»*

Спеціальність: *273 «Залізничний транспорт»*

Спеціалізація *«Локомотиви та локомотивне господарство»*

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АКТИВІЗАТОРІВ ЗЧЕПЛЕННЯ ПАРИ  
«КОЛОЕСО-РЕЙКА» ЛОКОМОТИВІВ  
0032.196376.000.01МР.ПЗ**

**IMPROVING THE EFFICIENCY OF «CLOSED-RAIL» COUPLING  
ACTIVATORS OF LOCOMOTIVES**

Керівник дипломного проекту В.Н. Сердюк

Нормоконтролер Л.В. Колодій

Виконавець: студент групи ЛГ1926 О.Є. Руденко

Student О.Е. Rudenko

Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені В.Лазаряна

Факультет «Транспортна інженерія» кафедра «Локомотиви»

Спеціальність 273 «Залізничний транспорт»

Спеціалізація «Локомотиви та локомотивне господарство»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

М.І.Капіца

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р.

### ЗАВДАННЯ

до дипломної магістерської роботи на здобуття ОКР «магістр»

студента групи ЛГ1926 Руденко Олександр Євгенович

(прізвище, ім'я та по-батькові)

1. Тема магістерської дипломної роботи Підвищення зчіпних властивостей рухомого складу ра рахунок фрикційних властивостей пари тертя колесо-рейка

Затверджена наказом по університету від 16 грудня 2019 р. № 948ст

2. Термін подання студентом закінченої роботи 5 грудня 2020 року

3. Вихідні дані до магістерської роботи. Модифікатори тертя: LCF - з коефіцієнтом тертя менше 0,2; HRF - з коефіцієнтом тертя 0,2 - 0,4; VHPF - з коефіцієнтом тертя 0,4

4. Перелік креслень (демонстративного матеріалу) \_\_\_\_\_

Основні методи підвищення коефіцієнта зчеплення

Основні фактори визначаючі потенціальної сили

Схема зображення питомих сил

Характеристика зчеплення

Математична модель зчеплення

Схема стенда для визначення коефіцієнта зчеплення

Варіанти кріплення активі заторів зчеплення

5. Перелік питань до розробки та термін виконання

Назва розділу магістерської роботи	Термін виконання	Обсяг розділу, %
Аналіз проблеми, які позначають при взаємодії колеса з рейкою. Фізична проблема взаємодії колеса та рейки.	12.10.2020	30
Методика комплексного модулювання фрикційної механічної системи «Рухомий склад - верхня будова колії».	9.11.2020	30
Розробка активізаторів зчеплення коліс тягового рухомого складу з рейками. Економічний ефект від провадження активізаторів зчеплення.	30.11.2020	40

Дата видачі завдання « 15 » грудня 2019 р.

Керівник магістерської роботи \_\_\_\_\_ Сердюк В.Н.  
(підпис) (ПІБ)

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Руденко О.Є.  
(підпис) (ПІБ)

## РЕФЕРАТ

Дипломний магістерська робота на тему «Підвищення ефективності активізаторів зчеплення пари «колесо-рейка» локомотивів» розроблений на замовлення ПРАТ «ПівнігЗК» у загальному обсязі 8 креслень і аркушів розрахунково-пояснювальної записки та складається з 4 частин. Проект містить 25 рисунків, 18 таблиць та список літературних джерел з 51 найменувань.

Об'єктом досліджень в магістерській роботі виступає існуюча проблема не ефективного використання тягового рухомого складу, а саме часта необхідність використання додаткового локомотива в якості допоміжного, на затяжних підйомах. Метою роботи є створення активізатора зчеплення, що забезпечує в будь-яких погодних умовах, стабільний коефіцієнт зчеплення коліс локомотива з рейками не менше 0,3.

На основі існуючої фізико-математичної моделі фрикційної підсистеми «колесо - проміжна фрикційна зв'язок - рейка», розроблена методика визначення величини проковзування в трибосистеми «колесо - рейка» з використанням роликової аналогії на стандартній машині тертя, істотно спрощує процедуру експерименту. Розроблено критерій подібності адгезійних зв'язків третього тіла в контакті «колесо - рейка» з метою оптимізації триботехнічних характеристик.

З метою обґрунтування можливості ефективного використання активізатора зчеплення нами виконано математичне моделювання мікрооб'єму поверхонь тертя, та встановленні всі необхідні умови відповідності. Розраховано очікуваний економічний ефект від впровадження активізатора зчеплення. Запропоновано варіант встановлення на локомотиві.

В розділі охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях проаналізовано інциденти на залізничному транспорті, встановлено роль та величину людського фактора в них.

Ключовими словами в дипломному проекті являються: ЛОКОМОТИВ, КОЛЕСО-РЕЙКА, КОЕФІЦІЄНТ ЗЧЕПЛЕННЯ, ФРИКЦІЙНА СИСТЕМА, АБРАЗИВ, МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ, ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ.

# ЗМІСТ

ВСТУП .....	
1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ КОЛЕСА ЛОКОМОТИВА ТА РЕЙОК.....	
1.1 Фізична природа зчеплення колеса з рейкою .....	
1.2 Фактори, що впливають на значення коефіцієнта зчеплення .....	
1.3 Сучасні методи підвищення коефіцієнта зчеплення.....	
1.4 Актуальність досліджень.....	
2 МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОГО ФІЗИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ФРИКЦІЙНОЇ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ "РУХОМИЙ СКЛАД - ВЕРХНЯ БУДОВА КОЛІЇ".....	
2.1 Динамічна подібність механічних систем.....	
2.2 Динамічна подоба вузла тертя пари «колесо - рейка» .....	
2.3 Моделювання фрикційної пари «колесо – рейка».....	
3 РОЗРОБКА АКТИВІЗАТОРІВ ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ З РЕЙКАМИ.....	
3.1 Теоретичні передумови розробки активізатора зчеплення.....	
3.2 Розробка складу компонентів активізаторів зчеплення АЗ-1 та АЗ-2.....	
3.3 Оцінка трибологічних характеристик активізатором тертя АЗ-1.....	
4 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ АКТИВІЗАТОРА ЗЧЕПЛЕННЯ.....	
4.1 Загальні положення розрахунку економічного ефекту.....	
4.2 Показники ефективності капітальних вкладень.....	
4.3 Розрахунок окупності застосування активізатора зчеплення.....	
ВИСНОВКИ .....	
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	

## ВСТУП

Українська мережа залізниць є однією з найбільш розвинутих серед європейських країн, займає провідне місце за обсягами перевезень та відіграє важливу транзитну роль на Євразійському континенті.

Залізничний транспорт є базовою галуззю національної економіки та основою її транспортної системи, забезпечує понад дві третини загального вантажо- та пасажирообігу. У подальшому, враховуючи вимоги Європейського Союзу щодо необхідності зменшення шкідливого впливу автомобільного транспорту на навколишнє природне середовище, питома вага залізничних перевезень збільшуватиметься.

На сьогодні резерви технічних потужностей залізничного транспорту, його провізної спроможності практично вичерпані, що ставить під загрозу можливість безперебійного задоволення зростаючих потреб суспільства у транспортному обслуговуванні.

Розвиток економіки ставить перед залізничним транспортом підвищені вимоги, в тому числі щодо збільшення вагових норм і швидкостей руху поїздів, однією з умов реалізації якого є стабілізація коефіцієнта зчеплення (КС) коліс локомотива з рейками на рівні не менше 0,3.

В даний час коефіцієнт зчеплення в залежності від стану фрикційної системи колесо-рейка змінюється від 0,1 до 0,5. Основним методом підвищення КС, застосовуваним на залізничному транспорті, є використання кварцового піску. Однак при його доступності та низької вартості, є ряд негативних наслідків від застосування технології піскоподачі: засмічення баласту і як наслідок погіршення його дренажних властивостей, втрата до 5% тягової потужності локомотива в перший момент подачі піску і його руйнування та підвищений знос від абразивного впливу на колеса і рейки.

З огляду на, що зниження коефіцієнта зчеплення призводить до недовикористання встановленої потужності рухомого складу, до зривів

зчеплення, боксування і підвищеного зносу коліс і рейок, питання його стабілізації є актуальним.

Робота виконувалася відповідно до програми розвитку залізничного транспорту, в якій вказується необхідність поліпшення тягових властивостей локомотивів на 20-30% без збільшення навантаження на осі колісних пар, а так само підвищення величини коефіцієнта зчеплення коліс локомотивів з рейками до 0,3 без застосування піску. Розпорядженням Кабінету Міністрів України від № 1555-р від 16.09.2009 р «Стратегія розвитку залізничного транспорту України до 2020 року.

Метою роботи є створення активізатора зчеплення, що забезпечує в будь-яких погодних умовах, стабільний коефіцієнт зчеплення коліс локомотива з рейками не менше 0,3.

В результаті проведених досліджень в роботі експериментально встановлено, що використання рідин з низькою в'язкістю для змочування абразиву забезпечує високу швидкість освіти адгезійних зв'язків з поверхнею кочення колеса.

Показано, що застосування вологого абразиву забезпечує коефіцієнт зчеплення на рівні не менше 0,3 при оптимальному вмісті рідини - 78-82%, незалежно від її в'язкості.

На основі існуючої фізико-математичної моделі фрикційної підсистеми «колесо - проміжна фрикційна зв'язок - рейка», розроблена методика визначення величини проковзування в трибосистеми «колесо - рейка» з використанням роликового аналогії на стандартній машині тертя, істотно спрощує процедуру експерименту. Розроблено критерій подібності адгезійних зв'язків третього тіла в контакті «колесо - рейка» з метою оптимізації триботехнічних характеристик.

Експериментально встановлено, що наявність води на поверхні тертя збільшує кількість дефектів викликаних корозійними процесами. Подача дрібнодисперсного абразиву в зону тертя дозволяє зробити шліфування дрібних тріщин і запобігти їх збільшення.

# 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ ЯКІ ВИНИКАЮТЬ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ КОЛЕСА ЛОКОМОТИВА ТА РЕЙОК

## 1.1 Фізична природа зчеплення колеса з рейкою

Дотичні сили, що діють між колесом і рейкою, мають ту ж природу, що і будь-які сили тертя, що виникають між двома контактуючими металевими поверхнями. Сили тертя перешкоджають примусовому ковзанню коліс і, таким чином роблять можливим рух локомотива. Дотичну силу, що діє на колесо з боку рейки, прийнято називати силою зчеплення [1].

Залежно від прийнятих вихідних передумов відомо кілька гіпотез утворення сили зчеплення між бандажами колісних пар локомотивів та рейками.

Якщо в якості першого наближення знехтувати пружністю матеріалу бандажа і рейки і при цьому вважати їх абсолютно жорсткими, то картину утворення сил зчеплення схематично можна представити таким чином (рис. 1.1).

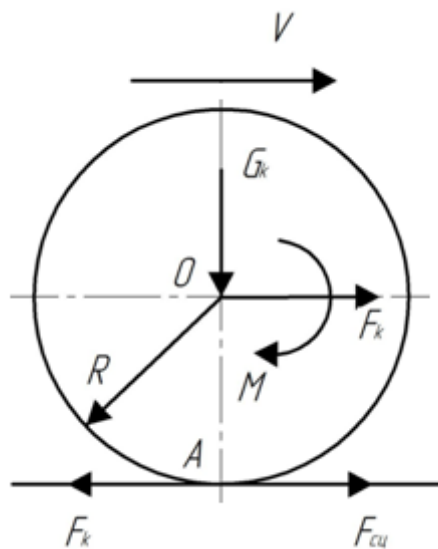


Рисунок 1.1 – Схема утворення сили зчеплення

Точкам  $A$  є точкою опори колеса на рейку. Прикладений до колеса момент  $M$ , спрямований, наприклад, за годинниковою стрілкою реалізується у вигляді пар сил  $F_k F_{k1}$ , одна з яких прикладена в точці  $O$  через букси до рами візка і спрямована по руху, а інша прикладена в точці  $A$  до рейки і спрямована проти руху. Остання прагне створити прослизання опорної точки колеса щодо рейки в бік, протилежний руху. Як реакція на цю силу під дією тиску колеса в опорній точці

завдяки наявності зчеплення колеса з рейкою виникає зовнішня стосовно колеса сила зчеплення [2,3].

Картина утворення і реалізації сили зчеплення надзвичайно ускладнюється, якщо врахувати пружність матеріалу бандажа і рейки.

Під дією нормального навантаження колеса в місці його опори на рейку внаслідок пружності металу виникають контактні напруги. При реалізації сил зчеплення в контакт весь час вступають нові частинки поверхні бандажа і рейки внаслідок чого їх напруги постійно змінюються в часі.

Згідно існуючим поглядам принципову картину виникаючих явищ можна представити в наступному вигляді. В дійсності контакт колеса і рейки не є точковим, а розташований вздовж поверхні, як схематично представлено на рис. 1.2, де також відображені криві розподілу питомих тисків на опорній поверхні бандажа (крива 1) і рейки (крива 2) при нерухомому колесі.

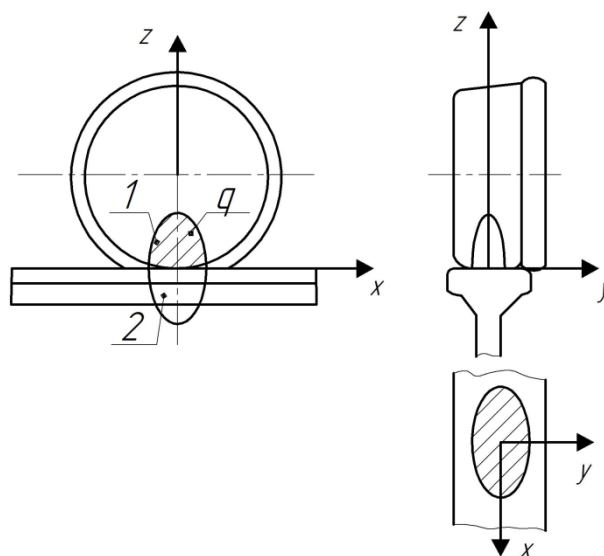


Рисунок 1.2 – Схема розподілу питомого тиску при нерухомому колесі

Форма і величина опорної поверхні, а також закон розподілу питомих тисків в даний час теоретично визначені на підставі рішення контактної задачі. Вперше контактна задача була вирішена Герцем. Згодом рішення Герца було розвинене О.М. Данником, а потім Н.М. Беляєвим, який розглянув найбільш загальний випадок стиснення пружних тіл при еліптичній формі площадки контакту [4]. Однак, отримані ними рішення, розглядають контактну задачу стосовно до ідеально пружних ізотропних тіл, що підпадає закону Гука і мають при застосованні до них нормальне стискаюче навантаження, розміри майданчика

торкання, істотно менші радіусу кривизни стискуваних поверхонь. Тим часом реальні тіла володіють анізотропією поверхонь, стиснення їх, навіть під впливом тільки нормального навантаження, супроводжується відносним проковзуванням. Тому в подальшому були отримані більш досконалі методи рішення як плоскої, так і просторової контактної задачі з урахуванням сил тертя і зчеплення, а також з урахуванням динаміки явищ при русі коліс рухомого складу по рейках.

Стосовно до контакту колеса з рейкою ця задача вирішувалася в роботах М.М. Беляєва, Д.К. Мінова, І.П. Ісаєва, М.М. Саверина, Картера, Фромма, Лоренца, М.М. Меншутіна, Калкера, Фепля, Б.С. Ковальського та інших.

Більшість робіт у цій області можна розбити на дві групи, відмінність між якими полягає у виборі закону розподілу дотичних напруг по глибині.

У роботах М.М. Саверина, Лоренца, Б.С. Ковальського та інших авторів, коефіцієнт тертя прийнятий постійним по площадці контакту, а, отже, дотичні напруження в будь-якій точці поверхні тертя пропорційні нормальним тискам в цих точках.

Феппіль у своїй роботі вирішив завдання про кочення пружного колеса по пружному рельсу, припускаючи існування на контакті однієї ділянки зчеплення і однієї ділянки ковзання.

У Лоренца прийнятий параболічний закон розподілу як нормальних, так і дотичних напружень по довжині площадки. У цьому випадку схема розподілу напружень однакова як для не рухомих, так і для кочуючихся тіл:

$$\frac{Q}{P} = \mu \leq \Psi, \quad (1.1)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт, що визначає співвідношення між дотичною і нормальною силами;

$\Psi$  - коефіцієнт зчеплення, співпадає з  $\mu$  з моменту виникнення боксування.

Згідно другої теорії, розробленої в роботах Картера, Фромма, Дейвісона та інших, розподіл дотичних напружень на майданчику контактування не може вибиратися довільно, тому що це є результатом існуючого або попереднього

прослизання поверхонь, якщо в даний момент часу тіла нерухомі відносно один одного.

При реалізації колесом дотичного зусилля на частині контактної площадки виникає переміщення контактуючих волокон за рахунок їх деформації без відносного переміщення точок контакту – ділянка зчеплення. На іншій частині має місце відносне переміщення і зміна точок контакту – ділянка ковзання. Коефіцієнт тертя на ділянці зчеплення менший, ніж на ділянці ковзання, тобто по довжині контактної площі коефіцієнт тертя неоднаковий.

Ділянка зчеплення (рис. 1.3) знаходиться на стороні набігання колеса на рейку, де матеріал колеса стиснутий, а рейки – розтягнутий. Ділянка ковзання знаходиться в збігаючій частини колеса, де матеріал колеса розтягнутий, а рейки – стиснутий. При неповному ковзанні колеса на частині контакту сила тертя не виникає, тобто волокна колеса котяться по рейці і контактуючі поверхні знаходяться в стані попереднього зміщення.

Коефіцієнт тертя на ділянці зчеплення менше, ніж на ділянці ковзання, тобто по довжині контактної площі коефіцієнт тертя неоднаковий. Отже, можна зробити висновок, що при деякій швидкості ковзання буде спостерігатися максимум коефіцієнта зчеплення.

Картер, виходячи зі своїх досліджень, робить висновок про те, що дотична

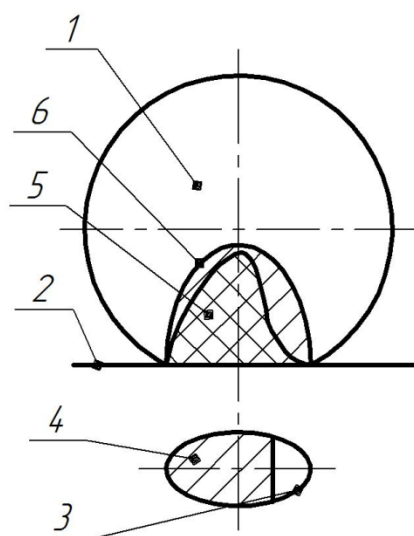


Рисунок 1.3 – Розподіл питомих тисків і дотичного навантаження на опорну площадку колеса та рейки:

1 – колесо; 2 – рейка; 3 – ділянка зчеплення; 4 – ділянка ковзання; 5 – епюра дотичного навантаження; 6 – епюра питомих тисків

сила може бути виражена через відносну швидкість ковзання, що вказує на прямий зв'язок коефіцієнта зчеплення зі швидкістю ковзання.

$$F_k = f \cdot \gamma, \quad (1.2)$$

де  $\gamma$  - відносна швидкість пружного ковзання або «крип»;

$f$  - коефіцієнт крипа для інших коліс та рейок.

$$f = 93 \cdot \sqrt{a \cdot l \cdot \omega} \cdot (1 - \sqrt{1 - q}), \quad (1.3)$$

де  $q = \frac{F}{F_{\max}}$  - відношення дотичної сили до сили тяги, яка може бути реалізовано без боксування;

$a$  - радіус колеса, мм;

$l$  - довжина контактної площадки в напрямку дії сил, мм;

$\omega$  - загальна величина тиску коліс на рейку, кН.

Якщо величину  $93 \cdot \sqrt{l} \cdot (1 - \sqrt{1 - q})$  замінити на  $A$ , яку рекомендують визначати експериментально, то формула (1.3) прийме вигляд

$$f = A \cdot \sqrt{a \cdot \omega}. \quad (1.4)$$

Картер використовує це рівняння і для випадку, коли дотична сила спрямована під кутом до напрямку кочення для визначення сил, діючих на локомотив при русі в кривій. Свій розвиток теорія Картера отримала в роботах Хайнріха, Дезоуера, Джонсона і Вермюлена. У відповідності з теорією Джонсона і Вермюлена, не враховуючи вплив поворотного крипа, дотична сила ділиться на

дві не симетричні області: область ковзання і область зчеплення, остання має форму еліпса. Дотичне зусилля, що розвиваються в еліптичній області контакту, передається через кожну еліптичну область контакту; сумарне значення дотичного зусилля може бути отримане по різниці зусиль переданих через кожну область. Напрямок ковзання і зусилля тяги не збігаються в заштрихованій області ковзання (рис 1.4).

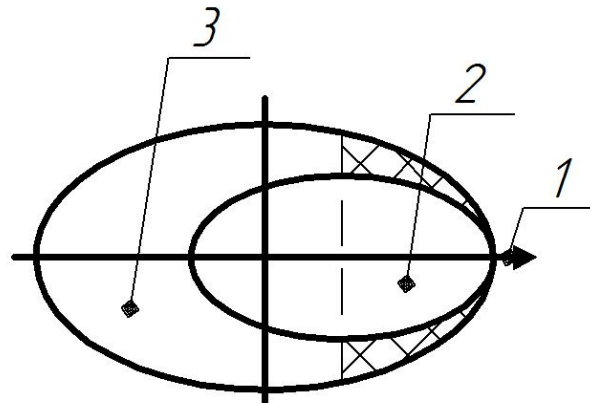
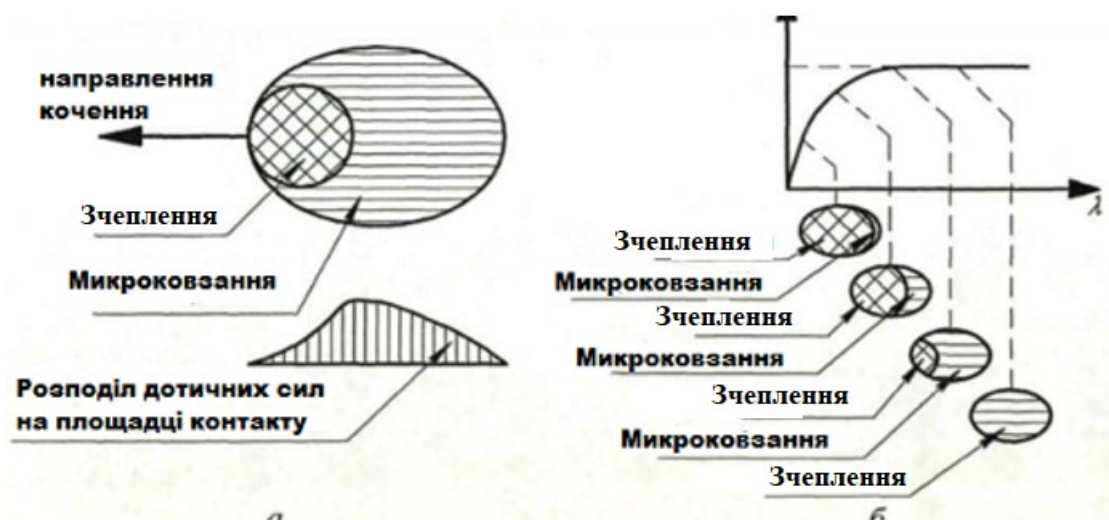


Рисунок 1.4 - Область контакту прийнята Джонсоном і Вермюленом:

1 – напрям кочення; 2 – область зчеплення; 3 – область проковзування

Поздовжня складова прослизання і пов'язана з нею сила кріпа виникають внаслідок того, що при тангенціальних (тягових) зусиллях в напрямку кочення на передній частині площадки контакту має місце зона зчеплення, а на задній - зона мікроскольження (рисунок 1.5, а). По мірі зростання величини тангенціального зусилля частка зони мікроскольження на майданчику контакту збільшується (рисунок 1.5, б) до тих пір, поки тангенціальне зусилля не досягне максимального значення, коли площа контакту не зможе більше сприймати додаткове зусилля .



## Рисунок 1.5-Розподіл дотичних зусиль на майданчику контакту

Відповідно до теорії "полос", запропонованої Холінгом, Хайнеса і Оллертоном для чистого поздовжнього крипу згідно з якою, область контакту ділиться на ряд смуг, паралельних, напрямку руху, кожній з яких було властиво свій розподіл значення дотичного зусилля (рис. 1.6).

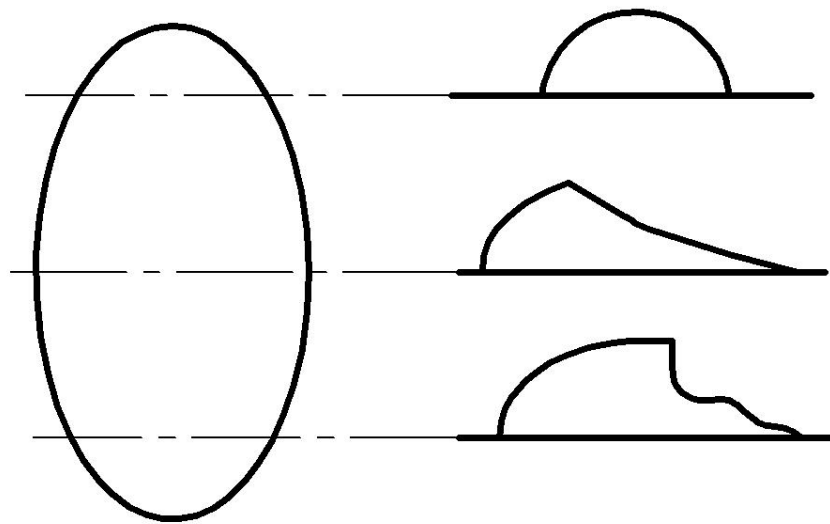


Рисунок 1.6 – Схематичне зображення теорії полос, запропонованої Холлінгом, Хайнесом і Оллертоном

У 1967 році Калкер розробив лінійну теорію взаємодії при коченні [5,6], засновану на ідеї висунутої Де Паті, згідно з якою при малих значеннях поздовжнього, поперечного і поворотного крипу площа прослизання настільки мала що її впливом можна знехтувати. Тому можна прийняти, що зоною зчеплення охоплена вся область контакту. У міру того, як частинки матеріалу потрапляють в область контакту, вступають у взаємодію на передньому плані області контакту. У цей момент вони не відчують тяги. Потім частинки проникають в область контакту вздовж лінії, паралельної напрямку кочення, і як наслідок - відсутність ковзання або наявності зчеплення, розвивається сила тяги.

Середа і Карпов для пояснення фізичної сутності зчеплення використовують залежність коефіцієнта тертя від величини попереднього зміщення, яке збільшується з зростанням питомого тиску. Оскільки питомий тиск

в зоні контакту колеса з рейкою змінюється по еліптичному закону, то найбільш навантажені точки, розташовані в середині опорної поверхні, будуть знаходитися в режимі чисто пружного зсуву, тоді як периферійні точки, які відчують тиск нижче критичного для даної величини попереднього зміщення, зазнають пластичні деформації з необоротним зсувом елементів поверхні. Отже, відповідно до гіпотези пружних деформацій опорна поверхня колеса і рейки підрозділяється на зони ковзання і зчеплення, при цьому в наслідок неповного використання в середині опорної площадки граничної величини попереднього зміщення реалізована в цьому місці величина тертя спокою (рис. 1.7, а) може бути нижче значення тертя ковзання. У граничному випадку, коли окружне зусилля, що реалізується нерухомим колесом, набуває значення максимальної сили зчеплення, зона контакту зі знизеним коефіцієнтом тертя стягується в точку, а ділянка зчеплення являє собою деяку площадку, в межах якої величина реалізованого коефіцієнта тертя виявляється істотно вище величини коефіцієнта тертя, характерного для периферійної зони контакту ( рис. 1.7,б) .

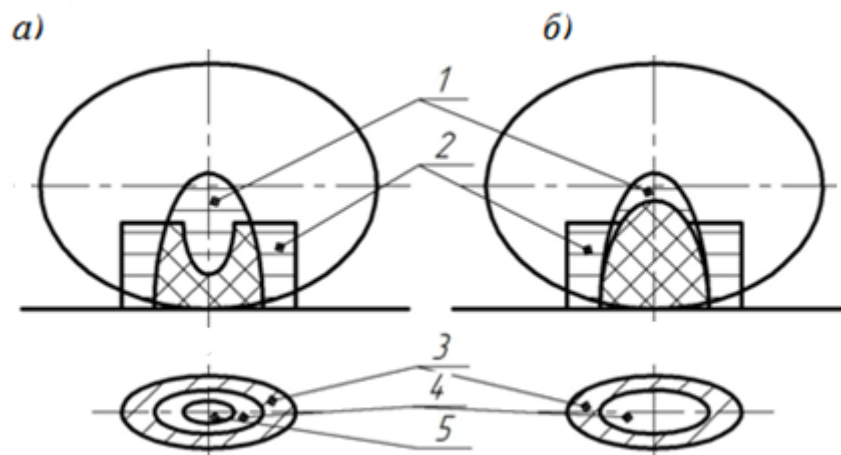


Рисунок 1.7 – Епюри питомих тисків і коефіцієнта тертя при зрушенні з місця:

- 1- епюра питомих тисків; 2 – епюра зміни коефіцієнта тертя; 3 – участок ковзання;  
4 – участок зчеплення; 5 – участок з знизеним коефіцієнтом тертя

Жодна з вищевикладених теорій не могла досить точно і детально пояснити все різноманіття експериментальних даних. Наприклад, теорія Джонсона і Вермюлен обмежується тільки розглядом випадку, коли немає поворотного

крипу, теорія смуг застосовна тільки у випадку витягнутих областей контакту та малого поворотного крипу, лінійна теорія Калкера застосовна у випадках малих значень поздовжнього, поперечного і поворотного крипу, теорія Картера не враховувала впливу поворотного крипу. Відповідно до гіпотези Карпова, при русі характер взаємодії колеса і рейки залишається незмінним, і лише ділянка зчеплення дещо зсувається вперед у напрямку руху. Таке пояснення механізму зчеплення не знаходить переконливого підтвердження на практиці.

У зв'язку з цим в даний час прийнята молекулярно-механічна теорія тертя, основні положення якої розроблені І.В. Крагельським, достатньо повно пояснюють різноманіття експериментальних даних. Виходячи з уявлень про дискретну структуру контакту, І.В. Крагельський запропонував проводити розрахунок сили тертя шляхом підсумовування опорів, виникаючих від молекулярного і механічної взаємодії на окремих ділянках контакту

$$F = \tau_{\text{мол}} \cdot A_{\tau_{\text{мол}}} + \tau_{\text{мех}} \cdot A_{\tau_{\text{мех}}}, \quad (1.5)$$

де  $A_{\tau_{\text{мол}}}$ ;  $A_{\tau_{\text{мех}}}$  - фактична площа молекулярного і механічного контактів;

$\tau_{\text{мол}}$ ;  $\tau_{\text{мех}}$  - питомі молекулярні та механічні взаємодії або сили тертя.

Тоді коефіцієнт тертя

$$f = \frac{\tau_{\text{мол}} \cdot A_{\tau_{\text{мол}}} + \tau_{\text{мех}} \cdot A_{\tau_{\text{мех}}}}{N}. \quad (1.6)$$

Відповідно цьому основні заходи щодо збільшення величини і підвищенню стабільності значень коефіцієнта зчеплення слід проводити за двома напрямками, приналежність до яких визначається способом впливу на молекулярні або механічні складові коефіцієнта зчеплення. При терті кочення з проковзуванням необхідно обов'язково враховувати ряд чинників, що мають місце в реальних умовах експлуатації рухомого складу, які безпосередньо тягнуть за собою різні зміни поверхневого шару бандажів колісних пар локомотива і рейок і умов їх взаємодії.

## 1.2 Фактори, що впливають на значення коефіцієнта зчеплення

Більшість факторів, що роблять вплив на величину коефіцієнта зчеплення, давно відомі. Однак сучасні умови експлуатації, що характеризуються підвищенням довжини і маси поїздів, зростанням потужності локомотивів, інтенсивністю їх експлуатації, збільшенням протяжності ділянок з зношеними рейками, покритими олійною плівкою з домішками, погіршенням стану стиків і баластної призмою, викликають необхідність розгляду сукупності усіх факторів і врахування особливостей, виникаючих при високій навантаженості локомотива по зчепленню. Без їх обліку на підставі традиційних уявлень неможливо обґрунтувати досить низький рівень коефіцієнта зчеплення на ряді ділянок залізничної мережі.

З урахуванням результатів досліджень, виконаних за останні роки в нашій країні і за кордоном, склалися певні уявлення про фізичні процеси реалізації високих сил тяги електровозами, які мають практичний інтерес. Основні фактори, сукупна дія яких визначає значення сили зчеплення, наведено на рис. 1.7.

На потенційний коефіцієнт зчеплення великий вплив мають геометричні характеристики взаємодіючих поверхонь колеса і рейки, до яких відносяться: величина і форма прокату бандажів колісних пар, величина зносу головок рейок і форма зношеної поверхні, а також радіус кривих ділянок колії.

Одним з обставин, що впливають на зниження коефіцієнта зчеплення, є невідповідність швидкості руху в кривих прийнятим підвищення зовнішньої рейки. У цьому випадку гребінь бандажа одного колеса колісної пари притискається до однієї з рейкових ниток, а контакт іншого колеса з рейкою погіршується.

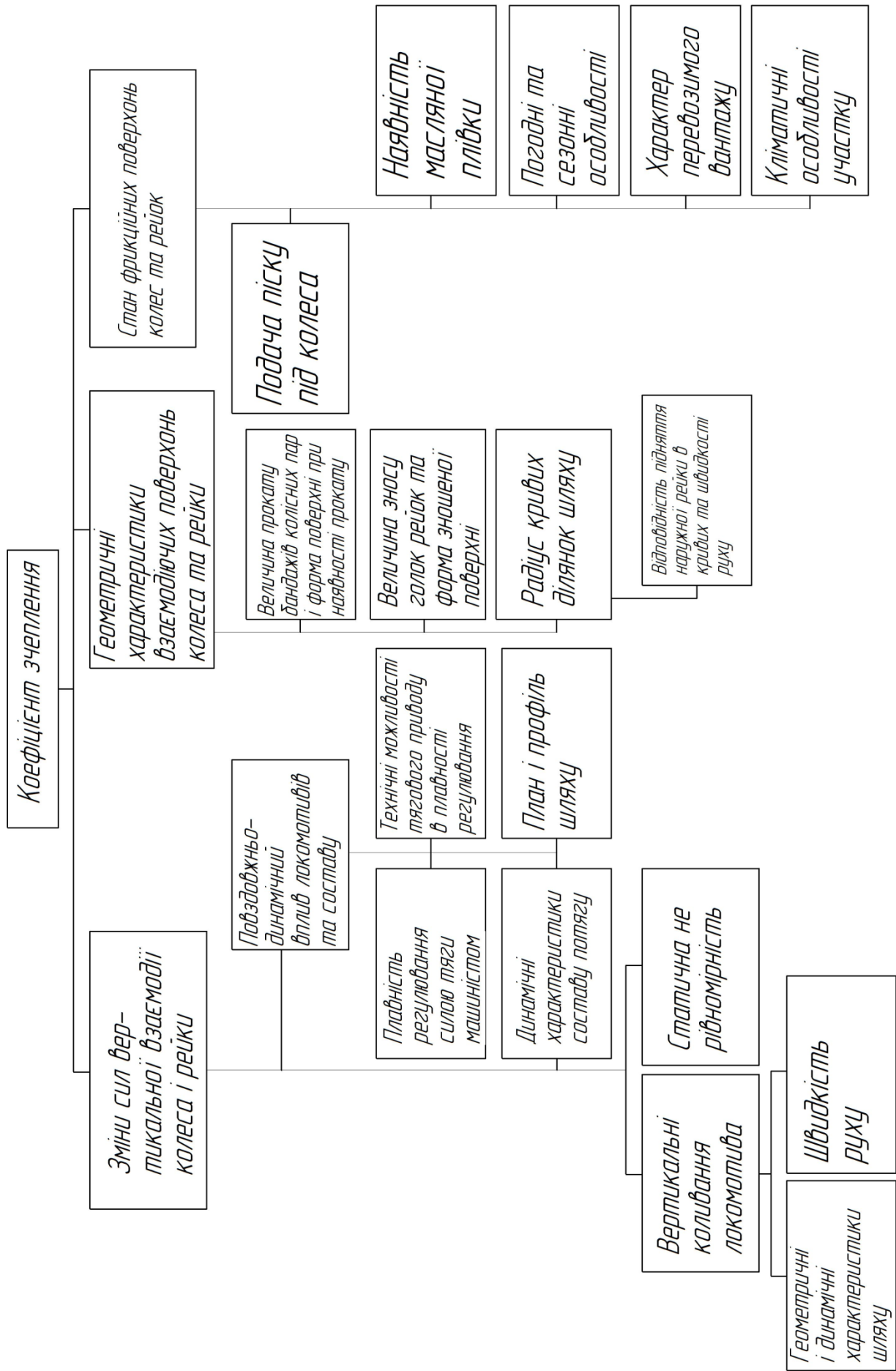


Рисунок 1.7 - Основні фактори визначаючі потенційну силу зчеплення

Функціональна залежність коефіцієнта зчеплення  $\Psi$  від швидкості ковзання, яку прийнято називати характеристикою зчеплення, є однією з найважливіших в оцінці динамічних процесів при терті кочення. Дана функціональна залежність

може служити для визначення як величини коефіцієнта зчеплення, так і оцінки його стабільності в процесі експлуатації без доведення коліс рухомого складу до боксування. У момент боксування відбувається перехід від неповного ковзання до повного. Існують розбіжності в думках про характер цього процесу. Якщо в роботі відзначається різке стрибкоподібне зниження коефіцієнта зчеплення, то в [11] як при лабораторних, так і експериментальних дослідженнях в умовах шляху зниження сили зчеплення відзначається плавним.

Типова характеристика зчеплення представлена на рис. 1.9. Прийнято розрізняти три гілки на цій залежності [7]: 1 - висхідна, відповідає неповному ковзанню і зростає до свого максимального значення; 2 - проміжна, відповідає приблизно постійному коефіцієнту зчеплення. У цій зоні колесо знаходиться в стані нестійкої рівноваги, відповідному неповному ковзанню і досить незначної зміни крутного моменту або погіршення умов зчеплення, щоб виникло боксування або повне ковзання; 3 - падаюча, при значеннях  $U > U_A$  ковзання стає повним, при подальшому збільшенні швидкості ковзання коефіцієнт ковзання падає. Функціональна залежність  $\Psi(V)$  визначається падаючою віткою характеристики зчеплення.

Дослідження залежності коефіцієнта зчеплення від швидкості ковзання, показали, що при зміні останньої від 0 до 50 км/год залежність може бути виражена емпіричної формулою

$$\Psi = \Psi_0 \cdot \frac{1 + a \cdot U}{1 + b \cdot U}, \quad (1.7)$$

де  $a$  і  $b$  - числові параметри, які не залежать при боксованні від швидкості поступального руху  $V$ .

Побудована за формулою (1.7) залежність прийме вигляд, представлений на рис. 1.9.

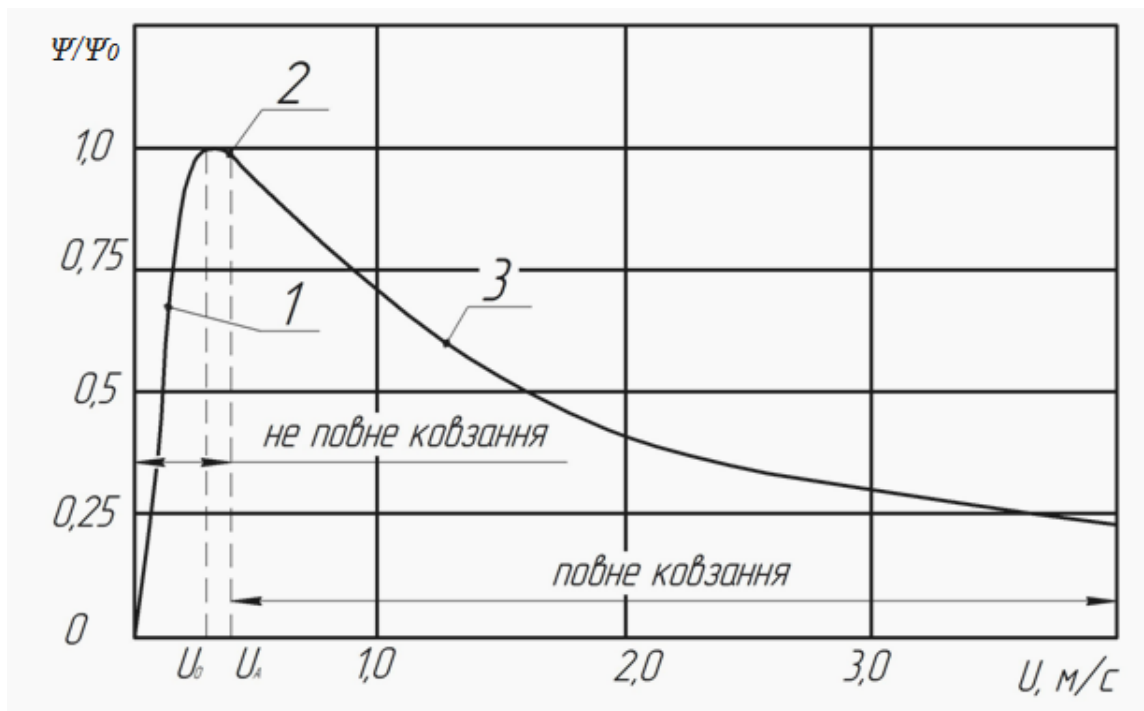


Рисунок 1.9 – Характеристика зчеплення в залежності від етапу ковзання

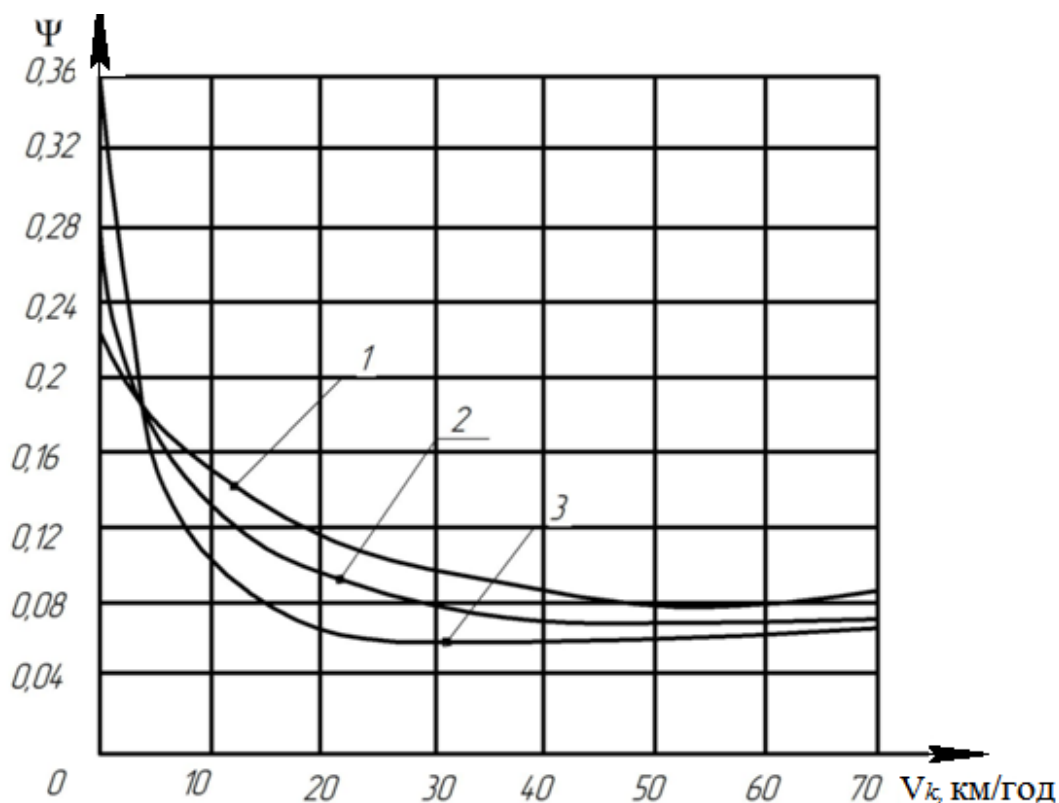


Рисунок 1.10 – Залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості ковзання на сухих рейках:

1- швидкість руху локомотива  $V=0$  км/год; 2 -  $V=5-10$  км/год; 3 –  $V > 15$  км/год

Дуже докладні лабораторні дослідження процесів зчеплення проведені С.В. Алехіним і Є.Я. Красковською. Автори отримали наступні результати: невідповідність шляхів кочення для холостого ходу 0,075%, а при реалізації

максимального дотичного зусилля - 2,35 ... 1,9%, різниця є наслідком пружних, пластичних деформацій та часткового прослизання. Причому в цих дослідах відповідно 0,8% і 0,6% слід віднести за рахунок пружних деформацій, а інші за рахунок проковзування, яке не призводило до повного зриву, тобто до зменшення сили зчеплення.

У міру збільшення дотичній сили різницю між дійсним і теоретичним шляхами кочення зростає, вона є наслідком пружних і пластичних деформацій і часткових прослизань. У 1951 р. А.В. Барським [1] були проведені випробування електровоза ВЛ22, причому сила тяги на колісну пару перевищувала 40 кН, однак ковзання не було виявлено. Відповідно зроблено висновок про те, що сумарна швидкість пружного ковзання коліс менше, ніж 0,5 швидкості руху. Однак, аналогічні випробування А.В. Бичковського, дали результати, що не збігаються з даними А.В. Барського. Величина ковзання в даних дослідах склала 0,85 %. У роботі [8] автором досліджується висхідна гілка залежності  $\Psi=f(U)$ , причому тут вона розбита на дві ділянки, для яких запропоновані апроксимуючі аналітичні залежності:

$$\text{при } 0 \leq a \leq 0,0014 \quad k = 357,13 \cdot a; \quad (1.8)$$

$$\text{при } 0,0014 \leq a \leq 0,025 \quad k = \frac{350 \cdot a - 0,155}{336 \cdot a + 0,196}, \quad (1.9)$$

де  $k = \Psi / \Psi_0$ ,  $a = U/V$  - відношення швидкості ковзання до швидкості кочення.

При  $k = 1$ ;  $a = 0,025$ , що відповідає швидкості ковзання  $U_0$ , при перевищенні якої характеристика зчеплення переходить у падаючу гілку. В даній роботі проміжна гілка виключається з розгляду так, що  $U_0 \approx U_A$ .

У роботі [20] досліджена падаюча гілка характеристики зчеплення для швидкостей від 15 до 40 км / год. У результаті обробки експериментальних даних встановлено, що падаюча гілка характеристики зчеплення при розвитку процесу боксування має більше значення  $|d\Psi/dU|$  ніж та ж гілка при припиненні боксування. На рис. 1.11 видно, що характеристика утворює петлю, подібну петлі гістерезису. Це впливає в основному при розносному боксованні. У першому наближенні петля може бути апроксимована середньою лінією.

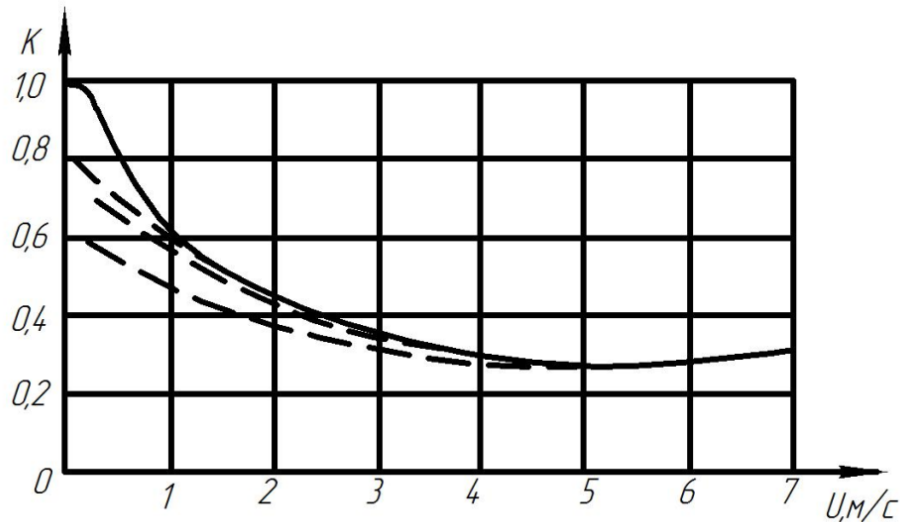


Рисунок 1.11 – Залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості ковзання, в діапазоні швидкості  $V=15\dots40$  км/год

В області ковзання значно більшою критичністю відзначається існування другого максимуму сили зчеплення. Перший максимум настає при швидкості ковзання приблизно 1,5 км/год і швидкості руху 10 км/год, потім при збільшенні ковзання відбувається зменшення коефіцієнта зчеплення.

При збільшенні швидкостей кочення і ковзання спостерігається другий максимум зчеплення при швидкості ковзання 3 ... 4 км / год і швидкості руху 42 .. 45 км/год.

В даний час можна вважати встановленим, що коефіцієнт зчеплення залежить від швидкості руху. Правилами тяго вих розрахунків [10] коефіцієнт зчеплення рекомендується визначати за формулою

$$\Psi = 0,25 + \frac{8}{100 + 20 \cdot V}, \quad (1.10)$$

де  $V$  - швидкість руху, км/год.

Порівняння розрахованих за (1.10) теоретичних значень коефіцієнта зчеплення з даними, отриманими в результаті випробувань (за таблицею 1.1.) [11]

видно, що апроксимація залежності, особливо при швидкості до 10 км / год, недостатньо точно відображає цю залежність.

Таблиця 1.1 - Значення коефіцієнтів зчеплення колеса з рейкою при різних швидкостях руху в експлуатації

V, км/год	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
$\psi$	0,34	0,3	0,2	0,2	0,2	0,215	0,21	0,2	0,2	0,2	0,19	0,19	0,18

Причинами цього багато в чому є багатопараметрична залежність коефіцієнта зчеплення як від статичних, так і динамічних факторів. При цьому відзначається великий розкид досвідчених точок, що безсумнівно можна пов'язати з відмінностями у методиках проведення дослідних поїздок, точності реєстрації первинних даних і способів їх математичної обробки. Крім того, істотний вплив робить той факт, що силу зчеплення поки ще неможливо виміряти безпосередньо, а тільки через непрямі вимірювання сили тяги на зчепленні. Сила тяги за умовами зчеплення коліс локомотива з рейками має ймовірно - статистичний характер. Коефіцієнт зчеплення різко знижується при збільшенні швидкості кочення від 0 до 10 км / год. В інтервалі швидкостей від 10 до 45 км/год залежність коефіцієнта зчеплення від швидкості руху залишається постійною. Так як в процесі руху діє безліч факторів, зміна яких має випадковий характер, зміна величини коефіцієнта зчеплення реалізується на практиці з відхиленням  $\pm 50\%$  від його середнього значення.

Коефіцієнт зчеплення, маючи верхні і нижні межі, лежить в певній зоні, яка залежно від величини швидкості ковзання змінюється. За даними роботи [1] незалежно від стану поверхні рейки і швидкості поступального руху, різниця між верхньою і нижньою межами значень коефіцієнта зчеплення зростає з ростом швидкості ковзання.

Стабільність значень коефіцієнта зчеплення при падаючій характеристиці зчеплення важлива не сама по собі, а як основна причина виникнення процесів боксування і, супутніх боксованню автоколиваний колісних пар.

У роботі [12] встановлено, що тиск є домінуючим фактором, що впливає на реалізацію процесів зчеплення коліс з рейками (рис. 1.12).

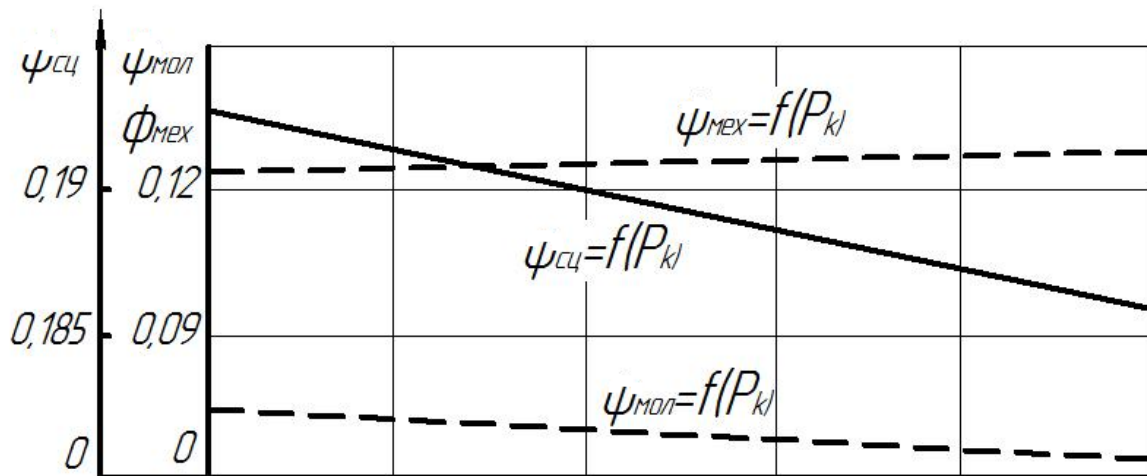


Рисунок 1.12 – Залежність коефіцієнта зчеплення  $\Psi$  та його складових від нормального тиску  $P_k$

Поверхня тертя колеса і рейок, що знаходяться в умовах постійного виробничого і атмосферного впливу завжди вкриті поверхневими забрудненнями (рис. 1.12).

На 80-95% вони складаються з твердих речовин, і в меншій кількості, з вологи і мастильних матеріалів. Товщина поверхневого шару забруднень неоднорідна по ширині доріжок тертя. Більш тонкі (товщиною 1 ... 20 мкм) і з меншою кількістю мастильних речовин шари знаходяться в центральній частині доріжок кочення коліс по рейках і значно більш товсті (> 50 мкм) - по їх краях. Основу твердих забруднень складають оксиди заліза, кремній, алюмосилікати. У менших кількостях - сполуки С, Са, Р<sub>б</sub>, Сі. Вміст води коливається від 1 ... 3% в суху погоду і істотно збільшується при високій вологості та випаданні опадів. Поверхнєве забруднення полідисперсно. Найбільш ймовірний розмір часток – 1...3 мкм.

Органічні речовини, зняті з доріжок тертя коліс і рейок в пристінних шарах товщиною 5-10 нм, мають в'язкість в 1,5-4 рази менше об'ємної. Тонкі плівки мастила на поверхні твердого тіла не стійкі, особливо в присутності вологи.

Дуже часто виступи поверхні тертя коліс і рейок бувають вільними від мастила, а основна її маса зосереджується всередині поверхневого забруднення і в

западинах поверхні (рис. 1.12). Склад поверхневих забруднень досить стабільний і мало змінюється в перебігу декількох років [13]. Великий вплив на перерозподіл елементів у поверхневому забрудненні надають характер перевезених вантажів, кліматична зона і режим руху поїздів, тип рухомого складу та земляного полотна, профіль колії.

Між елементарними частинками поверхневого забруднення коліс і рейок виникають молекулярні, капілярні, електростатичні, електромагнітні та розклинювальні сили. Їх результуюча визначає характер взаємодії частинок і твердої підкладки. Результати розрахунків та експериментальних даних показують, що, як правило, сили взаємодії частинок з підкладкою, бувають вище сил взаємодіючих між частками. Із цього слідує, що зсув під час тертя як правило виникає всередині шарів, здатних виявляти об'ємні властивості.

Найбільший вплив на зміну структурно реологічних характеристик цих шарів надають капілярні сили. Залежно від концентрації рідини в цих шарах вони можуть наближатися то до властивостей твердих тіл, то до паст, то до рідин. Експериментально було встановлено [13-15], що при незмінних зовнішніх умовах фрикційні характеристики поверхонь тертя коліс і рейок неоднорідні по їх ширині (рис. 1.13) : максимальні значення припадають на центральну частину доріжок кочення коліс і рейок незалежно від того, проходить вона по центральній частині головки рейки або зрушена у бік осьової лінії шляху. Вони зменшуються до країв, де знаходяться більш товсті шари поверхневого забруднення. Було встановлено (рис. 1.14) вплив кількості органічних забруднень у поверхневих шарах доріжок тертя на рівень коефіцієнта тертя і залежність його від ступеня зволоження поверхонь тертя. Рівень тертя по центральній частині доріжки кочення рейки, виміряний навіть на одній і тій же ділянці шляху, може змінюватись на протязі доби в досить великому інтервалі (рис. 1.15). В той же час він залишається практично без змін вздовж рейки.

Слід зауважити, що вплив забруднень поверхонь контакту проявляється не тільки в зменшенні сил молекулярного тяжіння. Поділяючи металеві поверхні, вони перешкоджають також їх механічній взаємодії, так як утворення фактичної площі торкання в цьому випадку відбувається лише за рахунок найбільш високих мікроставів, продавлюючи поверхневі плівки [4].

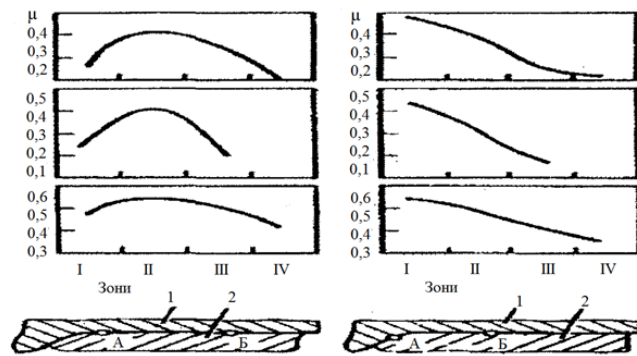


Рисунок 1.13 – Закономірність зміни коефіцієнта тертя  $\mu$  по ширині головки рейки і поверхні кочення колеса при незмінних внутрішніх умовах: б, г, е – для колеса; І і ІІІ – кінцеві зони контактної поверхні; ІІ – проміжна зона (її центральна частина); ІV – зона поверхні кочення поза межою контакту; 1 – колесо; 2 – рейка

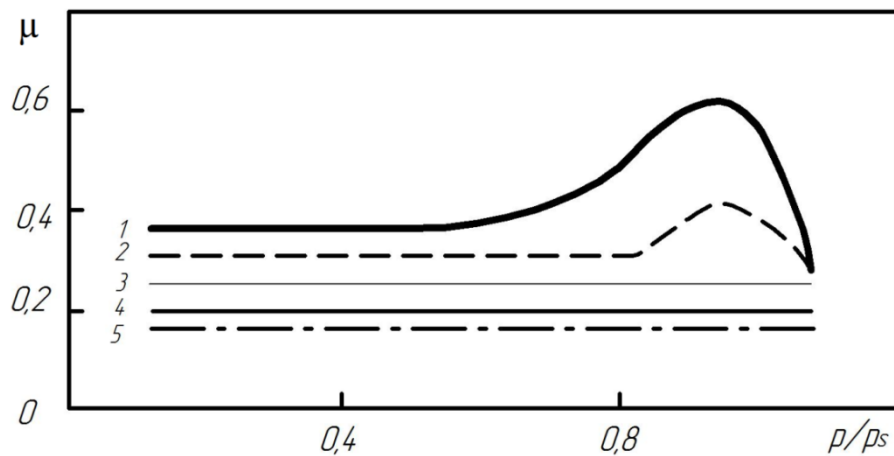


Рисунок 1.14 – Закономірність зміни коефіцієнта тертя  $\mu$ , виміряного на рейці при різному його зволоженні (пружності водяного пару  $p/p_s$ ) і кількості мастильних матеріалів, що знаходяться на поверхні забруднення:

1 – вільні від мастильних матеріалів (ММ); 2 – зі слідами ММ; 3 – при наявності 10% ММ; 4 – 50% ММ; 5 – 100% ММ.

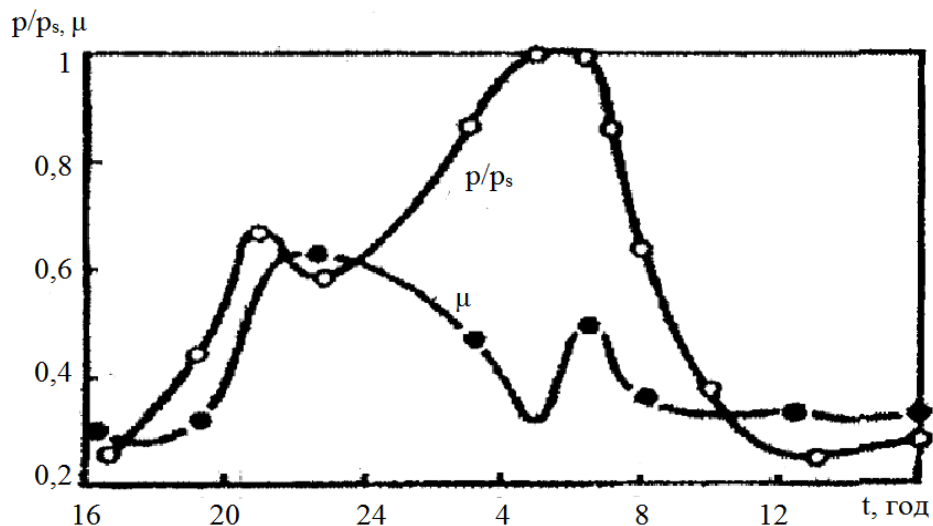


Рисунок 1.15 – Добова зміна коефіцієнту тертя  $\mu$  і пружності водяного пару ( $p/p_s$ ) виміряні в час доби  $t$  на одній і тій ж ділянці центральної дорожки кочення

У процесі руху локомотива його колісні пари здійснюють синусоїдальний рух уздовж залізничної колії. У зону контакту коліс і рейок входять ділянки їх поверхонь тертя з різним фрикційним рівнем. Це неодмінно позначається на можливій реалізації між ними різних у часі тягових і гальмівних зусиль. У цілому ж локомотив у експлуатаційних умовах реалізує деяке усереднене з цих значень. У силу цього слід враховувати, що залежність коефіцієнта зчеплення від вихідного фрикційного стану, виміряного по центральній частині дорожки кочення колеса по рейці (рис 1.16), відрізняється від лінійної та залежить від типу локомотива.

На основі узагальнення факторів, що визначають фрикційні властивості контакту колеса і рейки, фрикційних залежностей рейкового шляху та особливостей зчеплення колісних пар локомотива з рейками була побудована [17] номограма (рис. 1.17), що дозволяє судити про найбільш ймовірно реалізуемого коефіцієнта зчеплення, пов'язаного з мінливими погодними умовами.

Номограма включає в себе: I-I - залежність між ступенем зволоження дорожок тертя рейок  $p/p_s$  і коефіцієнтом тертя виміряному по центральній частині дорожок катання колеса по рейці; II-II - залежність між коефіцієнтом тертя  $\mu$  і коефіцієнтом зчеплення в момент зрушення локомотива  $\Psi^1$  - без використання і  $\Psi$

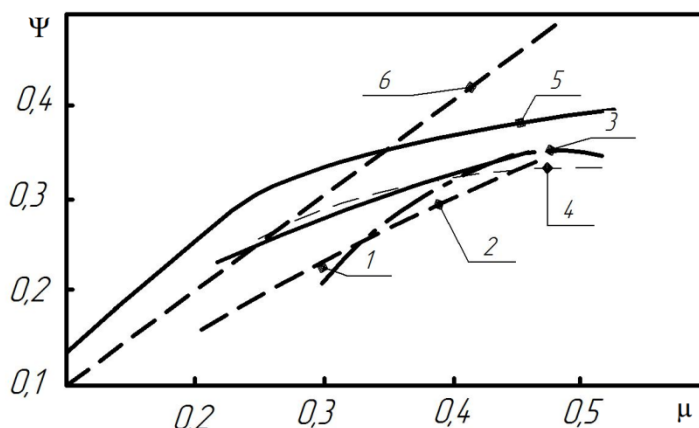


Рисунок 1.16 – Залежність коефіцієнта зчеплення  $\Psi$  при зрушанні з місця від рівня фрикційного стану  $\mu$  (коефіцієнт тертя  $\mu$ ) центральної частини дорожки тертя (випадки 1-6)

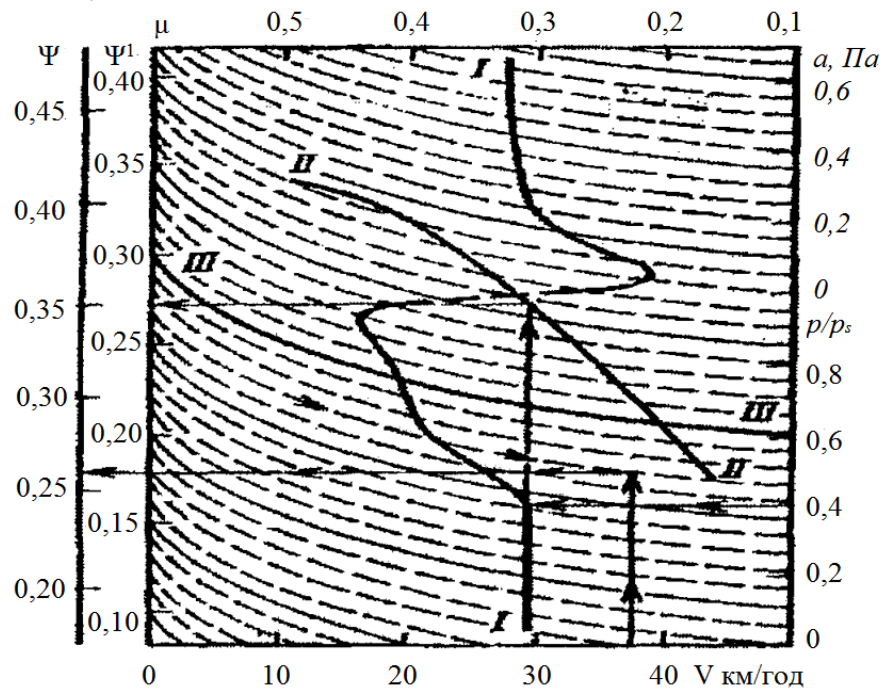


Рисунок 1.17 – Номограма для визначення коефіцієнта зчеплення локомотива  $\Psi$  по степені вологості доріжок кочення рейок ( $p/p_s$  і  $a$ ) і швидкості руху локомотива  $V$ :

- I-I – закономірність зміни рівня сил тертя по центральній частині доріжок тертя;
- II-II – залежність  $\mu$  від  $\Psi$ ; III-III - залежність коефіцієнта зчеплення локомотива ( $\Psi^1$  і  $\Psi$ ) від швидкості його руху
- з використанням піску для підвищення зчеплення; III-III - залежність коефіцієнта зчеплення локомотива ( $\Psi^1$  і  $\Psi$ ) від швидкості його руху.

У роботі [2] проведено кількісний аналіз факторів, що визначають реальні умови реалізації зчіпних властивостей локомотивів. Виявлено 20 (таблиця 1.2) найбільш істотних факторів, що впливають на величину коефіцієнта зчеплення локомотива (у момент зрушення з місця). Досліджувані фактори наведені в таблиці 1.2. Фактори розташовані по мірі спадання абсолютної величини статистики. Зі збільшенням номера № відбувається ослаблення тісноти зв'язку факторів і коефіцієнта зчеплення. На основі обчислення непараметричного коефіцієнта рангової кореляції проведена оцінка тісноти зв'язку між основним

коефіцієнтом зчеплення і кожним з досліджуваних факторів. В результаті чинники діляться на три основні групи. Перша група включає найбільш істотні фактори (номери з 1 по 10, таблиця 1.2). У другу групу увійшли істотні фактори з номерами від 11 до 14. Третю групу утворюють несуттєві фактори (номери з 15 по 20). Ця група характеризується слабким зв'язком з величиною коефіцієнта зчеплення.

Аналіз факторів, що впливають на коефіцієнт зчеплення коліс локомотивів з рейками, показав, що основний вплив на рівень тертя і інтенсивність зношування коліс і рейок надають питоме навантаження в зоні контакту, швидкість ковзання колеса по рейці, а також фізико-механічні й фрикційні властивості поверхневих шарів забруднень.

Виявлені фізико-механічні основи формування сил зчеплення коліс рухомого складу з рейками, особливості будови і фрикційні властивості поверхневих шарів, закономірності реалізації високої тяги від коефіцієнта зчеплення і особливостей самих транспортних засобів дозволяють вести спрямований пошук нових ефективних методів підвищення тягових зусиль локомотивів за рахунок підвищення коефіцієнта зчеплення, зменшення витрат матеріальних і енерго-ресурсів, підвищення зносостійкості бандажів колісних пар і рейок. За допомогою цих даних можливо здійснювати обґрунтований диференційований підхід до вибору розрахункових коефіцієнтів зчеплення.

Таблиця 1.2 - Результати ранжирування факторів за ступенем впливу на коефіцієнт зчеплення  $\Psi$

Найменування фактора	rs	t a,k
1	2	3
Питома навантаження в зоні контакту колеса з рейкою	0,957	12, 397
Фізико-хімічні та фрикційні властивості поверхневих шарів забруднень	0,927	9,220

Продовження таблиці 1.2

1	2	3
Швидкість ковзання колеса по рейці	0,894	7,457
Попереднє пружне зміщення матеріалу колеса щодо матеріалу рейки	0,838	5,750
Поверхнева твердість матеріалів коліс і рейок (вид контакту - пружний або пластичний)	0,798	4,962
Швидкість руху локомотива	0,759	4,367
Фактична площа контакту колеса з рейкою	0,745	4,184
Товщина шару поверхневих забруднень (вид тертя - граничний або пружньодинамічний)	0,724	3,927
Вологість приповерхневих шарів повітря, кліматичні та метеорологічні умови	0,682	3,493
Макрогеометрії контактуючих тіл (профілі бандажа колеса і головки рейки)	0,662	3,307
Теплофізичні процеси в шарі поверхневих забруднень бандажа колеса і головки рейки	0,529	2,331
Нерівномірний розподіл маси локомотива по окремих колісним парам	0,502	2,175
Фізико-механічні властивості абразивних частинок в зоні контакту колеса і рейки	0,489	2,098
Вплив нерівнопружності шляху і коливань екіпажної частини	0,473	2,009
Розбіжність величин діаметрів бандажів колісних пар	0,440	1,834
Мікрогеометрія поверхонь коліс і рейок	0,433	1,795

Продовження таблиці 1.2

1	2	3
Розбіжність тягових характеристик електродвигунів	0,428	1,772

Характер зв'язків між колісними парами	0,422	1,740
Інтенсивність видавлювання шару поверхневих забруднень із зони контакту колеса і рейки	0,416	1,710
Електричний струм, що протікає в зоні контакту колеса і рейки	0,411	1,689

Проведений аналіз факторів показує, що істотний вплив на рівень коефіцієнта зчеплення колеса локомотива з рейкою робить стан фрикційного контакту. Значний розкид коефіцієнта зчеплення головним чином обумовлений погодно-кліматичними умовами та характером поверхневих забруднень. Відповідно до цього заходу з підвищення величини та стабільності коефіцієнта зчеплення повинні бути спрямовані на формування необхідного стану фрикційного контакту.

### 1.3 Сучасні методи підвищення коефіцієнта зчеплення

Розвиток залізничного транспорту по шляху збільшення вагових норм і швидкостей руху поїздів, супроводжується підвищенням енергозавантаженості системи «колесо-рейка». В результаті чого підводиться до фрикційного контакту механічна енергія частково, а в екстремальних умовах взаємодії, повністю витрачається на незворотні зміни в тонких поверхневих шарах і генерування тепла.

Рівень цієї енергії в багатьох випадках виявляється не адекватним можливостям системи в її реалізації, що є причиною зриву зчеплення між колесом і рейкою і порушенні суцільності, беруть участь у фрикційному процесі поверхневих шарів, що виражається в деструкції матеріалу та відділенні частинок зносу. Зниження енергії неупорядкованого процесу з урахуванням факторів викладених у 1.1 і 1.2 можливо за умови поліпшення фрикційного стану контактуючих поверхонь, трибологічним критерієм якого є коефіцієнт зчеплення.

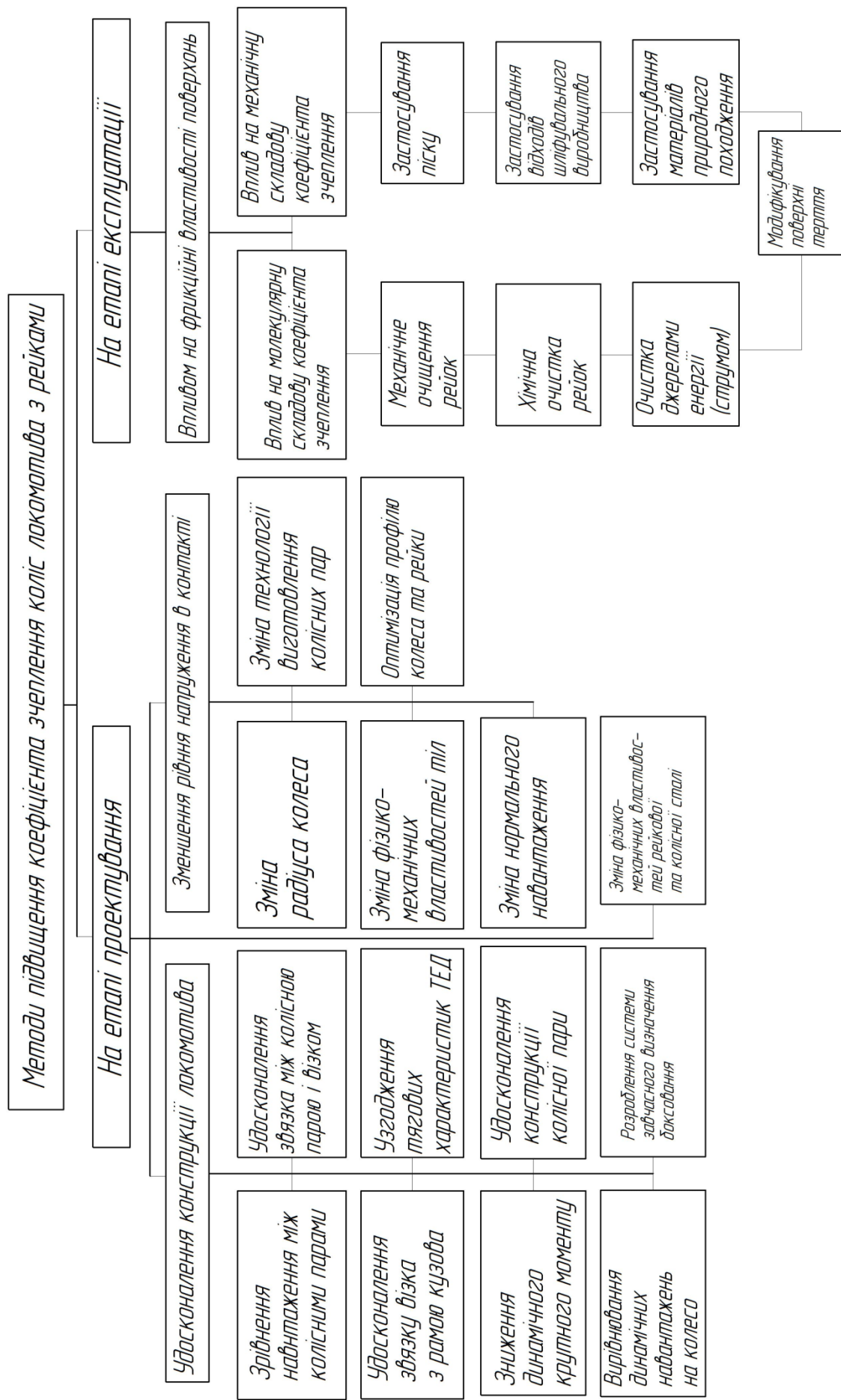
Поліпшення фрикційних властивостей трибологічної системи колесо рейок досягається як на стадії проектування локомотивів, так безпосередньо і при їх експлуатації [18], за рахунок заходів, що забезпечують спрямований вплив на

фізико-хімічний стан контактуючих поверхонь. Основні заходи, спрямовані на підвищення рівня зчеплення представлені на рис. 1.20 .

Заходи, спрямовані на збільшення потенційного коефіцієнта зчеплення на стадії проектування локомотива ведуться за трьома основними напрямками: зменшення рівня напруги в контакті, поліпшення фізико-механічних властивостей рейкової і колісної сталі, і вдосконалення конструкції локомотива з метою виключення несприятливого на умови реалізації сил зчеплення.

Зменшення рівня напруги в контакті колеса з рейкою досягається наступними методами :

- зміна радіуса колеса;
- зміна фізико-механічних властивостей тіл;
- зміна технології виготовлення колісних пар;
- оптимізація профілю бандажа колеса локомотива;
- зміна нормального навантаження.



**Рисунок 1.20 - Озновні заходи направленні на збільшення коефіцієнта зчеплення**

Фізико-хімічні характеристики колісної та рейкової сталі роблять істотний вплив на їх міцність, твердість, пластичність, опір зносу і утворення втомних дефектів. Твердість і тріщиностійкість сталі, в першу чергу, визначають її опір

утворенню та розвитку тріщин, відшарування металу, пластичним деформаціям, зносу [19], які в свою чергу є причиною погіршення умов фрикційного взаємодії колеса з рейкою.

Вдосконалення конструкції локомотива, з точки зору підвищення зчіпних властивостей, має на меті виключити несприятливий вплив динамічних процесів в контакті на коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою.

Вирішення цієї проблеми досягається шляхом диференційованого рішення складових її приватних завдань:

- вирівнювання навантажень по окремих колісним парам;
- вдосконалення зв'язку між колісними парами і візком;
- вирівнювання динамічних колісних навантажень;
- зниження динамічного крутного моменту;
- вдосконалення зв'язку рами візка з рамою локомотива;
- узгодження тягових характеристик двигунів окремих колісних пар локомотива;
- вдосконалення конструкції колісної пари;
- розробки спеціальних противорозвантажуючих пристроїв, систем попередження боксування та інших засобів.

Створення експериментально - теоретичної основи цих робіт стало можливим завдяки дослідженням С.М. Андрієвського, А.І. Беляєва, М.Ф. Веріго, А.Л. Голубенко, І.П. Ісаєва, А.А. Камаєва, О.М. Коняєва, М.Л. Коротенко, С.М. Куценко, Ю.М. Лужнова, В.Б. Медела, Д.К. Мінова, Т.А. Тібілова, Ф.Т. Барвела та інших вчених.

Аналізуючи зазначені роботи з позиції молекулярно-механічної теорії, як найбільш повно в даний час описує закономірності процесів тертя і зношування в контакті твердих тіл [5,20,21], необхідно відзначити, що проведення цих робіт дозволяє підвищувати коефіцієнт зчеплення коліс з рейками до значень, обумовлених фізико-хімічним станом взаємодіючих поверхонь коліс локомотива з рейками.

Домінуючий вплив кліматичних і погодних факторів, наявність поверхневих забруднень, що викликають величезний розкид коефіцієнта зчеплення зумовлюють в якості одного з головних пріоритетів - поліпшення

фрикційних властивостей трибологічної системи "колесо - рейка" безпосередньо на стадії експлуатації.

Збільшення молекулярної складової коефіцієнта зчеплення здійснюється шляхом впливу на фізико-хімічний стан поверхонь коліс і рейок.

Найбільшого поширення у цьому зв'язку отримали наступні методи .

*Механічне очищення рейок* [2,4]. Цей спосіб передбачає механічне видалення з робочої поверхні головок рейок забруднень за допомогою спеціальних пристроїв, розташованих попереду рухомого екіпажу. Зазвичай ці пристрої виконувалися у вигляді встановлених під деяким кутом до поздовжньої осі рейки скребоків або металевих щіток, що дозволяють здійснювати притиснення їх до поверхні рейок безпосередньо з кабіни локомотива. В окремих випадках використовувалися і більш складні конструкції. Так, наприклад, на французьких залізницях проводили випробування пристрою, який за допомогою спеціального гумового ролика дозволяло видаляти надлишкову вологу, що знаходиться на рейках, проводити очищення поверхні катання обертаєтання металевої щітки і здійснювати обдувку рейок повітрям, попередньо висушеним активізованим глиноземом. Відомі приклади здійснення очищення робочої поверхні головок рейок полум'ям, струменем води або пари. Однак цей спосіб може бути використаний тільки в літній час.

*Аналіз ефекту підігріву рейок*, який показав хороший результат. Планується не повсюдний підігрів рейок, а тільки на найбільш важких ділянках, де спостерігається обмеження вагової норми поїздів по зчепленню. Причому підігрів рейок не обов'язково повинен проводитися електричним струмом, а може бути знайдено рішення за рахунок використання теплового ефекту при хімічних процесах, що супроводжується виділенням великої кількості тепла. Але даний спосіб не виправдовує себе економічно, так як вимагає величезних енерговитрат, або призводить до значного викиду екологічно шкідливих речовин при використанні енергії хімічних реакцій.

Експлуатаційною перевіркою роботи пристроїв для механічного очищення рейок на вітчизняних і зарубіжних дорогах виявлена невисока ступінь очищення, можливість їх застосування в обмеженому діапазоні швидкості руху (не більше 15 - 20 км/год) і мала надійність щодо безпеки руху поїздів [3,17]. Невисока

надійність існуючих пристроїв для механічного очищення рейок обумовлюється складністю динамічного процесу взаємодії колії та рухомого складу. Крім того, застосовувалися раніше пристрої механічного очищення які мають властивості акумулювати на собі поверхневі забруднювачі в результаті чого вони стають нездатними забезпечити повноцінний процес механічної очистки.

*Хімічне очищення рейок.* Істотною часткою забруднень рейок, різко знижуючих коефіцієнт зчеплення, є їх органічна складова у вигляді адсорбованих плівок мастила і жирних кислот, яка добре взаємодіє з деякими хімічними розчинниками. У силу цього на ряді залізниць були проведені випробування різних способів хімічної очистки рейок.

Відомі досліді, в яких проводилася обробка рейок слабкими розчинами ефірів стеаринової та каприлової кислот, а також хімікатів які містять у своєму складі кварц. Ці розчинники подавалися на рейки або краплями, або безперервним струменем попереду рухомих коліс. Результати дослідів показали, що застосування розчину ефір-стеаринової кислоти практично не вплинуло на значення реалізованих коефіцієнтів зчеплення; за наявності розчину ефір-каприлової кислоти коефіцієнт зчеплення підвищувався на 20-30 %.

Відомі також досліді, в яких очищення рейок проводилася органічними розчинниками - ефіром, бензолом і ацетоном. Ці досліді показали, що повністю видалити мастило з поверхні рейки шляхом багаторазової промивки не вдалося, внаслідок чого в досліді з використанням розчинників спостерігалось зменшення коефіцієнта статичного тертя. Мабуть, це відбувається за рахунок розчинення мастила, не тільки на поверхні рейки, але і в колоїдній плівці, що розділяє контактну поверхню колеса і рейки. Можливо також, що в процесі очищення рейок віддалялися тверді колоїдні частинки, які відіграють позитивну роль в утворенні сили зчеплення.

В умовах експлуатації ефект від застосування розчинників для очищення поверхні рейок залежить як від ступеня забруднення рейок, так і від типу локомотива і стану колії. У силу цих причин отримані суперечливі результати дослідів [22-25]. Крім того, для ефективної хімічної обробки поверхні рейок потрібен тривалий час; необхідно повторення її після проходження двох-трьох поїздів. Така обробка покращує загальний стан поверхні рейок, але не виключає випадків

можливості боксування локомотивів через можливість утворення місцевого забруднення вже незабаром після проведення очищення. Все це обмежує її практичне використання .

*Термомеханічне очищення бандажів пригальмовуванням.* Легке пригальмовування рушійних коліс локомотивів є хоч і небажаним з точки зору зносу бандажів, рейок і гальмівних колодок, але досить поширеним прийомом, використовуваним локомотивними бригадами. Зазвичай воно застосовується в зимовий період часу як профілактичний захід для очищення бандажів перед зтяжними підйомами. На залізницях Швейцарії та США цей метод використовувався в роботі противбоксовочних систем. У цьому випадку пригальмовування переслідує мету зняття надлишкового обертального моменту з боксуючої колісної пари. При цьому гальмівними колодками, які впливають на кожен колісну пару протягом 20 сек. і більше, проводиться очищення поверхні катання бандажів з певним їх нагріванням, що трохи збільшує коефіцієнт зчеплення, але не настільки, щоб повністю відмовитися від інших засобів поліпшення зчеплення. Тому пригальмовування зазвичай поєднується з автоматичною подачею під колеса локомотива кварцового піску, що призводить до ще більшого зносу бандажів. Крім того, слід зазначити, що протибоксовувальне пригальмовування вимагає використання на локомотивах високочутливих систем виявлення боксування, збільшує тривалість роботи гальмівного компресора і пов'язано з постійною необхідністю підтримки гальмівної системи локомотивів в хорошому технічному стані. Не можна також допускати використання зношених гальмівних колодок, так як при цьому збільшується час, необхідний для притиснення колодки до бандажу, і боксуюча вісь може придбати таку швидкість руху, що відновити зчеплення легким пригальмовуванням виявиться неможливим.

*Електроіскрове очищення поверхонь бандажів і рейок [26, 27].* Цей спосіб очищення обумовлює високотемпературний вплив на оброблювані поверхні, завдяки чому досягається висока ступінь їх очищення від більшості поверхневих забруднень, включаючи адсорбовані плівки газів, які є однією з причин зниження коефіцієнта зчеплення. Лабораторні дослідження цього методу були проведені в науково-дослідному центрі Французьких залізниць. Дослідження проводилися на

стенді, моделючому взаємодію колеса і рейки в широкому діапазоні швидкості руху. Результати досліджень, відповідні швидкості 3 км/год, свідчать про високий ступінь очищення контактуючих поверхонь, що забезпечує реалізацію високих значень коефіцієнта зчеплення незалежно від їх первісного стану. Навіть при постійному змазуванні маслом поверхонь роликів, що імітують колесо локомотива і рейок, коефіцієнт зчеплення в результаті електроіскрової обробки контактуючих поверхонь підвищувався з 0,1 - 0,2 до 0,6 - 0,7. Металографічне дослідження поверхонь роликів показало, що електричний вплив призводить до утворення на обробленій поверхні тонкого мартенситу з перехідною зоною змішаної структури .

Наявність твердих мартенситових виступів і утворення дуже чистих поверхонь і є, очевидно, основними причинами підвищення коефіцієнта зчеплення. Разом з тим недостатньо міцний зв'язок мартенситових включень з основним металом бандажа і рейки призводить до викришування їх при терті, а розвиток пластичної деформації при впровадженні мікрОВиступів - до схоплювання поверхонь з глибинним вириванням металу. У результаті зростає знос контактуючих тіл, який в умовах описуваних випробувань виявився на 50 % вище, ніж у випадку кочення роликів, що не оброблювались електроіскровим способом. Крім того, необхідно враховувати вплив швидкості руху локомотива, так як при використанні електроіскрової очищення поверхні катання бандажів і рейок тривалість імпульсів робочого струму при малій швидкості може зрости, створивши передумови для виникнення значних структурних змін оброблюваних поверхонь [28].

Таким чином, електроіскровий спосіб очищення дає значне підвищення коефіцієнта зчеплення, проте він поряд з труднощами практичного застосування пов'язаний з електроерозійним пошкодженням контактуючих поверхонь, що виявляється в розпилюванні і згорянні мікрооб'ємів металу. Викликана ж високотемпературним впливом зміна структури металу, а також зміна стану та мікрогеометрії його поверхні сприяє інтенсивному прояву різного роду фрикційних зв'язків, руйнування яких при терті супроводжується значним ушкодженням контактуючих поверхонь та їх інтенсивним зносом.

*Робилися спроби підвищувати коефіцієнт зчеплення шляхом створення в зоні контакту колеса з рейкою сильного електромагнітного поля [29, 30]. В результаті чого було досягнуто збільшення коефіцієнта зчеплення приблизно на 20 %, але запропонована система виявилася складна, а додаткова витрату міді ( 3- 4 т на локомотив) підставила під сумнів можливість її широкого впровадження.*

Великі роботи були проведені по збільшенню коефіцієнта зчеплення за допомогою очищення поверхні рейки охолодженням плазмовою аргоно-водневою горілкою [31]. Ефективність застосування пальника відповідала збільшенню коефіцієнта зчеплення приблизно на 0,1-0,2. Проте згідно заключного звіту, отримані дані за обсягом недостатні для остаточного висновку про ефективність пристрою. Конструктивна будова не прийнятна для безпосереднього застосування на локомотиві, а сам процес очищення рейки ще недостатньо вивчений .

*Використання кварцового піску. У виду недосконалості перерахованих вище способів впливу на фрикційне стан тягових поверхонь тертя і своїй невисокій вартості широке застосування набуло використання кварцового піску. Щорічно для поліпшення умов взаємодії коліс з рейками на мережі залізниць України витрачається більше трьох з половиною мільйонів кубічних метрів спеціально підготовленого піску. У середньому на один кілометр рейкового полотна на рік припадає понад 20 тонн відпрацьованого піску. А на магістральних ділянках шляху, де в режимі рекуперації реалізуються великі гальмівні сили, на один кілометр потрапляє 300 ... 400 тонн піску на рік [18].*

У реальних умовах експлуатації всепогодність роботи залізничного транспорту досягнута виключно за рахунок застосування піску. В осінньо - зимово-весняний період, найбільш несприятливий щодо зчеплення коліс з рейками, час використання піску складає 40...50% від усього часу руху локомотива в режимі тяги.

Все це призводить до катастрофічного забруднення верхньої будови колії, вимагає додаткових витрат на очисні роботи. В результаті забруднення баластної призми погіршуються дренажні властивості шляху і характеристики баласту щодо відведення вологи. Такий значний дефект часто призводить до зрушення шпально-рейкової решітки і зриву протиугінної системи з подальшим

викраденням рейок [32], на таких ділянках колії вводяться обмеження по швидкості. До того ж пісок має негативну фрикційну характеристику, в результаті виникає вереск коліс і розвивається хвилеподібний знос рейок з короткими вертикальними нерівностями. Складність точної подачі необхідної кількості піску в зону фрикційного контакту призводить до попадання піску на бічну поверхню рейки, а з нього на гребінь колеса, що призводить до сильного зростання інтенсивності зносу гребенів бандажів колісних пар локомотива і бічній поверхні рейки.

При підвищеною подачі піску в контакт значна його частина залишається на рейках після проходження коліс локомотива. Це є причиною приблизно 12-20%-го збільшення опору руху.

Досвід експлуатації систем подачі піску показує на їх серйозні недоліки. Насамперед, такі як низька стабільність подачі піску, погане регулювання на необхідну продуктивність, відмови в роботі при підвищеній вологості і низьких температурах .

Одним з останніх досягнень в галузі поліпшення параметрів фрикційного контакту « колесо - рейка» є застосовувані в ряді країн (США, Канада, Франція) модифікаторів тертя Centrac VHPF, HPF, LCF розроблені компанією Portec Railway Maintenance Products і фірмою Kelsan Lubricants.

*Модифікатори тертя діляться на три основні групи : LCF - з коефіцієнтом тертя менше 0,2; HPF - з коефіцієнтом тертя 0,2 ... 0,4; VHPF - з коефіцієнтом тертя 0,4 і більше при значних прослизань колеса. Нове покоління модифікаторів тертя зазвичай застосовують у формі стрижня або в рідкому вигляді і наносять за допомогою аплікаторів, що встановлюються на локомотивах. Передбачається, що модифікатори тертя володіють хорошими утримуючими здібностями і відмінною водостійкістю, щоб витримувати багаторазові контактні впливи (зберігатися на поверхні головки рейки після використання 4000 коліс). Величина тертя залежить від товщини шару, який створює кожен з модифікаторів і швидкості проковзування коліс рухомого складу.*

Спеціалізовані модифікатори тертя типу HPF ефективно покращують умови тертя і зменшують рівень шуму на шляху з рейками, схильними хвилеподібному зносу і прослизанню коліс. Тим не менше, кожен модифікатор тертя такого типу

не може задовольняти широкому набору вимог охорони навколишнього середовища та експлуатації шляху. У разі застосування модифікаторів такого типу з коефіцієнтом тертя більше 0,2 виникають проблеми, пов'язані з негативним тертям прихоплювання локомотивних коліс, динамічним гальмуванням, хвилеподібним зносом рейок. До цих пір ще не розроблені практичні методи ступеневого зниження необхідного для локомотивів високого коефіцієнта тертя до середнього рівня, прийняттого для вагонів.

Підводячи підсумок огляду методів підвищення коефіцієнта зчеплення можна зробити наступні висновки:

- найбільш перспективними методами підвищення коефіцієнта зчеплення на увазі домінуючого впливу стану поверхонь тертя на реалізовану величину сил зчеплення, є заходи, що проводяться безпосередньо на стадії експлуатації;
- в даний час немає технічно досконалої системи підвищення коефіцієнта зчеплення;
- абсолютного поширення набула система збільшення коефіцієнта зчеплення шляхом подачі піску в зону контакту колеса з рейкою;
- застосування піску сприяє підвищенню інтенсивності зносу бандажів колісних пар локомотива і рейок, а також сильно забруднює баластну призму.
- модифікатори тертя типу УНРБ, НРБ маючи високу вартість, являють собою екологічно не безпечні речовина, створюють додатковий опір руху вагонів;

#### **1.4 Актуальність досліджень**

Значний розкид коефіцієнта зчеплення, обумовлений впливом погодно-кліматичних факторів, наявністю поверхневих забруднень, відсутність технічно досконалих систем підвищення рівня коефіцієнта зчеплення викликає необхідність розробки нових технологій, що дозволяють покращувати параметри фрикційного взаємодії коліс локомотивів з рейками.

Враховуючи це, метою роботи є розробка та наукове обґрунтування заходів, спрямованих на підвищення коефіцієнта зчеплення коліс з рейкою безпосередньо на стадії експлуатації локомотивів.

Досягнення поставленої мети зумовило необхідність рішення наступних завдань.

- Розробити технологічні методи підвищення коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою, засновані на впливі третього тіла на параметри фрикційного стану тягових поверхонь тертя.

- Досягнути зниження інтенсивності зносу бандажів колісних пар і рейок, а також зниження опору руху складу, що чиниться з боку вагонів, викликаного неприйнятним рівнем тертя, зменшити забрудненості піском баластної призми.

- З використанням фізичних методів дослідження поверхонь тертя і тонких плівок теоретично обґрунтувати механізм дії активаторів тертя.

## **2 МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОГО ФІЗИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ФРИКЦІЙНОЇ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ "РУХОМИЙ СКЛАД - ВЕРХНЯ БУДОВА КОЛІ"**

## 2.1 Динамічна подібність механічних систем

Проведення модельного експерименту з використанням методів фізичного моделювання [37] дозволяє значно прискорити впровадження нових технічних рішень і скоротити трудові та матеріальні витрати на проведення тягових випробувань. Крім того, застосування методів фізичного моделювання дозволяє уникнути багатьох помилок, що призводять до відмови вузла тертя при експлуатації.

Характеристики процесів тертя, що протікають на фрикційному контакті, нелінійно залежать від цілого ряду чинників, у зв'язку з цим аналітичний розрахунок фрикційної механічної системи можливий лише шляхом лінеаризації вищевказаних нелінійностей. Існуючі методи лінеаризації призводять до значних спотворень результатів. Найбільш достовірні результати для задач тертя дають методи оцінки протікаючих процесів і явищ через модельний експеримент.

Враховуючи складність, залежність від багатьох факторів і випадковість процесів, що відбуваються на контакті «колесо-рейка» при моделюванні даного фрикційного контакту, раціонально розглядати його як окрему підсистему складної фрикційної механічної системи: «Верхня будова колії - рухомий склад».

Коливання механічної частини рухомого складу і коливання верхньої будови колії взаємопов'язані і реалізуються як з боку тягового приводу, так і з боку шляху з його випадковими нерівностями [3]. Коливальні процеси впливають на середнє значення коефіцієнта зчеплення, сприяючи збільшенню його розкиду, тим самим збільшують ймовірність зриву зчеплення.

Вузли тертя завжди піддаються динамічним впливам. У транспортних машинах вібрації і удари надходять від контакту з дорожнім полотном; від працюючого двигуна, а також від впливу самозбуджуванихся коливань на елементах корпусу, рами, системи управління та ін. Останні є вторинними за способом збудження, але впливають на контактуючі поверхні спільно з вібрацією ззовні.

Поверхні тертя, за певних умов, самі створюють фрикційні коливання релаксаційного типу, вібрація і шум є їх невід'ємною властивістю, обумовленим переривчастим контактом.

Динамічні дії на поверхні тертя викликають пружну і пластичну деформацію в зоні контакту. При цьому пружні деформації і пружне повернення локалізуються на дискретних ділянках контакту, надають специфіку прояву контактної жорсткості. Імпульсні дії викликають не тільки коливання, але і поверхневі хвилі. Пластична мікродеформація створює теплові флуктуації, а в сукупності всі перераховані процеси визначають розсіювання механічної енергії коливань [39]. Її поглинання відбувається в матеріалі деталей і в навколишньому середовищі.

За певних умов виникає режим контактного резонансу, який підвищує інтенсивність пластичної деформації і накопичення пошкоджуваності. При пластичній деформації мікрровиступів поверхневі зерна полікристалічних матеріалів деформуються раніше і інтенсивніше, ніж у внутрішніх обсягах. Це прискорює дифузійні процеси, перенесення речовини, в тому числі з глибини в поверхневі шари, а також із зовнішнього середовища і контрповерхностей даної пари тертя, інтенсифікує структурно-енергетичні та електрохімічні явища в поверхневих шарах матеріалу, та підсилює.

Не менш складним є динамічний вплив на мастильний шар - третє тіло трибосистеми. У змащувальному шарі при вібрації проявляється його власна пружність, що залежить від частоти впливу. Мастильний шар розсіює механічну енергію як демпфер. Динамічне обурення і температурні флуктуації пробуджують у змащувальному шарі додаткове внутрішнє тертя, що збільшує в'язкі сили і здатність навантаження мастильного шару, але при цьому прискорюється термомеханічні перетворення третього тіла.

Таким чином, сумарна енергія коливань механічної системи йде на зміну поведінки її інерційних мас, жорсткостей зв'язків та демпфуючих характеристик, на зміну їх внутрішньої енергії. Та частина енергії, яка йде на збільшення внутрішньої енергії, є "втраченою" для механічної системи і передається в підсистему вузла тертя, змінюючи поведінку мас активних мікрооб'єктів фрикційного контакту, які є її компонентами.

При комплексному фізичному моделюванні фрикційної механічної системи (ФМС), так само як і при реалізації принципів системного підходу, складові її частини, тобто механічна система і вузол тертя, моделюються окремо, проте з урахуванням існуючого між ними взаємозв'язку, який має бути відображений в реалізованій методиці моделювання. В якості умови моделючий даний взаємозв'язок необхідно розуміти як умову динамічної подібності, під яким розуміється рівність частот власних коливань підсистем природи і моделі ФМС.

Отже, комплексне моделювання ФМС «Колесо - рейка» необхідно починати з оцінки умов, що забезпечують динамічну подобу.

Незважаючи на велику різноманітність існуючих механічних систем, динамічні якості будь-якої фрикційної системи можуть бути досліджені за загальною методикою [38], яка базується на відомих законах теоретичної механіки і теорії коливань.

За кінематичною схемою і кресленням системи важко судити про розподіл мас і жорсткості в її вузлах. Складові системи рухаються з різними швидкостями, передають різні крутні моменти, жорсткості їх перетинів неоднакові, неоднакові і кути закручування елементів на різних ділянках.

Тому для складання рівнянь руху систему представляють у вигляді умовної механічної схеми, яка названа приведеною еквівалентною розрахункової схеми машини. Передбачені цією схемою динамічні якості системи повинні бути еквівалентні якостям реальної конструкції, тобто правильно відображати її основні динамічні характеристики. Умовою динамічної еквівалентності вихідної і наведеної систем є рівність величин кінетичної і потенційної енергій до і після приведення.

При переході від схеми машини до еквівалентної розрахункової схеми реальна система представляється у вигляді абстрактної еквівалентної розрахункової схеми. Маси на розрахунковій схемі мають вигляд маховиків або поступально рухомих мас, причому на кожен масу в схемі накладені зв'язки, не залежні від часу і забороняють рух по всіх координатах крім однієї.

Розглянемо привід простої двомасової системи, що робить плоскопаралельні коливальні рухи до системи, здійснює обертальний рух з

крутильними коливаннями. Структурні схеми системи до приведення і після приведення показані на рис.2.1 і 2.16 відповідно.

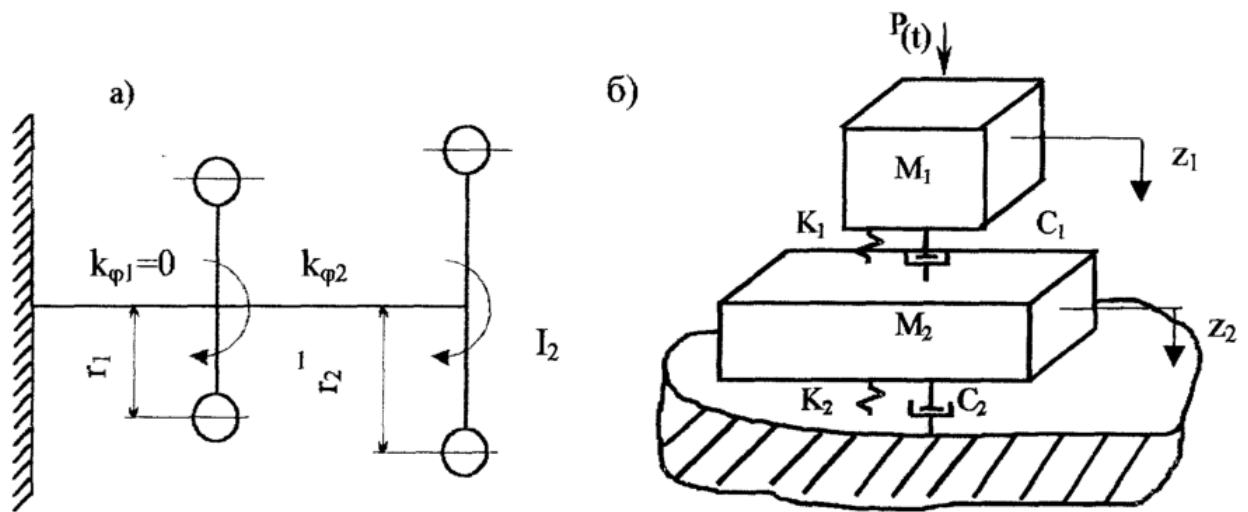


Рисунок 2.1 – Розрахункові схеми механічних систем

Так для схеми (рис.2.1 а) кінетична і потенційна енергія системи визначається виразом

$$\left. \begin{aligned} T &= 0,5 \cdot (I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + I_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2) \\ U &= 0,5 \cdot [K_{k12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)^2] \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Рух механічної системи можна описати рівнянням Лагранжа 2-го роду

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\delta T}{\delta \dot{q}_i} - \frac{\delta T}{\delta q_i} + \frac{\delta \Pi}{\delta q_i} + \frac{\delta \Phi}{\delta q_i} = Q_i, \quad (2.2)$$

де  $t$  - час,

$T$  - кінетична енергія системи,

$q$  -  $i$ -та узагальнена координата,

$\Pi$  - сумарна потенційна енергія системи,

$\Phi$  - сумарна дисипативна функція,

$Q_i$  - зовнішня активна сила.

Так як дисипативні функції не впливають на частоти власних коливань, а змінюють тільки логарифмічний декремент коливань, то при оцінці умов динамічної подоби механічну систему можна розглядати без тертя, тобто  $\Phi = 0$ . Підставивши залежності системи (2.1) в (2.2) після диференціювання отримуємо

$$\left. \begin{aligned} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + K_{k12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1 - M_2 \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + K_{k12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (2.3)$$

Помножимо перше рівняння на  $I_2$ , а друге на  $I_1$  і з першого віднімемо друге:

$$\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 + \Omega^2 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = \frac{M_1}{I_1} - \frac{M_2}{I_2}, \quad (2.4)$$

де  $\Omega$  – власна частота коливань системи.

$$\Omega = \sqrt{\frac{K_{k12} \cdot (I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2}}. \quad (2.5)$$

Якщо рівняння (2.4) має два рішення ( $\pm \Omega$ ), відповідно з умовою однозначності потрібно вказати яке з рішень відповідає дійсності - частота не може бути числом негативним.

Так як процеси в оригіналі і моделі при динамічному подібні повинні бути подібні, то відносини всіх характеризуючих їх величин повинні виражатися за допомогою масштабів подібності

$$\frac{I_H}{I_M} = C_I; \frac{\varphi_H}{\varphi_M} = C_\varphi; \frac{K_{kH}}{K_{kM}} = C_{Kk}; \frac{M_H}{M_M} = C_M; \frac{\Omega_H}{\Omega_M} = C_p.$$

Обидва рівняння системи мають однакову структуру, тому розглянемо тільки одне з них, ввівши вираження  $C_I$ ,  $C_\varphi$ ,  $C_k$ ,  $C_M$ ,  $C_\Omega$  в рівняння для моделі і розділивши всі члени на  $C_M \cdot M_M$ .

$$C_I \cdot \frac{C_\varphi}{C_t^2} \cdot I_M \cdot \frac{d^2 \cdot \varphi_{1M}}{dt_M^2} + C_\varphi \cdot C_{k_k} \cdot [C_{12M} \cdot (\varphi_{1M} \cdot \varphi_{2M})] = C_M \cdot (M_{1M} - M_{2M}),$$

$$C_{\Omega} \cdot \Omega_M = \sqrt{\frac{C_{k_k}}{C_I} \cdot \left[ \frac{C_{12M} \cdot (I_{1M} + I_{2M})}{I_{1M} \cdot I_{2M}} \right]}.$$

Умова тотожності рівнянь призводить до наступними критеріями подібності

$$\frac{C_1 \cdot C_{\varphi}}{C_t^2 \cdot C_M} = 1, \quad (2.6)$$

$$\frac{C_{\varphi} \cdot C_{k_k}}{C_M} = 1, \quad (2.7)$$

$$C_M = C_{\varphi} \cdot C_{k_k}, \quad (2.8)$$

$$C_{\Omega} = \sqrt{\frac{C_{k_k}}{C_I}}. \quad (2.9)$$

З прийнятого, в якості умови динамічної подоби, рівності частот власних коливань моделі і натури, тобто  $C_{\Omega} = 1$ , отримуємо з (2.9) рівність  $C_I = C_k$ . Розділивши (2.6) на (2.7) отримуємо критерій

$$\frac{C}{C_t^2 \cdot C_{k_k}} = 1 \text{ і при дотриманні } C_I = C_k \text{ отримуємо } C_t = 1.$$

Розглянемо умови динамічного подібності для системи, представленої на рис.2.1 б. Складемо за методом Д'Аламбера рівняння руху системи. Подумки відділимо маси від пружного скелета системи і для кожної маси запишемо диференціальне рівняння руху, причому дія пружних зв'язків замінимо їх реакціями.

$$\left. \begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{z}_1 + K_1 \cdot z_1 + K_2 \cdot (z_1 - z_2) &= P_1 \\ m_2 \cdot \ddot{z}_2 - K_2 \cdot (z_1 - z_2) &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (2.10)$$

При оцінці власних коливань даної механічної системи, рішення системи рівнянь (2.10), після перетворень зводиться до алгебраїчного рівнянню 4-го ступеня

$$\Omega^4 - \left( \frac{K_1 + K_2}{m_1} + \frac{K_2}{m_2} \right) \Omega^2 + \frac{K_1 + K_2}{m_1 \cdot m_2} = 0. \quad (2.11)$$

$$\Omega_{12} = \pm \sqrt{\frac{1}{2}} \cdot \left( \frac{K_1 + K_2}{m_1} + \frac{K_2}{m_2} \right) \pm \sqrt{\frac{1}{4}} \cdot \left( \frac{K_1 + K_2}{m_1} + \frac{K_2}{m_2} \right) - \frac{K_1 \cdot K_2}{m_1 \cdot m_2}.$$

Масштаби подібності для величин, що входять в рівняння

$$C_m = \frac{m_H}{m_M}; C_k = \frac{C_H}{C_M}; C_l = \frac{x_H}{x_M}; C_\Omega = \frac{\Omega_H}{\Omega_M}.$$

Представляючи рівняння системи (2.10) і (2.12) для моделі, введенням масштабів подібності і виробляючи аналогічні перетворення, отримуємо такі критерії подібності:

$$\frac{C_m \cdot C_l}{C_t \cdot C_\Omega} = 1, \quad (2.13)$$

$$\frac{C_k \cdot C_l}{C_\Omega} = 1, \quad (3.14)$$

$$C_\Omega = \sqrt{\frac{C_m}{C_k}}. \quad (2.15)$$

Отже, умовою динамічного подоби системи (рис.2.16) можна вважати співвідношення критеріїв подібності маси і жорсткості системи при забезпеченні  $C_\Omega = 1$  з критерія подібності (2.15), тобто  $C_m = C_k$ . Розділивши (2.13) на (2.14)

отримуємо критерій  $\frac{C_m}{C_t^2 \cdot C_k} = 1$ , звідки підстановкою  $C_m = C_k$  отримуємо умову

$C_t = 1$ .

Для аналізу прийняті найпростіші 2-х масних системи (рис.2.1 а, б). Аналогічні умови рівності констант  $C_m = C_k$  ми отримуємо розглядаючи 3-х, 4-х ... n масні системи, тобто прийнята умова забезпечує динамічне подоби моделі і натури механічних систем для будь якої n - масної системи.

Резюмуючи наведений вище аналіз, можна зробити висновок, що незалежно від того який з методів моделювання використовується (метод аналізу розмірностей або метод аналізу диференціальних рівнянь руху ) для забезпечення динамічної подоби модельованих механічних систем необхідно, щоб константи подібності мас і жорсткості системи були рівні один одному, тобто  $C_m = C_k$  або  $C_l = C_k$ . При цьому модельний експеримент повинен проводитися в реальному масштабі часу  $C_t = 1$ , так як , по-перше ,  $C_\Omega = 1$  і, відповідно,  $C_\Omega = C_t = 1$ . По-друге, проводячи дослідження ФМС на фізичних моделях ми повинні виготовляти модельні пари з одних і тих же матеріалів, з яких виготовлені реальні поверхні тертя. у зв'язку з цим, час релаксації зв'язків фрикційного контакту в реальних і модельних умовах рівні, що забезпечується рівністю  $C_t = 1$ .

## **2.2 Динамічна подоба вузла тертя пари «колесо - рейка»**

Вібрація, удари, складні процеси перенесення механічних збурень у вузлах і механізмах машин є об'єктом вивчення наукової дисципліни, іменованої «Динаміка машин».

Найбільш повний опис динамічної подоби вузлів тертя фрикційної механічної системи в даний час викладено в методиці [40], основними положеннями якої скористаємося для модельного відтворення динамічної подоби вузла тертя « колесо - рейка».

Вузол тертя є складовою частиною ФМС. При цьому маси контактуючих тіл, які вчиняють взаємне переміщення, є складовими частинами механічної системи, тоді як поверхні взаємного контакту представляють систему нижчого рівня, компонентами якого є мікронерівності, які можна охарактеризувати масою їх активного макрообсягу і жорсткістю закладення .

Стан компонентів нижчого рівня (мікронерівностей поверхонь тертя) фрикційної механічної системи (колесо-рейка) характеризується внутрішньою

енергією системи. Сумарна енергія коливань механічної системи розподілена по спектру генеруються нею і представляє, стосовно мікронерівностей контактуючих поверхонь, зовнішнє силове поле коливань напружень в тангенціальному і нормальному напрямках. У сталому режимі роботи механічної системи параметри даного силового поля постійні.

Динамічні дії на поверхні тертя викликають пружну і непружну деформацію в зоні контакту. При цьому пружні деформації і пружне повернення локалізуються на дискретних ділянках контакту, надають специфіку прояву контактної жорсткості.

Взаємодія контактуючих мікронерівностей в результаті їх взаємного переміщення призводить до виникнення вимушених коливань з частотою сили, що обурює. Тертя ковзання завжди супроводжується виникненням коливань і виділенням тепла. Імпульсні дії викликають не тільки коливання, але і поверхневі хвилі, отже, в коливальному русі бере участь не тільки та частина обсягу поверхні тертя, яка обмежена об'ємом мікронерівностей, а й прилегла до неї частина поверхні, як за площею, так і за займаним обсягом. Позначимо даний обсяг, як активний мікрооб'єм матеріалу поверхні тертя (рис.2.2). Таке уявлення виправдано, не тільки при розгляді їх вимушених коливань, але і як показують дослідження, при оцінці теплових явищ при терті, зокрема при оцінці параметрів коливань температурних піків.

Для опису коливальних процесів скористаємося поняттям активного мікрообсягу (АМ). Під АМ (рис 2.2) розуміється - активний обсяг матеріалу поверхні тертя, в процесі деформації якого генерується тепло. Розглядаючи процес деформації АМ, його представляють у вигляді балки із закладенням в жорсткому підставі.

При коливаннях активних мікрооб'ємів матеріалу в них самих і в навколишньому їх шарі виникнуть деформації і відповідні їм напруги. Частота вимушених коливань напруг для даного активного мікрообсягу буде визначатися числом імпульсів взаємодій в одиницю часу.

Нормальні тангенціальні напруги, що виникають при контакті мікронерівностей в точці на поверхні контакту залежатимуть від координати  $x$ , часу  $t$ , відносної швидкості  $V$  і максимальної поверхневої температури.

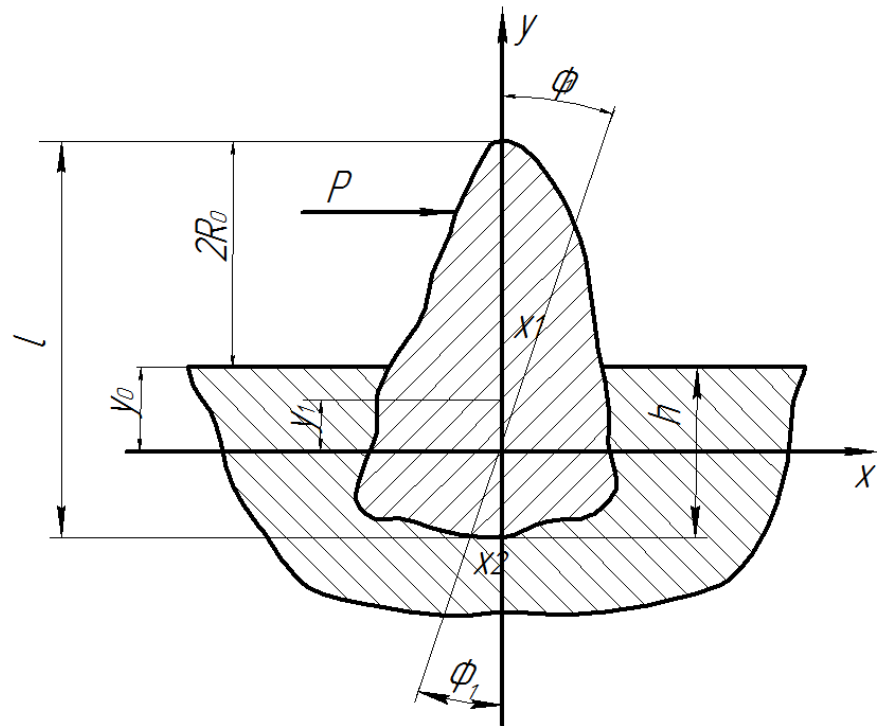


Рисунок 2.2 – Активний мікрооб'єм матеріалу поверхні тертя

Пластична деформація АМ створює теплові флуктуації, а в сукупності всі перераховані процеси визначають розсіювання механічної енергії коливань. Її поглинання відбувається в матеріалі деталей і в навколишньому середовищі.

За певних умов виникає режим контактного резонансу, який підвищує інтенсивність пластичної деформації і накопичення пошкоджуваності. При пластичній деформації мікроступів поверхневі зерна полікристалічних матеріалів деформуються раніше і інтенсивніше, ніж у внутрішніх обсягах. Це прискорює дифузійні процеси, перенесення речовини, в тому числі з глибини в поверхневі шари, а також із зовнішнього середовища і контрповерхностей даної пари тертя, інтенсифікує структурно-енергетичні явища в поверхневих шарах матеріалу, посилює електрохімічні, акустичні та інші явища.

Утворення структури поверхонь тертя в процесі деформацій АМ фрикційного контакту відбувається шляхом зміни їх розмірів, руйнування і утворення нових мікронерівностей. При цьому, згідно з принципом Гамельтона мікронерівності контактуючих поверхонь будуть формуватися і прагнути зайняти відносно один одного таке положення, щоб втрати енергії при подальшому їх взаємодії були мінімально можливі. В результаті поверхні тертя набувають

характеру рівноважної шорсткості, і характеризується відносно стабільними геометричними обрисами мікронерівностей.

На поверхнях тертя поряд з возмущаючими коливаннями, спектр частот який відповідає частотам власних коливань механічної системи, при деформації мікронерівностей вздовж напрямку ковзання, поширюватимуться зазначені вище високочастотні змушені коливання напруг від деформації поверхонь тертя при взаємодії мікро-і макронерівностей контактуючих пар тертя.

Спектр частот вимушених коливань АМ матеріалу фрикційного контакту дуже великий, тому практично завжди він "перекриває" спектр частот збуджуючих коливань, що генеруються механічною системою. Отже, спектр збуджуючих коливань є несучим для високочастотних вимушених коливань, які мають частоту взаємодій активних мікрооб'ємів.

Процес формування рівноважної шорсткості на поверхнях тертя відбувається в умовах динамічної взаємодії з механічною системою, до якої входить вузол тертя. Отже, процес фрикційного контактування при сталій рівноважної шорсткості відбувається при резонансі між власною частотою коливань активного мікрообсягу, частотою вимушених коливань напруг на поверхні контакту, викликаних коливаннями активних мікрооб'ємів, і частотою коливань напруг, відповідних однієї з власних частот коливань механічної системи. Дане положення добре узгоджується з відкритим І.В. Крагельська процесом відтворення шорсткості поверхні при сталому режимі тертя.

Стабільний резонанс можливий, коли для переходу в новий резонанс недостатньо енергії тертя. Це можливо за відсутності близько розташованих до колишньої резонансній частоті іншої частоти власних коливань механічної системи (більш високого рівня, ніж підсистема фрикційного контакту) або в тому випадку, коли енергія, що генерується на фрикційному контакті, витрачається на зміну станів і характеристик зв'язків підсистем нижчого рівня. Остання умова може бути некерованою, тобто випадковою, а може бути керованою, тобто, створеною додатковим демпфуванням, тепловим екрануванням фрикційного контакту шляхом введення третього тіла і т.д.

Орієнтовне значення величини власної частоти коливань АМ матеріалу фрикційного контакту, на сталому режимі тертя, можна визначити наступним чином :

$$\Omega = \sqrt{\frac{\ddot{P}}{I}}, \quad (2.16)$$

де  $P$  - потенційна енергія деформованого активного мікрообсягу;

$I$  - момент інерції окремого АМ матеріалу поверхні тертя щодо її центру коливань (для розрахунку висота мікрообсягу приймається за величиною дорівнює значенню параметра  $R_z$ ).

Зробимо розрахунок потенційної енергії коливань мікронерівностей

$$dP = k \cdot x \cdot dx;$$

$$P = \int_{-x_2}^{x_1} k \cdot x \cdot dx,$$

Або згідно з рисунком 2.2  $x_1 = \varphi \cdot y_0$ ,  $x_2 = \varphi \cdot (h - y_0)$ , тоді

$$\dot{P} = \int_{-\varphi(h-y_0)}^{\varphi y_0} k \cdot x \cdot dx = \frac{k \cdot x^2}{2} - \frac{\varphi \cdot y_0}{\varphi(h-y_0)} = k \cdot \left[ \frac{\varphi(h-y_0)^2}{2} - \frac{\varphi^2 \cdot y_0^2}{2} \right] = A \cdot \frac{k \cdot \varphi^2 \cdot y_0^2}{2},$$

$$\text{де } A = \frac{h^2}{y_0^2} - \frac{2 \cdot h}{y_0} + 2.$$

Тоді  $\dot{P} = A \cdot k \cdot \varphi^2 \cdot y_0^2$ , а  $\ddot{P} = A \cdot k \cdot y_0^2$ .

Після підстановки виразу для  $\ddot{P}$  в (2.16) отримаємо:

$$\Omega = y_0 \cdot \sqrt{A \cdot \frac{c}{I}}.$$

У даному виразі  $y_0$  можна виразити через інші лінійні розміри активного мікрообсягу.

Коливання, штучно створені у твердому тілі, з плином часу загасають, пружна енергія коливань розсіюється, перетворюючись на теплову енергію. Як зазначається в роботі [16] ослаблення хвиль напруг викликається їх поглинанням за рахунок процесів релаксаційного, гістерезисного, резонансного типу, а також

дифузним розсіюванням хвиль напругень на наявних неоднорідностях. Кожен з даних процесів вивчають незалежно один від одного, що пов'язано з їх істотною відмінністю. І якщо явища гистерезисного типу помітно збільшуються з амплітудою і практично не залежать від частоти, то процеси релаксаційного типу мають температурно-частотну залежність і затухання залежить від частоти коливань і часу релаксації через добуток  $\omega \cdot \tau$ . Безсумнівно, що дані процеси, як для натури, так і для моделі повинні протікати в реальному масштабі часу.

Незважаючи на те, що деформування зв'язків систем усіх підрівнів, а також активних мікрооб'ємів матеріалу на фрикційному контакті має об'ємний характер, для простоти аналізу в підсистемі фрикційного контакту розглянемо тільки одну складову деформації  $x$  і відповідну їй напругу  $\sigma$ . Будемо також вважати, що між листами існує зв'язок через модуль пружності  $M$ .

В якості запобіжного внутрішнього тертя вибирають енергію, розсіяну в одиниці об'єму зразка в Дж за одну секунду :

$$\varpi = \overline{\sigma \cdot \dot{\varepsilon}} \quad (2.18)$$

Найбільш часто користуються безрозмірними величинами, наприклад, коефіцієнт поглинання

$$\psi = \frac{\Delta W}{W}, \quad (2.19)$$

де  $\Delta W = \frac{2\pi}{\omega} \int \overline{\sigma \cdot \dot{\varepsilon}} \cdot dV$  - енергія розсіювання за один період по всьому об'єму зразка;

$W = \frac{1}{2} \int \sigma_0 \cdot \varepsilon_0 \cdot dV$  - енергія коливань всього зразка, відповідна амплітудним значенням напруги та деформації .

Дана характеристика найбільш зручна і при розгляді пружно-дисипативних процесів при терті.

Застосовується також і показник механічної добротності

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot W}{\Delta W}. \quad (2.20)$$

Добротність і коефіцієнт поглинання пов'язані відношенням

$$Q = \frac{2 \cdot \pi}{\psi}.$$

Для цілей оптимізації фрикційної механічної системи найбільш зручна міра дисипації у вигляді кута  $\psi$ , який легко можна визначити, маючи розгортку вільних згасаючих коливань зразка досліджуваного матеріалу.

$$\psi = - \int_t^{t+T} \frac{dW}{W}. \quad (2.21)$$

Так як  $W$  пропорційна  $\varepsilon_0^2(t)$ , де  $\varepsilon_0(t)$  - обвідна кривої вільних згасаючих коливань. Тоді:

$$\psi = -2 \int_t^{t+T} \frac{d\varepsilon_0(t)}{\varepsilon_0(t)} = 2 \cdot \ln \frac{\varepsilon_0(t)}{\varepsilon(t+T)} = 2 \cdot \ln \frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_{n+1}} = 2\delta, \quad (2.22)$$

де  $\delta = \ln \frac{\varepsilon_n}{\varepsilon_{n+1}}$  - логарифмічний декремент коливань.

При розсіянні енергії коливань можливий зсув по фазі між напругою і деформацією, остання відстає від напруги на деякий кут  $\varphi$ . Аналіз всіх існуючих реологічних моделей (Максвела, Фойгта, Зінера, Альфрея-Кобеко), а також численні експериментальні дані говорять про сильний кореляційний зв'язок між величиною внутрішнього тертя і часом.

Так, наприклад, формула для визначення внутрішнього тертя в моделі стандартного лінійного тіла:

$$Q^{-1} = \frac{M_2 - M_1}{M} \cdot \frac{\omega \cdot \tau}{1 + \omega^2 \cdot \tau^2}, \quad (2.23)$$

має максимум при  $\omega \cdot \tau = 1$ , тобто тоді, коли частота вимушених коливань дорівнює зворотній величині часу релаксації. По обидві сторони від цього максимуму внутрішнє тертя асимптотично спадає до нуля. З вищесказаного видно, що внутрішнє тертя є однією з фізико-механічних констант досліджуваних матеріалів і характеризується безрозмірними коефіцієнтами (2.19), (2.20), (2.21), тобто, не залежить від геометричних розмірів тіл, а значить і від геометричного масштабу при фізичному моделюванні. Таким чином, проводячи дослідження фрикційних механічних систем на фізичних моделях, головною умовою динамічної еквівалентності моделі і натури для забезпечення коректності моделювання дисипативних властивостей зв'язків механічної системи і фрикційного контакту і, в кінцевому рахунку, забезпечення можливості модельних випробувань є забезпечення рівності константи часу  $C_t = 1$ .

Величина коефіцієнта тертя залежить від швидкості ковзання, так як при цьому змінюються умови взаємодії і руйнування поверхонь. Загальноприйнята закономірність зміни коефіцієнта тертя від швидкості ковзання у вигляді падаючої характеристики, істотно змінюється при великих швидкостях ковзання, так як при цьому відбувається значне виділення тепла. Це знаходить своє підтвердження при аналізі залежності коефіцієнта зчеплення колеса з рейкою від швидкості ковзання. За оцінками дослідників [8] коефіцієнт зчеплення при збільшенні швидкості ковзання має ще один максимум.

Між швидкістю ковзання і температурою поверхневого шару, при інших рівних умовах, існує залежність: згідно з формулою Егера температура пропорційна кореню з швидкості ковзання. Однак, забезпечити постійність таких параметрів, як контурне тиск, в цих умовах неможливо. Вже при температурі в  $100-200^{\circ}\text{C}$ , внаслідок дискретного характеру контакту, частка пластичного контакту в загальному напружено-деформаційному стані поверхні зростає і контактний тиск зменшується. Плавлення поверхонь АМ мас поверхні тертя призводить до зміни їх форми, що в загальному випадку супроводжується збільшенням ФПК і пропорційним зниженням контактних тисків. Разом з тим температура тертя від цього не змінюється, що підтверджує висновки досліджень Чудакова Е.А. про те, що градієнт температури не залежить від тиску і цілком

визначається швидкістю ковзання. Наявні в розпорядженні дослідників формули розрахунку температури тертя є дуже наближеними, оскільки виходять з положення про незмінність механічних властивостей від температури.

Розрахункові дані та експерименти переконують, що швидкість ковзання має визначальний вплив на величину температурних характеристик (поверхнева температура, температурний градієнт, об'ємна температура, температура спалаху). Представлення мікронерівностей поверхонь тертя у вигляді активних мікрооб'ємів матеріалу (див. рис. 2.2) умовно обмежує той обсяг мікронерівності і, що відноситься до неї частини обсягу поверхні тертя (заштрихована область), в якому реалізуються пружно-пластичні деформації і, відповідно, викликані ними генерації тепла. Так як верхні точки даного активного макрообсязі відчують більш інтенсивний вплив, то в даній області мікрообсягу виникають більш високі температури. У точках дискретного контакту виникають температурні спалаху.

Розподіл тепла від деформованої частини АМ в глибину характеризується температурним градієнтом, а від даного мікрообсягу в глиб матеріалу поширення тепла відбувається виходячи з фізико-механічних характеристик матеріалу, тобто теплопровідності.

Як показує практика досліджень, піки температур практично повністю реалізуються в активному мікрообсязі. Навіть при температурі спалаху в 800-1000°C об'ємна температура решти матеріалу буде незначно відрізнятися від навколишнього (30 - 60°C). Це дозволяє говорити про досить інтенсивному температурному градієнті активного мікрообсягу. Тривалість температурного піку має порядок  $10^{-3} - 10^{-4}$  с, а тривалість періоду від нагрівання до охолодження і навпаки становить від 0,1 - 1,0 мс. Це дозволяє температурні піки характеризувати як параметри, що мають частоту і амплітуду.

Як вказувалося вище, на сталому режимі тертя, залежно від частоти вимушених коливань, мікронерівності будуть змінюватися як по геометричних розмірах, так і по їх взаємному розташуванню один щодо одного, до тих пір, поки частота власних коливань активних мікрооб'ємів не збіжиться з частотою вимушених коливань, що створить умова стійкої рівноваги і виникне рівноважна шорсткість.

Швидкість ковзання визначає число взаємодіючих мікронерівностей в одиницю часу, тобто частота вимушених коливань повинна бути пропорційна швидкості ковзання. Дійсно, якщо вважати, що на шляху ковзання  $L$  площу дотику відтворюється  $m$  раз, то при діаметрі  $d$  плями торкання  $m = L/d$ . Якщо розділити обидві частини цієї рівності на час  $t$ , то отримаємо  $\frac{m}{t} = \frac{L}{t \cdot d}$  або, при –

$$\frac{m}{t} = \omega, \text{ а } \frac{L}{t} = V, \text{ отримуємо } \omega = \frac{V}{d}.$$

Отже, зміна швидкості ковзання  $i$ , як наслідок, частоти вимушених коливань призведе до зміни сформованого рівноважного стану (резонансу) між частотою власних коливань активних мікрооб'ємів  $i$  частотою вимушених коливань. Перехід системи в новий стійкий стан буде пов'язаний зі зміною топографії поверхонь тертя до встановлення рівноважної шорсткості на іншому резонансному рівні. Рівноважна шорсткість поверхні тертя визначається частотою вимушених коливань  $\omega_i$  відповідає мінімально можливим у даних умовах коефіцієнтам тертя.

Проведений аналіз показує, що для забезпечення умов динамічного подібності процесів на поверхні фрикційного контакту, при моделюванні умов тертя, необхідно щоб для реальної поверхні тертя  $i$  її моделі були рівні :

- швидкості ковзання;
- параметри рівноважної шорсткості;
- характерні частоти власних коливань, які слід розглядати як фізико-механічну характеристику поверхні тертя при сталому режимі тертя,  $i$ , відповідно до формули для збереження рівності характерних частот власний коливань (2.17) має виконуватися умова рівності констант подоби жорсткості закладення  $k_{kAM}$  і моменту інерції активного мікрообсягу матеріалу фрикційного контакту  $I_{AM}$  щодо її центру коливань, тобто  $C_{kAM} = C_{I_{AM}}$
- процес фрикційного контактування повинен реалізовуватися в реальному масштабі часу, тобто  $C_t = 1$ .

### 2.3 Моделювання фрикційної пари « колесо-рейка »

Фрикційний контакт «колесо-рейка» є неоднорідною і нелінійною системою.

Через складність і різноманіття явищ, що протікають на даному фрикційному контакті практично неможливо скласти досить точний математичний опис процесу тертя. Метод подібності можна коректно застосувати тільки при вирішенні завдань, що мають складні однорідні моделі. Така модель практично завжди має опробоване практикою математичний опис. Рамки такого опису обмежені і не дають можливості ввести нові параметри, вплив яких на вихідні характеристики системи є предметом дослідження. Використання методу аналізу розмірностей [37] дозволяє отримати константи подібності для процесів, які не мають математичного опису.

Традиційно моделювання розуміється як зміна лінійних розмірів  $i$ , відповідно до масштабу довжини  $C_1$ , і відносно його значення, визначаються масштабні коефіцієнти усіх інших параметрів .

Відповідно до прийнятого лінійного масштабом  $C_1$ , параметри, що мають лінійні розміри в системі основних одиниць  $MLT\theta$ , матимуть масштаб  $C_1$ . Дослідник має право вибирати лінійний масштаб моделі  $C_1$ , і пропорційно змінювати, наприклад, номінальну площу контакту  $A_a$ , тобто  $C_{A_a} = C_1^2$ , довжину шляху тертя  $C_i$ , ( $C_L = C_i$ ), радіус кривизни  $R(C_R = C_i)$ , діаметр кола катання  $D(C_D = C_i)$ .

Виникає питання, чи правомірне застосування масштабного коефіцієнта  $C_i$ , до геометричних параметрів, визначальючими лінійні розміри на майданчику контакту, до яких відносяться лінійні параметри шорсткості і величину зближення контактуючих тіл, товщина плівки на поверхні тіл і т.д.

Для вирішення даного питання проведемо аналіз формування та зміни даних лінійних розмірів при реалізації процесу тертя при модельному і натурному випробуваннях. Відомо [18], що шорсткість поверхонь, що труться обумовлює практично всі аспекти та характеристики явищ тертя і зносу. Оскільки розміри нерівностей, складових шорсткості, справляють істотний вплив на найрізноманітніші експлуатаційні властивості деталей: тертя і знос, контактні деформації, концентрацію напруг і втомну міцність, вібраційну активність і т.д. Виходячи з адекватності процесу на фрикційному контакті природи і моделі

параметри шорсткості поверхонь, що труться для моделі і реальної поверхні повинні бути однакові, тобто функції розподілу мікронерівностей по висоті реальної поверхні і моделі однакові і, відповідно, збігаються їх криві опорних поверхонь.

Для збереження рівності контактних тисків на контакте нормальне навантаження повинен бути масштабний коефіцієнт переходу від натури до моделі рівний масштабному коефіцієнту площі контакту, тобто  $C_N = C_{Ar}$ . При однакових зближеннях і фактичних площах контакту, змінюються пропорційно навантаження, що дорівнює фактичним контактним тискам та будуть відповідати рівній нормальній напрузі на контакті для реальних поверхонь і для моделі.

Як показано в роботах І.В. Крагельського, Н.Б. Дьомкіна, Е.В. Рижова при однакових умовах на контакті для моделі і реальної поверхні рівним зближенням - відповідають рівні коефіцієнти тертя і рівні питомі лінійні зноси  $i_h$ . Основним критерієм достовірності модельного експерименту можна вважати реалізацію в умовах моделі типу зносу поверхневих шарів, що є основним для реальних поверхонь тертя.

Згідно моделі І.Г. Горячевою і М.Н. Добичина процес зміни геометричних параметрів йде до тих пір, поки на плямах фактичного контакту не вирівнюється контактний тиск. Це дозволяє охарактеризувати контактний тиск на поверхні тертя як критерій, рівність якого для реальної поверхні тертя і моделі є визначальним, тобто  $C_q = \frac{q_N}{q_M} = 1$ . З врахуванням рівності швидкостей ковзання і параметрів шорсткості для моделі і натури, рівність контактних тисків забезпечує реалізацію на поверхні тертя моделі характерний для реальної поверхні вид зношування.

Отже, якщо режими зношування на моделі і натурі однакові, то параметри шорсткості для встановленого режиму тертя будуть однакові, а їх константи подібності, наприклад, для висоти мікронерівностей  $i_h$ , радіусу заокруглення мікронерівностей  $C_h$  повинні бути рівні одиниці ( $C_r = 1$ ,  $C_h = 1$ ). Це входить в протиріччя з прийнятою константою подібності лінійних розмірів, так як і наведені параметри одиничної мікронерівності  $h$  і  $r$  - є лінійними розмірами, а  $C_l$ , не

дорівнює 1. Примусове зміна шорсткості відповідно до  $C_l$ , при сталості параметрів контактного тиску і швидкості ковзання для моделі і реального вузла тертя, тобто  $C_q = 1$ ,  $C_{VCK} = 1$ , створює на поверхні несталій режим тертя (процес припрацювання), який після завершення та виходу на сталий режим тертя призводить до реалізації рівноважної шорсткості з  $C_r = 1$ ,  $C_h = 1$ .

Від пошкоджень і інтенсивність зношування, які є характерними для даної пари тертя при заданих умовах роботи вузла тертя, в багатьох випадках дослідник взагалі не в змозі моделювати.

Поверхні твердих тіл у звичайних умовах покриті адсорбованими плівками і мають відмінну, від розташованих нижче шарів мікротвердість. Товщина плівки впливає на величину коефіцієнта тертя. Товсті плівки окислів призводять до збільшення сил тертя, а тонкі - до зниження коефіцієнта тертя. Відомо, що поверхні твердих тіл володіють надлишковою енергією, яка зумовлює його здатність до адгезії. За експериментальними даними, наведеними в роботі, поверхнева енергія повинна дорівнювати 1/6 енергії сублімації, тобто енергії необхідної для розділення твердого тіла на незалежні атоми.

Наявність надлишкової поверхневої енергії зумовлює хімічну активність поверхні металу. Процес утворення окисної плівки на поверхні відбувається до деякої товщини, так як подальше зростання затруднений зниженням дифузії іонів металу на поверхню плівки або атомів кисню всередину оксиду. На поверхні твердих тіл можуть утворюватися й інші різні плівки.

Тому, якщо реальна поверхню тертя і її модель виконані з однакових матеріалів, то їх поверхні матимуть однаковий як за структурою, так і по товщині поверхневий шар. Моделювати процеси плівкоутворення без зміни фізико-механічних властивостей матеріалу моделі неможливо.

Отже, як для реальної поверхні тертя, так і для модельних випробувань, при застосуванні масштабних коефіцієнтів швидкості, контактного тиску, лінійних розмірів (параметрів шорсткості і площі контакту) і т.д., одна і та ж окисна плівка працює в різних умовах тертя. При реалізації корозійно-механічного зношування, залежно від умов, можуть реалізовуватися різні його підвиди, які характеризуються різною формою протікання процесу, інтенсивністю, зовнішніми ознаками. Зміна лінійних розмірів мікронерівностей створює на поверхнях тертя

моделі вимушеного коливання напруг, що відрізняються як за амплітудою, так і за частотою від аналогічних вимушених коливань на реальній поверхні тертя. Вплив притаманного моделі напружено-деформаційного стану поверхні на зношування і руйнування окисної плівки призведе до реалізації процесів неадекватних аналогічним процесам на реальній поверхні тертя.

Зміна параметрів шорсткості поверхонь тертя істотно змінює процеси тертя і зношування практично всіх реалізованих при сухому і граничному видах тертя. Розглянемо, наприклад, як впливає застосування масштабного коефіцієнта лінійних розмірів на процеси тертя і зношування при абразивному зношуванні за умови зміни лінійних розмірів абразивних частинок. По-перше, геометричні розміри і форма абразивного зерна визначають його здатність вдавлюватися в поверхню тертя. По-друге, розміри зерна абразиву при дряпанні з відтискуванням металу визначають розміри канавки, а обсяг відтискування матеріалу визначає величину його наклепу. Розміри зерна абразиву визначають величину енергії зіткнення його з поверхнею тертя, в тому числі і з активними мікрооб'ємами матеріалу поверхні тертя. Виділена при цьому теплота сприяє локальному високому нагріванню і, відповідно, зміни механічних властивостей матеріалу, що тягне за собою зміну інтенсивності зношування.

Енергія удару визначає величину деформації активного мікрообсягу мас поверхні тертя. При цьому для ударно-абразивного зношування характерне утворення на поверхні тертя лунок в результаті локальної пластичної деформації металу. Розміри абразивних частинок не тільки визначають вид зношування поверхні, але і впливають на інтенсивність зношування. Так за результатами експериментів встановлено, що якщо розмір часток не перевищує 5 мкм, то вони, адсорбуючи на своїй поверхні продукти окислення масла, знижують інтенсивність зношування, так як дрібні частинки в адсорбованій оболонці виконують функцію протизношувальної і антифрикційної присадок.

Дрібні частинки абразиву інтенсифікують тепловіддачу між поверхнями тертя, сприяють розділенню поверхонь, роблячи контакт дискретним. Отже, зі зміною у відповідності з лінійним масштабом розмірів часток абразиву при реалізації моделі абразивного зношування поверхонь тертя, змінюється характер

пошкоджень, а часто і вид зношування не є характерним для даної пари тертя в реальних умовах експлуатації.

Аналіз різних видів тертя і зношування показав, що вид пошкодження не є властивим для даної пари тертя, а залежить від умов її роботи. Застосування методики моделювання до підсистеми поверхні тертя вузлів тертя є не коректним вже в силу того, що потрібно змінювати геометричні розміри параметрів, що призводить, в кращому випадку, до реалізації одного з підвидів реалізованого режиму тертя. Однак методи боротьби з зношуванням стосовно окремих підвидів будуть різними.

Відповідно до вищевикладеного, при моделюванні фрикційного вузла застосування лінійного розміру в якості базисного параметра є неприйнятним. В якості даного параметра пропонується використання параметра жорсткості. Це дає можливість проводити вибір лінійного масштабу на свій розсуд або по заданих лінійним розмірам випробувального стенду. Відповідно до обраного лінійного масштабу моделі  $C_1$ , проводиться розрахунок параметра жорсткості, реалізованої в моделі вузла тертя  $C_k = C_l$ , яка і є вихідною для розрахунку усіх інших параметрів.

При модельних випробуваннях на тертя і знос визначальним критерієм достовірності модельного експерименту для трибосистем є умова створення аналогічних видів зношування. Даним критерієм, за інших рівних умов, буде рівність контактних тисків. Таким чином, при комплексному моделюванні, на етапі моделювання механічного, теплового та динамічних подоби всьєї механічної системи, необхідно врахувати обмеження, що визначають як динаміку механічної системи без тертя і умови її визначальні, так і тотожність аналогічних процесів, що протікають в механічній частини вузла тертя моделі та природи. У тому числі коефіцієнта загасання гармонійних складових (форм власних коливань) моделі та реальних поверхонь тертя. Для цього при використанні методу [25] жорсткість  $k$ , як основна варійована величина вводиться до числа базисних параметрів, а час  $t$  і контактний тиск  $d$  в крайові умови.

Рішення інженерних задач методом аналізу розмірностей слід починати зі складання списку параметрів, що характеризують досліджуваний процес. З цієї групи параметрів у системі  $MLT\theta$  основних одиниць вибирається чотири базисні

параметра з незалежною одна від одної розмірністю, які справляють домінуючий вплив на досліджуваний процес.

Незалежність розмірностей досягається нерівністю нулю визначника, складеного з показників ступенів розмірності цих параметрів в системі  $MLT\theta$ . У разі моделювання фрикційної взаємодії колеса локомотива з рейкою, в якості базисних параметрів доцільно вибрати швидкість кочення  $V$ , жорсткість зв'язків  $k$ , коефіцієнт тепловіддачі  $\sigma$ , силу  $F$ . В якості крайових умов вибираємо температуру в зоні тертя  $\mathcal{Q}$ , контактний тиск  $q$ , час  $t$ , тобто  $C_g = 1, C_q = 1, C_t = 1$ , що досягається застосуванням однакових параметрів натурального зразка і моделі.

З точки зору можливості аналізу одержуваних результатів великий інтерес представляє «ручний» розрахунок масштабних коефіцієнтів, так як при моделюванні за програмою неможливо виділити проміжні результати розрахунку, зокрема, одержувані константи подібності для модельованих величин (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 - Результати розрахунків масштабних коефіцієнтів переходу від натурального зразка до моделі

Характеристика	Позначення	Розмірність системи $MLT\theta$	Константа
Швидкість кочення	$V$	$L^1T^{-1}$	$CV = Ck^1$
Коефіцієнт тепловіддачі	$\sigma$	$M^1T^{-3}\theta^{-1}$	$CG = Ck^3$
Лінійна жорсткість	$k$	$M^1T^{-2}$	$Ck$
Компл. геометричних Розмірів	$Kq$	$L^3$	$CKq = Ck^3$
Опір зрізу плівки	$T$	$M^1L^{-1}T^{-2}$	$CT = Ck^0 = 1$
Депфування	$C$	$M^1T^{-1}$	$CC = Ck^1$
Маса	$M$	$M^1$	$Cm = Ck^1$
Момент інерції	$J$	$M^1L^{-1}$	$CJ = Ck^3$
Жорсткість кругова	$k_k$	$M^1L^2T^{-2}$	$Ck_k = Ck^3$

Площа тертя	$A$	$L^2$	$CA = Ck^2$
Довжина шляху тертя	$L$	$L^1$	$Cl = Ck^1$
Сила тертя ковзання	$F_{Tp}$	$M^1L^1T^{-2}$	$F_{mp} = Ck^2$
Частота коливань	$\Omega$	$T^{-1}$	$C\Omega = Ck^0 = 1$
Твердість	$HВ$	$M^1L^{-1}T^{-2}$	$CHВ = Ck^0 = 1$
Теплопровідність	$\lambda$	$M^1L^{-1}T^{-3}\theta^{-1}$	$C\lambda = Ck^1$
Витрата активізатора	$Q_w$	$M^3L^{-1}$	$CQ_w = Ck^3$
Температура об'ємна	$\theta$	$\theta^1$	$C\theta = Ck^1$
Час тертя	$T$	$T^1$	$Ct = Ck^0 = 1$
Контактний тиск	$q$	$M^1L^{-1}T^{-2}$	$C_q = Ck^0 = 1$
Градiєнт температури	$S$	$L^{-1}\theta^1$	$CS = Ck^0 = 1$

Базисний визначник буде мати вигляд:

$$D_0 = \begin{vmatrix} V & 0 & 1 & -1 & 0 \\ F & 1 & 1 & -2 & 0 \\ \sigma & 1 & 0 & -3 & -1 \\ k & 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = 1.$$

Замінюючи почергово рядка в базисному визначнику на рядок з розмірністю параметра, для якого визначається індикатор подібності, отримуємо чотири визначника  $D_1, D_2, D_3, D_4$ , тобто для параметра  $p_{22}$  критерій подібності буде мати вигляд

$$\pi_{P_{22}} = \frac{P_{22}}{V^{D_1/D_2} \cdot F^{D_2/D_0} \cdot \sigma_{12}^{D_3/D_0} \cdot k^{D_4/D_0}};$$

Об'єднаємо з параметрами базисного визначника параметри процесу

$$D_1 = \begin{vmatrix} V & 1 & -1 & -2 & 0 \\ F & 1 & -1 & -2 & 0 \\ \sigma & 1 & 0 & -3 & -1 \\ k & 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = 0$$

$$D_2 = \begin{vmatrix} V & 0 & 1 & -1 & 0 \\ F & 1 & -1 & -2 & 0 \\ \sigma & 1 & 0 & -3 & -1 \\ k & 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = -1$$

$$D_3 = \begin{vmatrix} V & 0 & 1 & -1 & 0 \\ F & 1 & 1 & -2 & 0 \\ \sigma & 1 & -1 & -2 & 0 \\ k & 1 & 0 & -2 & 0 \end{vmatrix} = 0$$

$$D_4 = \begin{vmatrix} V & 0 & 1 & -1 & 0 \\ F & 1 & 1 & -2 & 0 \\ \sigma & 1 & 0 & -3 & -1 \\ k & 1 & -1 & -2 & 0 \end{vmatrix} = 2$$

$$\pi_T = \frac{T}{k^2 \cdot F^{-1}} = \frac{T \cdot F}{k^2} = idem.$$

Аналогічним чином зв'язуються з базисними параметрами всі інші параметри процесу тертя, прийняті для моделювання.

Рівняння подібності, які об'єднали отримані критерії, складається з 15 критеріїв, так як згідно теоремі Бекінгема має дорівнювати числу параметрів за вирахуванням чотирьох базисних (табл. 2.2).

$$f = \psi \left( \frac{T \cdot F}{k^2}, \frac{c \cdot V}{F}, \frac{m \cdot k^2 \cdot V^2}{F^4}, \frac{J \cdot C^3 \cdot V^2}{F^4}, \frac{k_k \cdot k}{F^2}, \frac{K_q \cdot k^3}{F^2}, \frac{A \cdot k^2}{F}, \frac{L \cdot k}{F}, \frac{F_{mp}}{F}, \frac{\Omega \cdot F}{k \cdot V}, \frac{HB \cdot F}{k^2}, \frac{\lambda \cdot k}{\sigma \cdot F}, \frac{t \cdot k \cdot V}{F}, \frac{\vartheta \cdot \sigma \cdot F}{k^2 \cdot V}, \frac{Q_w \cdot k^2}{V \cdot F^2} \right) \quad (2.25)$$

Таблиця 2.2 – Критерії подібності

Параметр	Позначення	Розмірність	Критерий подібності
1	2	3	4
Демпфування	$c$	$[M^1 L^0 T^{-1} \theta^0]$	$\pi_\beta = \frac{c \cdot V}{F} = idem$
Опір зрізу плівки	$\tau$	$[M^{-1} L^1 T^{-2} \theta^0]$	$\pi_T = \frac{T \cdot V}{k^2} = idem$
Маса	$m$	$[M^1 L^0 T^0 \theta^0]$	$\pi_m = \frac{m \cdot k \cdot V^2}{F^2} = idem$

Момент інерції	$I$	$[M^1 L^2 T^0 \theta^0]$	$\pi_I = \frac{I \cdot k^3 \cdot V^2}{F^4} = idem$
Кругова жорсткість	$k_k$	$[M^1 L^2 T^{-2} \theta^0]$	$\pi_{C_k} = \frac{k_k \cdot k}{F^2}$
Комплекс геометрических розмірів	$K_q$	$[M^0 L^3 T^0 \theta^0]$	$\pi_{K_q} = \frac{K_q \cdot k^3}{F^3} = idem$
Площа тертя	$A$	$[M^0 L^2 T^0 \theta^0]$	$\pi_A = \frac{A \cdot k^2}{F^2} = idem$
Довжина шляху тертя	$L$	$[M^0 L^1 T^0 \theta^0]$	$\pi_L = \frac{L \cdot k}{F} = idem$

Продовження таблиці 2.2

1	2	3	4
Сила тертя ковзання	$F_{TP}$	$[M^1 L^1 T^{-2} \theta^0]$	$\pi_F = \frac{F_{mp}}{F} = idem$
Частота коливань	$\Omega$	$[M^0 L^0 T^{-1} \theta^0]$	$\pi_{\Omega} = \frac{\Omega \cdot F}{k \cdot V} = idem$
Твердість	$HB$	$[M^1 L^{-1} T^{-2} \theta^0]$	$\pi_{HB} = \frac{HB \cdot F}{k^2} = idem$
Витрата активізатора	$Q_w$	$[M^0 L^3 T^{-1} \theta^0]$	$\pi_{Q_w} = \frac{Q_w \cdot k^2}{V \cdot F^2}$
Теплопровідність	$\chi$	$[M^1 L^1 T^{-3} \theta^{-1}]$	$\pi_{\lambda} = \frac{\lambda \cdot k}{\sigma \cdot F} = idem$
Час	$T$	$[M^0 L^0 T^1 \theta^0]$	$\pi_{\lambda} = \frac{t \cdot k \cdot V}{F} = idem$
Температура	$\vartheta$	$[M^0 L^0 T^0 \theta^1]$	$\pi_{\vartheta} = \frac{\vartheta \cdot \sigma \cdot F}{k^2 \cdot V} = idem$

Отримані критерії подібності, складові критеріального рівняння (2.25), потребують експериментальної перевірки. Це пов'язано з тим, що вони можуть мати цілком обмежені межі застосування. Крім експериментальної перевірки можна провести зіставлення отриманих критеріїв зі "стандартними", які

багаторазово апробовані при дослідженнях процесів тертя і зношування , а також в інших областях техніки.

Критерії, (табл. 2.1) отримані як залежності модельованої величини від параметрів прийнятих за базисні, тобто від величин, що роблять найбільший вплив на досліджуваний процес. Відповідно, зміна базисних параметрів змінить і одержувані критерії. Однак, як показує практика, подібні зміни не відображаються на реалізації "стандартних" критеріїв, якщо підбір базисних параметрів і моделювання проведені коректно.

Розглянемо кілька різнорідних "стандартних" критеріїв, характеризуючих співвідношення силових, теплофізичних процесів і процеси роботи мастила на поверхні тертя.

Критерій гомохронності, що характеризує однорідність процесів у часі  $\frac{V \cdot t}{L}$ , де  $V$  - швидкість,  $t$  - час ,  $L$  - шлях, в реалізованому моделюванні отримуємо, якщо критерій часу розділити на критерій шляху тертя, тобто

$$\frac{t \cdot k \cdot V}{F} = \frac{L \cdot k}{F} = \frac{V \cdot t}{L} = idem .$$

Так як у виразі критерію гомохронності входять параметри  $V$ ,  $t$ ,  $L$ , то навіть якщо жоден з цих параметрів не входить до числа базисних, перемноження критеріїв швидкості і часу і розподіл на критерій шляху в результаті забезпечує отримання критерію гомохронності .

Критерій сили тертя помножимо на критерій часу і розділимо на критерій маси

$$\left( \frac{F_{mp}}{F} \right) \cdot \left( \frac{t \cdot k \cdot V}{F} \right) : \left( \frac{m \cdot k \cdot V^2}{F^2} \right) = \frac{F_{mp} \cdot t}{m \cdot V} = idem ,$$

або підставляючи замість  $V = \frac{L}{t}$ , в результаті отримуємо критерій Ньютона

$$\frac{F \cdot t^2}{m \cdot L} = Ne .$$

Критерій маси розділимо на критерій часу

$\left(\frac{m \cdot k \cdot V^2}{F^2}\right) : \left(\frac{t \cdot k \cdot V}{F}\right) = \frac{m \cdot V}{F \cdot t}$ , підставимо замість  $F = m \cdot g$  і  $V = \frac{L}{t}$  отримаємо

$\frac{L}{g \cdot t} = idem$ , або помноживши квадрат критерія гомохромності  $\left(\frac{V \cdot t}{L}\right)^2$  отримаємо

$$\frac{V^2}{g \cdot L} = Fr - \text{критерій Фруда.}$$

Критерій шляху розділимо на критерій теплопровідності

$$\left(\frac{L \cdot k}{F}\right) : \left(\frac{\lambda \cdot k}{\sigma \cdot F}\right) = \frac{L \cdot \sigma}{\lambda} = Nu - \text{критерій Нусельта.}$$

Безпосередньо фрикційний контакт на рівні взаємодії мікронерівностей моделювання не вимагає, оскільки є самоорганізуючим процесом. Необхідні умови для його реалізації визначені тим, що швидкість ковзання, контактний тиск, умови змащеності для реальних поверхонь тертя і їх моделі рівні.

При моделюванні фрикційного контакту з урахуванням вимог динамічного подібності і реалізації на поверхнях тертя виду тертя і виду зношування необхідно виконання наступних умов

1) частоти власних коливань елементів вузла тертя, а також елементів поверхні контакту для моделі і натури рівні, тобто  $C_{\Omega} = 1$ ;

2) контактні тиски на фрикційному контакті моделі і натури рівні, тобто  $C_q = 1$ .

Перша умова визначається рівністю констант подоби маси і жорсткості для механічних систем вчиняють лінійні коливання в полі сил тяжіння і констант подоби моменту інерції і кругової жорсткості для механічних систем з крутильними коливаннями. Друга умова визначається рівністю констант подоби нормального навантаження і площі контакту.

Виконання даних умов можливе тільки через усунення протиріч, що визначаються умовами методики моделювання. Беручи масштаб моделювання лінійних розмірів  $C_1$ , тим самим визначаємо константу подібності маси рівною  $C_1^3$ . Розглянемо співвідношення визначаючи константу подібності жорсткості. Наприклад, для схеми навантаження представленої на рисунку 2.3.

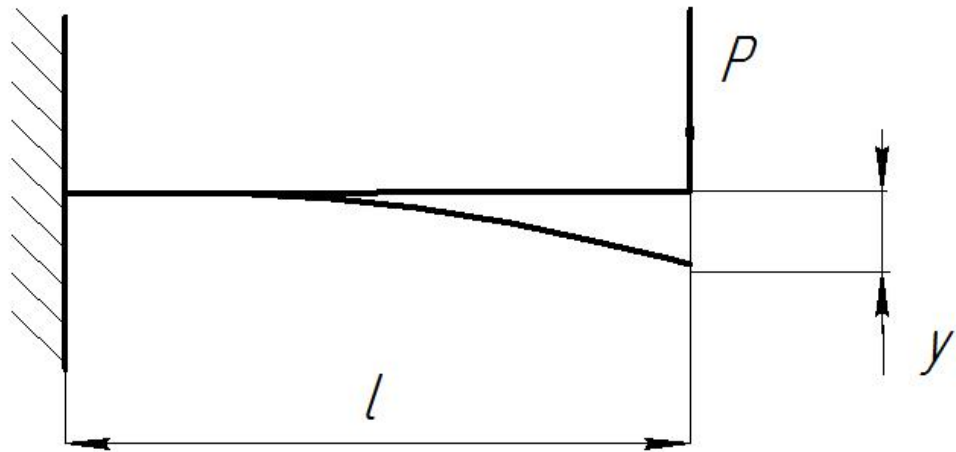


Рисунок 2.3 – Схема визначення константи жорсткості

$$k = \frac{P}{y} = \frac{3 \cdot E \cdot I_x}{l^3}, \quad (2.26)$$

де  $y$  – значення найбільшого прогину;

$P$  – зосереджена сила;

$E$  – модуль пружності;

$I_x$  – момент інерції поперечного перерізу відносно осі X.

Якщо представити вираз (2.26) як індикатор подібності для моделі і натури, отримаємо  $\frac{k \cdot l^3}{E \cdot I_x} = \text{idem}$  або в константах подібності

$$\frac{C_k \cdot C_l^3}{C_I} = 1. \quad (2.27)$$

Так як,  $C_l = C_l^4$  з виразу (2.27) випливає, що  $C_c = C_l$ . Необхідно відзначити, що дана умова є безумовною, оскільки жорсткість залежить тільки від лінійних розмірів натури і моделі. У виконанні першої умови динамічного подоби виникає протиріччя, оскільки  $C_m = C_l$ , а  $C_c = C_l$ . Вирішення даного протиріччя можливо тільки у зміні константи подібності мас, тобто приведення її відповідно до  $C_m = C_l$

Це можливо у двох випадках:

- відповідною зміною щільності матеріалу;
- введенням додаткової маси, розташування якої не змінює лінійні розміри тіла, тобто із збереженням  $C_k = C_i$ .

Для збереження виду тертя і зношування в моделі і натурному вузлі тертя необхідно, щоб вони були виготовлені з одного і того ж матеріалу. Зміна щільності - це зміна фізико-механічних характеристик матеріалу і, відповідно, для моделі будуть відповідати застосуванню абсолютно іншого матеріалу.

Усунення протиріччя, шляхом введення в систему додаткової маси  $m_D$ , полягає в розміщенні її в точці прикладання «возмущающей» сили. Якщо точок докладання сил, що обурюють кілька, то додаткова маса пропорційно розподіляється за даними точкам.

Величина додаткової маси визначається як різниця між масою, обчисленої відповідно до  $C_m = C_1$  і  $C_m = C_1^3$ , за формулою

$$m_M^D = \frac{C_1^2 - 1}{C_1^3} \cdot m_H . \quad (2.29)$$

Надалі під визначенням маси моделі  $m_M$  будемо розуміти розрахункову величину маси, обчислену згідно константі подібності  $C_m = C_1$ .

З другої умови динамічного подоби випливає, що для реалізації рівних контактних тисків на поверхнях тертя моделі і реального вузла тертя необхідно виконання індикатора подібності

$$\frac{P}{q \cdot A} = idem \quad (2.29)$$

де  $P$  - нормальне навантаження,

$q$  - контактний тиск на поверхні фрикційного контакту,

$A$  - площа контакту.

Представляючи індикатор подібності в константах подібності маємо

$$\frac{C_p}{C_q \cdot C_F} = 1. \text{ При } C_q = 1, \text{ необхідно виконувати } C_p = C_F.$$

Розглянемо виконання даної умови на прикладі ФМС представленої на рис. 2.4. Під впливом зовнішнього обурюючого зусилля  $P$  фрикційна механічна система здійснює переміщення в напрямку  $X$ . Сила тертя реалізується під дією нормального навантаження  $N$ . Розглянемо випадок, коли  $N = mg$ , тобто величина нормального навантаження визначається величиною власної ваги вантажу.

Згідно індикатора подібності (2.29) маємо  $\frac{m \cdot g}{q \cdot A} = idem$  або в константі

подібність  $\frac{C_m \cdot C_g}{C_q \cdot C_A} = 1.$

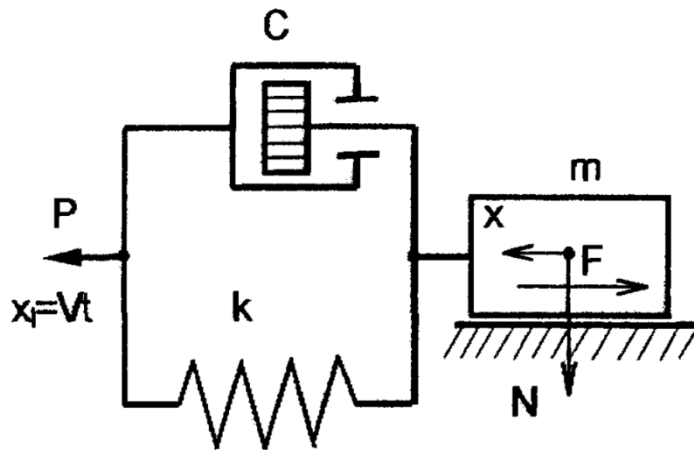


Рисунок 2.4 – Схема утворення поступально рухаючоїся маси

При проведенні випробувань в реальних умовах сили тяжіння прискорення вільного падіння  $g$  для моделі і натури однакові, тобто  $C_g = 1$ . Тоді з індикатора подібності, представленого у масштабних коефіцієнтах, маємо  $C_m = C_A$ , а так як з раніше отриманого  $C_m = C_1$ , то  $C_A = C_1$ . Якщо під діючої нормальним навантаженням  $P_i$  (рис.2.4) розуміється сума  $mg + Q$ , де  $Q$  - зовнішня нормальне навантаження, то її величина, при переході до моделі поверхні тертя, так само розраховується щодо масштабного коефіцієнту  $C_N = C_1$ .

Розбіжність результатів експлуатаційних випробувань локомотивів і модельних: за коефіцієнтом зчеплення 5 - 15% , питомому опорі руху 3 - 10% , амплітудам коливань 10 - 16% .

## **3 РОЗРОБКА АКТИВІЗАТОРІВ ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС ТЯГОВОГО РУХОМОГО СКЛАДУ З РЕЙКАМИ**

### **3.1 Теоретичні передумови розробки активізатора зчеплення**

На підставі аналізу заходів проведених з метою підвищення зчеплення коліс локомотива з рейками можна сказати, що в даний час не існує досконалих засобів регулювання тертя в даній фрикційної парі. Переважне, в даний час, використання в якості активізатора зчеплення кварцового піску загрожує різким

зростанням інтенсивності зносу фрикційних елементів робочих органів, крім того, призводить до катастрофічного забруднення баластної призми і верхньої будови колії.

Основна мета розробки активізатора зчеплення полягає в підвищенні рівня і стабільності величини коефіцієнта зчеплення коліс локомотива з рейками при мінімальному збільшенні інтенсивності зносу. Важливою характеристикою активізатора тертя є його здатність швидко і ефективно нейтралізувати шари поверхневих забруднень. При цьому бажано використання недефіцитних і дешевих компонентів для виготовлення модифікатора тертя, а також незчеплення необхідно забезпечити екологічну чистоту складових компонентів і похідних від їх взаємодії, і економічну доцільність його застосування.

Так як тиск в контактні колеса локомотива з рейкою лежить на рівні пластичного деформування матеріалів колеса і рейки, то активізатор зчеплення (АЗ) у разі його використання в якості робочого третього тіла (фрикційної зв'язку між колесом і рейкою) повинен мати характеристики міцності вище, ніж у матеріалів колеса і рейки.

Створити такий матеріал практично нереально, тим більше що його необхідно миттєво вносити в контакт колеса з рейкою і при цьому вже з заданими характеристиками міцності та фрикційними характеристиками.

Враховуючи вище сказане, можна припустити, що найкращих результатів при підвищенні рівня і стабільності коефіцієнта тертя можна домогтися шляхом введення в зону контакту АЗ, дія якого буде засновано на комплексній механохімічній очистці рейок і бандажів колісних пар тягових одиниць рухомого складу. При цьому активізатор має сприяти формуванню на поверхні тертя вторинних структур, що оберігають метал від зношування.

Підвищення механічної складової можливо за рахунок застосування абразиву, що володіє більшою твердістю, ніж матеріали поверхонь тертя, певною формою і розміром абразивного зерна. Крім того, зерна повинні мати високу межу міцності на зріз.

Трибосистем «колесо-рейка» з точки зору трибології варто розглядати як самостійну самоорганізовану систему з урахуванням взаємодії всіх її складових частин. Кожна система прагне до деякого сталого в даних умовах стану.

Незважаючи на те, що будь-який процес, в якому бере участь система, викликає зміну її внутрішньої енергії, це зміна найчастіше носить компенсуючий характер. Найбільш стійким станом системи є такий, при якому її потенційна енергія стає мінімальною. З цієї причини в трибологічних системах відбувається мимовільна активація механізмів, які за даних умов найбільш ефективно знижують внутрішню енергію системи. До таких механізмів можна віднести тепловідвід, вихід дефектів з кристалічної решітки, адсорбцію і хемосорбцію частинок середовища вільною поверхнею. Залежно від зовнішніх умов ці процеси протікають мимоволі з різними швидкостями. Так, наприклад, при терті поверхня практично миттєво покривається різними плівками [39], які в певній мірі компенсують надлишок вільної енергії металу.

З вищесказаного можна припустити, що підвищена активність поверхневих шарів матеріалів колеса і рейки, обумовлена високими контактними напруженнями, швидкостями руху та ковзання, локальними спалахами температур, тертя у присутності абразивного середовища сприятиме посиленню і прискоренню фізичних і хімічних явищ, що протікають при контактах з іншими поверхнями і зовнішнім середовищем. Особливо посилюються фізична адсорбція, дифузія, прискорюється утворення вторинних структур та ін.

Відомо [32], що в присутності силікатів тертя твердих металів (з твердістю понад 40 кГ/мм<sup>2</sup>) характеризується високими значеннями коефіцієнта тертя. Авторами робіт [31,32] показано, що формування вторинних структур силікатного походження з протизношувальними характеристиками значно інтенсифікується при жорсткості умов тертя: підвищенням швидкостей ковзання, контактних тисків, поверхневої температури контакту, тобто факторів характерних для режимів переходу до боксування і юзу.

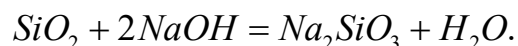
У процесі тертя, при якому безперервно відбуваються локальні спалахи температури в поверхневих шарах, піддаються інтенсивному механічному впливу. При цьому наголошується деструкція силікатних композицій в зоні контакту при одночасному збагаченні поверхні тертя металів  $SiO_2$ . Як фізичні, так і хімічні властивості кремнію  $SiO_2$  сильно залежать від величини його кристалів і вмісту домішок. У роботі наводиться приклад утворення  $SiO_2$  в процесі деструкції силікатних композицій, якому приписувалося поліруюча дія відносно м'якого

абразиву. Однак отриманий в процесі розкладання  $SiO_2$  може діяти не лише як абразив. Навіть при невеликій концентрації  $SiO_2$  на поверхні сталі властивості окисного шару (окалини) сильно змінюються і його зчеплення з металом збільшується. Ще більш важливо, що  $SiO_2$  дає з оксидами заліза силікати і утворює флюси. Наприклад, евтектика в системі  $SiO_2 - FeO$  має температуру плавлення  $1178^\circ C$ . Взагалі система  $(FeO)_x(SiO_2)_y$  відрізняється високою рухливістю і великою здатністю реакції.

Отже, при терті в умовах високих контактних навантажень і швидкостей руху силікати можуть зазнавати ряд перетворень на поверхнях металів. Перш за все, відбувається їх адсорбція на поверхні тертя. Потім можна припустити виникнення хімічно пов'язаних з металом плівок змінного складу.

Особливий інтерес до протизносу властивостям силікатних матеріалів обумовлений завдяки високій термічній стабільності і пологою в'язкісно – температурною характеристикою більшості похідних від силікатів сполук.

Кремній є третім (після кисню і водню) за поширеністю елементом : на його частку припадає 16,7 % від загального числа елементів земної кори. Вельми часто зустрічається також і вільна двоокись кремнію  $SiO_2$ . Луги досить легко переводять  $SiO_2$  в розчин, утворюючи відповідні солі кремнієвої кислоти, наприклад по реакції:



Кремнекислі солі, як правило, безбарвні, тугоплавкі і практично не розчиняються у воді. До числа небагатьох розчинних відносяться похідні натрію і калію. У практиці ці солі часто називають «розчинним склом», а їх водні розчини рідким склом.

Виробництво лужних силікатів натрію і калію досягає значних розмірів (порядку сотень тисяч тон щорічно), так як рідке скло використовується в ряді галузей промисловості. Склад розчинного скла виражається формулою  $R_2O_nSiO_2$ , де під  $R_2O$  маються на увазі лужні оксиди  $Na_2O$  і  $K_2O$ . Склад розчинного скла може коливатися в широких межах і, в основному, визначається кількісним співвідношенням кремнезему і лужних оксидів  $Na_2O$  або  $K_2O$ .

До натрієвих силікатів, в індивідуальності яких не доводиться сумніватися, відносять [30] :

- ортосилікати натрію  $2Na_2OSiO_2$  або  $Na_4SiO_4$
- метасилікат натрію  $Na_2OSiO_2$  або  $Na_2SiO_3$
- дисилікат натрію  $Na_2O_2SiO_2$  або  $Na_2Si_2O_5$ .

Взаємодія кремнезему з їдким калієм протікає значно легше, ніж з їдким натрієм. Це положення виявляється однаково справедливим як при високих температурах, так і при середній температурі. У спеціальній літературі [30] найчастіше зустрічаються наступні силікати калію :

- ортосилікати калію  $2K_2OSiO_2$  або  $K_4SiO_4$ ;
- метасилікат калію  $K_2OSiO_2$  або  $K_2SiO_3$ ;
- дисилікат калію  $K_2O_2SiO_2$  або  $K_2Si_2O_5$ ;
- тетрасилікат калію  $K_2O_4SiO_2$  або  $K_2Si_4O_9$ .

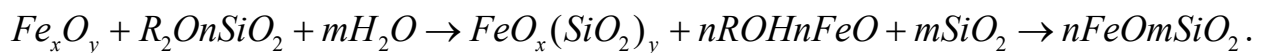
З точки зору плівкоформуючої присадки найбільший інтерес представляють тетрасилікат калію і дисилікат натрію, температура плавлення, яких складає  $765^\circ\text{C}$  і  $874^\circ\text{C}$ , тоді як температура плавлення інших лужних силікатів коливається в діапазоні  $913 \dots 1200^\circ\text{C}$ . Отже, хімічна взаємодія цих силікатів з поверхнею металу буде відбуватися при більш низьких температурах, ніж взаємодія з іншими лужними силікатами. При атмосферному тиску  $K_2O_4SiO_2$  має точку перетворення при  $592^\circ\text{C}$ . У водному середовищі тетрасилікат калію розчиняється з утворенням розчинів лужної реакції .

В якості основи активізатора зчеплення найбільший інтерес представляє водний розчин найбільш поширеного і добре вивченого метасилікат натрію.  $Na_2SiO_3$  являє собою натрієву сіль метакремнієвої кислоти -  $H_2SiO$ . В хімічно чистому метасилікаті натрію міститься: 50,8 %  $Na_2O$  і 49,2 %  $SiO_2$ . Температура плавлення  $Na_2SiO_3$  -  $1089^\circ\text{C}$ . Прихована теплота плавлення - 100 ккал. Теплоємність для склоподібного  $Na_2SiO_3$  в температурному інтервалі  $20 - 100^\circ\text{C}$  досягає 0,197; для кристалічного - 0,191. Теплота розчинення склоподібного метасилікату натрію 647,7 ккал , кристалічного 556,8 ккал.

Ефективність силікатних матеріалів для рухомого складу ґрунтується на реалізації механізму, ключову роль, в якому відіграють процеси, що протікають в зоні фрикційного контакту під впливом силікатної середовища .

Протизношувальну дію лужних силікатів пов'язують як з адсорбцією їх колоїдних частинок на поверхні металу, так і з хімічним взаємодією з металом або оксидами, які покривають його поверхню.

При терті в зоні контакту, активованої високими контактними тисками і швидкостями ковзання, локальними спалахами температур, а також присутністю абразиву, що мають місце при зриві зчеплення колеса з рейкою, завжди є достатній запас енергії для протікання хімічних реакцій в поверхневому шарі металу, що призводить до його певної модифікації. Таке модифікування поверхні стали супроводжуватись утворенням шару високої твердості, характерного для силікатів і силіцидів заліза. У силікатному середовищі протікає каталіз активованих тертям у присутності абразиву поверхонь, хемосорбція колоїдних частинок силікату на ділянках ювенільних поверхонь і створення умов протікання поверхневої хімічної реакції по типу:



Де  $Fe_xO_y$  може бути представлений у вигляді закису заліза  $FeO$ , окису заліза  $Fe_2O_3$  або закису - окису заліза  $Fe_3O_4$ . Серед силікатів заліза найбільш ймовірним є утворення евтектики фаяліта  $Fe_2SiO_4$  або  $2FeOSiO_2$ , найбільш стійкого і часто зустрічаючогося силікату заліза. Температура плавлення  $1205^\circ C$ , твердість  $360-380 HV$ .

Також можливі реакції, що призводять до утворення силіцидів заліза  $Fe_xSi_y$ , що додають поверхні металу підвищену твердість. Ймовірно і утворення більш складних хімічних сполук кремнію, заліза та лужного металу.

Так як силікати натрію і калію мають лужну природу, до того ж як було показано вище, в процесі тертя можливе виділення груп  $NaOH$  і  $KOH$ , то можна говорити про ефект «змивання» - витіснення з поверхні тертя лугами забруднювачів на масляній основі, з подальшим витісненням їх з контакту під

дією високих тисків, що сприяє прискоренню нейтралізації поверхневих забруднень.

Не менш складним є динамічний вплив на силікатний шар - третє тіло трибосистеми. У шарі активізатора при вібрації проявляється його власна пружність, що залежить від частоти впливу. Шар АЗ розсіює механічну енергію як активний демпфер [39], тим самим, сприяючи стабілізації коефіцієнта зчеплення.

У міру зношування силікатних шарів вони відновлюються в результаті хемосорбції колоїдних частинок силікату на ділянках ювенільних поверхонь до тих пір, поки не виснажить активний силікатна шар у використуваному матеріалі активізатора .

Виходячи з представленого аналізу, можна припустити, що силікатні граничні шари, що формуються на контактних поверхнях в результаті протікання триботехнічних реакцій, здатні підвищувати зносостійкість сталевих пар тертя при досить високому та стабільному коефіцієнті тертя.

Таким чином, робоча гіпотеза механізму підвищення коефіцієнта зчеплення і зниження інтенсивності зношування при терті в середовищі АЗ заснована на :

- комплексному механохімічному очищенні поверхні тертя бандажів колісних пар локомотивів, що складається з механічного чищення абразивом і нейтралізації дії поверхневих забруднень лужним середовищем;
- підвищення механічної складової коефіцієнта зчеплення, обумовлено присутністю абразиву в зоні фрикційного контакту;
- протіканні в зоні фрикційного контакту процесів фізичної та хімічної адсорбції молекул силікатів, утворення на поверхні металу плівок вторинних структур, ймовірно складаються з одного або групи хімічних сполук: силікатів заліза, твердих розчинів кремнезему в окислах заліза, щодо легкоплавких евтектиків, силіцидів та ін. Формуються на поверхні металу вторинні структури, що сприяють зниженню інтенсивності зносу.

### **3.2 Розробка складу компонентів активізаторів зчеплення**

В якості плівкоутворюючої присадки використовуємо дисилікат натрію  $Na_2SiO_5$ . Для визначення оптимального співвідношення компонентів активізатора зчеплення АЗ-1 використовуємо план ортогонального двухфакторного дослідю.

Вплив кожного із зазначених шести факторів оцінюється за величиною коефіцієнтів в рівнянні регресії:

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^N x_{ji} \cdot y_i}{\sum_{i=1}^N x_{ji}}$$

Дисперсії паралельних дослідів:

$$S_u^2 = \frac{1}{r-1} \sum_{v=1}^r (y_{uv} - \bar{y}_u)^2$$

Таблиця 3.14 - Значення коефіцієнтів регресії і дисперсій паралельних дослідів

Коефіцієнти регресії		Дисперсії паралельних дослідів	
Позначення	Значення	Позначення	Значення
1	2	3	4
$b_0$	<b>0,403677</b>	$S_1^2$	<b>0,430 10<sup>-4</sup></b>
		$S_2^2$	<b>0,173 10<sup>-5</sup></b>
$b_1$	0,0432778	$S_3^2$	<b>0,933 10<sup>-5</sup></b>
		$S_4^2$	<b>0,233 10<sup>-4</sup></b>
$b_3$	0,0135000	$S_5^2$	<b>0,430 10<sup>-4</sup></b>
		$S_6^2$	<b>0,280 10<sup>-4</sup></b>
$b_{12}$	<b>0,001000</b>	$S_7^2$	<b>0,443 10</b>
$b_{11}$	<b>-0,0341667</b>	$S_8^2$	<b>0,583 10</b>
$b_{22}$	<b>-0,0161667</b>	$S_9^2$	<b>0,533 10</b>

Зробимо перевірку однорідності дисперсії паралельних дослідів за умовою Кохрена:

$$G_p = \frac{S_j^2 \max}{\sum_{j=1}^n S_j^2} = 0,23240.$$

Аналіз рівняння регресії показує, що обидва компоненти (як пісок, так і дрібно дисперсний порошок дісілікат натрію) сприяють підвищенню коефіцієнта тертя, причому значимість першого фактора (піску) більш ніж в три рази вище. Ефект парного взаємодії позитивний, але зважаючи на незначущість коефіцієнта  $b_{12}$  можна сказати про його невеликий рівень. Коефіцієнт тертя нелінійно залежить від концентрації обох компонентів у складі активізатора зчеплення.

Таким чином, оптимальним є склад при наступному співвідношенні компонентів, мас % :

- абразив - 48,6;
- плівкотвірна присадка 30,6;
- затверджувач 7;
- інше - 13,8.

Для виробництва активізатора у вигляді брикетів рекомендовано дрібнодисперсний порошкоподібний затверджувач, що має силікатну природу (наприклад, цемент 500 ГОСТ 969 - 91).

Рекомендована кількість затверджувача 7%. Процентний вміст затверджувача отримано методом половинного ділення, де за крайові умови нижнього рівня прийнято процентний вміст затверджувача забезпечує застигання брикету активізатора по всьому об'єму. Верхній рівень обмежувався поглинає здатністю основи, з урахуванням включення в неї прийнятих оптимальними пропорцій абразиву і плівкоутворюючої присадки. Обернена точність наближення становить 1%.

### **3.3 Оцінка трибологічних характеристик активізатора тертя**

Як було зазначено в першому розділі, одним з домінуючих чинників, що визначають величину і стабільність коефіцієнта зчеплення коліс тягового рухомого складу з рейками, є стан фрикційного контакту, обумовлений головним чином, наявністю третього тіла в зоні контакту. Найбільш перспективним

методом регулювання коефіцієнта зчеплення є модифікація поверхні тертя колеса і рейки спеціальним мастильним фрикційним матеріалом, що забезпечує необхідні триботехнічні характеристики .

Для вирішення питань збільшення рівня і стабільності коефіцієнта зчеплення коліс тягового рухомого складу з рейками розроблено дві модифікації активізатора зчеплення АЗ-1 і АЗ-2, що випускаються у вигляді твердих брикетів і в рідкому стані відповідно. Для тягового рухомого складу, що працює на малих плечах обороту (дрезини, мотовози, шляхові машини, маневрені тепловози і т.д.) - твердий активізатор зчеплення АЗ-1, а для магістральних локомотивів рідкий активізатор зчеплення АЗ-2 .

Критеріями оцінки триботехнічних характеристик були прийняті: коефіцієнт тертя, ваговий знос, температура поверхні тертя.

У ході випробувань було встановлено, що одним з достоїнств активізатора зчеплення для магістральних є підвищена швидкість досягнення граничного значення коефіцієнта тертя в порівнянні з випадком застосування піску.

Крива 1 (рис. 3.1) яка характеризує дію цього активізатора має найкрутішу ділянку підйому, це вказує на те, що використання даного активізатора дозволяє домогтися найвищої швидкості підвищення рівня коефіцієнта зчеплення.

Найвищих значень коефіцієнта зчеплення (порівняно із застосуванням інших активізаторів зчеплення). Ефективність застосування твердого активізатора стає найбільш наочною в умовах наявності насичених шарів поверхневих забруднень.

Прискорена нейтралізація поверхневих забруднень обумовлюється комплексним чищенням поверхонь тертя, обумовленої присутністю абразиву і миючими властивостями лужних силікатів.

Найбільш висока температура, а отже і підвищена інтенсивність зношування (рис 3.2), характерна при терті у присутності піску у фрикційному контакті. Збільшення температури очищеної та активованої тертям у присутності абразиву (піску) поверхні при високих контактних навантаженнях і швидкостях

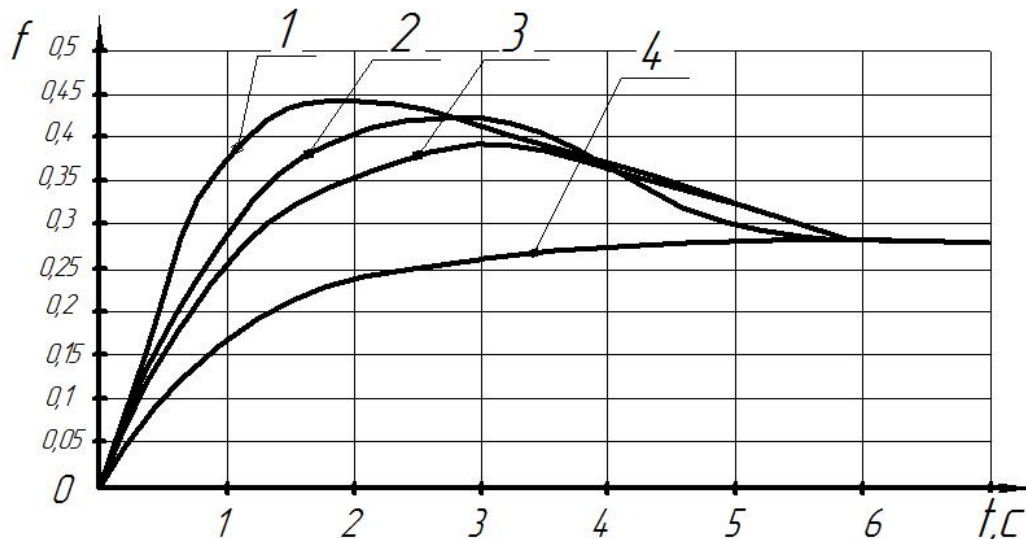


Рисунок 3.1 – Зміна коефіцієнта тертя в часі в залежності від наявності в зоні контакту абразивних матеріалів при 10% ковзанні:

1- рідкий активі затор тертя; 2 – пісок; 3 – твердий активізатор тертя руху, приводить до розширення кордонів існування процесу схоплювання другого роду, що тягне за собою можливість підвищення інтенсивності зношування за рахунок зростання її адгезійної складової тим самим, сприяючи схоплюванню металу.

Зниження температури у випадку застосування рідкого активизатора пояснюється тим, що частина теплової енергії, що виділяється при терті, йде на формування вторинних структур силікатної походження. Мікродфекти, що утворилися на поверхні металу в процесі тертя, мають підвищену адсорбційної активністю. За рахунок фізичної адсорбції на поверхні молекули лужного силікату осідають в першу чергу на активних ділянках - центрах адсорбції. Сорбовані молекули, під дією високих контактних навантажень і локальних спалахів температур, вступають в хімічну реакцію з матеріалом зразка.

У разі застосування піску, на поверхні тертя за рахунок фізичної адсорбції осідають молекули газів і води. Сорбована волога і температура стимулюють процес окислення, що викликає в наслідку корозію.

При використанні твердого активизатора кількість абразиву потрапляє в контакт настільки мало, що не доводиться говорити про абразивний характер зношування матеріалів пар тертя. Відсутність абразиву у фрикційному контакті пояснює знижену інтенсивність зношування.

Попередні результати експериментальних досліджень дозволили зробити наступні висновки:

- активізатори зчеплення - забезпечують взаємодію фрикційних поверхонь з коефіцієнтом тертя не нижче 0,3 - 0,35. За наявності підвищеного прослизання (5% і більше), характерного для режимів боксування, юза, рушання і гальмування, коефіцієнт тертя поступово зростає до значень 0,4 - 0,45 ( значення 0,4 - 0,45 тільки для рідкого активізатора ) ;

- активізатори з рідким та твердими наповнювачами ефективно нейтралізують дію поверхневих забруднень;

- у момент подачі активізатора в зону контакту не спостерігається різких стрибків коефіцієнта зчеплення , як в момент подачі піску в зону контакту;

- при прослизанні 8 % = 5-20 % під час подачі активізатора ваговій знос зменшується в 2 - 2,5 рази в порівнянні з роботою зразків при подачі в зону контакту піску. Зниження інтенсивності зносу в разі застосування рідкого активізатора обумовлено формуванням на поверхні тертя вторинних структур силікатної походження. Зниження інтенсивності зносу при використанні твердого активізатора по відношенню до піску обумовлено відсутністю абразиву у фрикційному контакті;

- при запропонованому способі модифікації поверхні не створюються додаткові адгезійні зв'язки в контакті колеса з рейкою, і відповідно, додатковий опір коченню коліс причіпного рухомого складу.

## **4 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ВІД ВПРОВАДЖЕННЯ АКТИВІЗАТОРА ЗЧЕПЛЕННЯ**

В попередніх розділах, а також в ході експерименту ми встановили, що запропонований активізатор зчеплення має позитивний вплив на фрикційну поверхню, та є на порядок екологічнішим засобом стабілізації коефіцієнту тертя. Нами буде розраховано можливість встановлення додатково, паралельно з подачею кварцового піску, розрахований нами активізатор. Разом з тим слід відмітити, що застосування додаткового засобу стабілізації не виключає використання інших, а при взаємодії, в окремих випадках, результат парного застосування зросте.

Для розрахунку економічного ефекту за основу візьмемо суміш в брикеті, кріпленням якої може займатись локомотивна бригада під час ТО-1, час затрачений на заміну буде не значним. Додаткових витрат, крім затрат на виготовлення активізатора зчеплення, не буде тому економічний ефект будемо розраховувати по питомій витраті матеріалів.

### **4.1 Загальні положення розрахунку економічного ефекту**

При впровадженні нової техніки і технології розрахунок економічного ефекту проводиться у відповідності з п [33].

Згідно методикам [33] річний економічний ефект нової техніки і технології (винаходи і раціоналізаторські пропозиції) являють собою сумарну економію всіх економічних ресурсів (живої праці, матеріалів, капітальних вкладень), яку отримує народне господарство в результаті виробництва і використання нової техніки і яка в кінцевому результаті виражається у збільшенні національного доходу.

Визначення річного економічного ефекту засновується на співставленні приведених затрат по базовій та новій техніці. Приведені затрати являють собою суму собівартості і нормативного прибутку:

$$Z = C + E_n + K \rightarrow \min, \quad (5.1)$$

де  $Z$  – приведені затрати одиниці продукції (роботи), грн;  
 $C$  – собівартість одиниці продукції (роботи), грн.;  
 $K$  – питомі капітальні вкладення у виробничі фонди, грн.;  
 $E_n$  – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Методикою [33] для розрахунків встановлений єдиний нормативний коефіцієнт економічної ефективності, рівний 0,12. При визначенні річного економічного ефекту повинна бути забезпечена співвідносність порівнюваних варіантів нової та базової техніки: за об'ємом виробленої з допомогою нової техніки продукції (роботи); за якісними параметрами; за фактором часу; за соціальним фактором виробництва і використання продукції, включаючи вплив на оточуюче середовище.

За базу порівняння при визначенні річного економічного ефекту нової техніки на етапі впровадження нової технології, нових способів організації виробництва і праці, а також на етапі впровадження і експлуатації нової техніки приймаються показники замінної техніки. На всіх етапах показники базової техніки (собівартість, капітальні вкладення і т. д.) приймаються з урахуванням підвищення технічного рівня виробництва, який досягається до розрахункового року.

У випадках, коли капітальні вкладення здійснюються на протязі кількох років, а також поточні витрати і результати виробництва, внаслідок зміни режиму роботи об'єкту нової техніки, істотно змінюються по роках експлуатації, при розрахунках річного економічного ефекту нової техніки враховується фактор часу.

Врахування фактору часу здійснюється шляхом приведення до одного моменту часу (початку розрахункового року) одночасних і поточних витрат на створення і впровадження нової і базової техніки та результатів їх застосування. Таке приведення виконується множенням (діленням) затрат і результатів відповідного року на коефіцієнт приведення, визначається за формулою

$$a_n = (1 + E_{np})^t, \quad (4.2)$$

де  $E_{np}$  – норматив приведення, рівний 0,12;

$t$  – кількість років, які визначають затрати і результати даного року від початку розрахункового.

Затрати і результати, отримані до початку розрахункового року, множаться на коефіцієнт приведення, а після початку розрахункового року діляться на цей коефіцієнт.

Розрахунок річного економічного ефекту від застосування нової техніки, нових технологічних процесів, механізації і автоматизації процесів виробництва, способів організації виробництва і праці, які забезпечують економію виробничих ресурсів при випуску однієї і тієї ж продукції, проводиться за формулою:

$$\mathcal{E} = (Z_1 - Z_2) A_2, \quad (4.3)$$

де  $\mathcal{E}$  – річний економічний ефект, грн.;

$Z_1, Z_2$  – приведенні затрати одиниці продукції (роботи), яка виробляється з допомогою базової та нової техніки, грн;

$A_2$  – річний об'єм виробництва продукції (роботи) з допомогою нової техніки в розрахунковому році, натуральні одиниці.

Розрахунки зниження собівартості продукції повинні враховувати лише ті затрати, які змінюються у зв'язку з виробництвом та використанням нової техніки. При цьому цехові та загальнозаводські витрати повинні бути коректовані прямим рахунком по статтям, які змінюються (їх перерахунок пропорційно зниженню заробітної плати не допускається). Якщо підприємство випускає кілька видів продукції, то частка річних цехових та загальновиробничих затрат, яка приходить на даний вид продукції, встановлюється згідно порядку, передбаченому галузевими методиками по плануванню, обліку і калькулюванню собівартості продукції.

Варіанти капітальних вкладень, пов'язані з впровадженням нової техніки, як правило, забезпечують більш високі швидкості руху поїздів на залізниці (електрична тяга, потужні локомотиви, вагони великої вантажопідйомності,

потужна верхня будова колії, автоблокування, вантажні комплекси т.п.). Тому порівнювані варіанти капітальних вкладень можуть розрізнятися по часу, який затрачається на перевізний процес.

#### **4.2 Показники ефективності капітальних вкладень**

*Капітальні вкладення* - це витрати на реконструкцію, модернізацію діючих і створення нових виробничих фондів. Капітальні вкладення, які направляються на розвиток локомотивного господарства повинні бути використані ефективно. При визначенні ефективності капітальних вкладень розрізняють відносну (порівняльну) і загальну (абсолютну) економічну ефективність.

*Відносна (порівняльна) економічна ефективність* капітальних вкладень визначається у тому випадку, коли є декілька варіантів рішення однієї і тієї ж задачі, які відрізняються один від одного розмірами капітальних вкладень і експлуатаційними витратами. Крім того, найчастіше буває так, що варіант з низькими капітальними вкладеннями має великі експлуатаційні витрати.

При порівнянні варіантів розраховують термін окупності або коефіцієнт ефективності додаткових капітальних вкладень, приведені витрати, продуктивність праці, собівартість перевезень, а також ряд натуральних кількісних і якісних показників, заходів і вибирають найбільш ефективний.

При розрахунку капітальних вкладень враховується вартість будівництва, устаткування, засобів механізації, автоматизації.

Зіставлення варіантів проводять по *терміну окупності*, який є відношенням різниці капітальних вкладень до різниці експлуатаційних витрат по порівнюваних варіантах:

$$T = \frac{K_2 - K_1}{\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2}, \quad (4.4)$$

де  $K_1, K_2$  - капітальні вкладення для реалізації, відповідно, першого та другого варіанту;

$\mathcal{E}_1, \mathcal{E}_2$  - експлуатаційні витрати при реалізації, відповідно, першого та другого варіанту.

Цей показник визначає термін, протягом якого додаткові капітальні вкладення «окупаються» економією від зниження експлуатаційних витрат.

*Коефіцієнт ефективності* і додаткових капітальних вкладень характеризує економію експлуатаційних витрат, що отримується на кожну гривню додаткових капітальних вкладень. Це зворотна величина терміну окупності:

$$E = \frac{\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2}{K_2 - K_1} = \frac{1}{T}. \quad (4.5)$$

Розраховані  $T$  і  $E$  порівнюють з їх нормативними значеннями. Нормативний коефіцієнт ефективності  $E$  по залізничному транспорту встановлений 0,12 (це відповідає  $T = 8 - 10$  років). Менший коефіцієнт ефективності застосовується для варіантів, що мають державне значення, об'єктів, направлених на охорону праці.

Якщо термін окупності нижче нормативного, а відповідно  $E$  більше  $E_n$  то перевагу має варіант з більшими капітальними вкладеннями. При зворотному співвідношенні ефективніше буде варіант з меншими капітальними вкладеннями.

При порівнянні декількох варіантів (більше двох) рекомендується порівнювати приведені витрати по кожному варіанту, що є сумою експлуатаційних витрат і капітальних вкладень, приведених до однакової розмірності

$$Z = \mathcal{E} + E_n K. \quad (4.6)$$

З порівнюваних варіантів доцільним виявляється той, за яким сума витрат буде найменшою.

#### **4.3 Розрахунок строку окупності застосування активізатора зчеплення**

Проведемо розрахунок річних експлуатаційних витрат на застосування кварцового піску та активізатора зчеплення (АЗ).

Для вантажних локомотивів норма витрати піску 0,12 м<sup>3</sup>, що становить приблизно 180 кг, на добу. У випадку застосування АЗ на добу піде 3 брикета.

Капітальні вкладення, пов'язані з встановленням додаткового обладнання:

$$K_2 = m \cdot C_{обл}, \quad (4.7)$$

де  $C_{обл}$  - ціна нового обладнання, яка необхідна для встановлення АЗ 24тис грн;

$m$  - кількість локомотивів, які будуть використовувати АЗ  $m = 2$ ;

$$K_2 = 2 \cdot 8000 = 16000 \text{ грн.}$$

Капітальні вкладення, пов'язані з впровадженням кварцового піску відсутні, тому  $K_1 = 0$ .

Розрахуємо річні експлуатаційні витрати на матеріали за формулою:

$$\mathcal{E} = 2 \cdot 365 \cdot A \cdot C_{mat}, \quad (4.8)$$

де  $C_{mat}$  - ціна на використанні матеріали;

365 - кількість днів у році;

2 - коефіцієнт парності;

$A$  - середня витрата кварцового піску локомотивом 180 кг, та 3 брикети АЗ.

Тоді:

$$\mathcal{E}_1 = 2 \cdot 365 \cdot 180 \cdot 0,1 = 13140 \text{ грн};$$

$$\mathcal{E}_2 = 2 \cdot 365 \cdot 3 \cdot 5 = 10950 \text{ грн};$$

$$T_p = \frac{16000}{13140 - 10950} = 7,3 \text{ років.}$$

$$E_p = \frac{1}{7,3} = 0,14.$$

**Висновки до розділу.** Проведений розрахунок строку окупності показує, що  $T_p = 7,3 \leq T_n = 8$  років, а значить застосування активізаторів зчеплення економічно вигідне. Разом з тим використання цих активізаторів значним чином скоротить забруднення рейко-шпальної решітки, та зменшить опір рух складу і знос бандажів колісних пар. Також витрати на зберігання та обробку кварцового піску пропорційно використанню активізаторів зчеплення зменшуються.

## ВИСНОВОК

Системний аналіз зарубіжних і вітчизняних досліджень, присвячених проблемі зчеплення коліс тягового рухомого складу з рейками, показує, що існуючі в даний час методи підвищення і стабілізації коефіцієнта зчеплення мають ряд істотних недоліків. Поліпшення фрикційних властивостей трибологічної системи "колесо-рейка" можливо як на стадії конструювання локомотивів, так і на стадії їх експлуатації. Домінуюче вплив стану фрикційного контакту, яке визначається наявністю поверхневих забруднень і погодно-кліматичними факторами, зумовлює в якості одного з основних пріоритетів поліпшення фрикційних властивостей системи "колесо-рейка", безпосередньо на стадії експлуатації за рахунок застосування модифікаторів тертя, що забезпечують спрямований вплив на фізико-хімічний стан контактуючих поверхонь.

Розробка теоретичних положень і створення на їх основі технології підвищення коефіцієнта зчеплення коліс тягового рухомого складу з рейками стали можливими завдяки комплексному використанню теоретичних і експериментальних методів дослідження. Розроблені та отримані склади твердого та рідкого активізатора зчеплення, призначених для подачі на тягову поверхню бандажів колісних пар локомотивів з метою спрямованого впливу на фрикційний стан поверхонь тертя.

У роботі науково обґрунтований механізм підвищення коефіцієнта тертя і зниження інтенсивності зношування сталевих фрикційних пар, що працюють в присутності розроблених активізатора зчеплення в умовах високих контактних тисків і швидкостей відносного ковзання.

Розроблені активізатори зчеплення забезпечують взаємодію фрикційних поверхонь з коефіцієнтом тертя не нижче 0,3 - 0,35. За наявності підвищеного прослизання (5% і більше), характерного для режимів боксування і юза, коефіцієнт тертя поступово зростає до значень 0,4 - 0,45 (значення 0,4-0,45 тільки для рідкого активізатора).

При відносному прослизанні поверхонь пар тертя 5 - 20% під час подачі активізатора ваговий знос зменшується в 2 - 2,5 рази в порівнянні з роботою зразків при подачі в зону контакту піску.

Зниження інтенсивності зношування матеріалів пар тертя, у разі застосування активізатора зчеплення обумовлюється формуванням на поверхні тертя вторинних структур, що перешкоджають адгезійній взаємодії ювенільних металевих поверхонь.

Результати експериментальних досліджень, наведені в роботі, становлять практичний інтерес при розробці нових методів підвищення коефіцієнта зчеплення коліс тягового рухомого складу з рейками, дозволяють уточнити уявлення про процеси, що протікають в даному фрикційному контакті, при наявності в ньому третього тіла.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. **Бабичков А. М. и др. Тяга поездов. - М.: Транспорт, 1971. - 280 с.**
2. Исаев И.П. К проблеме сцепления колес локомотива с рельсами. Физико-химическая механика сцепления. // Тр. МИИТа. - М., 1973. - Вып. 445. - С. 3-12.
3. Исаев И.П. Случайные факторы и коэффициенты сцепления. - М.: Транспорт, 1970. - 184 с.
4. Каменев Н.Н. Эффективное использование песка для тяги поездов//Тр. ЦНИИ МПС. - М.: Транспорг,1968. - Вып. - № 336. - С. 86.
5. KalkerJJ. On the rolling Contact of two Plastic Bodies in the Presence of Dry Friction: - Ph. D. Dissertation. Delft University of Technology/ Delft, Netherlands, 1967.
6. KalkerJJ. Transient Rolling Phenomena // ASLE Trans, 1971. - V. 14. - № 3.
7. Минов Д.К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. - М.: Транспорт, 1965. – 267 с.
8. Барский М.Р., Сердинова И.Н. Экспериментальные исследования процессов боксования и юза электровозов. Проблемы повышения эффективности работы транспорта. - М.: Изд-во АН СССР, 1953. 160 с.
9. Меншутин Н. Н. Зависимость между силой сцепления и скоростью скольжения колёсной пары локомотива. // Вестн. ВНИИЖТ, 1960. - № 7. –С. 12-14.
10. Указания к тяговым расчетам моторно-рельсового транспорта. - М.: Траспорт, 1976. - 71 с.
11. Проблемы тяговых испытаний моторно-рельсового подвижного состава. // Тр: РИИЖТа, 1972. - Вып. 91. - 115 с.
12. Кондратенко СЛ. Прогнозирование сцепных свойств электровозов с учётом особенностей районов эксплуатации: Автореф. дис. канд. техн. наук. - Ростов н/Д., 1999. - 20 с.
13. Физико-химическая механика сцепления // Тр. МИИТа. - М. - 1973. - Вып. 445. - 186 с.

14. Нужное Ю.М. Физические основы и закономерности сцепления колес локомотива с рельсами: Дис. Д-ра. техн. наук. - М. - 1981.
15. Лужпов Ю. М, Студентова В. Ф., Кондратенко С. А. Закономерности изменения исходного фрикционного состояния колёс и рельсов железнодорожного пути как основа прогнозирования коэффициента сцепления локомотивов. Обеспечение надёжности узлов трения машин: / Тез. докл. науч.-техн. конф. Ворошиловград, 1998.-164 с.
16. Карпов Н. А. Исследование природы физического коэффициента сцепления и механических релаксационных колебаний колеса: Дис. ... канд. техн. наук. - М. - 1953.
17. Исаев И.П., Лужнов Ю. М. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами. - М.: Машиностроение, 1985.-238 с.
18. Осенил Ю. И. Прогнозирование и управление фрикционными свойствами трибологической системы «колесо - рельс»: Автореф. Дис. ... д-ра техн. наук. Луганск, 1994. - 26 с.
19. Машкович О. Н. Программа оптимизации взаимодействия колеса с рельсом. Железнодорожный транспорт за рубежом. // Сер. IV (Путь и путевое хозяйство). - 1998. - Вып. 5, 6. - С. 8-11.
20. Комбалов В. С. Оценка триботехнических свойств контактирующих поверхностей. - М.: Наука, 1983. - 136 с.
21. Крагельский И. В., Михин Н. М. О влиянии природы твердых тел на внешнее трение и о соотношении между адгезионной и объемной составляющими. Теория трения и износа. // Сб. М.: Наука, 1965. - С. 30-34.
22. Режимы работы магистральных электровозов. / О. А. Некрасов, А. Л. Лисицын, Л. А. Мугинштейн, В. И. Рахманинов. - М.: Транспорт, 1983. – 231 с.
23. Barwell F. Einige ergebnisse Reibung und Verschieb unter besonderer Bezugnahme auf die Reibzahl zwischen Rad und Schiene. Glassers An. 1957.
24. **Andwers H. I. The Adhesion of Electrical Locomotives 11 The Proceedings of the Institution of Electrical Engineers, 1955. - Vol. 102. - 6 p.**
25. **Garin R. V. Improving Rail Adhesion For Disel Locomotives // Paper**

**American Society of Mechanical Engineers. - № 57. - 268. P.**

- 26. Косиков С.И. Фрикционные свойства железнодорожных рельсов. - М.: Наука, 1967.-112 с.**
- 27. Золотых А. И. Физические основы электроискровой обработки металлов. - М., 1953.**
- 28. Лазаренко Б. Р., Лазаренко Н. И. Электроискровая обработка металлов. - М. - Л.: Госэнергоиздат, 1950.**
- 29. Евсеева М. Е., Ламаршн К. А., Янсон О. М. Исследования характеристик течения намагниченных ферромагнитных пар. // Труды СЗПИ. - 1970.**
- 30. Пойлов Л. К., Сапрыкин Л. И. Оценка надёжности электромагнитных увеличителей сцепления. // Тр. ЛИИЖТа. - Вып. 370.**
- 31. Доббс Д. Плазменная горелка применима при низких скоростях движения. // Железнодорожный транспорт. - 1969. - № 7.**
- 32. Бочков М. С., Карпущенко Н. И., Ликратов Ю. Н. Износ рельсов и бандажей электровозов на перевальных участках. // Железнодорожный транспорт. 1977. - №3. - С. 67.**
- 33 Хасин Л.Ф., Матвеев В.Н. Экономика, организация и управление локомотивным хозяйством / Под ред. Л.Ф. Хасина: Учебник для техникумов и колледжей жд. трансп. – М.: Желдориздат, 2002. – 452 с.**

