

ВСТУП

Однією з найважливіших проблем, що стоять перед автомобільним транспортом, є підвищення експлуатаційної надійності автомобілів. Вирішення цієї проблеми, з одного боку, забезпечується автомобільною промисловістю за рахунок випуску більш надійних автомобілів, а з іншого - вдосконаленням методів технічної експлуатації автомобілів.

До однієї з виниклих проблем також відноситься підбір оптимального поєднання властивостей матеріалів і прогнозування поведінки їх в різних конструкціях і умовах роботи.

При терті відбуваються значні зміни властивостей фрикційних матеріалів в приповерхневих шарах. Ці зміни в ряді випадків мають вирішальний вплив на процеси тертя і зношування, тим самим викликаючи нестабільність гальмівних механізмів під час експлуатації автомобілів.

Нестабільність гальмівних механізмів, пов'язана з

відхиленням коефіцієнта тертя від номінального значення, викликає невідповідність загальної гальмівної сили зусиллю на педалі управління, а також зміна її розподілу між осями автомобіля. Зазначені явища погіршують керування гальмовою системою, призводять до зниження ефективності гальмування і курсової стійкості автомобіля.

Актуальність теми. Україна займає одне з перших місць в Європі за кількістю жертв на автомобільних дорогах. Однією з причин такого явища є нестабільність гальмівних властивостей автомобілів, які обумовлено низькою якістю фрикційних матеріалів гальмівних колодок, які поставляються на ринок України. Якщо автомобіль, який сходить з конвеєра заводу має якісно підібрані гальмівні колодки, то в експлуатації на нього встановлюють будь-які колодки, які купують на ринку. Це стосується в першу чергу старих радянських автомобілів ВАЗ, ГАЗ, АЗЛК, ЗАЗ та ін. Зазначена ситуація аргументує необхідність розробки методики вибору гальмівних колодок для передніх і задніх гальмівних механізмів в умовах експлуатації автомобілів, а також при оцінці їх гальмівних властивостей, в тому числі - при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод.

Мета і завдання дослідження.

Мета роботи - поліпшення активної безпеки легкового автомобіля за рахунок вдосконалення методики вибору фрикційних пар в процесі експлуатації. Відповідно до поставленої мети в роботі були визначені наступні завдання:

- розробити фізичні та математичні моделі для оцінки гальмових властивостей автомобілів;
- розробити методику раціонального вибору фрикційних пар

передніх і задніх гальм автомобілів.

Об'єкт дослідження. Динаміка гальмування автомобіля і процеси, що відбуваються на поверхнях тертя передніх і задніх гальмівних механізмів легкових автомобілів при різному поєднанні фрикційних пар.

Предмет дослідження. Визначення взаємозв'язку між гальмівними властивостями легкових автомобілів і режимами гальмування, конструкцією гальмівних механізмів і трибологічних характеристик фрикційних пар.

Методи дослідження. В роботі використовуються методи розв'язання диференціальних рівнянь, теорія подібності, теорія ймовірності і математична статистика.

Наукова новизна отриманих результатів.

Вперше визначено взаємозв'язок між трибологічних характеристик фрикційних матеріалів, розподілом гальмівних сил між осями і гальмівними властивостями автомобіля при циклічних гальмуваннях.

Розроблено фізичну модель, що дозволяє здійснити вибір фрикційних пар передніх і задніх гальмівних механізмів по їх теплофізичних характеристик. Отримано статистичні характеристики процесу екстреного гальмування автомобіля, що дозволяють оцінити розподіл гальмівних сил і ефективність гальмування.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ВПЛИВУ ВЛАСТИВОСТЕЙ ФРИКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ДИНАМІКУ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛЯ

- **Вплив стабільності характеристик фрикційних матеріалів на гальмівні властивості автомобілів**

Фрикційні матеріали гальмівних механізмів сучасних автомобілів працюють у важких умовах, викликаних дією високих температур, швидкостей ковзання, статичних і динамічних навантажень. Всі ці фактори впливають на характеристики фрикційних пар, викликаючи їх зміни. Тому одним з основних вимог, що пред'являються до матеріалів фрикційних пар, є стабільність зазначених показників у великому діапазоні температур і навантажень.

Теплові процеси, викликані гальмуванням, і характер їх протікання визначають ефективність і надійність гальмівних механізмів. Класичне уявлення функцій гальма, як пристрій для отримання необхідного гальмівного моменту, визначає вимогу до гальмових механізмів по "силовим" критеріям, тобто гальмівному моменту що розвивається, необхідному приводного зусиллю [1-5]. Для оцінки ефективності гальмівних механізмів використовуються також такі критерії, як коефіцієнт ефективності і робота, витрачена на включення гальмівного механізму [5,6]. Проектний розрахунок гальмівного механізму здійснюється за моментом що розвивається, а тепловий розрахунок проводиться як перевірки.

Зазначена багатьма дослідниками [4,7,8] залежність ефективності гальма від його теплового стану привернула увагу до проблеми підтримки оптимального теплового режиму, при якому забезпечується стійка робота і довговічність основних деталей. Однак, в цих роботах не зазначено, що температура нагрівання фрикційних матеріалів та її вплив на коефіцієнт тертя повинні враховуватися при виборі гальмівних механізмів для транспортного засобу, матеріалів їх фрикційних пар.

Дослідження теплових процесів в гальмівних механізмах різних типів, проведені А. В. Чичинадзе [8, 9], А. І. Вольченко [10], В. К. Часткою [11], В. Я. Кушовим [12] та іншими авторами, були спрямовані на визначення умов нормальної роботи фрикційних пар. У роботі А. С. Федосова [13] оптимізований вибір гальмівних механізмів легкового автомобіля на стадії проектування за критерієм енергонавантаженості. Більшість авторів першорядним вважають визначення температури фрикційної поверхні. Температура на поверхні тертя впливає на коефіцієнт тертя і довговічність фрикційних вузлів. Так, в роботах [10, 14, 15, 16] наводяться результати експериментальних досліджень, що демонструють залежність вихідних характеристик гальмівних механізмів від температури фрикційних поверхонь.

Надмірний нагрів гальмівних механізмів призводить до зменшення коефіцієнта тертя f фрикційних поверхонь нижче допустимого значення і підвищеного зносу фрикційних накладок. Дослідженню цього питання присвячені роботи [16-20].

В роботі В.П. Волкова [21] було підтверджено, що якщо при нагріванні деталей гальмівних механізмів поверхневі і об'ємні температури перевищують допустимі значення, то змінюються фрикційні властивості пар тертя і при взаємодії деталей, а це обумовлює зміну характеристик гальмівних механізмів [7, 22, 23].

У роботах [24, 25, 26] також зазначено, що найбільш нестабільними елементами гальмівної системи є гальмівні механізми. В роботі [27] наведено аналіз усього різноманіття факторів, що впливають на нестабільність гальмівних механізмів, і було визначено, що найбільш нестабільним елементом системи є фрикційна пара. Стабільність величин моментів, створюваних

гальмівними механізмами, впливає і на величину гальмівного шляху, і на стійкість автомобіля [24, 25].

Раніше в роботах [8, 28, 29, 30] зазначалося істотний вплив контурної площі контакту пар тертя на нерівномірність гальмівних сил на колесах однієї осі, що приводить до втрати стійкості автомобіля.

Автомобілі повинні забезпечувати необхідні показники ефективності гальмування не тільки спочатку (при випуску з заводу-виготовлювача), але і протягом всього періоду експлуатації при будь-якому поєднанні зовнішніх впливів і внутрішніх збурень в гальмівному управлінні.

Внутрішні зміни (обурення) в гальмівному управлінні можуть бути оборотними, а також - усуненими в результаті технічного обслуговування і ремонту. До числа оборотних змін, що впливають на ефективність гальмування машини, відноситься зміна коефіцієнта тертя фрикційних пар. Це пов'язано з нагріванням останніх в результаті інтенсивних, частих або тривалих гальмувань, а також - попаданням на них вологи або бруду. Оцінку здатності гальмівного управління адаптуватися до вказаних змін проводять при гальмівних випробуваннях [31, 32, 33]. Оцінку ефективності гальмування при нагрітих гальмах здійснюють в процесі випробувань тип I і II. Крім того, передбачений спеціальний етап випробувань - визначення термонавантаженості і ефективності охолодження гальмівних механізмів. У стандарті [34] передбачено також етап випробувань, що полягає у визначенні залишкової ефективності і відновлюваності "мокрих" гальмівних механізмів. До числа незворотних змін, що впливають на ефективність гальмування, відноситься зміна властивостей робочого тіла (рідини або повітря), що

використовується в гальмівному приводі. Ці зміни впливають на збільшення часу спрацьовування гальмівного приводу, призводять до зниження приводного тиску і гальмівних моментів на колесах. До числа змін в гальмівному управлінні, що усуваються при технічному обслуговуванні або ремонті, відносяться збільшений зазор між поверхнями фрикційних пар, неправильне взаємне прилягання в результаті деформування диска і неприпустимого зносу останніх.

В результаті аналізу літературних джерел було визначено, що в даний час відсутня методика вибору поєднання фрикційних пар передніх і задніх гальмівних механізмів автомобіля по їх теплофізичних характеристик.

- **Вплив температурного режиму фрикційних матеріалів на роботу гальмівної системи**

Зміна коефіцієнта тертя фрикційних пар гальмівних механізмів робить істотний вплив на стабільність гальмівних властивостей автомобілів. Зменшення коефіцієнта тертя в ході нагрівання фрикційних пар призводить до зниження ефективності гальмування автомобіля, а нерівномірність його значень на лівому і правому колесах - до появи моменту що повертає і заносу автомобіля при гальмуванні.

Існуючі математичні моделі процесу тертя враховують залежність коефіцієнта тертя від наступних факторів: температури, швидкості ковзання та тиску в контактні поверхонь. Незважаючи на велику кількість досліджень в цьому напрямку [4, 35 - 37], поки що відсутні узагальнені залежності, що дозволяють здійснювати оцінку впливу різних чинників на коефіцієнт тертя. У кожному конкретному

випадку доводиться проводити додаткові експериментальні дослідження. Комплексний вплив швидкості і температури на коефіцієнт тертя сильно змінився й неоднозначно. Однак І.В. Крагельський в роботі [35] дотримується думки про те, що швидкість ковзання впливає на коефіцієнт тертя не сама по собі, а лише через температуру. Тому рішення поставленого завдання в зазначеній роботі [35] зводиться в результаті до визначення температури поверхонь тертя.

Вихідним параметром для визначення температури поверхні тертя гальма є гальмівний момент що розвивається. Залежність для розрахунку гальмівного моменту включає параметри - постійні і змінюються в процесі експлуатації.

Найбільш проста залежність для визначення гальмівного моменту дискового гальма має вигляд [1]

$$M_T = \mu \cdot P \cdot z \cdot R_{CP}, \quad (1.1)$$

де μ – коефіцієнт тертя;

P – нормальне зусилля в контакті поверхні тертя;

z – кількість поверхонь тертя ($z = 2$);

R_{CP} – середній радіус тертя фрикційної пари.

На рис. 1.1 для прикладу наведена найбільш характерна залежність коефіцієнта тертя f від температури t °С (матеріал шифру 145-40 [38]).

Залежність коефіцієнта тертя від температури досить складна і має різний вигляд для різних фрикційних пар. Проте, в переважній більшості випадків на характеристиках цих залежностей

спостерігається ділянка зростання коефіцієнта тертя в області температур (приблизно до 200 ° С) [35], потім ділянку плавного зниження, ділянка крутого падіння (200 ... 400 °) і знову ділянка повільного зростання (рис. 1.1). Останнє, втім, характерно не для всіх матеріалів - у деяких при температурі 350 ... 400 ° починає вигоряти сполучна.

Різними авторами наводяться варіанти методик розрахунку поверхневих температур [94].



μ

Рис. 1.1. Залежність коефіцієнта тертя від температури для фрикційного матеріалу (матеріал шифру 145-40 [38])

У роботі [36] пропонується розраховувати температуру поверхні тертя гальмового диска за формулою

$$\Theta = \frac{(1 - \alpha_{ТП}) \cdot W_T \cdot b_{1ЭФ}}{\lambda_1 \cdot t_T \cdot A_1} \times$$

$$\left[\frac{1}{3} \cdot \tau_N + Fo \cdot \tau_W - \tau_N \cdot \frac{2}{\pi^2} \cdot \sum \frac{1}{n^2} \cdot e^{-(\pi \cdot n)^2 \cdot Fo \cdot \tau} \right],$$

(1.2)

де $\alpha_{ТП}$ – коефіцієнт розподілу теплових потоків між накладкою і диском;

W – повна робота сил тертя;

A_1 – площа поверхні тертя диска;

t_T – повний час гальмування;

$b_{1ЭФ}$ – товщина шару диска, яка ефективно бере участь в теплопоглинанні;

Fo – зворотний критерій Фур'є;

τ – безрозмірний час гальмування;

τ_w – часовий чинник роботи тертя;

τ_N – часовий чинник потужності тертя;

n – кількість гальмувань.

Параметри безрозмірною потужності (τ_N) і роботи тертя (τ_w) відображають характер зміни потужності і роботи тертя при

гальмуванні за відносним часом [36]

$$\tau = \frac{t}{t_T} .$$

(1.3)

Якщо характеристика потужності тертя параболічна, то [36]

$$\tau_W = 4 \cdot \sqrt{\tau^3} - 3 \cdot \tau^2 ,$$

(1.4)

а характеристика роботи тертя має вигляд [36]

$$\tau_N = 6 \cdot \sqrt{\tau} - \tau .$$

(1.5)

У найпростішому випадку для розрахунку об'ємної температури можна скористатися рівнянням теплового балансу [39],

$$qdt = mc \cdot d\Theta + Sk\Theta dt$$

(1.6)

де qdt - кількість тепла, що виділяється в гальмівному вузлі за час dt ;

$mc d\Theta$ - кількість тепла, що поглинається масою гальмівного ротора;

$Sk\Theta dt$ - кількість тепла, що віддається з поверхні шківів;

q - кількість тепла, що виділяється в одиницю часу;

Θ - середня температура тіла;

m - маса шківів;

z - теплоємність;

S - поверхня тепловіддачі;

k - коефіцієнт тепловіддачі;

t - тривалість гальмування.

Рівняння (1.6) складено при наступних грубих допущених:

а) коефіцієнт теплопровідності прийнятий нескінченно великою, при цьому температура всіх точок однакова;

б) коефіцієнт тепловіддачі прийнятий незмінним, тому по суті це рівняння може бути застосовано до «матеріальної точки» масою m , що має площу поверхні тепловіддачі S .

Якщо все тепло надходить в гальмівний барабан, то надлишкова температура нагріву [4].

$$\Theta = \frac{q}{Sk} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{\frac{Sk t}{mc}}} \right) \quad (1.7)$$

Визначення середньої температури нагріву фрикційних поверхонь передніх і задніх гальм при циклічних гальмуваннях [17]

$$t_1^0 = t_0^0 + \frac{\beta_{MD} \bar{N}_{Tp}}{2\Phi_{OXL1}^H} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Phi_{OXL1}^H (T_P + T_T) n_T}{C_{P1} \cdot m_{P1}} \right] \right\}, \quad (1.8)$$

$$t_2^0 = t_0^0 + \frac{(1 - \beta_{MD}) \bar{N}_{Tp}}{2\Phi_{OXL2}^H} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Phi_{OXL2}^H (T_P + T_T) n_T}{C_{P2} \cdot m_{P2}} \right] \right\}, \quad (1.9)$$

де t_0^0 - температура навколишнього середовища, град;

$\Phi_{ОХЛ1}^Ц; \Phi_{ОХЛ2}^Ц$ - фактори охолодження передніх і задніх гальм при

циклічному гальмуванні $\frac{Вт}{град}$ [17];

$C_{P1}; C_{P2}$ - питома теплоємність матеріалу ротора, відповідно для передніх і задніх гальм, Дж / (кг · град);

$m_{P1}; m_{P2}$ - маса ротора, відповідно для передніх і задніх гальм, кг;

$T_P; T_T$ - відповідно час розгону і час гальмування автомобіля за один цикл розгін-гальмування, с;

n_T - число гальмувань автомобіля;

\bar{N}_{TP} - середня потужність тертя, що реалізується гальмами протягом циклу гальмування, Вт.

При проведенні теплових розрахунків в більшості випадків приймається, що все тепло що генерується надходить в металевий елемент пари тертя, і нагрів гальмівної накладки не розглядається, а середню температуру її поверхні тертя приймають рівною температурі поверхні тертя металевого елемента. На механічні та фрикційні властивості пар тертя великий вплив робить температурний градієнт. Для пар тертя, що складаються з матеріалів з різними механічними і теплофізичними властивостями (якими є пари тертя автомобільних гальм), можливі випадки, коли при менших температурних градієнтах (за інших рівних умов) виникають великі коефіцієнти тертя. При розрахунках необхідно виділити "слабкий" елемент пари, температура поверхні і температурний

градієнт якого мають переважаюче значення. При терті, наприклад, фрикційного матеріалу по металу "слабким" елементом є фрикційний матеріал. Тому питань оцінки розподілу теплових потоків між елементами пар тертя останнім часом приділяється велика увага.

Коефіцієнт розподілу теплових потоків між накладкою і диском залежить від режиму і тривалості тертя, розмірів фрикційних пар, а також коефіцієнта температуропровідності, питомої теплоємності, коефіцієнта теплопровідності, коефіцієнта тепловіддачі. При гальмуванні коефіцієнт розподілу теплових потоків є величиною змінною і має вигляд [37]

$$\alpha_{ТП} = \frac{1}{1 + \frac{\lambda_1 \cdot \sqrt{a_2}}{\lambda_2 \cdot \sqrt{a_1}}}, \quad (1.10)$$

де λ_1, λ_2 - коефіцієнти теплопровідності матеріалів диска і накладки;

a_1 - коефіцієнт температуропровідності матеріалу диска [37].

$$a_1 = \frac{\lambda_1}{c_1 \rho_1}, \quad (1.11)$$

де c_1 - питома теплоємність матеріалу диска;

ρ_1 - щільність матеріалу диска;

a_2 - коефіцієнт температуропровідності матеріалу накладки [37].

$$a_2 = \frac{\lambda_2}{c_2 \cdot \rho_2}, \quad (1.12)$$

де c_2 - питома теплоємність матеріалу накладки;

ρ_2 - щільність матеріалу накладки.

Ефективна товщина елемента пари тертя, що бере участь в теплопоглинанні, визначається на основі поняття ефективної глибини проникнення тепла за час гальмування, яка характеризує ту відстань від поверхні тертя, на якому підвищення температури за час гальмування становить незначну величину від підвищення температури тертя на поверхні. Товщина елемента, яка ефективно бере участь у теплопоглинанні, розраховується наступним чином [37]:

$$b_{1\text{ЭФ}} = 1.73 \cdot \sqrt{a_1 \cdot t_T}. \quad (1.13)$$

Якщо розрахована товщина елемента ($b_{1\text{ЭФ}}$) більше, ніж фактична товщина цього елемента пари (b) тертя, що спостерігається при гальмуванні протягом тривалого часу, можна вважати $b_{1\text{ЭФ}} = b$.

Якщо розрахункова величина $b_{1\text{ЭФ}}$ менше фактичної товщини диска,

що спостерігається при короткочасному гальмуванні, в розрахунках використовується обчислене значення $b_{1\text{эф}}$.

В роботі [17] пропонується уточнити величину ефективного (середнього) радіуса тертя (R_{CP}) дискового гальма в залежності від форми фрикційної накладки по формулі

$$R_{CP} = \frac{R_H - R_{BH}}{\ln \frac{R_H}{R_{BH}}}, \quad (1.14)$$

де R_H - відстань від осі колеса до зовнішньої кромки контакту гальмівної накладки;

R_{BH} - відстань від осі колеса до внутрішньої кромки контакту гальмівної накладки.

У роботах Подригало М.А. [17,41,42] отримана узагальнена залежність для розрахунку розподілу контактних тисків по радіусу тертя, виходячи з припущення про нелінійному зв'язку зносу і роботи тертя фрикційної поверхні $P^{K_1} \cdot V^{K_2} (=const)$. При цьому було показано зв'язок розподілу контактного тиску Pr по радіусу тертя і зносних характеристик фрикційних матеріалів (K_1, K_2). Середній радіус тертя був визначений таким чином:

$$R_{CP} = \frac{\left(2 - \frac{K_2}{K_1}\right) \left(R_H^{3-\frac{K_2}{K_1}} - R_{BH}^{3-\frac{K_2}{K_1}}\right)}{\left(3 - \frac{K_2}{K_1}\right) \left(R_H^{2-\frac{K_2}{K_1}} - R_{BH}^{2-\frac{K_2}{K_1}}\right)}, \quad (1.15)$$

де K_1, K_2 - постійні коефіцієнти для фрикційних матеріалів гальмівних механізмів.

Зниження коефіцієнта тертя в контакті диска з накладкою - поширене явище в умовах екстреного гальмування, особливо при раніше нагрітому гальмі воно може привести до різкого зниження гальмівного моменту. Значить, ця несправність не тільки поширена, але і небезпечна. Найгірше, що помітити її в процесі роботи неможливо. Поки водій виробляє службові гальмування з невеликим уповільненням, гальмо не нагрівається, його ефективність висока і стабільна. А провал станеться лише при екстреному гальмуванні в аварійній ситуації - саме тоді, коли потрібно найбільша ефективність гальмування.

Принципово формула (1.2), запропонована Чичинадзе А.В. [37], придатна лише для розрахунку температури при короткочасному циклі гальмування тривалістю до 15 ... 20 с, оскільки в ній не враховується відвід тепла. Однак в першому наближенні, для якісної оцінки характеру процесів, її можна використовувати і при часу циклу до однієї хвилини.

Проблема фрикційної теплостойкості гальм особливо гостра при роботі автомобіля в гірських умовах. Нормативний документ

[33] передбачає спеціальний режим випробувань для цих умов - випробування тип II.

- **Вимоги до ефективності гальмування автомобіля і методики випробувань фрикційних пар гальм на фрикційну теплостійкість**

Створення Європейського економічного співтовариства (ЄЕС) сприяло розробці єдиних вимог до гальмівних систем автомобілів (Правила № 71/320 ЄЕС [33]) для держав, що входять до цього об'єднання. У той же час відомо, що на сьогоднішній день найбільш жорсткі вимоги з безпеки дорожнього руху представлені в національних стандартах Швеції. Тому і вимоги до гальмівних систем автомобілів, регламентовані шведськими національними стандартами, є найжорсткішими в світі.

Таким чином, можна відзначити, що автомобільна промисловість західноєвропейських держав, при створенні гальмівних систем автомобільних транспортних засобів керується такими основними документами: Правилами № 13 ЄЕК ООН, Правилами № 71/320 ЄЕС, Правилами F.18 - 1971 національного управління з безпеки дорожнього руху Швеції [43].

Зіставлення цих нормативних документів показує, що в основному вимоги Правил № 13 ЄЕК ООН та Правил № 71/320 ЄЕС практично рівнозначні. У шведському стандарті F.18 - 1971, крім вимог, представлених в згаданих документах ЄЕК і ЄЕС, регламентуються вимоги щодо надійності гальмових систем (табл.1.1).

Таблиця 1.1

Показники ефективності гальмування при випробуваннях тип 1,
прийняті в різних країнах

Назву стандарту (країна, фірма)	Категорія АТС	Режим випробувань				
		Начальна швидкість $V_{Н,М}$ / с	Кінцева швидкість $V_{К,М}$ / с	Уповільнення, м / с ²	Інтервал часу, с (шлях, м), між гальмуваннями	Число гальмувань
1	2	3	4	5	6	7
Правила ЄЕК ООН №13, ОСТ 37.001.067	M1	0,8	0,5 V_H	3,0	45	15
	N1, M2	V_{MAX} ,	0,5 V_H	3,0	55	15
	M3, N2, N3	То ж 16,7	0,5 V_H	3,0	60	20
Директива ЄЕК № 71/320	M3, N2, N3	0,8 V_{MAX} , але не менше 16,5	0,5 V_H	3,0	60	20
Правила F-18 (Швеція)	M1	0,8 V_{MAX}	0,5 V_H	3,0	45	15
Стандарт № 105-75 (США)	M2 (до 4536 кг) M1 (до 4536 кг) N1 (до 4536 кг) N2 (з 4536 кг) M2 (св 4536)		кг) 26,7 26,7 26,7 17,9 17,9 0 0		0 (640) (640) 36	
Стандарт №135- 91 (США)	M1 (до 4536 кг)	33,0	17,9	3,0	30	15
Методика "ФІАТ" (Італія)	M1	0,6-0,75 V_K	0,5 V_H	5,0	45	25
Стандарт SAE 843	M1	27	0	4,6	(640)	15
Стандарт № 121-75 (США)	N2, N3, M3 (всі св 10 т)	22,2 13,3	6,7 0	2,7 3,7	72 60	10 20
Методика "Шевроле" (США)	M1, M2, M3, N2, N3, (все до 4536 кг)	26,7 17,9	13,3 8,9	4,6 3,0	60 35	8 13
	M2, M3, N6, N3 (всі св 4536)				кг) 26,7 17,9 13,3 8,9 4,6 3,0 60	

продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5	6	7
Методика "Бендикс" (США)	M1				26,7 13,3 0 0 4,6 4,6 60 90	
	M2, M3, N2, N3	17,9	8,9	3, 0	30	10
	M2, M3, N2, N3	17,9	8,9	3,0	120	10
Методика "ДБА" (Франція)	M2, M3, N2, N3	13,9	6,9	2,0	(200)	-
Методика "Рутс" (Англія)	M1, N1	0,75 V _{MAX}	0	5,0	60	25 + 30 *
Стандарт SAE 786	M2, M3, N2, N3	26,7	0	4,6	24	10
Стандарти SAE 6912, 6913 (США)	Те ж	8,6	0	2,9	-	15
ОСТ 37.001.067-86	M1	0,8 V _{MAX}	0,5 V _H	5,0	45	30
	M2	Те ж	0,5 V _H	3,0	60	30
	M3, N2, N3	0,8 V _{MAX}	8,35	4,0	60	30
Методика "Гірлінг" (Англія)	M1	16,7 **	0	5,9	45	20
Методика "Порше" (Німеччина)	M1 в сн. сост., M2 з повним навантаженням	40	16,7	7,5	***	25
Примітки. * Випробування проводяться в два етапи з інтервалом 10 хв. ** Протягом перших 15 с - розгін з V _H . *** Між гальмуваннями - розгін.						

Гальмівні колодки є однією з основних частин гальмівної системи, що забезпечують активну безпеку автотранспортних засобів (АТС).

Забезпечення безпеки руху є настільки актуальним, що Європейська Економічна Комісія ООН, куди входить Україна, РФ і деякі інші країни СНД, розробили спеціальні вимоги до гальмівних систем АТС в цілому (Правила № 13 СЕК ООН) і до гальмівних

накладок, що йде в запчастини, в зокрема (Правила № 90 ЄЕК ООН [44]), які з 01.07.2002 введено в Україні в якості Державних стандартів. Гальмівні колодки одними з перших були включені в Україні до переліку продукції, що підлягає обов'язковій сертифікації.

Нестабільність гальмівних механізмів, пов'язана з відхиленням коефіцієнта тертя від номінального значення, викликає невідповідність загальної гальмівної сили зусиллю на педалі управління, а також зміна її розподілу між осями автомобіля. Зазначені явища погіршують керування гальмовою системою, призводять до зниження ефективності гальмування і порушення курсової стійкості автомобіля.

В даний час на ринку запчастин до легкових автомобілів представлені гальмівні накладки, гальмівні диски і барабани автомобілів, вироблені різними фірмами з багатьох країн ближнього і далекого зарубіжжя. Вся ця продукція має різні фізико-трибологічні характеристики. У зв'язку з цим виникає проблема правильного вибору гальмівних колодок для передніх і задніх гальмівних механізмів.

При створенні змінних гальмівних накладок (в запчастини) за основу беруться оригінальні колодки, що пройшли випробування з Правил № 13 (табл. 1.2) і поставляються на комплектацію.

Слід зазначити, що швидкість гальмування, величина уповільнення, періодичність і кількість гальмувань за Правилами № 13 ЄЕК ООН [33] строго нормовані (табл. 1.2), що забезпечує постійну потужність тертя, а отже, відповідно до законів фізики, і постійну температуру. Це підтверджується численними випробуваннями оригінальних і змінних гальмівних накладок

дискових гальм як на дорозі, так і на стендах, які показали, що для більшості автомобілів, вироблених в СНД, температура на 15-му гальмуванні знаходиться в межах 400-470°C.

Найбільше зростання температури спостерігається в початковий період - до п'ятого гальмування вона досягає 300-370°C і далі темп нагріву значно знижується.

Таблиця 1.2

Випробування робочої гальмової системи по ДСТУ UN / ECE R 13-
Н-00: 2002 (Правила № 13 СЕК ООН)

Тип випробування	Швидкість гальмування, м / с (км / ч)	Стале уповільнення, м / с ²	Зусилля на педалі, Р,Н	Норматив Р,Н
Тип 0	22,22-0 (80-0)	8,5	340-380	≤500
Тип 1 - попередній етап: 15 гальмувань з періодичністю 45 с. з підключеним двигуном	33,33-16,66 (120-60)	3,0	Повинно забезпечити уповільнення 3 м / с ² на першому гальмуванні	Підтримай-ється постійним за першим гальмування
- ефективність розігрітих гальм $t_n = 398^\circ\text{C}$ $t_3 = 193^\circ\text{C}$	22,22-0 (80-0)	6,8	340-380	≤500

Щоб забезпечити задану ефективність гальмування змінні колодки повинні відрізнятися за своїми показниками від оригінальних не більше ніж на $\pm 15\%$. Крім того, в Правилах № 90 [44] передбачені свої додаткові випробування на ефективність гальмування (роздільні по осях), а також фізико-механічні

випробування на міцність з'єднання гальмівної накладки з колодкою (ІСО-6312) і стисливість накладки (ІСО-6310) (табл. 1.3).

Таблиця 1.3

Роздільне випробування гальмівних механізмів по осях по ГОСТ Р 41.90-99 (Правила № 90 ЄЕК ООН [44]).

А. Ефективність в холодному стані

Гальма	Швидкість гальмування, м / с (км / ч)	Стале уповільнення, м / с ²	Зусилля на педалі, Р,Н	Норматив Р,Н
Передньої осі	19,4-0 (70-0)	5,0	250	≤500
Задньою осі	12,5-0 (45-0)	3,0	300	≤500

Б. Чутливість до швидкості

Гальма	Швидкість гальмування, м / с (км / ч)	Стале уповільнення, м / с ²	зусилля на педалі, Р,Н	Чутливість до швидкості,%	
				Фактичне	Норма
Передньої осі	18,05-0 (65-0)	5,2	250	6	≤15
	27,77-0 (100-0)	4,9	250		
Задній осі	12,5-0 (45-0)	3,0	300	3,5	≤15
	18,05-0 (65-0)	2,8	300		

ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ

Проведений аналіз літературних джерел і нормативних документів, показав, що в даний час при сертифікації фрикційних пар гальм не враховується поєднання характеристик фрикційного теплостійкості гальмівних колодок передніх і задніх осей. Відсутність зазначеної методики може стати причиною виходу параметрів розподілу гальмівних сил за межі допустимих значень і може привести до втрати курсової стійкості при гальмуванні. Отримання такої методики необхідно для правильного вибору гальмівних колодок і контролю в експлуатації технічного стану автомобілів, проведення сертифікації запчастин та експертизи дорожньо-транспортних пригод.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МОДЕЛІ ОЦІНКИ ГАЛЬМОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

2.1. Розподіл гальмівних сил між осями автомобіля

Розподіл гальмівних сил між осями автомобіля істотно впливає на розподіл енергії яка розсіюється при гальмуванні між передніми і задніми гальмівними механізмами. Службові гальмування складають 97-98% від загального числа гальмувань автомобіля. Тому, за термін служби автомобіля основна кількість енергії поглинається гальмами саме при службових гальмуваннях. При проведенні випробування гальм на нагрів (тип 1) потрібно прагнути до того, щоб на попередньому етапі випробувань (попереднє нагрівання гальм)

максимально розвантажити гальма тієї осі автомобіля, яка створює більшу частину загальної гальмівної сили автомобіля. З цією метою ряд авторів [17] пропонують для легкових автомобілів забезпечувати рівний розподіл гальмівних сил між осями при службових гальмуваннях і збільшувати частку гальмівної сили, що припадає на передню вісь при екстрених гальмуваннях.

В роботі [17] пропонується приймати рівний розподіл гальмівних сил між передніми і задніми колесами двохосьових машин. Це забезпечить рівний розподіл поглиненої енергії між передніми і задніми гальмами. Для запобігання випереджаючого блокування задніх коліс і заносу автомобіля при екстремому гальмуванні пропонується спосіб регулювання гальмівних сил і конструкція регулятора гальмівних сил. Однак при оцінці розподілу гальмівних сил між осями не враховуються обертові маси трансмісії, наведені до колесам автомобіля які гальмують. Співвідношення наведених моментів інерції передніх і задніх коліс вносить корекцію в дійсний розподіл гальмівних сил між осями.

Для визначення взаємозв'язку між гальмівним моментом і гальмівною силою розглянемо схему сил, діючих на колесо при гальмуванні (рис. 2.1). При цьому опором коченню шини нехтуємо і приймаємо $r_{\partial} = r_K$.

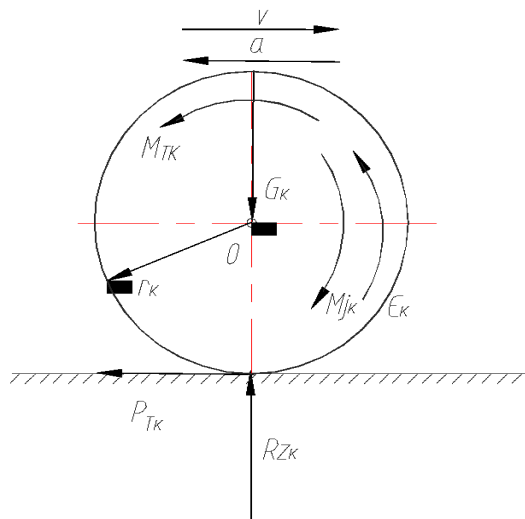


Рис. 2.1. Схема сил, що діють на загальмовує колесо автомобіля:
 V - лінійна швидкість автомобіля; a - прискорення автомобіля; G_K -
 вертикальне навантаження, що припадає на колесо; r_K - динамічний
 радіус колеса; M_{TK} - гальмівний момент на колесі; P_{TK} - гальмівна
 сила на колесі; R_{ZK} - вертикальна реакція в контакті колеса з
 дорогою; ε_K - кутове прискорення колеса; M_J - інерційний момент
 на колесі.

Відповідно до принципу Даламбера - Ейлера складемо
 рівняння рівноваги (кінестатики)

$$P_{TK} \cdot r_K + M_{JK} - M_{TK} = 0 \quad (2.1)$$

З огляду на, що

$$M_{jK} = -\varepsilon_K \cdot J_K, \quad (2.2)$$

де J_K - приведений момент інерції k -го колеса,

$$P_{TK} = \frac{M_{TK}}{r_K} + \varepsilon_K \frac{J_K}{r_K}. \quad (2.3)$$

При службових гальмуваннях автомобіля гальмівні сили на колесах значно менше граничних сил по зчепленню. В цьому випадку прослизання в контактї колеса з дорогою значно менше критичного (рівного 15-25%). Якщо знехтувати прослизанням колеса в контактї з дорогою при службовому гальмуванні, то справедливе співвідношення

$$\varepsilon_K = \frac{a}{r_K} = \frac{P_T}{m_a \cdot r_K}, \quad (2.4)$$

де P_T - загальна гальмівна силаавтомобіля;

m_a - загальна маса автомобіля.

Підставляючи (2.4) в (2.3), отримаємо

$$P_{TK} = \frac{M_{TK}}{r_K} - P_T \frac{J_K}{m_a \cdot r_K^2} .$$

(2.5)

Загальна гальмівна сила автомобіля

$$P_T = \sum_{K=1}^n P_{TK} = \sum_{K=1}^n \frac{M_{TK}}{r_k} - \frac{P_T}{m_a \cdot r_K^2} \sum_{K=1}^n J_K$$

(2.6)

або після перетворення

$$P_T = \frac{\sum_{K=1}^n \frac{M_{TK}}{r_K}}{1 + \frac{\sum_{K=1}^n J_K}{m_a r_K^2}} .$$

(2.7)

Аналізуючи залежність (2.7), можна дійти висновку про те, що завжди справедлива нерівність

$$P_T < \sum_{K=1}^n \frac{M_{TK}}{r_K} .$$

(2.8)

Права частина нерівності (2.8) - це величина загальної гальмівної сили автомобіля, що розвивається в разі, якби сума наведених моментів інерції коліс що гальмують дорівнювала б нулю

$\left(\sum_{k=1}^n J_k = 0 \right)$. Іншими словами, дійсна загальна гальмівна сила менше,

ніж її значення, що використовується в традиційних методах розрахунку. Цю обставину необхідно враховувати при визначенні необхідних приводних зусиль в процесі службового гальмування без виключення зчеплення автомобіля.

Визначимо коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь з урахуванням наведених моментів інерції коліс автомобіля. Цей коефіцієнт визначається як

$$\beta_p = \frac{P_{T_1}}{P_{T_1} + P_{T_2}} .$$

(2.9)

Очевидно, що (див. співвідношення (2.5) і (2.7))

$$P_{T_1} = \frac{2M_{T_1}}{r_1} - P_T \frac{J_1}{m_a \cdot r_K^2} ,$$

(2.10)

$$P_{T_1} + P_{T_2} = P_T = \frac{\sum_{K=1}^n \frac{M_{TK}}{r_K}}{1 + \frac{\sum_{K=1}^n J_K}{m_a r_K^2}} = \frac{2(M_{T_1} + M_{T_2})}{1 + \frac{2(J_1 + J_2)}{(m_a r_K^2)}} \quad (2.11)$$

Підставляючи (2.10) і (2.11) в (2.9), отримаємо після перетворень

$$\beta_p = \frac{1 + \frac{1}{m_a \cdot r_K^2} \sum_{K=1}^n J_K}{\sum \frac{M_{TK}}{r_K}} \cdot 2 \frac{M_{TK}}{r_K} - 2 \frac{J_1}{m_a \cdot r_K^2} = \frac{1 + \frac{2}{m_a r_K^2} (J_1 + J_2)}{(M_{T_1} + M_{T_2})} \cdot M_{T_1} - 2 \frac{J_1}{m_a r_K^2} \quad (2.12)$$

Існуюча методика розрахунку гальмівної системи фактично визначає не розподіл гальмівних сил, а розподіл гальмівних моментів між передніми і задніми колесами, тобто

$$\beta_M = \frac{M_{T_1}}{M_{T_1} + M_{T_2}} \quad (2.13)$$

Після підстановки (2.13) в (2.12) отримаємо

$$\beta_P = \beta_M \left(1 + \frac{1}{m_a r_K^2} \cdot \sum_{K=1}^n J_K\right) - \frac{2J_1}{m_a r_K^2}$$

(2.14)

або

$$\beta_P = \beta_M \left(1 + \frac{2}{m_a r_K^2} (J_1 + J_2)\right) - \frac{2J_1}{m_a r_K^2}$$

(2.15)

Вираз (2.15) для проведення аналізу зручно перетворити до вигляду

$$\beta_P = \beta_M \left(1 + \frac{2J_2}{m_a r_K^2}\right) - \frac{2J_1}{m_a r_K^2} (1 - \beta_M)$$

(2.16)

З виразу (2.16) видно, що з ростом J_2 відбувається збільшення β_P по відношенню до β_M , а зі збільшенням J_1 відбувається зменшення β_P . Це означає, що легкові автомобілі класичного та задньомоторного компоновання мають при однаковому з передньопривідними автомобілями значенні β_M вище значення β_P .

При $J_1 = J_2 = J$ (наприклад, у повнопривідного автомобіля) вираз (2.15) набуде вигляду

$$\beta_P = \beta_M \left(1 + \frac{4J}{m_a r_K^2}\right) - \frac{2J}{m_a r_K^2} .$$

(2.17)

З виразу (2.16) видно, що $\beta_P = \beta_M$ при $\beta_M = 0,5$. Це означає, що для повнопривідних автомобілів при службових гальмуваннях рівний розподіл гальмівних сил між осями є раціональним.

При $J_1 \neq J_2$ умовою отримання $\beta_P = \beta_M$ є наступне (з рівняння (2.15))

$$\beta_M = \frac{J_1}{J_1 + J_2} .$$

(2.18)

При виборі коефіцієнта β_M в процесі проектування гальмівної системи для випадку службових гальмувань необхідно прагнути до забезпечення стабільності гальмівних властивостей автомобіля. Це можливо в разі забезпечення стабільних значень коефіцієнтів тертя фрикційних поверхонь передніх і задніх гальм при температурі, що змінюється в контакті. Співвідношення температур нагрівання фрикційних поверхонь передніх і задніх гальм визначається розподілом між передніми і задніми гальмами кінетичної енергії автомобіля що загальмовує. При установці на передніх і задніх колесах однотипних дискових гальм відкритого типу розподіл енергії

автомобіля що розсіюється має бути рівним. При виборі $\beta_m = 0,5$ забезпечується рівний розподіл енергії що розсіюється між передніми і задніми гальмами. Однак, з урахуванням обертових мас трансмісії дійсний коефіцієнт β_p розподілу гальмівних сил між осями буде відрізнятися від розрахункового (передбачуваного), що необхідно враховувати при проведення аналізу.

У табл. 2.1 наведені результати розрахунку величини β_p в залежності від β_m для умовного автомобіля, що має $r_k = 0,3$ м; $m_a = 1000$ кг і $J_1 = J_2 = 1,53$ кгм².

Таблица 2.1

β_m	0,100	0,200	0,300	0,400	0,500	0,600	0,700	0,800	0,900
β_p	0,073	0,180	0,286	0,393	0,500	0,607	0,714	0,820	0,927

Визначення β_p для умовного автомобіля

З таблиці 2.1 видно, що для умовного автомобіля $\beta_p < \beta_m$ при $\beta_m < 0,5$ і $\beta_p > \beta_m$ при $\beta_m > 0,5$.

Припустимо, що ми реалізували систему ідеального за умовами зчеплення передніх і задніх коліс з дорогою регулювання розподілу гальмівних сил між осями при екстремому гальмуванні автомобіля. В цьому випадку прослизання коліс в контакті з дорогою дорівнює критичному (рівному 15-25%) і наші припущення, прийняті на початку розділу, залишаються справедливими. Визначимо закон зміни β_m за умови реалізації ідеального закону розподілу гальмівних сил між осями

$$\beta_p = \beta_{ud} = \frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}.$$

(2.19)

Зі співвідношення (2.15) визначимо (при $\beta_p = \beta_3$).

$$\beta_M = \frac{\beta_p + \frac{2J_1}{m_a r_K^2}}{1 + \frac{2}{m_a r_K^2} (J_1 + J_2)} = \frac{\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} + \frac{2J_1}{m_a r_K^2}}{1 + \frac{2}{m_a r_K^2} (J_1 + J_2)} \quad (2.20)$$

Величина $\beta_m = \beta_3$ при

$$\frac{J_1}{J_1 + J_2} = \frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}. \quad (2.21)$$

Таким чином, якщо ми хочемо реалізувати ідеальний закон розподілу гальмівних сил між осями, то необхідно забезпечувати розподіл гальмівних моментів між осями відповідно до рівняння (2.20).

За умови рівного розподілу механічної енергії автомобіля що поглинається між передніми і задніми гальмівними механізмами ($\beta_m = 0,5$) визначимо дійсний розподіл гальмівних сил між осями, що враховує вплив обертових мас трансмісії. З виразу (2.16) при $\beta_m = 0,5$ отримаємо.

$$\beta_p = 0,5 + \frac{J_2 - J_1}{m_a \cdot r_K^2} \quad (2.22)$$

При аналізі вираження (2.22) видно, що при $J_2 = J_1$ ми отримаємо $\beta_P = 0,5$. Це можливо для повнопривідних автомобілів. Для задньопривідних автомобілів ($J_2 \rangle J_1$) при $\beta_m = 0,5$ величина $\beta_P > 0,5$, що вигідно за умовою стійкості руху. Для передньопривідних автомобілів ($J_2 \langle J_1$) величина $\beta_P < 0,5$. Цю обставину необхідно враховувати при проектуванні автомобілів. У нашому випадку це необхідно враховувати при обґрунтуванні вимог до показників стабільності розподілу гальмівних сил між осями.

2.2. Моделювання динаміки зміни гальмівних сил

При дослідженні гальмівних властивостей автомобілів і гальмівних систем виникає задача визначення взаємозв'язку між приводними силами у гальмівних механізмах і гальмівними силами на колесах (дотичними реакціями в контакті коліс з дорогою). Цей взаємозв'язок нелінійний, нелінійність виникає внаслідок залежності коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою від відносного прослизання, зміни величини вертикальної реакції в контакті з дорогою і інших чинників. До блокування колеса величина гальмівної сили зростає з ростом гальмівного моменту на колесах. При блокуванні останнього зростання гальмівної сили припиняється (її величина може і зменшитися) навіть при триваючому зростанні гальмівного моменту. Ця нелінійність ускладнює опис зміни розподілу сил між осями і окремими колесами, оскільки вимагає використання для математичного моделювання кусково - лінійних функцій.

В роботі [40] для опису зміни загальної гальмівної сили від

часу (і пов'язаного із загальною гальмівною силою уповільнення автомобіля) використовується Експоненціальна залежність виду

$$P_T = P_{T_{MAX}} [1 - \exp(-D_1 t)], \quad (2.23)$$

де $P_{T_{MAX}}$ - гранична гальмівна сила, обумовлена зчепленням коліс з дорогою;

D_1 - коефіцієнт, що визначає точку апроксимації;

t - час одного гальмування, с.

$$P_{T_{MAX}} = m_a \cdot \varphi \cdot g, \quad (2.24)$$

Залежність (2.23) має як близьку до лінійної частину, так і нелінійну. Величина P_T не може перевищувати $P_{T_{MAX}}$, оскільки остання є асимптотой функції.

Однак, в зазначених роботах не приведена експоненціальна модель зміни гальмівної сили на окремих колесах, що не дозволяє оцінити динаміку зміни розподілу гальмівних сил між осями і окремими колесами автомобіля. Тому необхідно отримання експоненційних залежностей, що описують зміну гальмівних сил на окремих колесах, осях автомобіля, а також розподілу загальної гальмівної сили між осями і окремими колесами.

Формула (2.5) показує взаємозв'язок гальмівної сили і гальмівного моменту на k -тому колесі при службовому гальмуванні.

Величина P_{TK} є компонентою P_T , тобто

$$P_T = \sum_{i=1}^n P_{Ti} = P_{TK} + \sum_{i=1}^{n-k} P_{Ti}, \quad (2.25)$$

де n - число загальмовує коліс.

Величина P_{TK} з урахуванням виразу (2.25) визначається з (2.5)

$$P_{TK} = \frac{\frac{M_{TK}}{r_K}}{1 + \frac{J_K}{m_a r_K^2}} - \frac{\sum_{i=1}^{n-k} P_{Ti}}{1 + \frac{m_a r_K^2}{J_K}}. \quad (2.26)$$

Уявімо експонентну залежність зміни гальмівної сили на колесі у вигляді

$$P_{TK} = \varphi R_{ZK} \left[1 - \exp\left(-D_1 \cdot \frac{M_{TK}}{r_K}\right) \right], \quad (2.27)$$

де R_{ZK} - вертикальна реакція дороги на k -му колесі.

Вибір коефіцієнта D_1 повинен здійснюватися з умови рівності

похідних функцій (2.26) і (2.27) за незалежної змінної $\frac{M_{TK}}{r_K}$.

Провівши диференціювання, одержимо

$$\frac{dP_{TK}}{d\left(\frac{M_{TK}}{r_K}\right)} = \frac{1}{1 + \frac{J_K}{m_a r_K^2}} = \varphi R_{ZK} D_1 \cdot \exp\left(-D_1 \frac{M_{TK}}{r_K}\right) \quad (2.28)$$

Вирішення отриманого рівняння (2.28) щодо D аналітичними методами є складним. Тому рішення здійснимо наближено, розкладаючи експоненту в ряд Маклорена і обмежившись двома першими членами, тобто

$$\exp\left(D_1 \frac{M_{TK}}{r_K}\right) = 1 + D_1 \frac{M_{TK}}{r_K} \quad (2.29)$$

Підставляючи (2.29) в (2.28), отримаємо після перетворень

$$D_1 = \frac{1}{\varphi R_{ZK} \left(1 + \frac{J_K}{m_a r_K^2}\right) - \frac{M_{TK}}{r_K}} \quad (2.30)$$

Після підстановки (2.30) в (2.27) отримаємо

$$P_{TK} = \varphi R_{ZK} \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\frac{M_{TK}}{r_K}}{\varphi R_{ZK} \left(1 + \frac{J_K}{m_a r_K^2} \right) - \frac{M_{TK}}{r_K}} \right] \right\}$$

(2.31)

або

$$\frac{P_{TK}}{\varphi R_{ZK}} = 1 - \exp \left[- \frac{\frac{M_{TK}}{r_K}}{\varphi R_{ZK} \left(1 + \frac{J_K}{m_a r_K^2} - \frac{r_K}{\varphi R_{ZK}} \right)} \right]$$

(2.32)

Введемо наступні позначення (за аналогією з відомим коефіцієнтом використання зчіпної ваги)

$$m_{X_{KP}} = \frac{P_{TK}}{\varphi R_{ZK}},$$

(2.33)

$$m_{X_{KM}} = \frac{M_{TK}}{\varphi R_{ZK} r_K}, \quad (2.34)$$

де $m_{X_{KP}}$ - тангенціальний коефіцієнт використання зчіпної ваги на колесі по гальмівній силі;

$m_{X_{KM}}$ - тангенціальний коефіцієнт використання зчіпної ваги на колесі по гальмівному моменту.

Якщо $m_{X_{KP}}$ має бути менше одиниці, то значення $m_{X_{KM}}$ може бути більшим за одиницю.

Вираз (2.32) з урахуванням (2.33) і (2.34) можна перетворити до вигляду

$$m_{X_{KP}} = 1 - \exp \left[- \frac{1}{\frac{(1 + \frac{J_K}{m_a r_K^2})}{m_{X_{KM}}} - 1} \right]. \quad (2.35)$$

Якщо залежність зміни гальмівної сили від гальмівного моменту представити у вигляді залежності

$$P_{TK} = \varphi R_{ZK} \left[1 - \exp \left(- D_2 \cdot \left(\frac{M_{TK}}{r_K} \right)^2 \right) \right],$$

(2.36)

то коефіцієнт D_2 можна визначити за методикою, наведеною вище

$$D_2 = \frac{1}{\frac{M_{TK}}{r_K \left[2 \left(1 + \frac{J_K}{m_a r_K^2} \right) \varphi R_{ZK} - \frac{M_{TK}}{r_K} \right]}}.$$

(2.37)

У цьому випадку

$$P_{TK} = \varphi R_{ZK} \left[1 - \exp \left(- \frac{\frac{M_{TK}}{r_K}}{2 \left(1 + \frac{J_K}{m_a r_K^2} \right) \varphi R_{ZK} - \frac{M_{TK}}{r_K}} \right) \right]$$

(2.38)

або

$$m_{X_{KP}} = 1 - \exp \left[- \frac{1}{\frac{2 \left(1 + \frac{J_K}{m_a r_K^2} \right)}{m_{X_{KM}}} - 1} \right]. \quad (2.39)$$

Узагальнюючи залежності (2.35) і (2.39), можна записати

$$m_{X_{KP}} = 1 - \exp \left[- \frac{1}{\frac{A}{m_{X_{KM}}} - 1} \right]. \quad (2.40)$$

На рис. 2.2 наведені графіки залежності (2.39), побудовані при різних значеннях A .

На рис. 2.2 пунктирною лінією показана залежність $m_{X_{KP}} = m_{X_{KM}}$, відповідно до безінерційного колеса. Аналіз кривих, наведених на рис. 2.2, показує, що найкращим чином досліджуваний процес описує крива при $A = 1,3$. У цьому випадку величина $m_{X_{KP}}$

не перевищує $m_{X_{KM}}$, що характерно для колеса, що має інерційність (див. залежність (2.5)).

При $m_{X_{KM}} = 1$ і величина $m_{X_{KP}} = 0,96$, що практично близько до одиниці. Таким чином, для опису зміни гальмівної сили на колесі рекомендується наступна залежність:

$$m_{X_{KP}} = 1 - \exp \left[- \frac{1}{\frac{1,3}{m_{X_{KM}}} - 1} \right] \quad (2.41)$$

або

$$P_{TK} = \varphi R_{ZK} \left[1 - \exp \left(- \frac{\frac{M_{TK}}{r_K}}{1,3\varphi R_{ZK} - \frac{M_{TK}}{r_K}} \right) \right]. \quad (2.42)$$

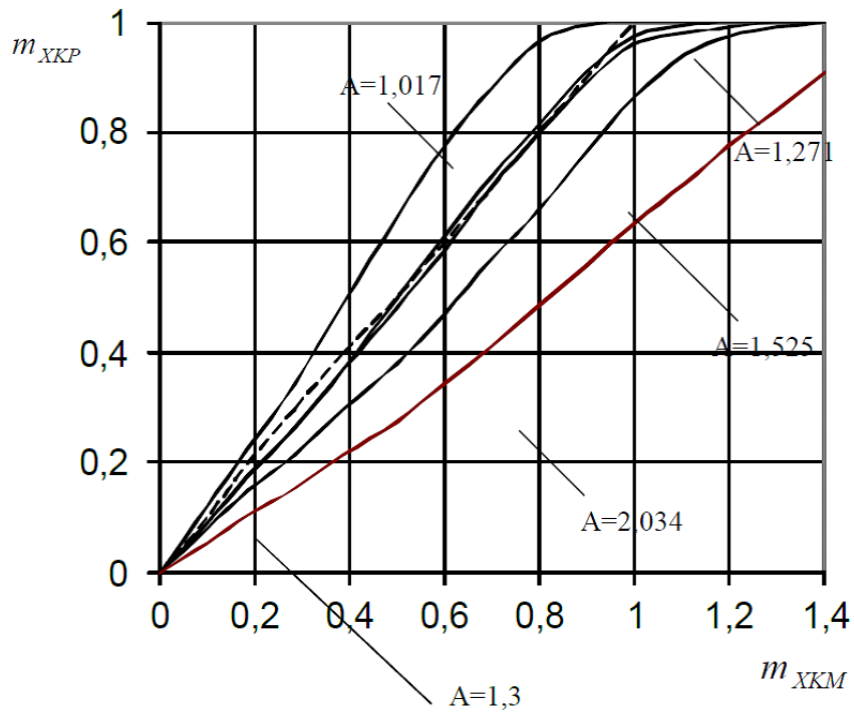


Рис. 2.2. Залежність $m_{XKP} = f(m_{XKM})$ при різних значеннях коефіцієнта A

Гальмівні сили на колесах однієї осі автомобіля ($P_{TK}'' > P_{TK}'$)

$$P'_{Tj} = \varphi R'_{Zj} \left[1 - \exp \left(- \frac{\frac{M'_{Tj}}{r_K}}{1,3\varphi R'_{Zj} - \frac{M'_{Tj}}{r_K}} \right) \right];$$

(2.43)

$$P''_{Tj} = \varphi R''_{Zj} \left[1 - \exp \left(- \frac{\frac{M''_{Tj}}{r_K}}{1,3\varphi R''_{Zj} - \frac{M''_{Tj}}{r_K}} \right) \right].$$

(2.44)

де R'_{Zj} ; R''_{Zj} - вертикальні реакції на колесах j-ої осі;

M'_{Tj} ; M''_{Tj} - гальмівні моменти на колесах j-ої осі.

$$M''_{Tj} = M'_{Tj} + \Delta M_{Tj},$$

(2.45)

де ΔM_{Tj} - різниця гальмівних моментів на колесах однієї осі, викликана нестабільністю гальмівних моментів.

Припустимо, що $R'_{Zj} = R''_{Zj} = 0,5R_{Zj}$.

В цьому випадку,

$$P_{Tj} = \varphi R_{zj} \left\{ 1 - 0,5 \left[\exp \left(- \frac{\frac{M''_{Tj} - \Delta M_{Tj}}{r_K} - \frac{\Delta M_{Tj}}{r_K}}{0,65 \varphi R_{zj} - \frac{M''_{Tj} + \Delta M_{Tj}}{r_K}} \right) + \exp \left(- \frac{\frac{M'_{Tj}}{r_K}}{0,65 \varphi R_{zj} - \frac{M'_{Tj}}{r_K}} \right) \right] \right\} \quad (2.46),$$

$$M_{пов} = \frac{B \Delta P_{Tj}}{2} = 0,5 \varphi R_{zj} \left[\exp \left(- \frac{\frac{M''_{Tj} - \Delta M_{Tj}}{r_K} - \frac{\Delta M_{Tj}}{r_K}}{0,65 \varphi R_{zj} - \frac{M''_{Tj} + \Delta M_{Tj}}{r_K}} \right) - \exp \left(- \frac{\frac{M'_{Tj}}{r_K}}{0,65 \varphi R_{zj} - \frac{M'_{Tj}}{r_K}} \right) \right] \quad (2.47)$$

де B - колія коліс.

При $\Delta M_{Tj} = 0$ і $M'_{Tj} = M''_{Tj} = M_{Tj}$ тоді

$$P_{Tj} = \varphi R_{zj} \left[1 - \exp \left(- \frac{\frac{M_{Tj}}{r_K}}{0,65 \varphi R_{zj} - \frac{M_{Tj}}{r_K}} \right) \right], \quad (2.48)$$

де M_{Tj} - гальмівний момент на кожному j -му колесі.

Вертикальні реакції на осях автомобіля:

$$R_{Z_1} = m_a g \frac{b}{L} + P_T \frac{h}{L} \text{ - на передній осі;} \quad (2.49)$$

$$R_{Z_2} = m_a g \frac{b}{L} - P_T \frac{h}{L} \text{ - на задній осі.} \quad (2.50)$$

Загальна гальмівна сила автомобіля може бути визначена як

$$P_T = \sum_{j=1}^{\frac{n}{2}} P_{Tj} \quad (2.51)$$

Для двухвісного автомобіля $n = 4$ і

$$P_T = P_{T_1} + P_{T_2} = m_a g - 0,5 \cdot \left\{ \varphi R_{Z_1} \left[\exp \left(- \frac{\frac{M_{T_1}''}{r_K} - \frac{\Delta M_{T_1}}{r_K}}{0,65 \varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}''}{r_K} + \frac{\Delta M_{T_1}}{r_K}} \right) + \exp \left(- \frac{\frac{M_{T_1}''}{r_K}}{0,65 \varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}''}{r_K}} \right) \right] + \right. \\ \left. + \varphi R_{Z_2} \left[\exp \left(- \frac{\frac{M_{T_2}''}{r_K} - \frac{\Delta M_{T_2}}{r_K}}{0,65 \varphi R_{Z_2} - \frac{M_{T_2}''}{r_K} + \frac{\Delta M_{T_2}}{r_K}} \right) + \exp \left(- \frac{\frac{M_{T_2}''}{r_K}}{0,65 \varphi R_{Z_2} - \frac{M_{T_2}''}{r_K}} \right) \right] \right\}, \quad (2.52)$$

P_{T_1} де, P_{T_2} - гальмівні сили на передній і задній осях;

M_{T_1}'' , ΔM_{T_1} - більший гальмівний момент на одному з двох передніх коліс і різниця гальмівних моментів на колесах передньої осі;

M_{T_2}'' , ΔM_{T_2} - більший гальмівний момент на одному з двох задніх коліс і різниця гальмівних моментів на колесах задньої осі.

При $\Delta M_{T_1} = 0$ і $\Delta M_{T_2} = 0$ ($M_{T_1}'' = M_{T_1}$; $M_{T_2}'' = M_{T_2}$) вираз

(2.52) набуде вигляду.

$$P_T = m_d \varphi g - \varphi R_{Z_1} \exp\left(-\frac{\frac{M_{T_1}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}}{r_K}}\right) - \varphi R_{Z_2} \exp\left(-\frac{\frac{M_{T_2}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_2} - \frac{M_{T_2}}{r_K}}\right) \quad (2.53)$$

Коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь (дійсний) визначається з урахуванням залежностей (2.46), (2.49), (2.50), (2.52)

$$\begin{aligned}
\beta_{p\partial} = \frac{P_{T_1}}{P_T} = \frac{\varphi R_{Z_1}}{\varphi m_a g} & \cdot \left\{ 1 - 0,5 \left[\exp \left(- \frac{\frac{M_{T_1}'' - \Delta M_{T_1}}{r_K} - \frac{\Delta M_{T_1}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}''}{r_K} + \frac{\Delta M_{T_1}}{r_K}} \right) + \exp \left(- \frac{\frac{M_{T_1}''}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}''}{r_K}} \right) \right] \right\} \times \\
& \left[1 - 0,5 \frac{b}{L} \left[\exp \left(- \frac{\frac{M_{T_1}'' - \Delta M_{T_1}}{r_K} - \frac{\Delta M_{T_1}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}''}{r_K} + \frac{\Delta M_{T_1}}{r_K}} \right) + \exp \left(- \frac{\frac{M_{T_1}''}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}''}{r_K}} \right) \right] \right] + \\
& \times \left\{ 1 + \varphi \frac{h}{L} \left[\exp \left(- \frac{\frac{M_{T_1}'' - \Delta M_{T_1}}{r_K} - \frac{\Delta M_{T_1}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}''}{r_K} + \frac{\Delta M_{T_1}}{r_K}} \right) + \exp \left(- \frac{\frac{M_{T_1}''}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}''}{r_K}} \right) \right] - \right. \\
& \left. + \frac{a}{L} \left[\exp \left(- \frac{\frac{M_{T_2}'' - \Delta M_{T_2}}{r_K} - \frac{\Delta M_{T_2}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_2} - \frac{M_{T_2}''}{r_K} + \frac{\Delta M_{T_2}}{r_K}} \right) + \exp \left(- \frac{\frac{M_{T_2}''}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_2} - \frac{M_{T_2}''}{r_K}} \right) \right] \right. \\
& \left. - \exp \left(- \frac{\frac{M_{T_2}'' - \Delta M_{T_2}}{r_K} - \frac{\Delta M_{T_2}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_2} - \frac{M_{T_2}''}{r_K} + \frac{\Delta M_{T_2}}{r_K}} \right) - \exp \left(- \frac{\frac{M_{T_2}''}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_2} - \frac{M_{T_2}''}{r_K}} \right) \right] \right\} . \quad (2.54)
\end{aligned}$$

При $\Delta M_{T_1} = 0$; $\Delta M_{T_2} = 0$ та $M_{T_1}'' = M_{T_1}$; $M_{T_2}'' = M_{T_2}$ вираз

(2.54) спрощується,

$$\beta_D = \beta_{ид} \frac{\left[1 - \exp\left(-\frac{\frac{M_{T_1}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}}{r_K}}\right) \right] \left\{ 1 + 2\varphi \frac{h}{L} \left[\exp\left(-\frac{\frac{M_{T_1}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}}{r_K}}\right) - \exp\left(-\frac{\frac{M_{T_2}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_2} - \frac{M_{T_2}}{r_K}}\right) \right] \right\}}{1 - \frac{b}{L} \exp\left(-\frac{\frac{M_{T_1}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_1} - \frac{M_{T_1}}{r_K}}\right) - \frac{a}{L} \exp\left(-\frac{\frac{M_{T_2}}{r_K}}{0,65\varphi R_{Z_2} - \frac{M_{T_2}}{r_K}}\right)}$$

(2.55)

де $\beta_{ид}$ - ідеальний за умовою одночасного блокування передніх і задніх коліс коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями,

$$\beta_{ид} = \frac{\varphi R_{Z_1}}{\varphi m_a g} = \frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L}.$$

(2.56)

Введемо співвідношення

$$\frac{M_{T_1}}{M_{T_2}} = \frac{\beta_M}{1 - \beta_M},$$

(2.57)

де β_M - конструктивно задане значення коефіцієнта розподілу гальмівного моменту на передню вісь.

З (2.56) визначимо

$$M_{T_2} = \left(\frac{1}{\beta_M} - 1 \right) \cdot M_{T_1} \quad (2.58)$$

Для умовного автомобіля з формули (2.55) можна приймати при розрахунку наступне:

$$0,65\varphi R_{Z_1} \approx 0,65\varphi m_a g \frac{b}{L}$$

$$0,65\varphi R_{Z_2} \approx 0,65\varphi m_a g \frac{a}{L} i,$$

оскільки похибка, що виникає при розрахунках, незначна.

Отримані залежності дозволяють оцінити динаміку зміни гальмівних сил на окремих колесах, осях, а також - загальної гальмівної сили автомобіля. Опис безперервною функцією зміни поворотальних моментів на осях, викликаних нерівномірністю гальмівних механізмів, дозволяє забезпечити аналіз впливу цієї нерівномірності на курсову стійкість автомобіля при гальмуванні.

Опис динаміки зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями дозволяє здійснити аналіз впливу низької фрикційної теплостійкості гальмівних механізмів на курсову стійкість автомобіля, що важливо при розробці методики вибору фрикційних

пар (гальмівних колодок і контртіла) передніх і задніх гальмівних механізмів.

2.3. Вплив стабільності фрикційних властивостей на курсову стійкість

Температурні характеристики фрикційних пар гальмівних механізмів (залежність коефіцієнта тертя від температури поверхні контакту, фрикційна теплостійкість) впливають не тільки на ефективність гальмування, але і на курсову стійкість автомобіля. Остання обставина зумовлено тим, що при нерівномірному поглинанні енергії гальмами лівого і правого бортів з'являється нерівномірність гальмівних моментів і гальмівних сил, повертальний момент, що призводить до заносу автомобіля. Чим чутливіший коефіцієнт тертя до зміни температури, тим більше зазначений повертальний момент. Зміни коефіцієнтів тертя фрикційних пар передніх і задніх гальм, також обумовлені впливом їх нагрівання, можуть привести до зміни розподілу гальмівних сил між осями, створюючи умови для випереджаючого блокування задніх коліс і заносу автомобіля.

Існуючі нині мехатронні гальмівні системи дозволяють реалізувати будь-який закон розподілу гальмівних сил між осями, включаючи і ідеальний (див. залежність 2.19). При відсутності негативного зворотного зв'язку по гальмівним моментам на колесах будь-яка система регулювання при нестабільності гальмівних моментів не забезпечить одночасного доведення до межі блокування передніх і задніх коліс, тобто реалізації ідеального закону (2.19) розподілу гальмівних сил між осями.

В даний час на ринку з'явилася значна кількість гальмівних

дисків, гальмівних барабанів і гальмівних колодок автомобілів, що володіють різною фрикційною теплостійкістю і випускаються різними фірмами (в тому числі і невеликими). Установка на автомобіль фрикційних пар, випущених різними виробниками, може привести до значного коливання зазначених вище параметрів, що впливають на безпеку руху.

Стійкість автомобілів при гальмуванні є важливою властивістю, що забезпечує безпеку руху. Для досягнення зазначеної властивості при забезпеченні максимальної ефективності гальмування (як показали численні дослідження різних авторів) необхідно прагнути до одночасного доведення до межі блокування передніх і задніх коліс. Останнє можливо за однакової кількості дійсного $\beta_{P\partial}$ (або β_{∂}) і ідеального $\beta_{ид}$ коефіцієнтів розподілу загальної гальмівної сили на передню вісь, тобто

$$\beta_{P\partial} = \frac{P_{T_1}}{P_{T_1} + P_{T_2}} = \beta_{ид} = \frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L},$$

(2.59)

В роботі [48] запропоновано критерій оцінки схильності автомобілів до розвитку заносу при гальмуванні. В якості такого критерію прийнято початкове кутове прискорення автомобіля в площині дороги при малих або близьких до нуля кутах ψ_0 відхилення його поздовжньої осі від заданого напрямку руху. В роботі визначені вирази для кутового прискорення \mathcal{E} автомобіля в площині дороги при різному поєднанні заблокованих і

незаблокованих коліс.

$$\varepsilon = \frac{d^2\Psi}{dt^2} = \left\{ \begin{array}{l} \varphi^2 \frac{gh}{i_z^2}; \\ \frac{\varphi g}{i_z^2} \cdot \frac{a}{1 - \beta_\delta + \varphi \frac{h}{L}} \left\{ \sqrt{\left[\frac{b}{L}(1 - \beta_\delta) + \varphi \frac{h}{L} \right]^2 - \frac{a^2}{L^2} \beta_\delta^2} - \frac{b}{L}(1 - \beta_\delta) \Psi \right\}; \\ \frac{\varphi g}{i_z^2} \cdot \frac{b}{\beta_\delta - \varphi \frac{h}{L}} \left\{ - \sqrt{\left[\beta_\delta \left(1 - \frac{b}{L}\right) - \varphi \frac{h}{L} \right]^2 - \frac{b^2}{L^2} (1 - \beta_\delta)^2} + \left(1 - \frac{b}{L}\right) \beta_\delta \Psi \right\}, \end{array} \right. ;$$

(2.60)

(2.61)

(2.62)

де g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м / с}^2$;

i_z - радіус інерції автомобіля щодо вертикальної осі;

a - відстань від передньої осі до проекції центра мас;

- курсовий кут автомобіля (кутове відхилення поздовжньої осі машини від первісного напрямку руху).

Вираз (2.60) відповідає випадку руху з заблокованими передніми і задніми колесами, вираз (2.61) - із заблокованими задніми і незаблокованими передніми колесами, а вираз (2.62), відповідно, випадку руху з заблокованими передніми і незаблокованими задніми колесами.

Якщо оцінювати тенденцію до розвитку заносу в початковий момент часу, то $\Psi = 0$. У цьому випадку права частина виразу (2.60) прямує до нуля. Вирази (2.61) і (2.62) при $\Psi = 0$ візьмуть вид (2.63) і (2.64) відповідно.

$$\varepsilon = \varepsilon_0 = \begin{cases} \frac{\varphi g}{i_z^2} \cdot \frac{a}{1 - \beta_\delta + \varphi \frac{h}{L}} \sqrt{\left[\frac{b}{L} (1 - \beta_\delta) + \varphi \frac{h}{L} \right]^2 - \frac{a^2}{L^2} \beta_\delta^2}; \\ - \frac{\varphi g}{i_z^2} \cdot \frac{b}{\beta_\delta - \varphi \frac{h}{L}} \sqrt{\left[\beta_\delta \left(1 - \frac{b}{L} \right) - \varphi \frac{h}{L} \right]^2 - \frac{b^2}{L^2} (1 - \beta_\delta)^2}; \end{cases}$$

(2.63)

(2.64)

При $\beta_\delta = \beta_{\text{уд}}$ (див. залежність (2.59)) праві частини (2.63) і (2.64) також будуть дорівнювати нулю. Таким чином, умова знаходження в заблокованому стані передніх і задніх коліс до моменту появи заносу автомобіля (незалежно від черговості їх

блокування) відповідно до результатів дослідження [48] забезпечує отримання $\varepsilon_0 = 0$.

Однак в роботі [48], хоча на малюнках і представлені чотириколісні автомобілі, але фактично розглянуті «велосипедні» (двоколісні) схеми, оскільки не враховується перерозподіл вертикальних реакцій між бортами при дії бічних складових реакцій дороги на колесах.

На рис. 2.3 представлена розрахункова схема руху автомобіля при заносі з усіма заблокованими колесами. При складанні цієї схеми прийняті ті ж допущення, що і в роботі [48]; вважається, що бічні складові лінійних швидкостей в контактні коліс з дорогою невеликі і ними можна знехтувати. В цьому випадку реакції на колесах в площині дороги колінеарні напрямку вектора швидкості початкового руху центру мас, але спрямовані в протилежну сторону.

Рівняння обертального руху в цьому випадку (рис. 2.3) має вигляд

$$J_{zC} \frac{d\omega}{dt} = \frac{B}{2} (R_1' - R_1'') \cos \Psi + a(R_1' + R_1'') \sin \Psi + \\ + \frac{B}{2} (R_2' - R_2'') \cos \Psi - b(R_2' + R_2'') \sin \Psi, \quad (2.65)$$

де J_{zC} - момент інерції автомобіля щодо вертикальної осі, що проходить через центр мас;

- кутова швидкість автомобіля.

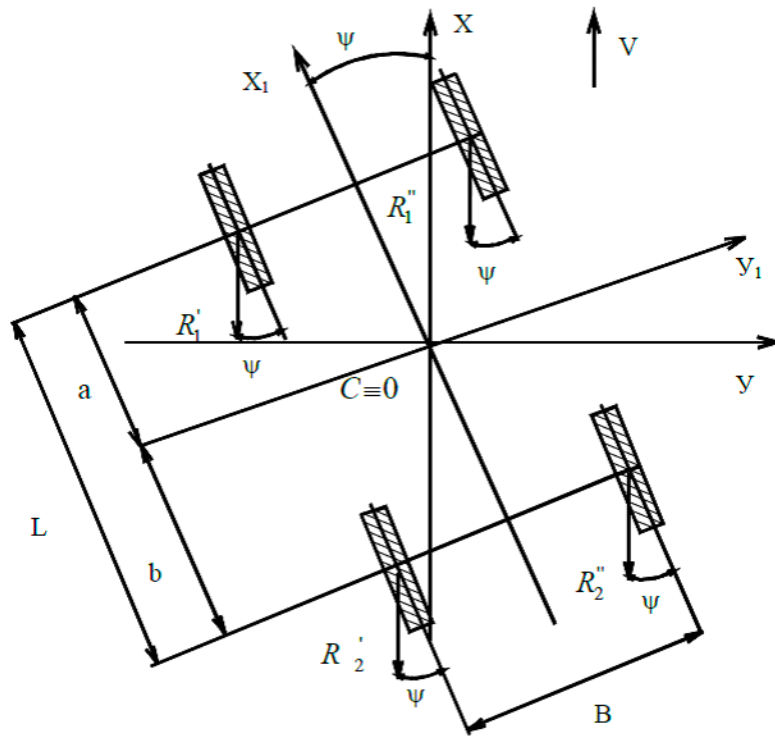


Рис. 2.3. Розрахункова схема сил, що діють на автомобіль з усіма заблокованими колесами в початковий момент появи заносу: В - колія передніх і задніх коліс R_1', R_1'', R_2', R_2'' - сумарні реакції в площині дороги на колесах.

Для малих кутів Ψ можна прийняти, що $\sin \Psi \approx \Psi$, а $\cos \Psi \approx 1$.

Крім того,

$$R_1' + R_1'' = R_1;$$

(2.66)

$$R_2' + R_2'' = R_2,$$

(2.67)

де R_1, R_2 - сумарні реакції в площині дороги на колесах передньої і задньої осей відповідно.

Різниця сумарних реакцій в площині дороги на колесах передньої і задньої осей

$$R_1' - R_1'' = \varphi(R_{Z1}' - R_{Z1}'');$$

(2.68)

$$R_2' - R_2'' = \varphi(R_{Z2}' - R_{Z2}''),$$

(2.69)

де $R_{Z1}', R_{Z1}'', R_{Z2}', R_{Z2}''$ - вертикальні реакції на колесах.

Різниця вертикальних реакцій на колесах однієї осі

$$R_{Z1}' - R_{Z1}'' = -2P_{y1} \frac{h}{B};$$

(2.70)

$$R_{Z2}' - R_{Z2}'' = -2P_{y2} \frac{h}{B},$$

(2.71)

де $P_{y_1}; P_{y_2}$ - сумарні бічні сили на колесах передньої і задньої осей відповідно.

Рівняння (2.65) з урахуванням прийнятих припущень, а також співвідношень (2.66), (2.67), (2.68), (2.69), (2.70), (2.71) набуде вигляду

$$J_{z_c} \frac{d\omega}{dt} = -P_y \varphi h + (aR_1 - bR_2) \Psi, \quad (2.72)$$

де P_y - сумарна бічна сила, що виникає при появі занесення автомобіля

$$P_y = P_{y_1} + P_{y_2}. \quad (2.73)$$

З іншого боку (з урахуванням прийнятої при складанні розрахункової схеми припущень)

$$P_y \approx R_1 \Psi + R_2 \Psi = \Psi(R_1 + R_2) = \Psi \varphi G_a = \Psi \varphi m_a g, \quad (2.74)$$

де G_a, m_a - відповідно загальна вага і загальна маса автомобіля.

Сумарні реакції в площині дороги на передній і задній осях

автомобіля при гальмуванні з усіма заблокованими колесами

$$R_1 = \varphi G_a \left(\frac{b}{L} + \varphi \frac{h}{L} \right); \quad (2.75)$$

$$R_2 = \varphi G_a \left(\frac{a}{L} - \varphi \frac{h}{L} \right). \quad (2.76)$$

Підставляючи (2.73), (2.74), (2.75) в (2.71), отримаємо

$$J_{z_c} \frac{d\omega}{dt} = 0. \quad (2.77)$$

Таким чином, відхилення коефіцієнтів розподілу гальмівних сил як між осями, так і бортами від своїх номінальних значень, що визначаються низькою фрикційної теплостійкість, призводять до появи обурюючого кутового прискорення, що викликає занос.

Отже, підвищення фрикційної теплостійкості гальмівних моментів автомобілів є важливим напрямком забезпечення активної безпеки автомобілів.

ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ

Вплив обертових мас трансмісії необхідно враховувати при аналізі гальмівних властивостей автомобіля, оскільки співвідношення наведених моментів інерції передніх і задніх коліс впливає на розподіл гальмівних сил між осями автомобіля. Це особливо проявляється при службових гальмуваннях з включеним зчепленням.

Резервом підвищення фрикційної теплостійкості гальм є вибір рівного розподілу гальмівних моментів між передніми і задніми

колесами. При рівному ($m = 0,5$) розподілі гальмівних моментів між передніми і задніми колесами розподіл гальмівних сил $p = 0,5$ для задньопривідних автомобілів і $p = 0,5$ для передньопривідних автомобілів при службових гальмуваннях з включеним зчепленням. Для повнопривідних автомобілів $p = m = 0,5$.

Отримані експоненціальні залежності дозволяють оцінювати динаміку гальмівних сил на окремих колесах, осях, а також - загальної гальмівної сили автомобіля. Опис безперервної функції зміни повертальних моментів на осях, викликаних нерівномірністю гальмівних механізмів, дозволяє полегшити аналіз впливу цієї нерівномірності на курсову стійкість автомобіля при гальмуванні.

Опис динаміки зміни коефіцієнта розподілу гальмівних сил між осями дозволяє здійснити аналіз впливу низької фрикційної теплостійкості гальмівних механізмів на курсову стійкість автомобілів. Це важливо при розробці методики вибору фрикційних пар (гальмівних колодок і контртіла) передніх і задніх гальмівних механізмів.

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА РАЦІОНАЛЬНОГО ВИБОРУ ФРИКЦІЙНИХ ПАР

3.1. Моделювання процесів гальмування з урахуванням розподілу гальмівних сил по тепловим критерієм

Температурні характеристики фрикційних пар гальмівних

механізмів (залежність коефіцієнта тертя від температури поверхні контакту) впливають не тільки на ефективність гальмування, але і на курсову стійкість автомобіля. Зміни коефіцієнтів тертя фрикційних пар передніх і задніх гальм, також обумовлені впливом їх нагрівання, можуть привести до зміни розподілу гальмівних сил між осями, створюючи умови для випереджаючого блокування задніх коліс і заносу автомобіля.

Установка на автомобіль однієї і тієї ж моделі фрикційних пар, випущених різними виробниками, може привести до значного коливання зазначених вище параметрів, що впливають на безпеку руху.

В роботі Волкова В.П. визначені статистичні характеристики коефіцієнтів тертя фрикційних пар дискових і барабанних гальм, випущених різними фірмами для автомобілів сімейства ВАЗ. Показано, що коефіцієнти тертя залежать як від властивостей матеріалу (фрикційної композиції) накладки, так і від диска (барабана).

В роботі Подригало М.А показано, як змінюється розподіл гальмівних сил між осями автомобілів ВАЗ при використанні поєднання різних фрикційних пар. Однак, у відомих роботах не представлені рекомендації по вибору поєднання фрикційних пар на передніх і задніх гальмах. Це не дозволяє сьогодні проводити контроль якості продукції, що поставляється на ринок продукції, забезпечити необхідний рівень безпеки руху, а також впливає на об'єктивність розслідування дорожньо-транспортних пригод.

В роботі Волкова В.П. запропоновано узагальнене для всіх типів гальмівних механізмів рівняння гальмівного моменту

$$M_T = P_{\text{пр}} \cdot R_r \cdot Q_1 \cdot \left\{ \exp[Q_2 \mu \cdot (1 - Q_3)] - \exp[-Q_2 \mu Q_3] \right\}, \quad (3.1)$$

де $P_{\text{пр}}$ - приводне зусилля в гальмі;

R_r - габаритний радіус ротора гальмівного механізму;

Q_1 ; Q_2 - коефіцієнти, що залежать від типу гальмівного механізму (табл. 3.1);

μ - коефіцієнт тертя фрикційної пари гальмівного механізму;

Q_3 - коефіцієнт, що залежить від знаку коефіцієнта серводії; при позитивній серводії $Q_3 = 0$; при негативній серводії $Q_3 = 1$.

У табл. 3.1 [66] представлені величини: z - коефіцієнт тертя в напрямних гальмівних дисків; z - число поверхонь тертя; KR - співвідношення зовнішнього і внутрішнього радіусів тертя гальмівних дисків; a , c , g - геометричні параметри барабанного гальмівного механізму [5].

В барабанному гальмі гальмівний момент створюється двома фрикційними парами. В такому гальмі або дві гальмівні колодки можуть бути заклинювальними, або одна заклинювальна, а друга віджимна, або обидві віджимні.

Для барабанного гальма з двома однаковими заклинювальними гальмівними колодками вираз (3.1) набуде вигляду

$$M_T = 2P_{\text{пр}} \cdot R_r \cdot Q_1 \left[\exp(Q_2 \mu) - 1 \right]. \quad (3.2)$$

Для гальма з одного заклинювальною і однієї віджимною колодкою (гальмо з рівними приводними зусиллями при однакових

значеннях Q_1 і Q_2):

$$M_T = P_{\text{ПП}} \cdot R_r \cdot Q_1 [\exp(Q_2 \mu) - \exp(-Q_2 \mu)] \quad (3.3)$$

Для гальма з двома однаковими віджимними колодками

$$M_T = 2P_{\text{ПП}} \cdot R_r \cdot Q_1 [1 - \exp(-Q_2 \mu)] \quad (3.4)$$

Для дискового гальма відкритого типу з нерухою скобою і двома групами опозитно розташованих робочих циліндрів:

$$Q_1 = \frac{1}{\mu_1(K_R + 1)} ; \quad (3.5)$$

$$Q_2 = \frac{\mu_2(K_R + 1)}{2K_R} \quad (3.6)$$

Таблиця 3.1

Конструктивні коефіцієнти Q_1 і Q_2 [17].

Тип гальмівного механізму	Q_1		Q_2	
	Розрахункова формула	Діапазон чисельних значень	Розрахункова формула	Діапазон чисельних значень
Дисковий	$\frac{1}{\mu_1(K_R + 1)}$	2,5 - ∞	$\frac{\mu_1 z (K_R + 1)^2}{2K_R}$	0 - 2,67

Барабанний	$(a + c) / e$	2,0 - ∞	e / c	0 - 1,00
------------	---------------	----------------	---------	----------

Гальмівний момент в цьому випадку відповідає залежності (3.4). У дискового гальма з рухливою скобою і одностороннім розташуванням циліндрів Q_1 відповідає (3.5), а

$$Q_2 = \frac{2\mu_2(K_R + 1)^2}{2K_R} \quad (3.7)$$

Гальмівний момент в цьому випадку

$$M_T = P_{ПП} \cdot R_r \cdot Q_1 [1 - \exp(-Q_2\mu)] \quad (3.8)$$

З виразу (3.1) визначимо в загальному вигляді коефіцієнт тертя гальмівної пари при заданому гальмівному моменті

$$\mu = \pm \frac{1}{Q_2} \ln \left| 1 \pm \frac{M_T}{P_{ПП} R_R Q_1} \right| \quad (3.9)$$

У виразі (3.9) верхні знаки (+) відповідають позитивній серводії, а нижні знаки (-) - негативній серводії.

Для барабанних механізмів з двома заклинювальними або двома віджимними колодками вираз (3.9) буде мати вигляд

$$\mu = \pm \frac{1}{Q_2} \ln \left| 1 \pm \frac{M_T}{2P_{PP}R_rQ_1} \right|. \quad (3.10)$$

Для барабанних гальмівних механізмів з однією заклинювальною і однієї отжимною колодкою роз'язати рівняння (3.3) щодо μ точними аналітичними методами складно, оскільки маємо вираз:

$$\exp(Q_2\mu) - \exp(-Q_2\mu) = \frac{M_T}{2P_{PP}R_rQ_1}. \quad (3.11)$$

Для вирішення рівняння (3.11) розкладемо $\exp(Q_2\mu)$ в ряд Маклорена, з обмеженими двома першими членами, тобто

$$\exp(Q_2\mu) = 1 + Q_2\mu. \quad (3.12)$$

Підставляючи (3.12) в (3.11), отримаємо після перетворень.

$$\mu = Q_2 \left(1 - \frac{M_T}{2P_{PP}R_rQ_1} \right) \left[\sqrt{1 + \frac{M_T(P_{PP}R_rQ_1)}{Q_2^2 \left(1 - \frac{M_T}{2P_{PP}R_rQ_1} \right)^2}} - 1 \right] \quad (3.13)$$

При гальмуванні необхідно забезпечувати значення

коефіцієнта розподілу гальмівних моментів на передню β_{MD} вісь, рівне розрахункового β_{MO} значення. В цьому випадку має забезпечуватися наступне співвідношення

$$\frac{M_{T_1}}{M_{T_2}} = \frac{\beta_{MO}}{1 - \beta_{MO}}, \quad (3.14)$$

де M_{T_1} ; M_{T_2} - гальмівні моменти на передніх і задніх колесах.

Якщо при нагріванні гальм відбувається зміна коефіцієнтів тертя фрикційних пар, то необхідно, щоб за умовою збереження курсової стійкості автомобіля виконувалося наступне:

$$\beta_{MD} \geq \beta_{MO}. \quad (3.15)$$

Занесення найбільш небезпечний на слизькій дорозі, тобто при малих значеннях коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою. Крім того, при малих значеннях коефіцієнта зчеплення, коли регулятор ще не спрацював, співвідношення між гальмівними силами на передній і задній осях залишається величиною постійною. При спорядженому автомобілі навантаження на задню вісь мінімальне, що також збільшує небезпеку випереджаючого блокування задніх коліс, при спорядженому автомобілі регулятор включається при $\varphi = 0,3$. Оскільки вважається, що мінімальне значення коефіцієнта зчеплення

становить $\varphi = 0,2$, то при $\varphi = 0,2 - 0,3$ збільшується небезпека випереджаючого блокування задніх коліс і заносу автомобіля.

На більшості легкових автомобілів на передню вісь встановлюються дискові гальма відкритого типу. В цьому випадку

$$\mu_1 = -\frac{1}{Q_{21}} \ln \left| 1 - \frac{M_{T_1}}{2P_{PP_1} R_{r_1} Q_{11}} \right|, \quad (3.16)$$

де μ_1 - коефіцієнт тертя у фрикційних парах передніх дискових гальм;

$Q_{11}; Q_{21}$ - конструктивні коефіцієнти для передніх гальмівних механізмів (табл. 3.1);

$M_{T_1}; P_{PP_1}; R_{r_1}$ - гальмівний момент, приводна сила і габаритний (зовнішній) радіус гальмівного диска переднього гальма.

Якщо виразити M_{T_1} через M_{T_2} відповідно до співвідношення (3.14), то (3.16) прийме наступний вигляд:

$$\mu_1 = -\frac{1}{Q_{21}} \ln \left| 1 - \frac{\beta_{MO}}{1 - \beta_{MO}} \cdot \frac{M_{T_2}}{2P_{PP_1} R_{r_1} Q_{11}} \right|. \quad (3.17)$$

Якщо на задній осі встановлені дискові гальма відкритого типу, то

$$M_{T_2} = P_{PP_2} \cdot R_{r_2} \cdot Q_{12} [1 - \exp(-Q_{22}\mu_2)]$$

(3.18)

Коефіцієнти тертя у фрикційних парах передніх і задніх гальм є функціями від температур, що розвиваються в контакті цих пар. Тоді справедливим є позначення вказаних коефіцієнтів як функцій $\mu_1(t_1^0)$ і $\mu_2(t_2^0)$ від відповідних температур.

Підставляючи (3.18) в (3.17), отримаємо:

$$\mu_1(t_1^0) = -\frac{1}{Q_{21}} \ln \left| 1 - \frac{\beta_{MO}}{1 - \beta_{MO}} \cdot \frac{P_{PP_2}}{P_{PP_1}} \cdot \frac{R_{r_2}}{R_{r_1}} \cdot \frac{Q_{12}}{Q_{11}} [1 - \exp(-Q_{22}\mu_2(t_2^0))] \right|$$

(3.19)

При однакових гальмах, встановлених на передній і задній вісях ($\beta_{MO} = 0,5$): $P_{PP_1} = P_{PP_2}$; $Q_{11} = Q_{12}$ і $Q_{21} = Q_{22}$. В цьому випадку

$$\mu_1(t_1^0) = \mu_2(t_2^0).$$

Для виконання умови (3.15) вираз (3.19) перетворюється в нерівність виду.

$$\mu_1(t_1^0) \geq -\frac{1}{Q_{21}} \ln \left| 1 - \frac{\beta_{MO}}{1 - \beta_{MO}} \cdot \frac{P_{PP_2}}{P_{PP_1}} \cdot \frac{R_{r_2}}{R_{r_1}} \cdot \frac{Q_{12}}{Q_{11}} [1 - \exp(-Q_{22}\mu_2(t_2^0))] \right|$$

$$(3.20)$$

З виразу (3.20) випливає, що при нагріванні передніх і задніх гальм в процесі циклічних гальмувань значення коефіцієнта тертя у фрикційних парах передніх гальм (ліва частина нерівності) має бути вище, ніж значення функції в правій частині, що визначається $\mu_2(t_2^0)$ величиною. Виконання умови (3.20) буде забезпечувати випереджальне блокування передніх коліс при проведенні тестового гальмування в процесі випробувань (тип 1).

Для барабанних гальмівних механізмів з рівними приводними силами узагальнивши вираження (3.2), (3.3), (3.4), можна записати (в разі їх установки на задній вісі).

$$M_{T_2} = P_{np_2} R_{r_2} \sum_{j=1}^2 Q_{12j} \left\{ \exp[Q_{22j} \cdot (1 - Q_{3j}) \mu_2(t_2^0)] - \exp[-Q_{22j} Q_{3j} \mu_2(t_2^0)] \right\} \quad (3.21)$$

Після підстановки (3.21) в (3.17) отримаємо (за аналогією з(3.20))

$$\mu_1(t_1^0) \geq -\frac{1}{Q_{21}} \ln \left| 1 - \frac{\beta_{M_o}}{1 - \beta_{M_o}} \cdot \frac{P_{PP_2}}{P_{PP_1}} \cdot \frac{R_{r_2}}{R_{r_1}} \cdot \frac{1}{Q_{11}} \sum_{j=1}^2 Q_{12j} \left\{ \exp[Q_{22j} (1 - Q_{3j}) \mu_2(t_2^0)] - \exp[-Q_{22j} Q_{3j} \mu_2(t_2^0)] \right\} \right| \quad (3.22)$$

Q_{12j} де, Q_{22j} - коефіцієнти Q_1 і Q_2 для j -ої фрикційної пари заднього гальма;

Q_{3j} - коефіцієнт Q_3 для j -ої фрикційної пари заднього гальма.

Оскільки обидві колодки барабанного гальма контактують з одним і тим же контртілом (барабаном), то можна припустити, що температура і коефіцієнт тертя в контакті обох фрикційних пар однакові. Це враховано при виведенні співвідношень (3.21) і (3.22).

Вираз (3.22) справедлив для гальмівної системи з дисковими гальмами відкритого типу на передній осі і барабанного типу на задній осі. Цей вислів відповідає також варіанту установки на передніх колесах барабанних гальм з двома віджимними колодками, а на задніх - барабанних гальм будь-якого типу.

Вводимо поняття «ідеального партнера» - це гальмівні колодки, характеристика фрикційної теплостійкості яких $\mu_2(t_2)$ буде такою, що при спільній роботі з відомими нам накладками на протилежній осі (які мають коефіцієнт $\mu_1(t_1)$ тертя), при реальних режимах навантаження, забезпечується коефіцієнт розподілу гальмівних сил між $\beta_{МД} \geq \beta_{Мо}$ осями. Виконання даної умови гарантуватиме випереджальне блокування передніх коліс при проведенні тестового гальмування в процесі випробувань (тип 1).

З виразу (3.22) знаходимо «ідеального партнера» гальмівної колодки для задньої вісі.

$$(1 - \exp(-Q_{22} \cdot \mu_2)) + (\exp(\mu_2 \cdot Q_{22}) - 1) = \frac{1 - \exp(-Q_{21} \cdot \mu_1)}{\frac{\beta_{Mo}}{1 - \beta_{Mo}} \cdot \frac{P_{np1}}{P_{np2}} \dots \frac{R_{r1}}{R_{r2}} \cdot \frac{Q_{11}}{Q_{12}}} \quad (3.23)$$

Приймаємо праву частину виразу (3.23) як постійну А.

$$A = \frac{1 - \exp(-Q_{21} \cdot \mu_1(t_1^0))}{\frac{\beta_{Mo}}{1 - \beta_{Mo}} \cdot \frac{P_{np1}}{P_{np2}} \cdot \frac{R_{r1}}{R_{r2}} \cdot \frac{Q_{11}}{Q_{12}}} \quad (3.24)$$

Визначаємо з (3.23) μ_2 , з огляду на (3.24). Після перетворення виразу (3.23) можна записати:

$$\mu_2(t_2^0) \leq \frac{1}{Q_{22}} \cdot \ln \left(\frac{A}{2} + \sqrt{\frac{A^2}{4} + 1} \right) \quad (3.25)$$

При установці барабанних гальм з однією заклинювальною і однієї отжимною колодками на передній осі, спрощуючи вираз (3.13) шляхом розкладання підкореного вираження в біноміальний ряд (обмежуючись двома першими членами ряду), отримаємо з урахуванням (3.14)

$$\mu_1(t_1^0) \geq \frac{1}{Q_{21} \left(\frac{2P_{np1} R_{r1} Q_{11}}{M_{T2}} \cdot \frac{1 - \beta_{Mo}}{\beta_{Mo}} \right)} \quad (3.26)$$

Підставляючи (3.21) в (3.26), отримаємо для розглянутого випадку.

$$\mu_1(t_1^0) \geq \left\{ 2 \left(\frac{1}{\beta_{M_0}} - 1 \right) \cdot \frac{P_{PP_1}}{P_{PP_2}} \cdot \frac{R_{r_1}}{R_{r_2}} \cdot Q_{11} \cdot Q_{21} \left[\sum_{j=1}^2 Q_{12j} \left\{ \exp[Q_{22j}(1-Q_{3j}) \cdot \mu_2(t_2^0)] - \exp[-Q_{22j}Q_{3j}\mu_2(t_2^0)] \right\} \right]^{-1} \right\}^{-1} \quad (3.27)$$

При установці на передніх колесах барабанних гальм з двома заклинювальними колодками, а на задніх - барабанних гальм будь-якого типу повинна виконуватися умова

$$\mu_1(t_1^0) \geq \frac{1}{Q_{21}} \ln \left| 1 + \frac{\beta_{M_0}}{1 - \beta_{M_0}} \cdot \frac{M_{T_2}}{2P_{PP_1}R_{r_1}Q_{11}} \right| \quad (3.28)$$

$$\mu_1(t_1^0) \geq \frac{1}{Q_{21}} \ln \left| 1 + \frac{\beta_{M_0}}{1 - \beta_{M_0}} \cdot \frac{P_{PP_2}}{P_{PP_1}} \cdot \frac{R_{r_2}}{R_{r_1}} \cdot \frac{1}{Q_{11}} \sum_{j=1}^2 Q_{12j} \left\{ \exp[Q_{22j}(1-Q_{3j})\mu_2(t_2^0)] - \exp[-Q_{22j}Q_{3j}\mu_2(t_2^0)] \right\} \right| \quad (3.29)$$

3.1.2. Визначення залежності коефіцієнта розподілу гальмівного моменту на передню вісь від коефіцієнтів тертя фрикційних пар.

Використовуючи вираз (3.1), можна визначити коефіцієнт розподілу гальмівного моменту на передню вісь автомобіля як функцію від коефіцієнтів тертя фрикційних пар передніх і задніх гальм.

$$\beta_{MD} = \frac{M_{T_1}}{M_{T_1} + M_{T_2}} = \left(1 + \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}}\right)^{-1} =$$

$$= \left\{ 1 + \frac{P_{PP_2} \cdot R_{r_2} \cdot \sum_{j=1}^2 Q_{12j} \left\{ \exp[Q_{22j}(1-Q_{3j})\mu_2(t_2^0)] - \exp[-Q_{22j}Q_{3j} \cdot \mu_2(t_2^0)] \right\}}{P_{PP_1} R_{r_1} \sum_{j=1}^2 Q_{11j} \left\{ \exp[Q_{21j}(1-Q_{3j}) \cdot \mu_1(t_1^0)] - \exp[-Q_{21j}Q_{3j} \cdot \mu_1(t_1^0)] \right\}} \right\}^{-1}. \quad (3.30)$$

З виразу (3.30) випливає, що коефіцієнт розподілу гальмівного моменту на передню вісь є функцією від величин $\mu_2(t_2^0)$ і $\mu_1(t_1^0)$. Щоб визначити динаміку зміни β_{MD} , потрібно визначити динаміку зміни температур нагрівання фрикційних поверхонь передніх і задніх гальм.

Визначимо середні температури нагріву фрикційних поверхонь передніх і задніх гальм при циклічних гальмуваннях [17]

$$t_1^0 = t_0^0 + \frac{\beta_{MD} \bar{N}_{Tp}}{2\Phi_{OXL_1}^H} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Phi_{OXL_1}^H (T_P + T_T) n_T}{C_{P_1} \cdot m_{P_1}} \right] \right\}; \quad (3.31)$$

$$t_2^0 = t_0^0 + \frac{(1 - \beta_{MD}) \bar{N}_{Tp}}{2\Phi_{OXL_2}^H} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Phi_{OXL_2}^H (T_P + T_T) n_T}{C_{P_2} \cdot m_{P_2}} \right] \right\},$$

(3.32)

де t_0^0 - температура навколишнього середовища, град;

$\Phi_{OxL_1}^{\text{ц}}; \Phi_{OxL_2}^{\text{ц}}$ - фактори охолодження передніх і задніх гальм при

циклічному гальмуванні $\frac{\text{Вт}}{\text{град}}$ [17];

$C_{P_1}; C_{P_2}$ - питома теплоємність матеріалу ротора, відповідно для передніх і задніх гальм, Дж / (кг · град);

$m_{P_1}; m_{P_2}$ - маса ротора, відповідно для передніх і задніх гальм, кг;

$T_P; T_T$ - відповідно час розгону і час гальмування автомобіля за один цикл розгін-гальмування, с;

n_T - число гальмувань автомобіля;

\bar{N}_{TP} - середня потужність тертя, що реалізується гальмами протягом циклу гальмувань, Вт;

$$\bar{N}_{TP} = \frac{Q_{\text{ц}}}{T_P + T_T} = \frac{m_a (V_1^2 - V_2^2)}{2(T_P + T_T)} \quad . (3.33)$$

де $V_1; V_2$ - початкова і кінцева швидкість автомобіля при циклічних гальмуваннях, м / с;

$Q_{\text{ц}}$ - циклічний підхід енергії впродовж одного гальмування автомобіля, Дж;

m_a - загальна маса автомобіля, кг.

У відповідних стандартах і технічних умовах (ТУ) на фрикційні матеріали наводяться графіки і таблиці, що інформують про взаємозв'язок температури і коефіцієнта тертя в контакті фрикційних

пар. Володіючи такою інформацією, можна не тільки моделювати на ЕОМ зміна β_{MD} з використанням залежності (3.30), а й здійснювати перевірку правильності підбору фрикційних пар передніх і задніх гальм відповідно до умов (3.20), (3.22), (3.27), (3.29).

3.2. Розробка методики вибору фрикційних пар тертя за критерієм функціональної стабільності коефіцієнта розподілу гальмівних сил

Необхідність регулювання гальмівних сил між осями автомобіля обумовлюється потребою в забезпеченні стійкості при гальмуванні з нагрітими гальмами за умови запобігання випереджаючого блокування задніх коліс. Це справедливо не тільки при відсутності регулятора гальмівних сил, але і при його наявності, тому що характеристика будь-якого регулятора гальмівних сил має як регульовану, так і не регульовану частину, саме остання частина визначається цим коефіцієнтом. Однак від стабільності коефіцієнта розподілу β_M залежить і регульована частина, так як в разі виходу коефіцієнта за допустиму межу створюються умови для випереджаючого блокування задніх коліс. Виходячи з цих умов розроблена методика, яка дозволяє визначити для будь-яких гальмівних колодок характеристики «ідеального партнера».

Умови підбору фрикційних пар тертя гальмівних накладок:

- «Ідеальний партнер» - це характеристика зміни коефіцієнта тертя фрикційного матеріалу $\mu_2(t_2)$ ідеальна за умовою забезпечення $\beta_{MD} \geq \beta_{MO}$ при відомій характеристиці $\mu_1(t_1)$ на

протилежній осі.

- При підборі поєднань передніх і задніх гальмівних накладок по їх фізико-трибологічних характеристиках враховується зміна розподілу енергії яка розсіюється до передніх і задніх гальм, викликане нестабільністю останньої.

У відповідних стандартах і технічних умовах (ТУ) на фрикційні матеріали наводяться графіки і таблиці, що інформують про взаємозв'язок температури і коефіцієнта тертя в контакті фрикційних пар. З характеристик гальмівних накладок (рис. 3.1) створюємо різні варіанти сполучень: «Б - В», «Б - Г», «А - В», «А - Г» [45, 66].

За допомогою методики, представлені в даному розділі, визначаємо таке значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил, яке відповідає умові $\beta_{MD} \geq \beta_{MO}$.

а)

б)

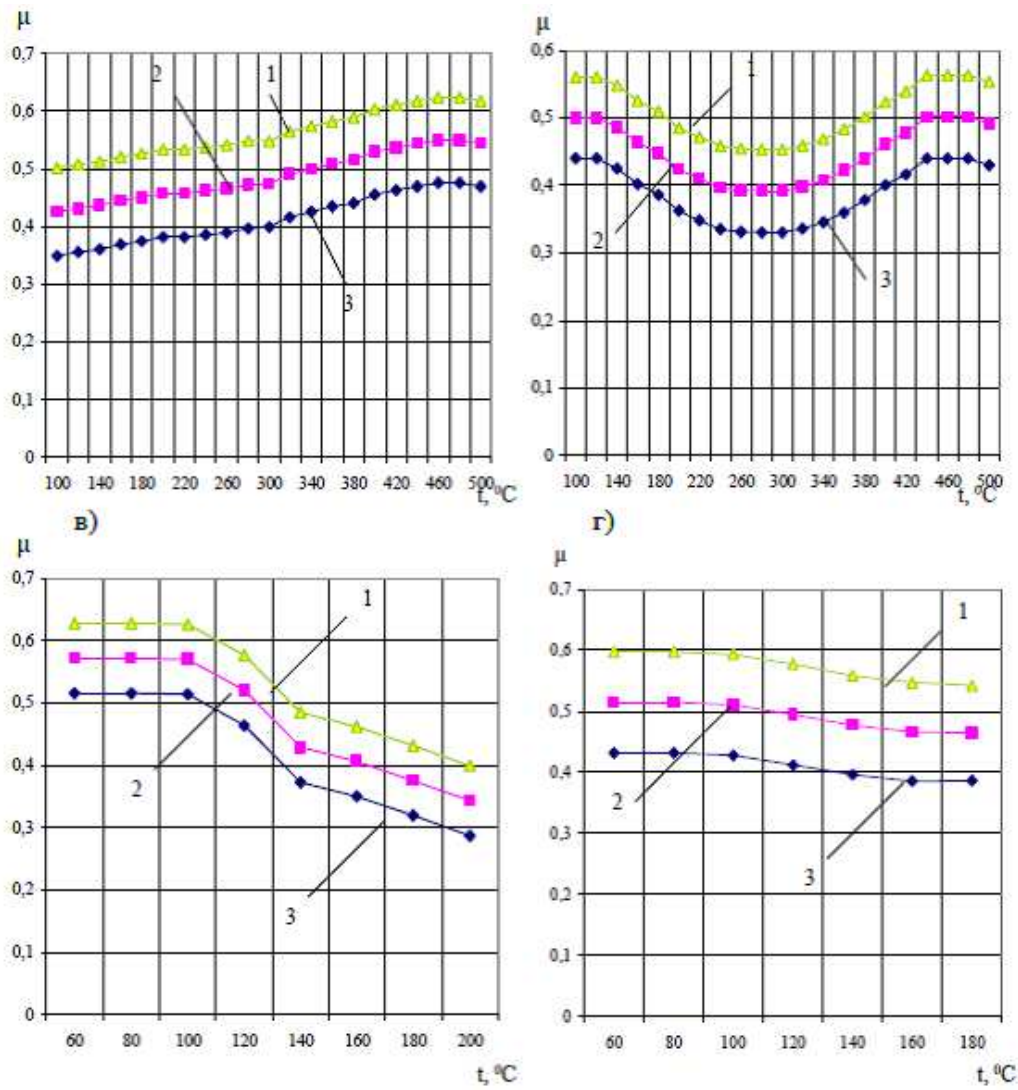


Рис. 4.1. Зміна коефіцієнта тертя матеріалів в залежності від його температури:

а - характеристика матеріалу «А»; б - характеристика матеріалу «Б»;
в - характеристика матеріалу «В»; г - характеристика матеріалу «Г»
1 - максимальні значення коефіцієнта тертя; 2 - середні значення
коефіцієнта тертя; 3 - мінімальні значення коефіцієнта тертя.

На початковому етапі підбору фрикційних пар тертя гальмівних колодок необхідно визначити деякі параметри, які дозволять судити про нагріванні поверхонь тертя і зміна їх властивостей від температури.

Циклічний підведення енергії за одне гальмування автомобіля можна визначити наступним чином:

для передньої осі автомобіля

$$Q_{\mu 1} = \frac{m_a \delta (V_1^2 - V_2^2)}{2} \cdot \beta_M, \quad (3.34)$$

для задньої осі автомобіля

$$Q_{\mu 2} = \frac{m_a \delta (V_1^2 - V_2^2)}{2} \cdot (1 - \beta_M), \quad (3.35)$$

де δ - коефіцієнт обліку обертових мас.

Визначимо середні температури нагріву фрикційних поверхонь передніх і задніх гальм при циклічних гальмуваннях

$$t_1^0 = t_0^0 + \frac{Q_{\mu_1}}{2\Phi_{OXL_1}^{\mu}(T_P + T_T)} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Phi_{OXL_1}^{\mu}(T_P + T_T)n_T}{C_{P_1} \cdot m_{P_1}} \right] \right\};$$

(3.36)

$$t_2^0 = t_0^0 + \frac{Q_{\mu_2}}{2\Phi_{OXL_2}^{\mu}(T_P + T_T)} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Phi_{OXL_2}^{\mu}(T_P + T_T)n_T}{C_{P_2} \cdot m_{P_2}} \right] \right\}.$$

(3.37)

Після визначення температури поверхні пар тертя знаходимо відповідне їм значення коефіцієнта тертя у фрикційних парах передніх і задніх гальм автомобіля (рис. 3.1), згідно з потрібного поєднанню. Далі потрібно провести розрахунок за формулами (3.22) і (3.25) необхідного значення коефіцієнта тертя фрикційного матеріалу $\mu_2(t)$, його «ідеального партнера» μ_1 для $\mu_1(t)$ його «ідеального μ_2 партнера».

Значення, отримані після моделювання, представлені в табл. 3.2. За результатами моделювання побудовані графіки коливання величин β (рис. 3.2, 3.7), зміна коефіцієнта тертя μ в залежності від числа гальмувань для поєднання матеріалів «Б-В» і їх «ідеальних партнерів» (рис. 3.3 - 4.6).

Характеристика коефіцієнта тертя матеріалу гальмівних накладок має розкид (рис. 3.1). Виділяють три допустимих кордону розкиду при досягненні матеріалом однієї і тієї ж температури - $\mu_{MIN}(t)$ мінімальна, $\mu_{CP}(t)$ середня, $\mu_{MAX}(t)$ максимальна. Отже, в

певних межах і буде коливатися значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил різних поєднань матеріалів гальмівних накладок (рис. 3.2).

Характеристики коефіцієнта розподілу гальмівних сил поєднання визначаємо за формулою (3.30), де $\beta_{M_{MAX}}$ - коефіцієнт розподілу гальмівних сил поєднання «Б-В» по верхнім межах характеристики коефіцієнта тертя гальмівних накладок, $\beta_{M_{CP}}$ - за середніми межами характеристик коефіцієнта тертя гальмівних накладок, $\beta_{M_{MIN}}$ - по нижнім межах характеристик коефіцієнта тертя гальмівних накладок, $\beta_{M_{MIN-CP}}$ - по середнім межах передньої і по верхнім межам задньої осі гальмівних накладок, $\beta_{M_{CP-MAX}}$ - по нижнім межах передньої і за середніми межами задньої осі гальмівних накладок, $\beta_{M_{MIN-MAX}}$ - по нижнім межах передньої і по верхнім межах задньої осі гальмівних накладок. Рис. 3.5 свідчить про складність прогнозування дійсного коефіцієнта розподілу гальмівних сил при різних поєднаннях гальмівних накладок на автомобілі.

Таблиця 4.2

Результати розрахунків показників фрикційної теплостійкості відповідно до методики підбору фрикційних пар тертя за умовою «ідеальний партнер» поєднання гальмівних колодок «Б-В»

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9
t_1	84,7798	140,22	187,676	228,289	263,0489	292,7989	318,261	340,0538	358,7054
t_2	47,8411	71,808	92,439	110,1991	125,4877	138,6486	149,978	159,7308	168,1263
μ_{1MIN}	0,440	0,415	0,376	0,348	0,331	0,330	0,337	0,345	0,361
μ_{1CP}	0,500	0,475	0,435	0,410	0,393	0,392	0,403	0,407	0,425
μ_{1MAX}	0,560	0,535	0,500	0,471	0,454	0,450	0,461	0,468	0,481
μ_{2MIN}	0,515	0,515	0,515	0,515	0,515	0,514	0,480	0,464	0,432
μ_{2CP}	0,571	0,571	0,571	0,571	0,571	0,570	0,524	0,521	0,493
μ_{2MAX}	0,627	0,627	0,627	0,627	0,627	0,626	0,601	0,577	0,540
β_{MMIN}	0,643	0,630	0,607	0,588	0,576	0,576	0,600	0,615	0,643
$\beta_{MCP-MAX}$	0,616	0,602	0,578	0,559	0,547	0,547	0,576	0,583	0,609
β_{MCP}	0,645	0,634	0,613	0,599	0,588	0,589	0,619	0,622	0,646
$\beta_{MMIN-MAX}$	0,589	0,575	0,551	0,532	0,519	0,519	0,536	0,554	0,584
$\beta_{MMIN-CP}$	0,619	0,607	0,586	0,572	0,561	0,561	0,580	0,594	0,622
β_{MAX}	0,645	0,635	0,619	0,605	0,597	0,595	0,612	0,627	0,651

Продовження табл. 3.2

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\mu_{1CP-и.п.}$	0,595	0,595	0,595	0,595	0,595	0,594	0,56	0,558	0,538
$\beta_{12и.п.-с.р.}$	0,683	0,683	0,683	0,683	0,683	0,683	0,691	0,692	0,698
$\mu_{2CP-и.п.}$	0,489	0,467	0,431	0,408	0,393	0,392	0,403	0,422	0,422

$\beta_{12_{C.P.-И.П.}}$	0,684	0,684	0,684	0,684	0,684	0,684	0,684	0,675	0,684	0
$\mu_{1MIN_{И.П.}}$	0,554	0,554	0,554	0,554	0,554	0,553	0,529	0,518	0,496	0
$\mu_{1CP_{И.П.}}$	0,595	0,595	0,595	0,595	0,595	0,595	0,561	0,558	0,539	0
$\mu_{1MAX_{И.П.}}$	0,638	0,638	0,638	0,638	0,638	0,638	0,618	0,599	0,572	0
$\mu_{2MIN_{И.П.}}$	0,436	0,414	0,378	0,352	0,336	0,335	0,342	0,349	0,364	0
$\mu_{2CP_{И.П.}}$	0,489	0,468	0,432	0,409	0,393	0,393	0,403	0,423	0,423	0
$\mu_{2MAX_{И.П.}}$	0,54	0,519	0,489	0,464	0,449	0,446	0,455	0,461	0,473	0

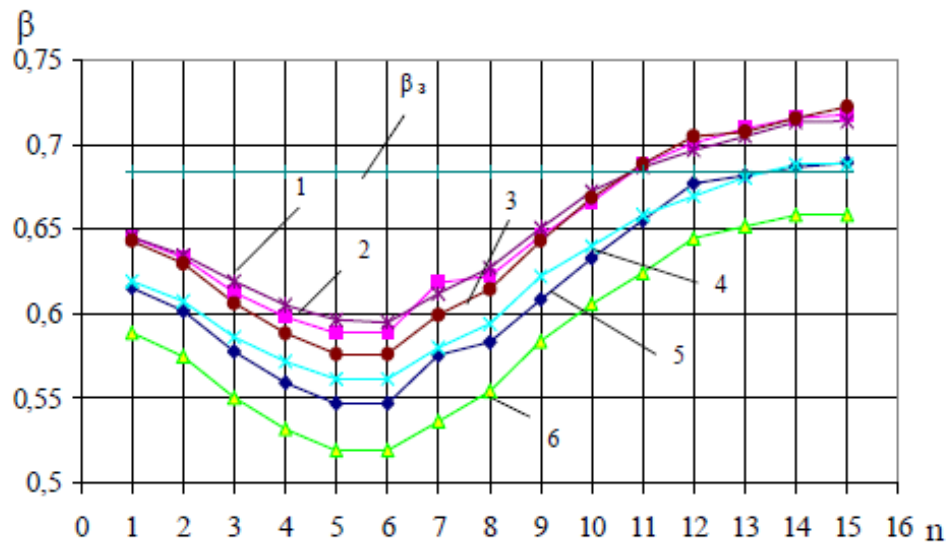


Рис. 3.2. Зміна коефіцієнта розподілу гальмівних сил поєднання матеріалів «Б-В» в залежності від числа гальмувань: 1 - $\beta_{M_{MAX}}$, 2 - $\beta_{M_{CP}}$, 3 - $\beta_{M_{MIN}}$, 4 - $\beta_{M_{MIN-CP}}$, 5 - $\beta_{M_{CP-MAX}}$, 6 - $\beta_{M_{MIN-MAX}}$

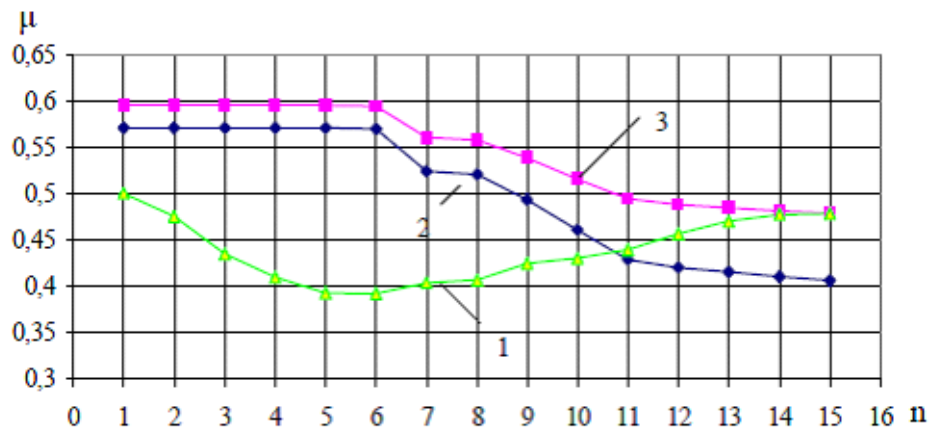


Рис. 3.3. Зміна коефіцієнта тертя μ в залежності від числа гальмувань для поєднання матеріалів «Б-В»: 1 - дійсний коефіцієнт тертя на передній осі $\mu_1(t)$ матеріалу «Б», 2 - дійсний коефіцієнт тертя на задній осі $\mu_2(t)$ матеріалу «В» («реального партнера»), 3 - коефіцієнт тертя «ідеального партнера» $\mu_{i.n.}$ на задній осі

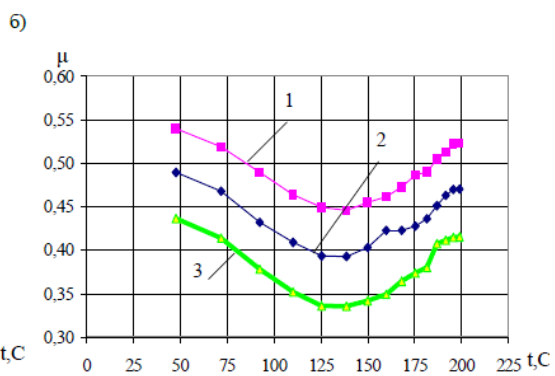
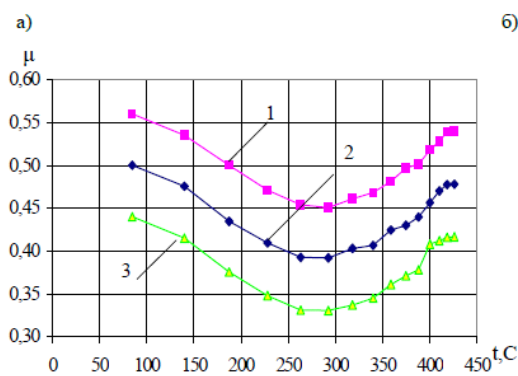


Рис. 3.4. Зміна коефіцієнта тертя $\mu_1(t)$ фрикційного матеріалу «Б» і його «ідеального партнера» $\mu_{2_{u.n}}$ від температури: а - дійсні значення коефіцієнта тертя $\mu_1(t)$ фрикційного матеріалу «Б» («реальний партнер»), б-значення коефіцієнта тертя $\mu_{2_{u.n}}$ «Ідеального партнера» для фрикційного матеріалу «Б», 1 - межа максимальних значень коефіцієнта тертя фрикційних матеріалів, 2 - межа середнього значення коефіцієнта тертя фрикційних матеріалів, 3 - межа мінімальних значень коефіцієнта тертя фрикційних матеріалів.

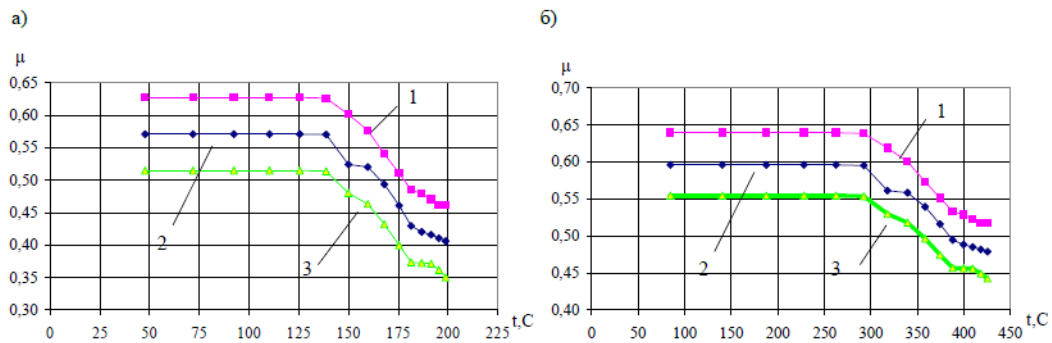


Рис. 3.5. Зміна коефіцієнта тертя $\mu_2(t)$ фрикційного матеріалу «В» і його «ідеального партнера» $\mu_{1_{u.n}}$ від температури: а - дійсні значення коефіцієнта тертя $\mu_2(t)$ фрикційного матеріалу «В» («реальний партнер»), б-значення коефіцієнта тертя $\mu_{1_{u.n}}$ «Ідеального партнера» для фрикційного матеріалу «В», 1 - межа максимальних значень коефіцієнта тертя фрикційних матеріалів, 2 - межа середнього значення коефіцієнта тертя фрикційних матеріалів, 3 - межа

мінімальних значень коефіцієнта тертя фрикційних матеріалів.

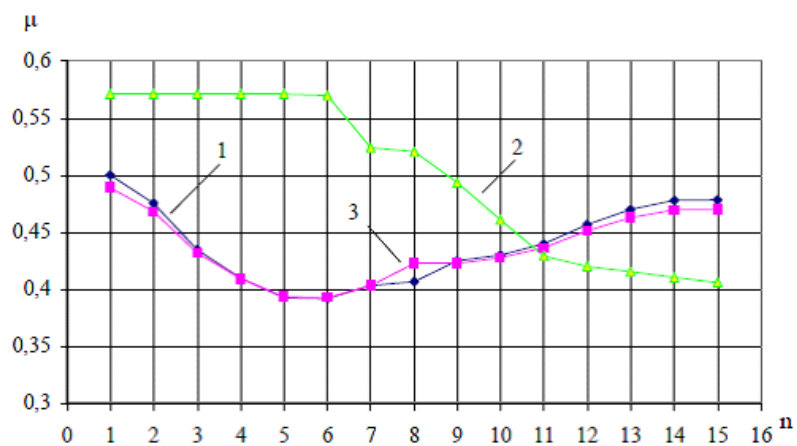


Рис. 3.6. Зміна коефіцієнта тертя μ в залежності від числа гальмувань для поєднання матеріалів «Б-В»: 1 - дійсний коефіцієнт тертя на передній осі $\mu_1(t)$ матеріалу «Б» («реальний партнер»), 2 - дійсний коефіцієнт тертя на задній осі $\mu_2(t)$ матеріалу «В», 3 - коефіцієнт тертя «ідеального партнера» $\mu_{2, i.n.}$ на передній осі.

На рис. 3.4 і 3.5 показано зміна коефіцієнтів тертя фрикційних матеріалів «Б», «В» і їх «ідеальних партнерів» від температури.

Криві 1-3 на рис. 3.4б і 3.5б показують межі допустимого коливання коефіцієнтів тертя «ідеальних партнерів», причому падіння значень нижче кривої 3 (рис. 3.4.б) може привести до випереджаючого блокування задньої осі, а надмірне перевищення величини коефіцієнта тертя кривої 1 (3.5б) призводить до перегріву гальмівних механізмів передньої осі.

Після отримання зазначених характеристик для даного

матеріалу на задній осі, необхідно провести аналіз співвідношень реальних матеріалів, для чого проводим їх накладення.

Якщо ми розглядаємо «ідеального партнера» на передній осі, то його трибо-фізична характеристика повинна проходити вище ідеальної (рис.3.3). Якщо ми розглядаємо «ідеального партнера» на задній осі по відношенню до передньої («реальний партнер»), то його трибо-фізична характеристика повинна проходити нижче ідеальної (рис.3.6).

Зміна коефіцієнта розподілу гальмівних сил поєднання «Б-В» в залежності від дійсного коефіцієнта тертя і його «ідеального партнера» на осях автомобіля представлено на рис. 3.7.

За допомогою методики представленої в даному розділі, можна визначити значення коефіцієнта тертя μ , при якому коефіцієнт розподілу гальмівних сил повинен бути більше або дорівнює заданому $\beta_{мд} \geq \beta_{мо}$ (рис. 3.7.).

Виробляємо розрахунки за даною методикою і для інших можливих поєднань фрикційних накладок «Б-Г», «А-В», «А-Г». Також припустимо, що існує модель автомобіля «АЗЛК -2140», де встановлені дискові гальмівні механізми на всіх осях, поєднання фрикційних накладок «А-А» і «Б-Б», визначимо значення відповідного їм «ідеального партнера».

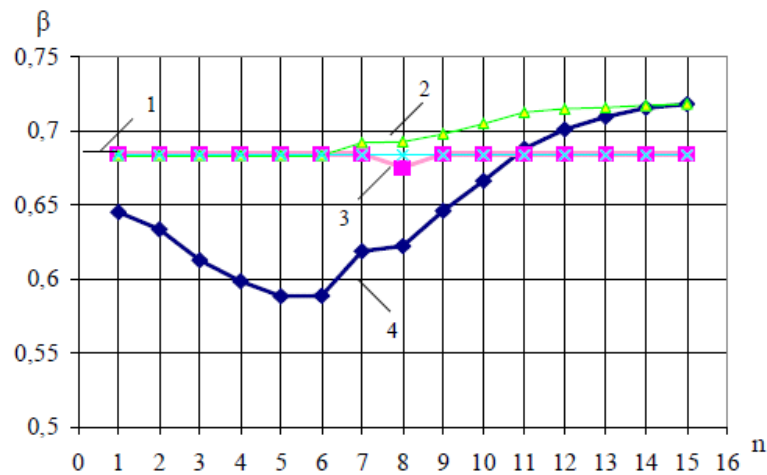


Рис. 4.7. Зміна коефіцієнта розподілу гальмівних сил поєднання «Б-В» в залежності від числа гальмування: 1 - заданий розподіл (в нашому випадку $\beta_3 = 0,68$), 2 - коефіцієнт розподілу гальмівних сил за умови дійсного коефіцієнта тертя на задній осі і «ідеального партнера» на передній осі, 3 - коефіцієнт розподілу гальмівних сил за умови дійсного коефіцієнта тертя на передній і «ідеального партнера» на задній осі, 4 - коефіцієнт розподілу гальмівних сил за умови дійсного коефіцієнта тертя на передній і на задній осі.

3.3. Вибір поєднання передніх і задніх фрикційних накладок по їх фізико-трибологічні характеристики

Методика вибору поєднань передніх і задніх гальмівних накладок по їх фізико-трибологічним характеристикам враховує зміни енергії в гальмівній системі.

Якщо характеристика коефіцієнт тертя $\mu_1(t_1)$ буде значно більше, ніж $\mu_2(t_2)$, то буде забезпечуватися і більш високе значення

енергонавантаженості, так як енергонавантаженість гальм залежить від співвідношення коефіцієнтів тертя. Енергонавантаженість автомобілів визначається не тільки обраним співвідношенням приводних зусиль, але і розподілом гальмівних моментів. Розподіл гальмівних сил при заданій серводії впливає на розподіл гальмівних моментів, але не визначає їх, так як розподіл гальмівних сил дискового гальма відрізняється від барабанного. Зміна матеріалу гальмівних накладок на передній і задній осі тягне за собою перерозподіл енергонавантаженості в автомобілі.

Основними параметрами енергонавантаженості є циклічний підхід енергії впродовж одного гальмування $Q_{ц}$ і середня потужність тертя $\overline{N_{TP}}$ гальмівного механізму [16]. До тих пір, поки енергонавантаженість автомобіля не перевищить енергоємність гальма, автомобіль зберігає ефективність своїх гальмівних властивостей.

Циклічний підхід енергії впродовж одного гальмування автомобіля визначаємо, використовуючи вираз (3.34, 3.35).

Дійсний циклічний підхід енергії впродовж одного гальмування автомобіля можна визначити:

для передньої осі автомобіля

$$Q_{ц_1}^* = Q_{ц_1} \cdot \beta_{мд}, \quad (3.38)$$

для задньої осі автомобіля

$$Q_{ц_2}^* = Q_{ц_1} (1 - \beta_{мд}). \quad (3.39)$$

Температурний режим гальма визначається температурою гальмівного диска (барабанна) [17]:

для передньої вісі

$$t_1^0 = t_0^0 + \frac{Q_{Ц1}^*}{\Phi_{ОХЛ1}^Ц (T_P + T_T)} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Phi_{ОХЛ1}^Ц (T_P + T_T) n_T}{C_{P1} \cdot m_{P1}} \right] \right\}, \quad (3.40)$$

для задньої осі автомобіля

$$t_2^0 = t_0^0 + \frac{Q_{Ц2}^*}{\Phi_{ОХЛ2}^Ц (T_P + T_T)} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Phi_{ОХЛ2}^Ц (T_P + T_T) n_T}{C_{P2} \cdot m_{P2}} \right] \right\}, \quad (3.41)$$

де C_P - теплоємність матеріалу гальмівного ротора (для розглянутого інтервалу температур можна прийняти $C_P = const = 440$ Дж / (кг * град);

m_P - маса гальмівного ротора;

t_0 - температура навколишнього середовища, $t_0 = 20$ ° С;

Визначаємо коефіцієнт розподілу гальмівного моменту на передню вісь автомобіля з урахуванням коефіцієнтів тертя фрикційних пар передніх і задніх гальм (3.30).

Результати, отримані при моделюванні, представлені в таблицях 3.3. і 3.4. За результатами моделювання побудовані графіки зміни коефіцієнта тертя $\mu(t)$ в залежності від температури поверхні

гальмівних накладок (рис. 3.8, 3.9), коливання величин розподілу гальмівних сил β (рис. 3.10, 3.11) для поєднань матеріалів «А-Г» і «Б-В».

Таблиця 3.3

Результати розрахунків показників фрикційної теплостійкості відповідно до підбору сполучень передніх і задніх гальмівних накладок по фізико-трибологічних характеристик «А-Г»

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q ₁ *	133606,9	124942,8	125882,2	126996,9	127863,3	128821,2	129705,2	130599,2	132045,9	133501,0
Q ₂ *	38833,8	44185,2	43605,0	42916,5	42381,3	41789,7	41243,7	40691,5	39798,0	38899,0
t ₁	81,1	126,1	169,1	206,8	239,5	268,2	293,2	315,2	335,9	354,4
t ₂	37,8	57,7	72,1	83,8	93,7	101,7	108,3	113,7	117,2	119,6
$\mu_{1\max}$	0,502	0,511	0,522	0,5308	0,538	0,545	0,5483	0,56	0,5734	0,5812
$\mu_{1\text{cp}}$	0,426	0,435	0,446	0,4548	0,462	0,469	0,4723	0,484	0,4974	0,5052
$\mu_{1\min}$	0,35	0,359	0,37	0,3788	0,386	0,393	0,3963	0,408	0,4214	0,4292
$\mu_{2\max}$	0,596	0,596	0,596	0,596	0,5933	0,591	0,585	0,581	0,578	0,576
$\mu_{2\text{cp}}$	0,515	0,515	0,515	0,515	0,5123	0,51	0,504	0,5	0,497	0,495
$\mu_{2\min}$	0,434	0,434	0,434	0,434	0,4313	0,429	0,423	0,419	0,416	0,414
$\beta_{M\max}$	0,634	0,638	0,643	0,647	0,651	0,655	0,659	0,666	0,672	0,676
$\beta_{M\text{cp}}$	0,636	0,641	0,646	0,651	0,656	0,660	0,665	0,672	0,679	0,684
$\beta_{M\min}$	0,635	0,641	0,648	0,653	0,659	0,664	0,669	0,678	0,687	0,692

Таблиця 3.4

Результати розрахунків показників фрикційної теплостійкості відповідно до підбору сполучень передніх і задніх гальмівних накладок по фізико-трибологічних характеристик «Б-В»

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_1^*	133606,9	126737,3	125264,8	122614,7	119615,5	117612,0	116890,2	115630,6	115623,1	115596,
Q_2^*	38833,8	43076,8	43986,3	45623,1	47475,5	48713,0	49158,9	49936,8	49941,5	49957,6
t_1	81,1	127,6	168,4	200,4	225,3	246,6	266,2	281,4	296,6	309,6
t_2	37,8	56,8	72,5	87,8	102,5	115,3	125,3	135,0	141,9	147,9
μ_{1max}	0,561	0,545	0,517	0,489	0,471	0,464	0,454	0,453	0,453	0,456
μ_{1cp}	0,5	0,484	0,456	0,428	0,410	0,403	0,393	0,392	0,392	0,395
μ_{1min}	0,439	0,423	0,395	0,367	0,349	0,342	0,332	0,331	0,331	0,334
μ_{2max}	0,627	0,627	0,627	0,627	0,627	0,627	0,627	0,626	0,626	0,606
μ_{2cp}	0,571	0,571	0,571	0,571	0,571	0,571	0,571	0,570	0,57	0,550
μ_{2min}	0,515	0,515	0,515	0,515	0,515	0,515	0,515	0,514	0,514	0,494
β_{Mmax}	0,646	0,639	0,627	0,614	0,605	0,602	0,596	0,596	0,596	0,607
β_{Mcp}	0,645	0,638	0,624	0,609	0,599	0,595	0,589	0,588	0,588	0,600
β_{Mmin}	0,643	0,634	0,619	0,601	0,589	0,584	0,577	0,577	0,576	0,590

a)

б)

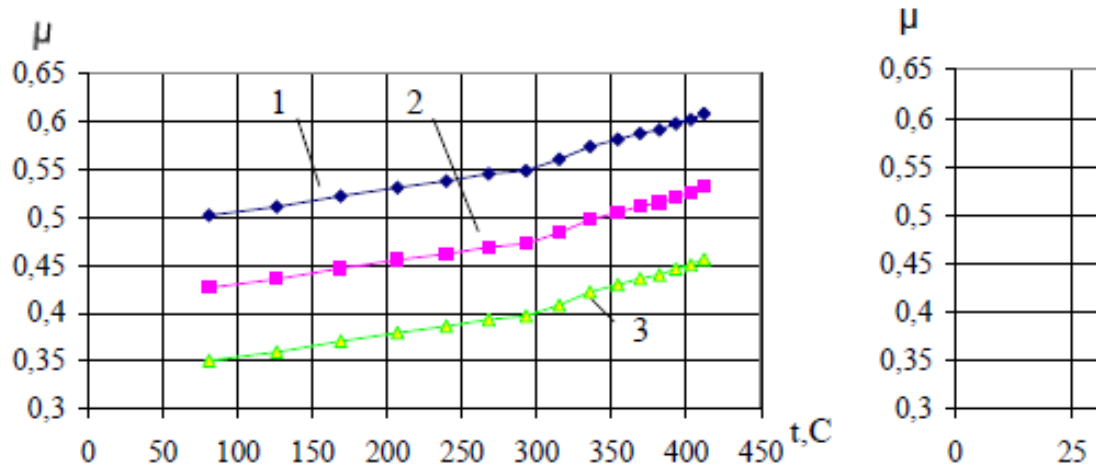


Рис. 3.8. Зміна коефіцієнтів $\mu_1(t)$ тертя, $\mu_2(t)$ фрикційних матеріалів

«А» і «Г» від температури:

а - значення коефіцієнта тертя $\mu_1(t)$ фрикційного матеріалу «А», б -

значення коефіцієнта тертя $\mu_2(t)$ фрикційного матеріалу «Г», 1 -

межа максимальних значень коефіцієнта тертя фрикційних

матеріалів, 2 - межа середнього значення коефіцієнта тертя

фрикційних матеріалів, 3 - межа мінімальних значень коефіцієнта

тертя фрикційних матеріалів

а)

б)

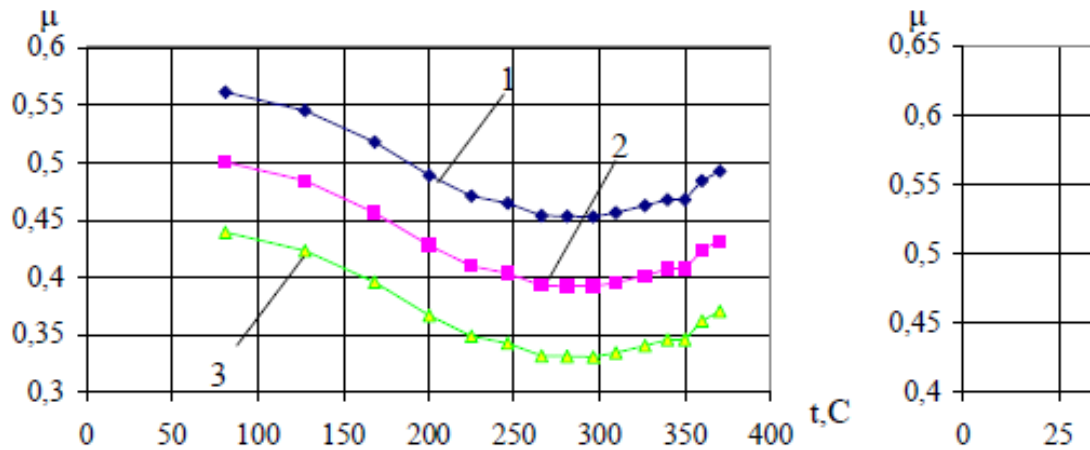


Рис. 3.9. Зміна коефіцієнтів $\mu_1(t)$ тертя, $\mu_2(t)$ фрикційних матеріалів

«Б» і «В» від температури:

а - значення коефіцієнта тертя $\mu_1(t)$ фрикційного матеріалу «Б», б -

значення коефіцієнта тертя $\mu_2(t)$ фрикційного матеріалу «В», 1 -

межа максимальних значень коефіцієнта тертя фрикційних

матеріалів, 2 - межа середнього значення коефіцієнта тертя

фрикційних матеріалів, 3 - межа мінімальних значень коефіцієнта

тертя фрикційних матеріалів

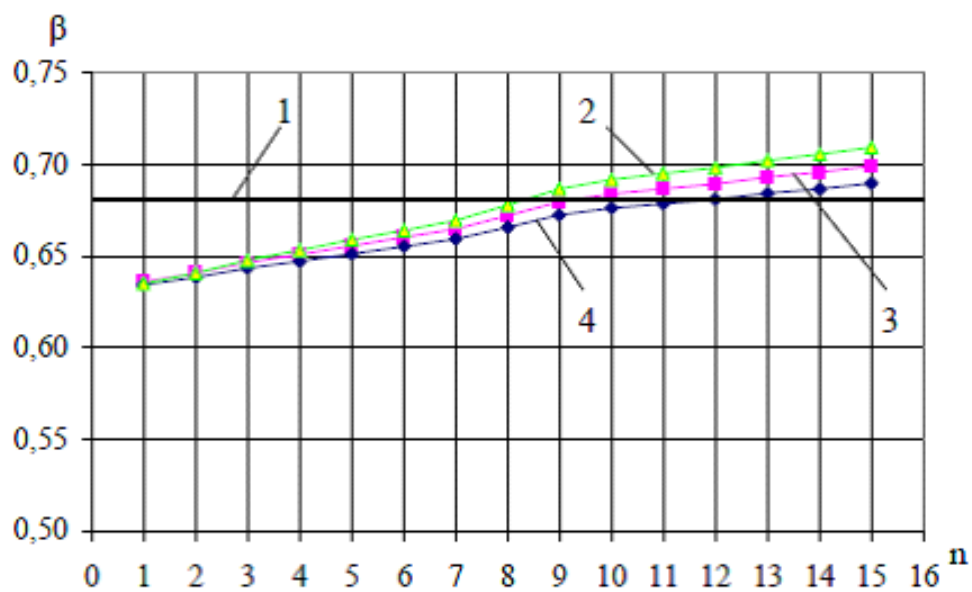


Рис. 3.10. Зміна коефіцієнта розподілу гальмівних сил поєднання матеріалів «А-Г» в залежності від числа гальмувань:

$$1 - \beta_z=0,68, 2 - \beta_{M_{MAX}}, 3 - \beta_{M_{CP}}, 4 - \beta_{M_{MIN}}$$

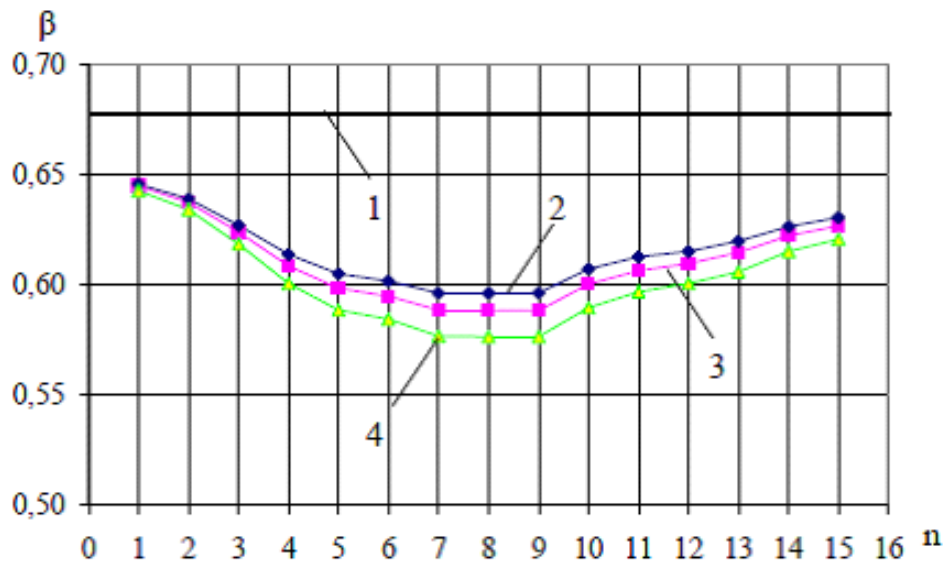


Рис. 3.11. Зміна коефіцієнта розподілу гальмівних сил поєднання матеріалів «Б-В» в залежності від числа гальмувань:

$$1 - \beta_3=0,68, 2 - \beta_{M_{MAX}}, 3 - \beta_{M_{CP}}, 4 - \beta_{M_{MIN}}$$

На графіках 3.8. ми спостерігаємо, що характеристика фрикційної пари передній осі $\mu_1(t_1)$ (рис. 3.8.а) при не прогрітих гальмівних механізмах, нижче графіка $\mu_2(t_2)$ (рис. 3.8.б), але перед екстремним тестовим гальмуванням $\mu_1(t_1)$ має більше значення ніж $\mu_2(t_2)$, тим самим виконується умова «ідеального партнера». Зовсім іншу картину ми спостерігаємо на малюнку 3.9, де характеристика фрикційної пари передній вісі $\mu_1(t_1)$ (рис. 3.9а), при гальмуваннях завжди знаходиться нижче $\mu_2(t_2)$ (рис. 3.9б), що тягне невиконання

умови - коефіцієнт розподілу гальмівних сил повинен бути більше або дорівнювати заданому $\beta_{МД} \geq \beta_{МО}$ (рис. 3.10, 3.11). Спираючись на запропоновану нами методикою, ми можемо зробити висновок, що поєднання матеріалів «А-Г» краще «Б-В».

Виконуємо розрахунки за даною методикою і для інших можливих поєднань фрикційних накладок «Б-Г», «А-В». Також припустимо, що існує модель автомобіля «Москвич-2140», де встановлені дискові гальмівні механізми на всіх осях, поєднання фрикційних накладок «А-А» і «Б-Б».

ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ

Розроблені фізичні та математичні моделі дозволили визначити взаємозв'язок між параметрами гальмівної системи і характеристиками фрикційної теплостійкості гальмівних колодок.

Використання запропонованої методики вибору поєднань передніх і задніх гальмівних накладок автомобіля по їх фізико-трибологічних характеристик, дозволило зробити висновок про те, що поєднання матеріалів «ВАТИ-Початок (ТІР-445)» краще «Dafmi-ВАТИ».

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

В Основних напрямках економічного і соціального розвитку України передбачається здійснити глибокі перетворення у праці, поліпшити і полегшити його умови. Держава повністю забезпечує засобами і матеріальними ресурсами здійснення всіх заходів щодо поліпшення умов праці. За дорученням уряду всеосяжний нагляд і громадський контроль в справі охорони праці здійснюють професійні спілки.

У розвиненому суспільстві, де охорона праці є визначальною соціальною категорією, ставлення інженерно-технічних і керівних працівників до практичного здійснення в виробничих умовах заходів з охорони праці має бути критерієм їх громадянської зрілості. При цьому слід враховувати і те, що охорона праці є важливим економічним фактором - поліпшення умов праці впливає на продуктивність, якість продукції, що випускається, зменшення числа аварій, зниження плинності кадрів, зниження травматизму, професійних захворювань і пов'язаних з цим економічних втрат.

4.1. Аналіз шкідливих і небезпечних факторів, що виникають при проведенні експериментальних досліджень.

Небезпека ураження електричним струмом.

Джерелом ураження електричним струмом при проведенні експерименту є: редуктор, осцилограф пневмоелектроперетворювач ПЕП (тензодатчик) і ін. Електричні вимірювальні прилади. Електричний струм, проходячи через організм, надає термічне, електролітичне і біологічне дію, викликаючи місцеві і загальні електротравми.

Місцеві травми поділяються на електричні опіки, електричні

знаки, металізацію шкіри, механічні пошкодження, Електроофтальмія.

Загальні електротравми або електричні удари по тяжкості поділяються на чотири ступені.

I ступінь характеризується судорожним скороченням м'язів без втрати свідомості; II ступінь-скорочення м'язів з втратою свідомості, але збереженим диханням і роботою серця; III - втрата свідомості і порушення серцевої діяльності або дихання (або того й іншого відразу); IV - клінічна («уявна») смерть, т. Е. Відсутність дихання і кровообігу. Тривалість клінічної смерті становить зазвичай 4-5 хв, іноді 7- 8 хв.

Нещівну дію електричного струму залежить від наступних факторів: значення і тривалості протікання струму через тіло людини, роду і частоти струму, індивідуальних властивостей людини. При розрахунках опір тіла людини приймається рівним 1000 Ом. Людина починає відчувати струм величиною 0,6-1,5 мА. Струм 10-15 мА (при $f = 50$ Гц) викликає судоми м'язів, які людина сама подолати не може. Цей струм називається пороговим неминучий.

При 100 мА і тривалості впливу більш 0,5 с струм може викликати зупинку або фібриляцію серця. Опір тіла людини різко падає в залежності від часу впливу струму. Найбільш небезпечним є змінний струм з частотою 20-100 Гц. Токи частотою вище 500 000 Гц ураження електричним струмом не викликають, але можуть бути причиною термічного опіку. Постійний струм людина відчуває при 6-7 мА, пороговий невідпускаючий струм становить 50-70 мА, а фібриляційний - 300 мА.

Основними причинами впливу струму на людину є:

випадковий дотик або наближення на небезпечну відстань до струмоведучих частин; поява напруги на металевих частинах обладнання в результаті пошкодження ізоляції або помилкових дій персоналу; крокові напругу на поверхні Землі в результаті замикання та ін. Гранично допустимі рівні напруги встановлені ГОСТ12.1.038-82.

Струм, що проходить через тіло людини, доторкується, відкритими ділянками тіла до оголених струмоведучих частин обчислюються за формулою:

$$I = U_{\text{пр}} / R_{\text{г}} = 380/1000 = 0,38\text{А}$$

де $U_{\text{пр}} = 380\text{ В}$ - напруга дотику;

$R_{\text{г}} = 1000\text{ Ом}$ - опір тіла людини.

Гранично допустимим значенням струму дотику є $I_{\text{пр}} = 0,1\text{А}$ при продовженні дії не більше 0,5 с. Так як розрахована величина струму $I = 0,38\text{А}$ значно перевищує допустиму, вона є небезпечною для життя людини.

Вплив мікроклімату лабораторії на процес проведення експерименту.

В умовах роботи організм людини стикається зі значними коливаннями температур, відносної вологості і руху повітря завдяки великій пристосованості теплорегуляційного апарату. Однак слід враховувати, що діяльність людини, пов'язана з терморегуляцією, при різких відхиленнях метеорологічних факторів від норми є додатковою його навантаженням і знижує його працездатність. Якщо при високій температурі в приміщенні швидкість руху повітря незначна, а вологість велика, то може статися перегрівання тіла і пов'язані з ним явища нездужання (загальна слабкість, головний

біль, нудота, почастишання пульсу і підвищення температури тіла). У важких випадках спостерігається втрата свідомості - тепловий удар. При низькій температурі повітря підвищена вологість так само несприятливо діє на терморегуляцію, так як наявність водяної пари в холодному повітрі посилює тепловіддачу з поверхні шкіри. Рух повітря вельми ефективно сприяє тепловіддачі, що є позитивним явищем при високих температурах навколишнього середовища, але негативним - при низьких.

Як підвищений, так і знижений атмосферний тиск несприятливо відбивається на стані людини. При підвищенні атмосферного тиску відбувається насичення крові і тканин організму газами повітря приблизно пропорційно їх вмісту в повітрі, тобто головним чином азотом.

При переході із зони підвищеного в зону нормального тиску організм людини звільняється від надлишку в ньому азоту.

Однак при дуже швидкому переході від підвищеного до нормального тиску азот не встигає виділитися з тканини в кров, а потім через легені в повітря і у вигляді бульбашок залишається в місцях слабого кровотоку.

Відповідно до ГОСТ 12.1.005-76 встановлюються оптимальні і допустимі метеорологічні умови для робочої зони приміщення.

Таблиця 3.1.

Параметр	Обмірювані параметри	Відповідно до ГОСТ 12.1.005-76
Температура повітря	22 °С	19-25 °С
Відносна вологість	73%	не більше 75%
Швидкість руху повітря	0,09 м / с	не більше 0,2 м / с

4.2. Заходи щодо створення безпечних і нешкідливих умов для

проведення лабораторних досліджень

Методи захисту від ураження електричним струмом.

Захисні заходи, що застосовуються в електроустановках, підрозділяються на міри, що забезпечують безпеку при нормальному режимі роботи електроустановок, і забезпечують безпеку при аварійному стані електроустановок. Безпека експлуатації при нормальному режимі роботи електроустановок забезпечується наступними захисними заходами: застосуванням малих напруг; ізоляцією струмоведучих частин; виконанням електричних мереж ізольованими від землі, компенсацією ємнісної складової струму замикання на землю; недоступністю струмоведучих частин, забезпеченням орієнтації в електроустановках і вирівнюванням потенціалів. Коли відбувається пошкодження робочої ізоляції і напруга з струмоведучих частин переходить на металеві неструмоведучих частини корпусу обладнання, з'являється небезпека ураження електричним струмом. В такому аварійному режимі безпека забезпечується подвійною ізоляцією, що мають захисне заземлення або занулення корпусів обладнання, захисним відключенням і комплексом заходів щодо забезпечення безпеки при переході вищої напруги на сторону нижчої.

При ураженнях електричним струмом особливе значення має долікарська допомога.

Долікарська допомога при нещасних випадках від електричного струму складається з двох послідовних етапів: звільнення потерпілого від дії струму і надання медичної допомоги. Звільнення від струму здійснюється зняттям напруги (відключенням установки або перерубування дроти сокирою), або видаленням

потерпілого від джерела струму з дотриманням запобіжних заходів.

Характер медичної допомоги залежить від стану потерпілого. Якщо потерпілий знаходиться в свідомості, то йому необхідно забезпечити спокій до прибуття лікаря. При втраті свідомості, але при наявності дихання необхідно покласти потерпілого, забезпечити приплив свіжого повітря, зігрівати тіло, давати нюхати нашатирний спирт. При відсутності ознак життя необхідно робити штучне дихання за методом «з рота в рот» або «з рота в ніс» і зовнішній (непрямий) масаж серця. Мета масажу - підтримати в організмі кровообіг. В одну хвилину необхідно робити 10-12 вдихань і 50-60 натискань на грудну клітку.

4.3. Попередження шкідливих впливів несприятливого мікроклімату.

Для попередження перегріву організму в закритих приміщеннях застосовують спеціальний одяг і влаштовують короткі перерви в роботі. Для поліпшення повітряного середовища в лабораторних приміщеннях застосовують вентиляцію. Вентиляцію застосовують для технічних і санітарно-гігієнічних цілей. У санітарно-гігієнічних цілях вентиляцію застосовують для створення нормальних умов праці шляхом правильного повітрообміну в приміщеннях.

Обмін повітря здійснюється шляхом видалення з приміщення повітря, що не відповідає вимогам стандартних норм, і подачі відносно - чистого зовнішнього повітря. У цьому процесі кількість видаляється і повітря, що подається має дорівнювати. Повітрообмін досягається шляхом природної і механічної вентиляції.

Вентиляцію називають природною, якщо повітрообмін здійснюється шляхом використання природного руху повітря в результаті теплового або вітрового напору. Тепловий напір створюється в результаті наявності різниці температур або різниці питомих ваг внутрішнього і зовнішнього повітря по відношенню до площі лабораторії, а вітрової рухом зовнішнього повітря. Природну вентиляцію називають аерацією, коли природний повітрообмін організований, тобто здійснюється в необхідних розмірах, шляхом регулювання припливу і витяжки.

Вентиляцію називають механічною, якщо рух повітря для повітрообміну здійснюється вентиляторами.

Вентиляційні системи за їх призначенням розподіляються на припливні, витяжні і припливно-витяжні. Вони складаються зі спеціального обладнання, пристроїв і деталей, що забезпечують приплив і витяжку повітря. Залежно від характеру роботи розрізняють вентиляцію: загальнообмінного (загальну), призначену для обміну повітря всього приміщення або ряду приміщень, і місцеву, що забезпечує приплив або витяжку повітря безпосередньо на робочих місцях, тобто біля місць виділення шкідливостей.

ВИСНОВКИ ПО РОЗДІЛУ

У даному розділі були розглянуті заходи з охорони праці, які дозволяють створити безпечні умови роботи з електричними вимірювальними приладами. Так само були надані рекомендації

щодо мікроклімату лабораторного приміщення. З урахуванням розмірів і місця розташування лабораторії був обраний тип вентиляції, яка буде забезпечувати допустимі параметри повітря для нормальної роботи (вологість, температура і ін.). Дані заходи дозволяють забезпечити відповідно до законодавства України, нормальні умови проведення експериментальних досліджень, що регламентується вимогами до охорони праці та безпеки життєдіяльності.

ВИСНОВКИ

Аналіз літературних джерел і нормативних документів показав, що в даний час при сертифікації фрикційних пар гальм не враховується сумісність характеристик фрикційної теплостійкості гальмівних колодок передньої і задньої осей. Відсутність методики вибору гальмівних колодок для передніх і задніх гальмівних механізмів легкових автомобілів може стати однією з причин виходу параметрів розподілу гальмівних сил за межі допустимих значень, що може спричинити за собою втрату курсової стійкості при гальмуванні.

Отримані залежності дозволяють оцінити динаміку гальмівних сил на окремих колесах і осях автомобіля, а також загальну гальмівну силу, описані безперервною функцією зміни поворотальних моментів на осі, викликані нерівномірністю гальмівних механізмів, дозволили оцінити впливу цієї нерівномірності на курсову стійкість автомобіля при гальмуванні.

Підвищенням енергонавантаженості гальм є рівне розподілення гальмівних моментів між передніми і задніми колесами. При рівному ($m = 0,5$) розподілі гальмівних моментів між передніми і задніми колесами розподіл гальмівних сил $p = 0,5$ для задньопривідних автомобілів і $p = 0,5$ для передньопривідних автомобілів при службових гальмуваннях з включеним зчепленням. Для повнопривідних автомобілів $p = m = 0,5$.

На підставі проведених досліджень запропоновано для проведення сертифікації гальмівних колодок що надходять на ринок України, проводити сертифікаційні випробування комплектами передніх і задніх гальмівних колодок, що виключає залежність гальмівних властивостей автомобіля від невідповідних фізико-

трибологічних характеристик пар тертя.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1975. – 254 с.
- Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 383 с.
- Беленький Ю.Б., Дронин М.И., Метлюк Н.Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1965. – 120с.
- Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения. Справочное пособие. – М.; 1962. – 220 с.
- Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. – М.: Машгиз, 1950. – 292 с.
- Подригало М.А., Щербань В.А. Оценка эффективности тормозных механизмов по работе, затраченной на их включение, // Автомобильный транспорт. Вып. 27. – Киев: Техніка. – 1992. – С. 46 – 49.
- Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А. и др. Вопросы динамики торможения и теория рабочих процессов тормозных систем автомобилей. – Львов: Выща школа, 1974.–234с.
- Чичинадзе А.В. Расчет и моделирование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, 1967. – 121 с.
- Чичинадзе А.А. Тепловая динамика и моделирование внешнего трения. – М.: Наука, 1975. – 142 с.

- Вольченко А.И. Теория, расчет и конструирование тормозных устройств. Дисс. докт. техн. наук. 05.05.03. – Ивано-Франковск, 1987. – 209 с.
- Доля В.К. Исследование термостойкости автомобильных тормозных дисков. Дисс. канд. техн. наук. 05.05.03. – ХАДИ, Харьков, 1980. – 124 с.
- Кушов В.Я. Исследование теплового баланса дискового тормоза. Дисс. канд. техн. наук. – ХАДИ, Харьков, 1980. – 100 с.
- Федосов А.С. Теоретические основы проектирования тормозных систем легковых автомобилей. Автореф. дис. д-р техн. наук: 05.05.03/ МАДИ. – Москва, 1987. – 40 с.
- Барский И.Б., Шарипов В.М. и др. Критерий долговечности фрикционных муфт сцепления // Вестник машиностроения. 1985.– №1.– С.7-9.
- Городецкий С.Н. Выбор геометрических параметров дискового тормоза с целью улучшения его температурных и износных характеристик. Автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.05.03./ МАДИ. – Москва, 1983. – 22 с.
- Бобров Я.А. Повышение энергоемкости тормозных механизмов колесных тракторов классов 0,6...1,4: Автореферат дис. канд. техн. наук: 05.05.03/ Харьковский государственный автодорожный технический университет. – Харьков, 1994. – 24 с.
- Подригало М.А. Теоретическое обоснование и разработка тормозного управления колесных тракторов и трансформируемых энерготехнологических агрегатов: Дис. д-

ра техн. наук: 05.05.03 – Харьков, 1993. – 397 с.

- Нагиев А.М. Исследование влияния нагрева тормозных накладок на тормозную динамичность автомобилей в эксплуатационных условиях. Автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.05.03 – ХАДИ. Харьков, 1982.– 24 с.
- Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили. – М.: Машиностроение, 1974. – 504 с.
- Гудз Г.С. Температурные режимы фрикционных узлов автотран-спортных средств. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1998. – 139 с.
- Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: Дисс. канд. техн. наук: 05.05.03. – Харьков, 1982. – 174с.
- Булавкин А.С. Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов на легковых автомобилях. Автореф. дис. ... канд. техн. наук 05.05.03 / Харьковский автомобильно-дорожный институт. – Харьков, 1984. – 24 с.
- Волченко А.И., Сочавский З.А. Оценка эффективности тормозов транспортных средств. Известия Академии Наук УзССР. – Ташкент: ФАН. – 1989. – №3. – С. 76-79.
- Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. – М.; Машиностроение, 1966. – 280 с.
- Генбом Б.Б., Демьянюк В.А. Тормозная диаграмма автомобиля. // – В сб. Труды ГСКБ по автобусам, Вып.2. – Львов. – 1970. – С. 134-146.

- Генбом Б.Б., Демьянюк В.А. Исследование устойчивости движения заторможенного автомобиля при постоянном и переменном коэффициентах распределения тормозной силы. // – Материалы V и VI Всесоюзных семинаров: «Опыт работы по улучшению устойчивости и управляемости автомобиля в соответствии с нормами безопасности движения». – М.: НАМИ. – 1972. – С. 21.
- Генбом Б.Б., Дробот Ю.И., Кизман А.М. и др. Особенности рабочего процесса и характеристики колодочных барабанных тормозных механизмов. – В сб.: Труды ГСКБ по автобусам. – Львов. – 1971. – С. 3–32.
- Гредескул А.Б. Исследование динамики торможения автомобиля: Дис. д-ра техн. наук. – ХАДИ. Харьков, 1963. – 250 с.
- Рабинович Э.Х. Исследование и совершенствование методов и средств стендовой проверки автомобильных тормозов. Дисс. канд. техн. наук. Харьков, ХАДИ. 1981. – 229 с.
- Сиар Абдул Хабиб Исследование путей повышения технической готовности и безопасности движения автомобилей Афганистана за счет внедрения диагностики. Дисс. канд. техн. наук. ХАДИ, Харьков. 1979. – 154 с.
- ГОСТ 22895–77. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Технические требования. – Введ. 01.01.81 до 01.01.86. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 15 с.
- ГОСТ 22895–77. Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Технические требования. Введ. 01.01.81. до 01.01.91. – М.:

Изд-во стандартов, 1986. – 19 с.

- Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей в отношении торможения. Национальный стандарт Украины. ДСТУ UN/ECE R 13-Н-00:2002. – Киев: Госстандарт Украины, 2002. – 125 с.
- ОСТ 37.001.067-86. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний. – Взамен ОСТ 37.001.067-75; Введ. 01.01.88. – М.: Минавтопром СССР, 1988. – 64 с.
- Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.
- Чичинадзе А.В., Таланов П.И., Гредескул А.Б. и др. Исследование и расчет температурного режима автомобильных тормозов // Автомобильная промышленность. – 1972. – № 7. – С. 23-26.
- Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Гинзбург А.Г., Игнатъева З.В. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар. – М: Наука, 1979. – 267 с.
- Результаты испытаний колодок-заготовок шифра 145-40 для дискового тормоза колесных тракторов и самоходных тракторных шасси класса 0,6 – Ярославль: ВНИИАТИ. – 1985. – 18 с.
- Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1950.– 343 с.
- Подригало М.А., Волков В.П., Миленин А.Н. Оценка температурного режима тормозных механизмов колесных машин при единичном торможении // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2001. – №1,2. – С.

180-183.

- Подригало М.А. Определение эффективного радиуса трения дискового тормоза с учетом фактической площади контакта. // Автомобильный транспорт. Вып. 29. – 1989. – С. 81-84.
- Подригало М.А., Чернышев С.А. Распределение давлений вдоль радиуса поверхности трения дискового тормоза. // Автомобильный транспорт. Вып. 23. – 1986. – С. 123-126.
- Правила F.18 – 1971. Национальное управление по безопасности дорожного движения Швеции. 1971. – 34 с.
- Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения сменных тормозных накладок в сборе и тормозных накладок барабанного тормоза для механических транспортных средств и их прицепов. Национальный стандарт Украины. – Киев: Госстандарт Украины. 2003. – 48 с.
- www.tiir.ru/info
- Балакин В. А. Трение и износ при высоких скоростях скольжения. – М.: Машиностроение, 1980. – 164 с.
- Федорченко И. М., Ровинский Д. Я., Шведков Е. Л. Исследование материалов для тормозных и передаточных устройств. – Киев, 1976. – 340 с.
- Зиновьев Е. В., Чичинадзе А.В. Физико-химическая механика трения и оценка асбофрикционных материалов. – М: Машиностроение, 1978. – 202 с.
- Пыжевич Л. М. Расчет фрикционных тормозов. М.: Наука, 1964. – 267 с.
- Борисов С. М. Фрикционные муфты и тормоза строительных и дорожных машин. – М: Наука, 1973. – 189 с.

- Чичинадзе А.В., Левин А.Л., Бородулин М.М., Зиновьев Е.В. Полимеры в узлах трения машин и приборов. Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.
- Балакин В.А, Сергиенко В.П. Испытание материалов на фрикционную теплостойкость. «Трение и износ», том 17. – 1996. – № 2. – С. 194 – 200.
- Повышение эффективности торможения автотранспортных средств с пневматическим тормозным приводом/ Туренко А.Н., Богомоллов В.А., Клименко В.И., Кирчатый В.И. – Харьков: Из-во ХГАДТУ, 2000. – 472 с.
- Решетников Е.Б. Исследование закрытых дисковых тормозов для тяжелых грузовых автомобилей: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.03. – Харьков, 1972. – 150 с.
- Newcomb T.P. Liquid - cooled disc brakes. “Wear”. 34. 1975. – p. 311-317.
- Jan Bros, S.F. Scieszka The investigation of factors influencing dry friction in brakes. 1984, v.52. – 203 с.
- Зозуля В.Д., Шведков Е.Л., Ровиский Д.Я., Браун Э.Д. Словарь-справочник по трению, износу и смазке/ Под ред. Федоренко И.М. – Киев: Наукова думка, 1990. – 264 с.
- Розанов В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. – М.: Машиностроение, 1964. – 243 с.
- Мамикти Г.И. Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов. – Минск: Изд-во «Дизайн ПРО», 1997. – 112 с.
- Абрамов Д.В. Вибір та обґрунтування параметрів багатодискових тракторних гальм, що працюють у маслі: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.02/ ХНАДУ. – Харків,

2005. – 170 с.

- Никульников Э.Н. Разработка методов экспериментального определения режимов работы путем повышения эффективности и снижения нагруженности автомобильных тормозных механизмов. Автореф. дисс. канд. техн. наук. НАМИ, Москва, 1984. – 24с.
- Балабин И.В. Никульников Э.Н. и др. Исследование эквивалентности режимов теплонагруженности тормозных механизмов при циклическом и непрерывном торможениях // Автомобильная промышленность, 1976. – №12. – С.16-18.
- Zscherpel W. Muller S. Untersuchung der stochastischen thermischen Belastung von Scheibenbremsen. Kraftfahrzeugtechnik. Berlin. 1989. 11. – p. 332–336.
- Балабин И.В., Сальников В.И., Никульников Э.Н. Полигонные испытания автомобилей по определению действия тормозных систем. – М.: НИИНАВТОПРОМ, 1972. – 45с.
- Подригало М.А., Валяев М.В., Кабачный Е.С., Щербань В.А. Исследование режимов работы тормозов самоходного шасси класса 0,6 // Автомобильный транспорт. – Вып. 28. – Киев, 1991. – С. 109-111.
- Волков В.П. Обеспечение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 305с.