

ДИНАМІКА ГАЛЬМУВАННЯ ТА ТЕОРІЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ТА ТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ

Колективна монографія

У трьох томах

За редакцією д-ра техн. наук, професора М. А. Подригало
та д-ра техн. наук, професора О. С. Полянського

Том 2

Харків


Esthete Print

2023

УДК 631.17
ББК 39.33-01
Д 44

Рекомендована до видання Вченою радою Харківського національного автомобільно-дорожнього університету
(дозвіл № 44/22/4.7 від 08 липня 2022 р.)

Рецензенти

Е. Е. Александров – професор кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, доктор технічних наук, професор;

В. В. Душенко – професор кафедри «Інформаційних технологій і систем колісних і гусеничних машин» імені О. О. Морозова Національного технічного університету «Харківський політехнічний університет», доктор технічних наук, професор.

Авторський колектив

М. А. Подригало (розділи 1.3, 1.4, 5, 6),
О. С. Полянський (розділи 1.1, 1.2), **М. П. Холодов** (розділи 2, 3, 4),
Я. А. Бобров (розділи 7, 8, 9), **Д. В. Абрамов** (розділи 10, 11).

Д 44 **Динаміка гальмування та теорія робочих процесів гальмівних систем колісних тракторів та тракторних поїздів:** колект. монографія у 3 томах [текст] / М. А. Подригало, О. С. Полянський, Д. В. Абрамов, та ін. Харків: Вид-во Естет Принт, 2023.
ISBN 978-617-95214-2-3
Том 2. 228 с.
ISBN

У монографії представлені матеріали досліджень динаміки гальмування тракторів і тракторних поїздів. Запропоновано раціональні методи та методики проектування гальмівних систем тракторів та тракторних поїздів. Докладно досліджено гальмівні механізми, що застосовуються на колісних тракторах.

Для студентів, магістрів, аспірантів і фахівців, що навчаються і працюють в галузі автомобіле- і тракторобудування.

Лл. 211, табл. 78, бібліограф.: 121 назв.

УДК 631.17 ББК 39.33-01

ISBN 978-617-95214-2-3
(Повна монографія)
ISBN
(Том 2)

© М. А. Подригало, О. С. Полянський, Д. В. Абрамов, та ін., 2023

РОЗДІЛ 5. АНАЛІЗ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ І ОСНОВИ ЇХ ПРОЕКТУВАННЯ

5.1. Відомі критерії оцінки ефективності та напрямки розвитку конструкцій тракторних гальмівних механізмів

Гальмівні механізми є одним з найважливіших елементів гальмівного керування, що поглинають та розсіюють кінетичну енергію машини. Структура та класифікація гальмівних механізмів, що застосовуються в автотракторобудуванні, та вимоги до них сформульовані у роботі [1].

Бухарін М. А. запропонував використовувати для оцінки гальмівних механізмів коефіцієнт ефективності C , рівний відношенню сумарної дотичної сили $\sum P_{np}$ на поверхні тертя до суми сил $\sum P_{np}$, прикладених до фрикційних пар з боку приводу

$$C = \frac{\sum X_{mp}}{\sum P_{np}}. \quad (5.1)$$

Чим вище C , тим менше зусилля повинен прикладати водій до педалі для загальмовування машини із заданою інтенсивністю (за відсутності підсилювачів у приводі).

У роботі М. П. Александрова цей критерій використовувався для порівняльної оцінки ефективності різних типів гальмівних механізмів

$$C = \frac{M_m}{r_{\sigma} \cdot P_{np}}, \quad (5.2)$$

де M_m – гальмівний момент;
 r_{σ} – радіус тертя барабана;
 P_{np} – приводне зусилля.

В роботі [1] наведено результати досліджень Ю. Б. Беленького, М. І. Дроніна, М. Ф. Метлюка ефективності різних конструкцій гальмівних механізмів із застосуванням статечних рядів і визначили в загальному вигляді для дискових та колодкових гальм наступну залежність:

$$C = \frac{m' \cdot \mu}{1 - m' \cdot \mu \cdot S}, \quad (5.3)$$

де m' – величина, яка залежить від конструктивних параметрів гальма; для дискових гальмівних механізмів m' дорівнює кількості поверхонь тертя, а для барабаних гальмівних механізмів m' залежить від конструктивних розмірів; зазвичай більшість існуючих барабаних гальм m' перебуває у межах 1,7...2,3;

S – показник самопосилення (серводії), знак і величина якого для конкретного гальма залежить від його конструктивних властивостей і напрямку обертання ротора.

У роботі [2] введено поняття коефіцієнта ефективності окремих пар тертя, а також коефіцієнта самопосилення пар тертя та гальмівного механізму загалом. Для барабанного гальмівного механізму, що має колодки з двома ступенями свободи, введено поняття коефіцієнта серводії.

Для оцінки стабільності вихідних показників багато авторів [4, 5, 6] використовують так звану гальмівну характеристику, що виражає залежність показника ефективності гальма C від коефіцієнта тертя μ . При цьому похідна коефіцієнта ефективності C (внутрішнього передавального числа) за коефіцієнтом тертя μ

$$\varepsilon = \frac{\partial C}{\partial \mu} \quad (5.4)$$

є безпосередньою мірою чутливості гальма і названа коефіцієнтом чутливості. Гальма з малим C мають, як правило, і мале значення ε . Використовується також і відносна чутливість гальма

$$e = \frac{\partial C}{\partial \mu} \cdot \frac{\mu}{C} = \varepsilon \cdot \frac{\mu}{C}. \quad (5.5)$$

Розглянуті критерії оцінки ефективності гальмівних механізмів не оцінюють енергетичних показників, що характеризують здатність до розсіювання тепла, що виділяється при гальмуванні.

У роботах Ф. К. Германчука і І. В. Крагельського запропоновано критерії, що враховують у комплексі ефективність, стабільність гальмівного механізму, а також довговічність фрикційних пар.

На думку авторів, коефіцієнт ефективності (внутрішнє передавальне число) не може однозначно характеризувати ефективність гальма, оскільки є силовою, а не енергетичною характеристикою. За відсутності будь-яких інших обмежень можна збільшити передатне відношення гальмівного приводу і отримати необхідний гальмівний момент за малих значень внутрішнього передавального числа гальма. Однак є обмеження максимального передатного відношення гальмівного приводу, обумовлене максимально допустимим ходом педалі гальмівної системи. Це обмеження у певних умовах не враховано. Крім того, розвиток підсилювачів гальмівного приводу дозволяє реалізувати будь-яке зусилля приводу гальма при невеликих переміщеннях педалі і зусилля на ньому. У зв'язку з цим важливішим показником для оцінки гальмівного механізму останнім часом стала стабільність його вихідних характеристик (гальмівного моменту).

При проектуванні гальмівного управління проблема вибору типу, числа та місця встановлення гальмівних механізмів є одна із найважливіших. Від раціонального вирішення цієї проблеми залежить виконання вимог, що висуваються до гальмівного управління та гальмівної динаміки колісної машини.

На рис. 5.1 наведено класифікацію гальмівних механізмів, що застосовуються у світовому тракторобудуванні. На рис. 5.2 показані

сфери поширення різних типів гальмівних механізмів на тракторах з різною потужністю двигуна [1].

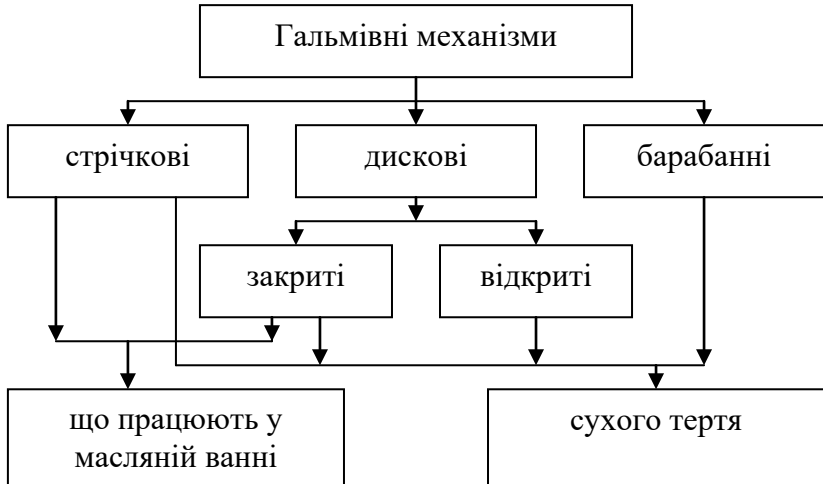


Рис. 5.1. Класифікація тракторних гальмівних механізмів

У діаграмі, яка наведена на рис. 5.2, відсутні стрічкові гальма, що працюють у маслі, оскільки вони знайшли переважне застосування на гусеничних тракторах.

Результати проведеного в роботі [1] аналізу показали, що до 1981 року барабанні гальмівні механізми застосовувалися на тракторах з потужністю двигуна $N_{об} = 14,7 \dots 58,8$ кВт (20 ... 80 к. с.), а також на окремих моделях з потужністю $N_{об} = 73,5 \dots 95,6$ кВт (100...130 к. с.).

Стрічкові гальмівні механізми мали найменше поширення та застосовувалися на тракторах з потужністю двигуна $N_{об} = 14,7 \dots 44,1$ кВт (20...60 к. с.). Дискові гальмівні механізми, що працюють у маслі, набули поширення до 1981 р. на колісних тракторах з потужністю двигуна $N_{об} = 14,7 \dots 162$ кВт (20...220 к. с.). Більшість моделей тракторів з такими гальмами мали потужність двигуна $N_{об} = 110 \dots 125$ кВт (150...170 к. с.). Установка «мокрих» гальм на колісних тракторах

з малою потужністю двигуна найчастіше пояснюється тим, що багато зарубіжних фірм випускають гаму машин різної потужності. При цьому з метою уніфікації на тракторах всього ряду встановлюються гальма одного типу. Дискові гальма сухого тертя широко поширення набули на колісних тракторах з потужністю двигуна в межах $N_{\text{дв}} = 22,1 \dots 95,6$ кВт (30...130 к.с.) та $N_{\text{дв}} = 147 \dots 221$ кВт (200...300 к.с.).

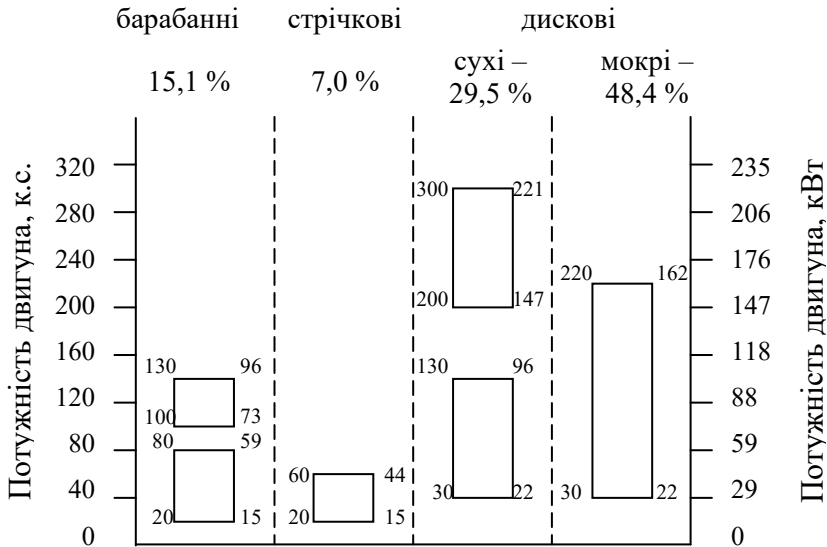


Рис. 5.2. Области поширення гальмівних механізмів різних типів на колісних тракторах залежно від потужності двигуна [1]

Аналіз конструкцій зарубіжних колісних тракторів показав, що у 70–80 гг. минулого століття 72,5 % ... 92,5 % (менше число для сільськогосподарських тракторів з колісною формулою 4x2, а більше – 4x4 і всіма колесами однакового діаметра) їх моделей мали «сухі» та «мокрі» дискові гальма. Стрічкові мали незначне поширення на колісних тракторах, але широко використовувалися на гусеничних промислових тракторах – 81 % моделей на світовому ринку 1981 р. [1].

Барабанні гальма частіше зустрічалися на сільськогосподарських тракторах з колісною формулою 4х2 (16,3 % моделей) і рідше – на тракторах з усіма колесами однакового діаметра та колісною формулою 4х4 (2 % моделей).

Дискові гальма сухого тертя відкритого типу [1] широко застосовувалися на потужних колісних тракторах з колісною формулою 4х4 і колесами однакового діаметра. Як правило, гальма такого типу монтуються на вихідному валу коробки передач (або роздавальної коробки) як центральне трансмісійне гальмо. Ці гальма забезпечують легку заміну гальмівних колодок, мають високу теплорозсіювальну здатність і енергоємність, мають невелику металомісткість.

Дискові гальма, що працюють у маслі, мають стала вельми поширеною. Вони мають велику зносостійкість і довговічність (6000...10000 мотогодин експлуатації). Їхній недолік – висока вартість. НАТІ [1] рекомендує застосовувати на потужних колісних тракторах загального призначення (з колісною формулою 4х4) з метою зниження матеріаломісткості гальм, забезпечення простоти ремонту та технічного обслуговування дискові гальма відкритого типу з пневмо- та пневмогідравлічним приводом. Для потужних колісних тракторів 4х4 універсально-просапного призначення – дискові гальма сухого тертя відкритого типу або «мокрі» багатодискові, розміщені на вихідному валу коробки передач (роздавальної коробки) з гідравлічним приводом.

Вибір місця встановлення визначає тепловий режим та енергетичні витрати на включення гальмівного механізму, а також визначає конструкцію останнього. Якщо автомобілі повинні мати гальма на всіх колесах (причому гальмівні механізми повинні встановлюватися безпосередньо на колесах), то щодо тракторів існує певний розкид вимог різних країн (див. табл. 1.2). Це створює проблему для використання центрального гальма в трансмісії для робочого гальмування, хоча 58,9 % моделей тракторів з колісною формулою 4х4, представлених на ринку США в 1982 р., мали центральне дискове гальмо. Стандарти колишньої Чехословаччини [3], наприклад, забороняли таку установку гальм, при якій передача гальмівного моменту на колесо здійснюється через зубчасту передачу. Це ускладнювало експорт

до колишньої Чехословаччини колісних тракторів класу 0,6...1,4, що випускаються в колишньому СРСР і мали гальмівні механізми на первинних валах кінцевих (бортових передач). З цієї причини чехословацькі трактори були обладнані колісними гальмівними механізмами [1]. Аналіз конструкцій зарубіжних тракторів, представлених над ринком ФРН 1987...1989 роках, визначив тенденцію зростання кількості моделей, мають всі гальмівні колеса. Проведені нами дослідження [1] показали, що у 1987 року гальмами усім колесам було обладнано 42 % моделей тракторів, то 1989 року – 56 %. Статистичний аналіз показав [1], що основними факторами, що впливають на необхідність гальмування всіх коліс, є:

- максимальна швидкість руху V_{max} ;
- потужність двигуна $N_{дв}$ (з нею пов'язана повна маса машини);
- компоновання машини (положення центру мас);
- наявність реверсивної трансмісії.

Перший фактор впливає на гальмівний шлях машини, а перший і другий – на енергонавантаженість гальмівних механізмів. Третій та четвертий фактори впливають на використання зчпної ваги у разі гальмування коліс лише однієї осі трактора.

У 1987...1989 роках 81,5...82,5 % від загальної кількості моделей, мають $V_{max}=40$ км/год обладнані гальмами усім колесам. Аналіз показав також, що встановлення гальм на колесах тільки однієї осі проводиться при $N_{дв} \leq 65$ кВт (навіть за $V_{max} > 30$ км/год). Причому за $N_{дв} > 65$ кВт гальма на всіх колесах встановлюються навіть за $V_{max} \leq 30$ км/год. Це свідчить про недостатню енергоємність гальмівних механізмів однієї осі.

Відзначається кореляція між виконанням на замовлення $V_{max}=40$ км/год та встановленням на замовлення гальм на всіх колесах тракторів.

Гальма на колесах однієї осі встановлюються на тракторах, що мають зміщений до однієї з вісей центр мас (екстремальне компоновання). Прикладом можуть бути самохідні шасі фірми «Fendt». Наявність реверсивної трансмісії спричиняє, як правило, встановлення гальм на всіх колесах тракторів навіть екстремального компоновання.

Однак у літературі відсутні чіткі рекомендації про те, в яких випадках потрібно загальмовувати всі колеса, а в яких достатньо обмежитися гальмуванням коліс тільки однієї вісі. Це підтверджують результати проведеного дослідження, що виявило певний різнобіт технічних рішень. Відсутність таких рекомендацій ускладнює етап проектування тракторів та змушує приймати остаточне рішення на етапі експериментальних робіт.

5.2. Пропоновані критерії оцінки ефективності гальмівних механізмів

Підхід до оцінки ефективності гальмівних механізмів визначає напрямок розвитку їх конструкцій. Як зазначалося, зазначену оцінку раніше проводили за коефіцієнтом ефективності. Метою такого підходу було зниження зусилля на педалі без збільшення передавального відношення приводу та використання підсилювачів. Відповідно до цього критерію більш ефективним вважається гальмівний механізм з більш високим самопосиленням, а це суперечить вимогам забезпечення стабільності гальмівного моменту [1]. Крім того, розвиток конструкцій дискових гальм відкритого типу, що володіють більш високою (порівняно з іншими типами гальмівних механізмів) стабільністю вихідних характеристик і жорсткістю опорно-розтискного пристрою, дозволило збільшити передатне відношення приводу без збільшення педалі ходу і застосування підсилювачів.

Критерієм ефективності гальмівного механізму повинен бути максимальний гальмівний момент, що розвивається ним. Цей момент обмежується максимальним контактним тиском поверхнях тертя, тобто. визначається довговічністю фрикційних пар.

Крім того, виникла необхідність розробки критерію ефективності управління гальмівним механізмом, який визначив би межу використання м'язової енергії водія для створення необхідного гальмівного моменту без використання підсилювачів у приводі. Як такий критерій пропонується робота, що витрачається на включення гальмівного механізму. Під включенням гальмівного механізму мається на увазі процес зміни моменту гальма від нуля до максимальної величини.

Застосування підсилювачів в гальмівному приводі сприяє зменшенню роботи включення гальма та зниженню часу спрацьовування гальмівної системи, тобто. збільшення її швидкодії.

Визначимо роботу включення для різних типів гальмівних механізмів та проведемо їх порівняльний аналіз за цим критерієм. І тому необхідно отримати їх силову характеристику, тобто. залежність, що зв'язує між собою приводне зусилля гальма та переміщення ланки, що задає це зусилля [1].

Розглянемо просте стрічкове гальмо (рис. 5.3.). Деформація розтягування гальмівної стрічки

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3, \quad (5.6)$$

де $\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3$ – деформації набігаючої, збігаючої гілок стрічки, а також криволінійної ділянки стрічки відповідно

$$\Delta l_1 = \frac{S_1 \cdot l_1}{E \cdot F}; \quad (5.7)$$

$$\Delta l_2 = \frac{S_2 \cdot l_2}{E \cdot F}, \quad (5.8)$$

де S_1, S_2 – зусилля розтягування в набігаючій і гілках, що збігає;

E, F – модуль пружності матеріалу та площа поперечного перерізу гальмівної стрічки;

l_1, l_2 – довжини гілок гальмівної стрічки, що набігає та що збігає відповідно.

Визначимо деформацію Δl_3 . Для цього розглянемо деформацію елемента стрічки. На рис. 5.4 розглянуто схему сил, прикладених до цього елемента

$$d(\Delta l_3) = \frac{(S + dS) \cdot l_3}{E \cdot F}, \quad (5.9)$$

$$dS = \mu \cdot S \cdot dS, \quad (5.10)$$

де (5.10) отримано з виведення формули Ейлера для гнучкої нитки.

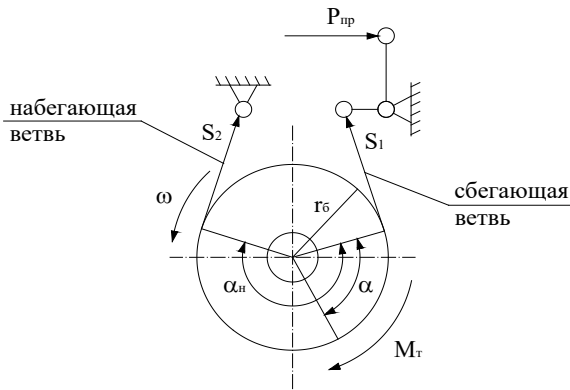


Рис. 5.3. Розрахункова схема стрічкового гальма

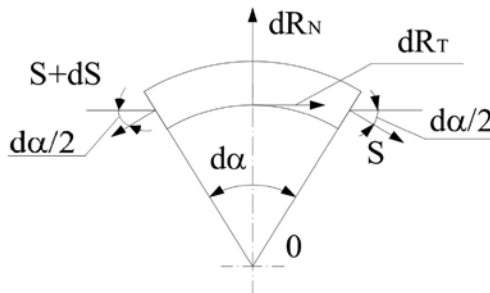


Рис. 5.4. Схема визначення деформації елемента стрічки

Підставляючи (5.10) (5.9) і нехтуючи величинами вищого порядку малості, отримаємо

$$d(\Delta \ell_3) = \frac{S}{E \cdot F} \cdot r_6 \cdot d\alpha, \quad (5.11)$$

де r_6 – діаметр шківів;

S – натяг стрічки в точці з кутовою координатою α ; відповідно до формули Ейлера

$$S = S_1 \cdot \exp(\mu \cdot \alpha), \quad (5.12)$$

де α – поточний кут, відповідний куту розташування елемента стрічки щодо точки виходу її з контакту зі шківом.

Підставляючи (5.12) (5.11), після інтегрування отримаємо

$$\Delta \ell_3 = \frac{S_1 \cdot r_6}{E \cdot F \cdot \mu} \cdot [\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1], \quad (5.13)$$

де α_n – кут обхвату стрічкою шківів.

Загальна деформація стрічки

$$\Delta \ell = \frac{S_1 \cdot \ell_1}{E \cdot F} + \frac{S_2 \cdot \ell_2}{E \cdot F} + \frac{S_1 \cdot r_6}{E \cdot F \cdot \mu} \cdot [\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1]. \quad (5.14)$$

Приймаючи $l_1 \approx l_2$ и , отримаємо $S_2 = S_1 \cdot \exp(\mu \cdot \alpha)$, отримаємо

$$\Delta\ell = \frac{S_1 \cdot \ell_1}{E \cdot F} \cdot \left[1 + \exp(\mu \cdot \alpha_n) + \frac{r_{\bar{o}}}{\mu \cdot \ell_1} \cdot [\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1] \right]. \quad (5.15)$$

Робота, що витрачається на включення гальма

$$A_{\text{вкл}} = \int_0^{S_{1\text{max}}} \Delta\ell \cdot dS_1. \quad (5.16)$$

Після підстановки (5.15) (5.16) та інтегрування по S_1 в межах від 0 до $S_{1\text{max}}$, отримуємо

$$A_{\text{вкл}} = \frac{S_{1\text{max}}^2 \cdot \ell_1}{2E \cdot F} \cdot \left[\exp(\mu \cdot \alpha_n) + 1 + \frac{r_{\bar{o}}}{\mu \cdot \ell_1} \cdot [\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1] \right]. \quad (5.17)$$

Виразимо $S_{1\text{max}}$ через $M_{T\text{max}}$ за відомою [16] формулою

$$S_{1\text{max}} = \frac{M_{T\text{max}}}{r_{\bar{o}} \cdot [\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1]}. \quad (5.18)$$

Рівняння (5.17) з урахуванням (5.18) набуде вигляду

$$A_{\text{вкл}} = \frac{M_{T\text{max}}^2 \cdot \ell_1}{2r_{\bar{o}}^2 \cdot E \cdot F} \cdot \frac{\exp(\mu \cdot \alpha_n) + 1 + \frac{r_{\bar{o}}}{\mu \cdot \ell_1} \cdot [\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1]}{[\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1]^2}. \quad (5.19)$$

Розглянемо багатодискове гальмо. Визначимо його гальмівний момент з урахуванням тертя у напрямних. Розрахункова схема механізму наведено на рис. 5.5.

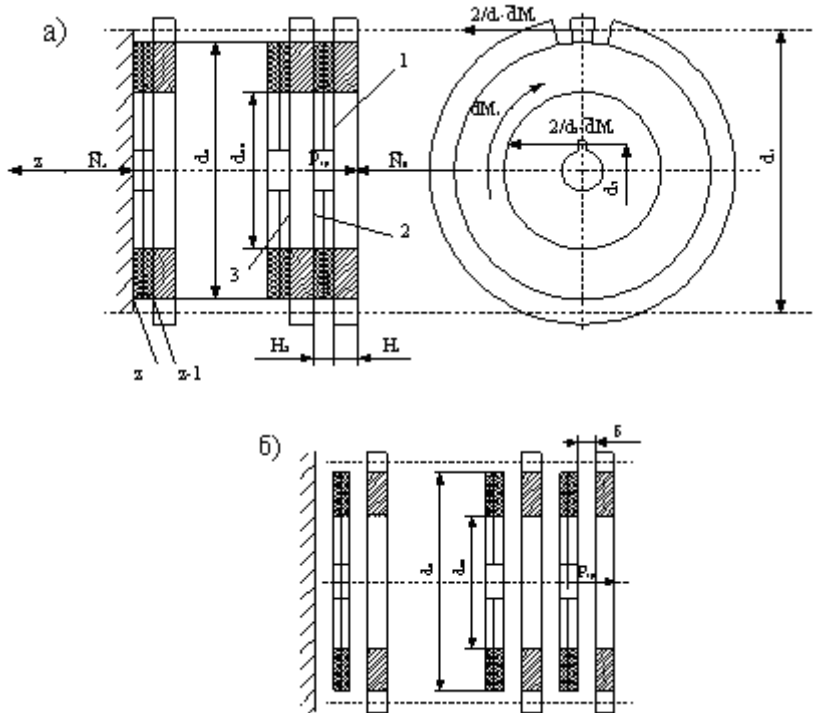


Рис. 5.5. Розрахункова схема багатодискового гальма:
а – під час роботи гальма; б – при включенні гальма

Уявімо, що кількість пар z поверхонь тертя є безперечною величиною. Тоді елементарна зміна нормальної сили ∂N вздовж осі z , обумовлена тертям у напрямних дисках (див. рис. 5.5а)

$$\partial N = -2 \cdot \partial M_T \cdot \mu_1 \cdot (1/d_1 + 1/d_2), \quad (5.20)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя між поверхнями гальмівних дисків та напрямних;

d_1, d_2 – середні діаметри зовнішніх та внутрішніх напрямних гальмівних дисків, відповідно;

∂M_T – елементарний гальмівний момент, що розвивається в z -му перерізі гальма,

$$\partial M_T = N \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot \partial z, \quad (5.21)$$

де R_{cp} – середній (ефективний) радіус тертя.

Підставляючи (5.21) (5.20), отримаємо звичайне диференціальне рівняння з розділними змінними

$$\partial N/N = -2 \cdot \mu \cdot \mu_1 \cdot R_{cp} \cdot (1/d_1 + 1/d_2) \partial z. \quad (5.22)$$

Рішення рівняння (5.22) з урахуванням крайових умов $z=0; N=N_0$ має вигляд

$$N_z/N_o = \exp[-2 \cdot \mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot (1 + d_1/d_2) \cdot R_{cp}/d_1], \quad (5.23)$$

де N_0 – нормальна сила, прикладена до гальма з боку натискного механізму;

N_z – нормальна сила, що діє в z -му перерізі гальма.

Після підстановки (5.23) (5.21) і рішення диференціального рівняння аналогічного виду, що має граничні умови $z=0; M_T=0$, отримаємо

$$M_T = N_0 \cdot \frac{d_1}{2\mu(1 + d_1/d_2)} \left[1 - \exp[-2\mu \cdot \mu_1 \cdot z(1 + d_1/d_2)R_{cp}/d_1] \right]. \quad (5.24)$$

Приймаючи припущення те, що, $d_1 \approx d_n = 2 \cdot R_n$; $d_1 / d_n = R_n / R_{вн} = K_R$
та, враховуючи, що середній радіус дорівню

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_{вн}}{2} = R \cdot \frac{1 + K_R}{2 \cdot K_R}, \quad (5.25)$$

отримаємо

$$M_T = N_0 \cdot R_n \frac{1}{\mu_1 \cdot (1 + K_R)} \left[1 - \exp \left[-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1 + K_R)^2}{2K_R} \right] \right], \quad (5.26)$$

де K_R – співвідношення зовнішнього та внутрішнього радіусів тертя
гальмівних дисків, $K_R = R_n / R_{вн}$

Неважко помітити, що відомий коефіцієнт ефективності C (вну-
трішнє передавальне число гальма) являє собою наведений коефіціє-
єнт тертя μ_n , що використовується для оцінки впливу форми та роз-
ташування фрикційних поверхонь на величину сил тертя механізму.

Приведений коефіцієнт тертя дискового гальма

$$\mu_n = \frac{M_T}{N_0 \cdot R_n} = \frac{1}{\mu_1 (1 + K_R)} \left[1 - \exp \left[-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1 + K_R)^2}{2K_R} \right] \right]. \quad (5.27)$$

Графіки залежності (5.23) та (5.27) наведені на рис. 5.6.

Аналіз залежності (5.27) показує, що $\lim_{z \rightarrow \infty} \mu_n = \frac{1}{\mu_1 \cdot (1 + K_R)}$. Для розра-
хункових даних, які використовуються для побудови кривої 1 на
рис. 5.6.

$$\mu_{n \max} = \frac{1}{0,15 \cdot (1 + 1,73)} = 2,44.$$

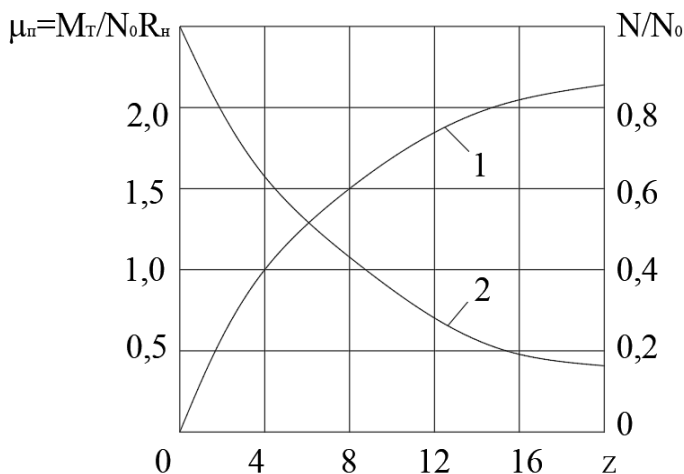


Рис. 5.6. Характеристика багатодискового гальма:

$$1 - \mu_n = \mu_n(z); 2 - N/N_0 = f(z)$$

При збільшенні z понад 12 відбувається незначне збільшення гальмівного моменту. Отже, $z=8\dots 12$ є раціональним.

Зміна кривої 2 на рис. 5.6 показує, що при збільшенні числа поверхонь тертя z збільшується нерівномірність розподілу навантаження між гальмівними дисками, що призводить до великого нагрівання та зношування диска, розташованого біля натискного механізму. При $z=6$ навантаження крайні диски відрізняється вдвічі.

Відома конструкція багатодискового гальма [4], в якому забезпечується зниження нерівномірності навантаження гальмівних дисків за рахунок паралельного, а не послідовного навантаження їх приводною силою.

На рис. 5.7 представлені залежності наведеного коефіцієнта тертя μ_n від μ при різній кількості поверхонь тертя z .

Чутливість до зміни коефіцієнта тертя

$$\varepsilon = \frac{d\mu_n}{d\mu} = \frac{1 + K_R}{2K_R} \cdot z \cdot \exp\left[-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1 + K_R)^2}{2K_R}\right]. \quad (5.28)$$

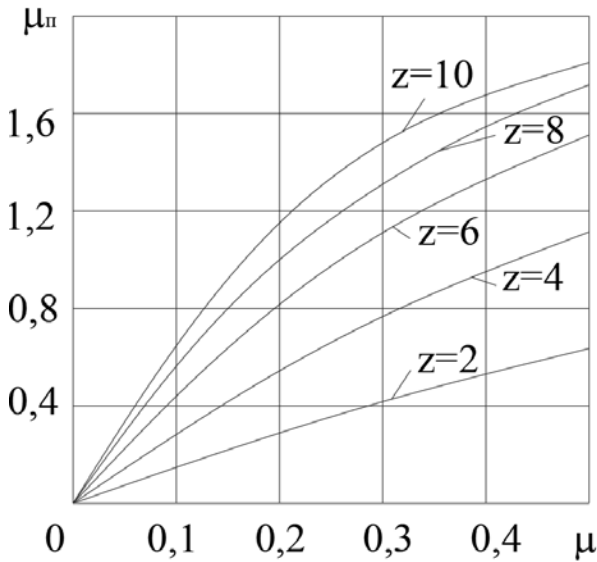


Рис. 5.7 – Залежність наведеного коефіцієнта тертя від дійсного коефіцієнта тертя

Графік залежності (5.28), побудований за $\mu=0,35$; $\mu=0,15$; $K_R=1,73$, наведено на рис. 5.8. Аналіз цього графіка показує, що функція (5.28) має максимум. Точка максимуму відповідає у разі $z=8,84$ і з умови $d\varepsilon/dz=0$. Ця умова виконується при

$$z = \frac{2K_R}{\mu \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_R)^2}. \quad (5.29)$$

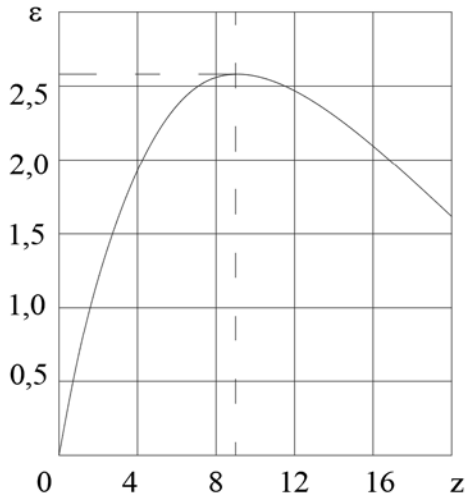


Рис. 5.8. Залежність коефіцієнта чутливості багатодискового гальма від кількості поверхонь тертя

Таким чином, дискове гальмо відкритого типу з параметрами $z=2$; $\mu=0,15$; $K_R=1,73$ матиме найменше значення $\varepsilon=1,258$, тобто дискові гальма відкритого типу стабільніші ніж закриті.

Визначимо роботу, що витрачається на включення багатодискового гальма

$$A_{\text{вкл}} = A'_{\text{вкл}} + A''_{\text{вкл}}, \quad (5.30)$$

де $A'_{\text{вкл}}$ – робота, що витрачається на переміщення дисків при виборі проміжків;

$A''_{\text{вкл}}$ – робота стиснення дисків.

Визначимо $A'_{\text{вкл}}$ (див. рис. 5.5.б). Елементарна робота

$$\partial^2 A'_{\text{вкл}} = P_{mp} \cdot \partial x \cdot \partial z, \quad (5.31)$$

де ∂x – елементарне переміщення вихідної ланки натискного механізму,

$$\partial x = \delta \cdot \partial z; \quad (5.32)$$

δ – номінальний зазор між фрикційними поверхнями однієї пари дисків;

P_{mp} – сумарна сила тертя всіх дисків, що переміщуються..

Величину P_{mp} можна визначити, розв'язавши наступне диференціальне рівняння (з урахуванням граничних умов $z=0$; $P_{mp} = P_{mp0}$)

$$\partial P_{mp} = 2P_{mp} \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot (1/d_1 + 1/d_2) \partial z. \quad (5.33)$$

В результаті отримаємо

$$P_{mp} = P_{mp0} \cdot \exp \left[2\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{R_{cp}}{d_1} \cdot (1 + d_1/d_2) \right], \quad (5.34)$$

де P_{mp0} – початкова сила тертя в напрямних першого диска, обумовлена його власною вагою.

Підставляючи (5.32) та (5.34) до (5.31), отримаємо

$$\partial^2 A'_{\text{вкл}} = P_{mp0} \cdot \delta \cdot \exp \left[2\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot (1 + d_1/d_2) \cdot R_{cp}/d_1 \right] \partial z^2. \quad (5.35)$$

Двічі інтегруючи рівняння (5.35), отримаємо

$$A'_{\text{вкл}} = \frac{P_{\text{мп}0} \cdot \delta}{4\mu^2 \cdot \mu_1^2 (1 + d_1/d_2)^2 (R_{\text{cp}}/d_1)^2} \left[\exp\left[2\mu \cdot \mu_1 \cdot z(1 + d_1/d_2) R_{\text{cp}}/d_1\right] - 2\mu \cdot \mu_1 \cdot z(1 + d_1/d_2) \cdot R_{\text{cp}}/d_1 - 1 \right]. \quad (5.36)$$

Приймаючи $d_1 \approx d_n = 2 \cdot R_n$; $d_1/d_2 \approx K_R$ та, з урахуванням (5.25), отримаємо

$$A'_{\text{вкл}} = \frac{4P_{\text{мп}0} \cdot \delta \cdot K_R^2}{\mu^2 \cdot \mu_1^2 (1 + K_R)^4} \left[\exp\left[\mu \cdot \mu_1 \cdot z \frac{(1 + K_R)^2}{2K_R}\right] - \mu \cdot \mu_1 \cdot z \frac{(1 + K_R)^2}{2K_R} - 1 \right]. \quad (5.37)$$

Робота $A''_{\text{вкл}}$, що витрачається на деформацію дисків під час стиснення (див. рис. 5.3а), визначається з наступного диференціального рівняння

$$\partial^2 A''_{\text{вкл}} = \Delta_z \cdot \partial N_0 \cdot \partial z, \quad (5.38)$$

де Δ_z – деформація фрикційного контакту в z-му перерізі;
 ∂N_0 – елементарне збільшення зусилля натискного механізму.

Деформація фрикційного контакту

$$\Delta_z = \frac{N_z}{2F_n} \cdot \left(\frac{H_1}{E_1} + \frac{H_2}{E_2} \right), \quad (5.39)$$

де H_1, H_2 – товщини двох контактуючих дисків;
 E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів контактуючих дисків.

Підставляючи (5.39) та (5.23) до (5.28), отримаємо

$$\partial^2 A''_{\text{вкл}} = \frac{N_z}{2F_n} \left(\frac{H_1}{E_1} + \frac{H_2}{E_2} \right) \cdot \exp \left[-2\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{R_{cp}}{d_1} \left(1 + \frac{d_1}{d_2} \right) \right] \partial N_0 \cdot \partial z. \quad (5.40)$$

Після взяття другого інтеграла в межах від 0 до N_0 та від 0 до z , отримаємо

$$A''_{\text{вкл}} = \frac{N_0^2}{4F_n} \cdot \frac{\left(\frac{H_1}{E_1} + \frac{H_2}{E_2} \right)}{2\mu \cdot \mu_1 \cdot \frac{R_{cp}}{d_1} \left(1 + \frac{d_1}{d_2} \right)} \cdot \left[1 - \exp \left[-2\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{R_{cp}}{d_1} \left(1 + \frac{d_1}{d_2} \right) \right] \right]. \quad (5.41)$$

Величину N_0 можна визначити з формули (5.24)

$$N_0 = \frac{2M_T \cdot \mu_1 \cdot \left(1 + \frac{d_1}{d_2} \right)}{d_1 \left[1 - \exp \left[-2\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{R_{cp}}{d_1} \left(1 + \frac{d_1}{d_2} \right) \right] \right]}. \quad (5.42)$$

Після підстановки (5.42) (5.41) при $M_T = M_{T_{\max}}$

$$A''_{\text{вкл}} = \frac{M_{T_{\max}}^2 \cdot \mu_1 \left(\frac{H_1}{E_1} + \frac{H_2}{E_2} \right) \cdot \left(1 + \frac{d_1}{d_2} \right)}{2F_n \cdot d_1 \cdot R_{cp} \cdot \mu \cdot \left[1 - \exp \left[-2\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{R_{cp}}{d_1} \left(1 + \frac{d_1}{d_2} \right) \right] \right]}. \quad (5.43)$$

Приймаючи $d_1 \approx d_n = 2 \cdot R_n$; $d_1/d_2 \approx K_R$;

$$F_n = \pi(R_n^2 - R_{\text{вн}}^2) = \pi \cdot R_n^2 \cdot (K_R^2 - 1)/K_R^2$$

та, враховуючи (5.25), отримаємо

$$A_{\text{вкл}}'' = \frac{M_{T_{\text{max}}}^2 \cdot \mu_1 \left(\frac{H_1}{E_1} + \frac{H_2}{E_2} \right) \cdot K_R^3}{2\pi \cdot (K_R^2 - 1) \cdot \mu \cdot R_n^4 \cdot \left[1 - \exp \left[-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(K_R + 1)^2}{2K_R} \right] \right]} \quad (5.44)$$

Таким чином, залежності (5.30), (5.37) та (5.44) дозволяють розрахувати роботу включення багатодискового гальма.

5.3. Узагальнене рівняння гальмівного моменту для всіх типів гальмівних механізмів

У роботі М. П. Александрова запропоновано формулу для розрахунку гальмівного моменту дискового гальма з урахуванням тертя у напрямних

$$M_T = N_0 \cdot R_{cp} \cdot \frac{\mu \cdot z}{1 + \mu \cdot \mu_1 \cdot R_{cp} \cdot \left(\frac{R_1 + R_2}{2R_1 \cdot R_2} \right) \cdot (z + 1)}, \quad (5.45)$$

де R_1, R_2 – середні радіуси осьових напрямних дисків, що не обертаються і обертаються, відповідно, $R_1 = d_1/2$; $R_2 = d_2/2$ (див. рис. 5.5.).

Приймаючи $R_1 \approx R_n$; $R_1/R_2 = K_R$ і підставивши (5.25) у (5.45), отримаємо

$$M_T = N_0 \cdot R_n \cdot \frac{\mu \cdot z \cdot (K_R + 1) / 2K_R}{1 + \mu \cdot \mu_1 \cdot (z + 1) \cdot (K_R + 1)^2 / 2K_R}. \quad (5.46)$$

Наведений коефіцієнт тертя у цьому випадку

$$\mu_n = \frac{M_T}{N_0 \cdot R_n} = \frac{\mu \cdot z \cdot (K_R + 1) / 2K_R}{1 + \mu \cdot \mu_1 \cdot (z + 1) \cdot (K_R + 1)^2 / 2K_R}. \quad (5.47)$$

На рис. 5.9 наведено графіки залежностей, розраховані за формулами (5.27) та (5.47). порівняння цих графіків показує, що розрахунок μ_n та M_T можна вести за будь-якою із зазначених формул, причому похибка буде незначною.

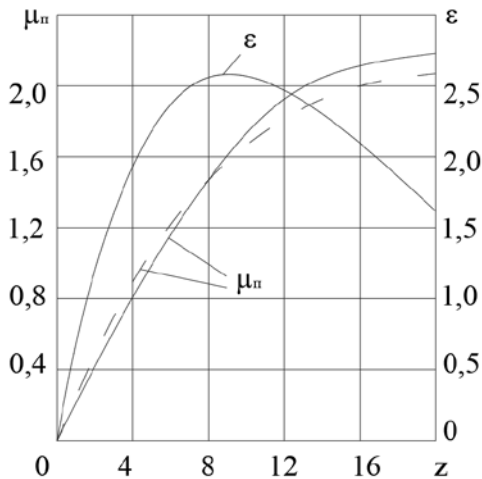


Рис. 5.9. Порівняння характеристик дискового гальма:
— розрахунок μ_n за формулою (5.47); - - - розрахунок μ_n
за формулою (5.27), $\mu_1=0,35$; $\mu=0,15$; $K_R=1,73$

Рівняння (5.24), що описує залежність гальмівного моменту дискового гальма з урахуванням тертя в напрямних, на вигляд функції ідентично рівнянню гальмівного моменту стрічкового гальма

$$M_T = \begin{cases} S \cdot r_{\delta} \cdot [\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1] & \text{— при приводі на гілку, що збігає; (5.48)} \\ S \cdot r_{\delta} \cdot [1 - \exp(-\mu \cdot \alpha_n)] & \text{— при приводі на гілку, що набігає. (5.49)} \end{cases}$$

Можливість заміни функції виду (5.46) на функцію виду (5.24) дозволяє зробити заміну рівнянь гальмівного моменту барабанного гальма [1]

$$M_T = \begin{cases} P_{np} \cdot \mu \cdot r_{\delta} \cdot \frac{a+c}{c-\mu \cdot e} & \text{— колодка, що затягує; (5.50)} \\ P_{np} \cdot \mu \cdot r_{\delta} \cdot \frac{a+c}{c+\mu \cdot e} & \text{— віджимна колодка. (5.51)} \end{cases}$$

на рівняння виду

$$M_T = \begin{cases} P_{np} r_{\delta} \frac{a+c}{c-\mu e} \left[\exp\left(\mu \frac{e}{c}\right) - 1 \right] & \text{— колодка, що затягує; (5.52)} \\ P_{np} r_{\delta} \frac{a+c}{c+\mu e} \left[1 - \exp\left(-\mu \frac{e}{c}\right) \right] & \text{— віджимна колодка. (5.53)} \end{cases}$$

На рис. 5.10 наведено графіки залежностей (5.50); (5.51); (5.52); (5.53), побудовані при $a=c=2e$.

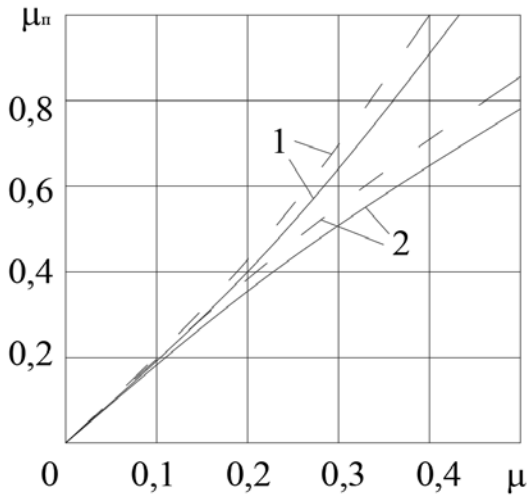


Рис. 5.10. Апроксимація кривих гальмівного моменту колодок барабанного гальма: 1 – віджимна колодка; 2 – колодка, що затягується;
— розрахунок за формулами (5.50), (5.51);
--- розрахунок за формулами (5.52), (5.53).

Узагальнюючи отримані результати, можна записати рівняння гальмівного моменту для будь-якого з типів гальмівного механізму, що розглядаються, в наступному вигляді:

$$M_T = P_{np} \cdot R_r \cdot Q_1 [\exp(Q_2 \cdot \mu \cdot (1 - Q_3)) - \exp(-Q_2 \cdot \mu \cdot Q_3)]. \quad (5.54)$$

де Q_1 , Q_2 – коефіцієнти, що залежать від типу гальмівного механізму (див. табл. 5.1);

Q_3 – коефіцієнт, що залежить від знака коефіцієнта серводії фрикційної пари; при позитивному серводії $Q_3 = 0$, а при негативному – $Q_3 = 1$;

R_r – габаритний радіус ротора гальмівного механізму;

P_{np} – привідне зусилля.

Таблиця 5.1. Визначення коефіцієнтів Q_1 та Q_2

Тип гальмівного механізму	Коефіцієнти	
	Q_1	Q_2
Стрічковий	1	a_n
Дисковий	$\frac{1}{\mu_1 \cdot (K_R + 1)}$	$\mu_1 \cdot z \frac{(K_R + 1)}{2K_R}$
Барабанний	$\frac{a + c^*}{e}$	$\frac{e}{c}$

Оскільки в барабанних гальмах застосовуються дві паралельні фрикційні пари (гальмівні колодки), а на практиці застосовуються комбіновані типи гальмівних механізмів (стрічково-дискові та дисково-барабанні), то для цих випадків

$$M_T = \sum_{j=1}^{m_n} P_{npj} \cdot R_{rj} \cdot Q_{1j} \left[\exp(Q_{2j} \cdot \mu_j \cdot (1 - Q_{3j})) - \exp(-Q_{2j} \cdot \mu_j \cdot Q_{3j}) \right], \quad (5.55)$$

де m_n – число паралельних фрикційних пар гальмівного механізму.

Рівняння (5.55) є узагальненим рівнянням гальмівного механізму. Узагальнене рівняння наведеного коефіцієнта тертя

$$\mu_n = \sum_{j=1}^{m_n} Q_{1j} \left[\exp(Q_{2j} \cdot \mu_j \cdot (1 - Q_{3j})) - \exp(-Q_{2j} \cdot \mu_j \cdot Q_{3j}) \right]. \quad (5.56)$$

*) a ; c ; e – конструктивні параметри барабанного гальма.

5.4. Дослідження контакту плоских фрикційних поверхонь за відсутності оливи

5.4.1. Оцінка впливу показників зносу фрикційних поверхонь на динаміку геометричного припрацювання та розподіл тисків

Розподіл тисків на поверхні тертя впливає величину середнього (ефективного) радіуса тертя. В даний час існує дві гіпотези розподілу тиску по плоскій поверхні тертя [1]. Перша гіпотеза – рівних тисків у всіх точках, а друга – рівних питомих потужностей тертя. Одним із факторів, що впливають на розподіл тисків, є знос фрикційних поверхонь.

Оцінимо вплив зносу на розподіл тиску фрикційної поверхні. У зв'язку з цим приймемо такі припущення:

- розглядається контакт плоских поверхонь (металевий диск – фрикційний матеріал) за відсутності мастила;
- контакт між колодкою та диском відбувається по всій поверхні;
- знос матеріалу в кожній точці фрикційної поверхні пропорційний питомій роботі тертя у цій точці;
- металева основа колодки має високу жорсткість, при цьому деформація її значно менша від різниці зносу в різних точках фрикційної поверхні.

Розглянемо накладку (рис. 5.11) як сукупність елементарних стрижнів площею поперечного перерізу dF і висотою H (де H – товщина накладки у точці, що розглядається). Враховуючи, що жорсткість накладки менша за жорсткість контртіла (гальмівного диска), впливом останнього фактора можна знехтувати.

Деформацію елементарного стрижня можна визначити, використовуючи закон Гука (рис. 5.12)

$$\Delta_{r1} = \frac{dN \cdot H_1}{dF \cdot E_1}, \quad (5.57)$$

де Δ_{r1} – деформація елементарного стрижня в точці, що цікавить;
 dN – елементарна сила, що діє на стрижень;
 dF – площа перерізу елементарного стрижня;
 H_1 – товщина накладки у цій точці;
 E_1 – модуль пружності першого роду матеріалу накладки.

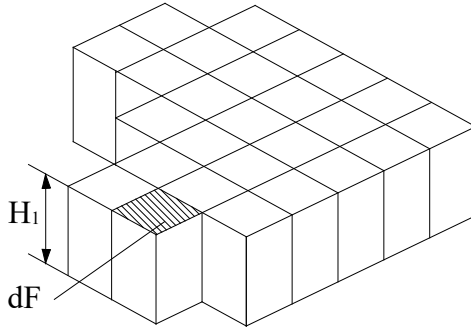


Рис. 5.11. Розподіл фрикційної накладки на елементарні стрижні

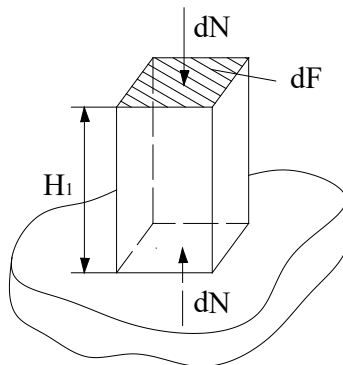


Рис. 5.12. Розрахункова схема визначення деформації елементарного стрижня

У виразі (5.57)

$$\frac{dN}{dF} = p_r, \quad (5.58)$$

де p_r – тиск на поверхню накладки в точці, що розглядається.

Таким чином, з урахуванням (5.57) можна визначити p_r як

$$p_r = \frac{E_1}{H_1} \cdot \Delta r_1 = C_{r1} \cdot \Delta r_1, \quad (5.59)$$

де C_{r1} – жорсткість елементарного стрижня

Деформація елементарного стрижня якщо диск необертається, і незношена накладка

$$\Delta_{01} = \frac{p_0}{C_{r1}} = \frac{p_0 \cdot H_{10}}{E_1}, \quad (5.60)$$

де p_0 – початковий тиск (однаковий для всіх точок поверхні накладки);
 H_{10} – товщина незношеної накладки у цій точці.

Величину p_0 можна визначити як

$$p_0 = \frac{N_0}{F_n}, \quad (5.61)$$

де N_0 – нормальна сила притискання накладки до диска;
 F_n – загальна (номінальна) площа фрикційної накладки.

При гальмуванні, з часом, деформація елементарного стрижня дорівнюватиме

$$\Delta_{r1} = \Delta_{01} - \Delta_{02} - x_{r1} - x_{r2} + \delta_c, \quad (5.62)$$

де x_{r1} , x_{r2} – геометричний знос у r -й точці накладки та контртілі;

δ_c – додатковий стиск стрижня для компенсації зменшення деформації при зносі;

Δ_{02} – деформація незношеного, необертового гальмівного диска.

Жорсткість елементарного стрижня при зносі

$$C_{r1} = \frac{E_1}{H_{10} - x_{r1}}. \quad (5.63)$$

Зношення накладки і контртіла в r -й точці в момент часу залежить від досконалої в цій точці роботи тертя

$$x_{r1} = \int_0^{\tau} p_r \cdot r \cdot \omega \cdot \mu \cdot m_{u1} \cdot d\tau = \mu \cdot m_{u2} \cdot \int_0^{\tau} p_r \cdot r \cdot \omega \cdot d\tau; \quad (5.64)$$

$$x_{r2} = \mu \cdot m_{u2} \cdot \int_0^{\tau} p_r \cdot r \cdot \omega \cdot d\tau, \quad (5.65)$$

де ω – кутова швидкість обертання гальмівного диска;

m_{u1} ; m_{u2} – показники, що характеризують схильність до зносу матеріалу накладки та контртіла відповідно.

У виразі (5.62) знос накладки та контртіла (гальмівного диска) підсумовується. У цьому випадку, використовуючи (5.64) та (5.65), отримасмо

$$x_{r1} + x_{r2} = \mu \cdot (m_{u1} + m_{u2}) \cdot \int_0^{\tau} p_r \cdot \omega \cdot r \cdot d\tau. \quad (5.66)$$

Величину $m_{u1} + m_{u2}$ доцільно позначати через сумарний коефіцієнт m_u , а $x_{r1} + x_{r2}$ – через сумарний знос x_r . Величина $x_{r2} \ll x_{r1}$ (у зв'язку з цим можна прийняти $x_r \cong x_{r1}$). Величина Δ_{02} також значно менша за Δ_{01} . Тому можна прийняти $\Delta_0 = \Delta_{01} - \Delta_{02} \approx \Delta_{01}$. Вираз (5.62) набуде вигляду

$$\Delta_r = \Delta_0 - x_r + \delta_c. \quad (5.67)$$

При несамовстановлюючій колодці (конструкція направляючого пристрою колодки забезпечує її поступальне переміщення) елементарні стрижні, рівновіддалені від осі обертання гальмівного диска мають однакові значення всіх параметрів, що входять у вирази (5.59), (5.62) і (5.64), тобто. рівні деформації, жорсткості, зношування та тиску. Таким чином, для випадку визначення закону розподілу тисків по поверхні зводиться до визначення закону розподілу останніх вздовж радіуса гальмівного диска. На бічних поверхнях суміжних елементарних стрижнів діють дотичні напруги, що викликаються різницею деформацій цих стрижнів (тобто викликають реакції, що замінюють умовно відрізані зв'язки). На кордонах 1, 2 та 1, 3 стрижнів (рис. 5.13) вони не виникнуть, зважаючи на рівність умов для стрижнів 1, 2, 3. Передбачається, що закон розподілу тисків уздовж радіусу гальмівного диска описується гладкою функцією. При цьому різниця деформацій стрижня 1 та стрижня 5 має знак, протилежний різниці деформацій 1 та 4.

Це означає, що дотичні напруги на межах 1, 4 і 1, 5 стрижнів спрямовані у протилежні сторони. При нескінченно малому dr малий і момент, що згинає стрижень, а сумарна дотична сила на межах стрижнів 1, 5 і 1, 4 є величиною великого порядку малості. З урахуванням зазначених припущень доведено прийнятність прийнятої розрахункової схеми (рис. 5.9).

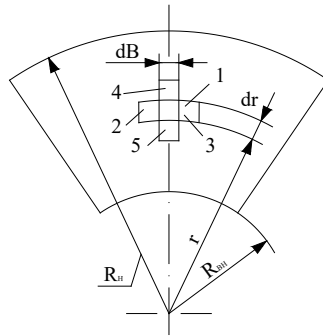


Рис. 5.13. Схема визначення взаємного впливу суміжних елементарних стрижнів

Для визначення закону розподілу тиску вздовж радіусу гальмівного диска необхідно вирішити систему, що складається з рівнянь (5.59), (5.60), (5.61), (5.63), (5.64), (5.67), а також рівняння

$$N = \iint_{F_n} p_r \cdot dF = \iint_{F_n} \frac{E_1}{H_{10} - x_r} \cdot (\Delta_0 - x_r + \delta_c) \cdot dF = N_0. \quad (5.68)$$

Рівняння (5.68) дозволяє визначити величину δ_c , рівну всім точкам фрикційної накладки і залежить від часу. У зв'язку з труднощами аналітичного рішення вказаної системи рівнянь доцільно провести розрахунок чисельними методами. Умовно приймаємо, що гальмівний диск обертається із постійною кутовою швидкістю.

У табл. 5.2 наведено вихідні дані для зразкового розрахунку характеристик пари тертя дискового гальма.

Блок-схему програми наведено на рис. 5.14.

Розрахунок розподілу тисків по радіусу поверхні тертя при зміні часу з кроком 30 с показав, що при другому кроці ($\tau = 32$ с) відбувається стабілізація значень тиску в усіх точках. Перевіримо відповідність отриманих результатів відомому закону розподілу тисків, що ґрунтується на гіпотезі

$$p_r \cdot V_r = const, \quad (5.69)$$

де V_r – швидкість ковзання в контакті фрикційних поверхонь на r -му радіусі, $V_r = \omega \cdot r$.

Таблиця 5.2. Вихідні дані для розрахунку

Параметр	Умовне літерне позначення	Значення параметра
Нормальна сила, що діє на накладку	N_0	15000 Н
Початкова товщина фрикційної накладки	H_{10}	0,01 м
Зовнішній радіус гальмівного диска	R_n	0,1 м
Внутрішній радіус гальмівного диска	$R_{вн}$	0,057 м
Модуль пружності матеріалу фрикційної накладки	E_1	$2 \cdot 10^{10}$ Н/м ²
Кут сектора накладки	α_n	1,22 рад
Коефіцієнт тертя фрикційних поверхонь	μ	0,3
Сумарний показник схильності до зносу пар тертя	m_u	$4,76 \cdot 10^{-14}$ м ³ /Дж
Кутова швидкість обертання ротора	ω	71,5 с ⁻¹

Момент, створюваний дисковим гальмом

$$M_T = \int_{F_n} p_r \cdot r \cdot \mu \cdot z \cdot dF. \quad (5.70)$$

Враховуючи, що $p_r \cdot r = const$ отримаємо

$$M_T = p_r \cdot r \cdot \int_{F_n} \mu \cdot z \cdot dF = p_r \cdot r \cdot \mu \cdot z \cdot F_n, \quad (5.71)$$

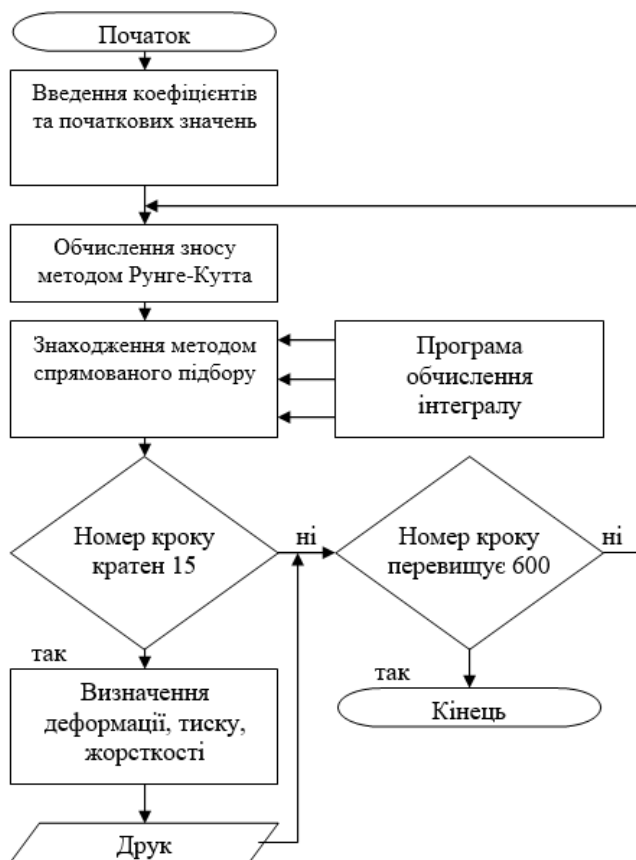


Рис. 5.14. Блок схема алгоритму розрахунку

Звідки

$$P_r = \frac{M_T}{\mu \cdot z \cdot F_H} \cdot \frac{1}{r}. \quad (5.72)$$

Підставляючи в (5.72) вираз

$$M_T = N_0 \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot z, \quad (5.73)$$

отримаємо з урахуванням (5.25)

$$p_r = \frac{N_0 \cdot (R_n + R_{gn})}{2 \cdot F_n} \cdot \frac{1}{r}. \quad (5.74)$$

Площа секторної накладки

$$F_n = \frac{1}{2} \cdot \alpha_n \cdot (R_n^2 - R_{gn}^2). \quad (5.75)$$

Вираз (5.74) з урахуванням (5.75) має вигляд

$$p_r = \frac{N_0}{\alpha_n \cdot (R_n - R_{gn})} \cdot \frac{1}{r}. \quad (5.76)$$

У таблиці 5.3 наведено значення p_r , отримані при використанні запропонованої розрахункової моделі, а також визначені за формулою (5.76) для тих же значень параметрів.

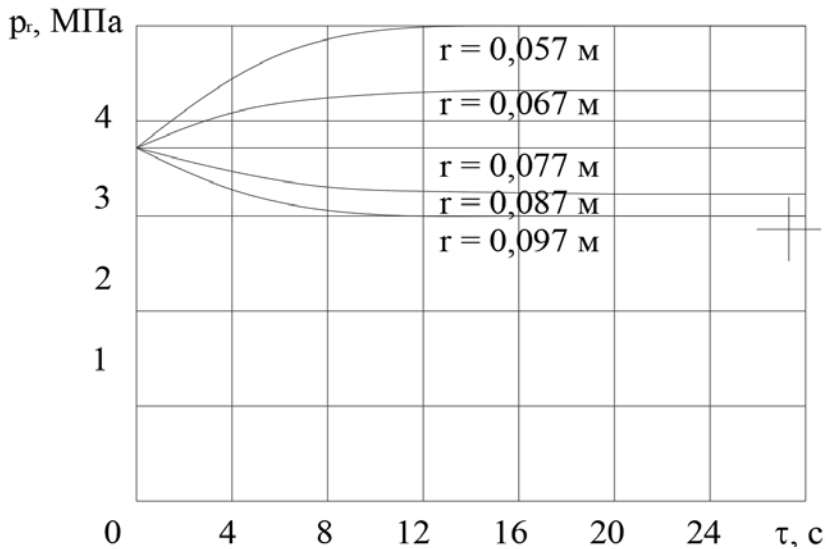
Аналіз даних таблиці 5.3 показав, що запропонована розрахункова модель дозволяє отримати результати, що підтверджують гіпотезу $p_r \cdot V_r = const$.

Разом з тим вона дозволяє досліджувати зміну розподілу тисків у часі в початковий період роботи фрикційної пари (період геометричного приробітку). З цією метою було здійснено розрахунок значень p_r (у точках, що лежать на різних радіусах гальмівного диска) з кроком часу $\tau = 2$ с від 0 до 36 с.

Таблиця 5.3. Оцінка результатів розрахунку

Радіус r , мм	Тиск p_r , МПа	
	при використанні запропонованої розрахункової моделі	при гіпотезі $p_r \cdot V_r = const$
57	5,02	5,02
67	4,27	4,27
77	3,72	3,71
87	3,29	3,29
97	2,95	2,95

На рис. 5.15 представлені графіки залежності $p_r = p_r(\tau)$. При $\tau > 28$ с значення p_r стабілізується у всіх точках.

Рис. 5.15. Залежність $p_r = p_r(\tau)$

Таким чином, нами доведено, що при поступальному переміщенні колодки (не встановлюється колодка) або диска підтверджується гіпотеза $p_r \cdot V_r = const$. Отже, відповідно до виразу (5.64) відбу-

ватиметься і рівномірне зношування накладки. Це підтверджують результати розрахунку ЕОМ. При значеннях $\tau=4$ с знос накладок (див. рис. 5.15) на радіусі $r=0,057$ м становить $x_r=0,912 \cdot 10^{-6}$ м, а на радіусі $r=0,097$ м – $x_r=0,137 \cdot 10^{-5}$ м. Різниця величин зносу становить

$$\Delta x_r = 0,137 \cdot 10^{-5} - 0,912 \cdot 10^{-6} = 0,458 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

З плином часу, після геометричного приробітку (наприклад, при $\tau=602$ с ≈ 10 хв)

$$x_r = 0,175 \cdot 10^{-3} \text{ м при } r=0,057 \text{ м;}$$

$$x_r = 0,176 \cdot 10^{-3} \text{ м при } r=0,097 \text{ м;}$$

$$\Delta x_r = 10^{-6} \text{ м.}$$

Ці величини Δx_r практично незмінні при всіх значеннях τ від 32 с до 602 с. Таким чином, при геометричній опрацюванні відбувається більший знос по зовнішньому радіусу накладки і менший – по внутрішньому. Незначна різниця товщин накладки, що утворилася, зберігається після геометричної приробітки. Це свідчить про однакову інтенсивність зносу фрикційного матеріалу по всій поверхні накладки після геометричного підробітку.

Термічні деформації фрикційної накладки не впливають на розподіл тисків по радіусу гальмівного диска, оскільки при рівній питомій роботі тертя у всіх точках буде рівна поверхнева температура. При цьому будуть рівними термічні деформації.

5.4.2. Вибір оптимального співвідношення зовнішнього і внутрішнього радіусів тертя

Довговічність фрикційної накладки залежить від максимальних тисків, що виникають поверхнях тертя. У свою чергу, максимальний

тиск залежить від розмірів гальмівного диска і ступеня перекриття поверхонь тертя, що визначає розміри гальмівної накладки.

Підставляючи (5.75) у (5.71), отримуємо

$$M_T = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^2 - R_{вн}^2) \cdot p_r \cdot r. \quad (5.77)$$

Приймаючи, що при колодці, що самовстановлюється $p_r = p_0 = const$, перетворимо (5.71) на вигляд

$$M_T = p_r \cdot \mu \cdot z \cdot \iint_{F_n} r \cdot dF. \quad (5.78)$$

У виразі (5.78)

$$dF = r \cdot d\alpha \cdot dr, \quad (5.79)$$

де $d\alpha$, dr – елементарні збільшення кута сектора та радіуса накладки (див. рис. 5.16).

Після підстановки (5.79) (5.78) і подвійного інтегрування в межах $R_{вн} \leq r \leq R_n$ и $0 \leq \alpha \leq \alpha_n$, отримуємо

$$M_T = \frac{1}{3} \cdot p_0 \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^3 - R_{вн}^3). \quad (5.80)$$

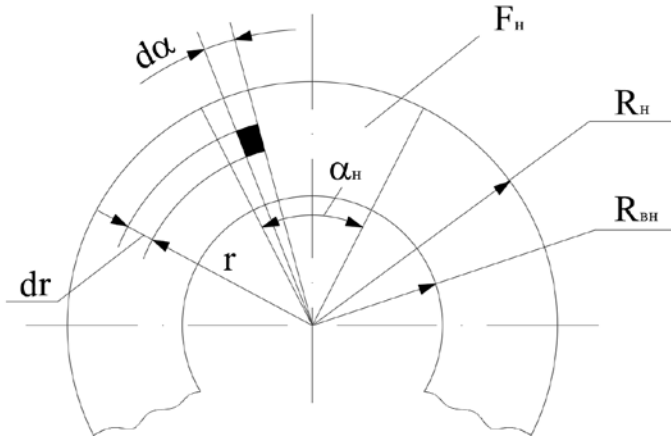


Рис. 5.16. Розрахункова схема до визначення моменту тертя в дисковому гальмі

Визначимо тиск із рівнянь (5.77) та (5.80)

$$p_r = \frac{2 \cdot M_T}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^2 - R_{вн}^2)} \cdot \frac{1}{r} \quad \text{при } p_r \cdot r = const; \quad (5.81)$$

$$p_0 = \frac{3 \cdot M_T}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^3 - R_{вн}^3)} \quad \text{при } p_r = p_0 = const. \quad (5.82)$$

Аналіз виразів (5.81) та (5.82) показує, що зі збільшенням R_n різко зменшуються p_r та p_0 . Однак R_n обмежується будівельним об'ємом, що виділяється для встановлення гальмівного механізму. Таким чином, при проектуванні можливе варіювання лише параметрів $R_{вн}$. У виразі (5.82) $p_0 = (p_0)_{\min}$ при $R_{вн} = 0$. Отже, при самовстановлюючій колодці необхідно задавати якнайменше значення $R_{вн}$ відповідно до умов компонування гальма. При несамовстановлюючій колодці максимальний тиск $p_r = p_{\max}$ виникає на внутрішньому радіусі $R_{вн}$ і визначається як

$$P_{\max} = \frac{2 \cdot M_T}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^2 - R_{\text{вн}}^2) \cdot R_{\text{вн}}}. \quad (5.83)$$

На рис. 5.17. представлені графіки залежності p_{\max} від величини $R_{\text{вн}}$ з графіка видно, що є деяке значення $R_{\text{вн}}$, що лежить в інтервалі $(0; R_n)$ і відповідне мінімуму функції $p_{\max} = p_{\max}(R_{\text{вн}})$. З умови

$$\left\{ \begin{array}{l} \partial p_{\max} / \partial R_{\text{вн}} = 0; \\ \partial p_{\max}^2 / \partial R_{\text{вн}}^2 > 0. \end{array} \right. \quad (5.84)$$

$$\quad (5.85)$$

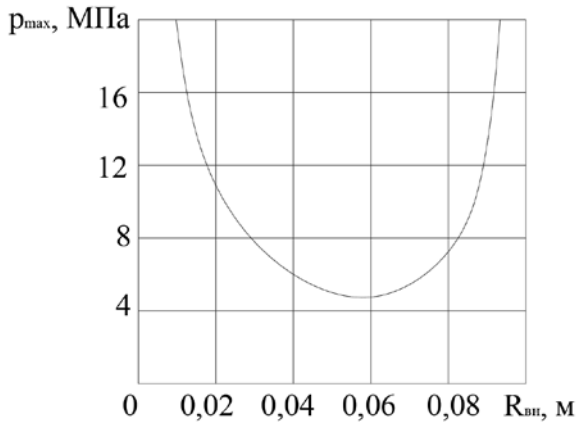


Рис. 5.17. Залежність $p_{\max} = p_{\max}(R_{\text{вн}})$: $R_n = 0,1$ м; $M_T = 706$ Н·м; $z = 2$; $\alpha_n = 1,22$ рад; $\mu = 0,3$

Знаходимо, що

$$R_{\text{вн}} = R_n / \sqrt{3} \quad (5.86)$$

або

$$K_R = R_n / R_{вн} = \sqrt{3}. \quad (5.87)$$

Мінімальне значення $(p_{\max})_{\min}$ знаходимо, підставляючи (5.86) у співвідношення (5.81) при $r=R_{вн}$

$$(p_{\max})_{\min} = \frac{3\sqrt{3} \cdot M_T}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot R_n^3} \approx \frac{5,2 \cdot M_T}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot R_n^3}. \quad (5.88)$$

Аналізуючи залежність (5.88), можна дійти невтішного висновку у тому, що з проектуванні дискових гальм бажано збільшення зовнішнього радіуса гальмівного диска (фрикційної накладки), оскільки це тягне у себе різке зменшення максимальних тисків. Графік залежності $(p_{\max})_{\min} = (p_{\max})_{\min}(R_n)$ представлений на рис. 5.18.

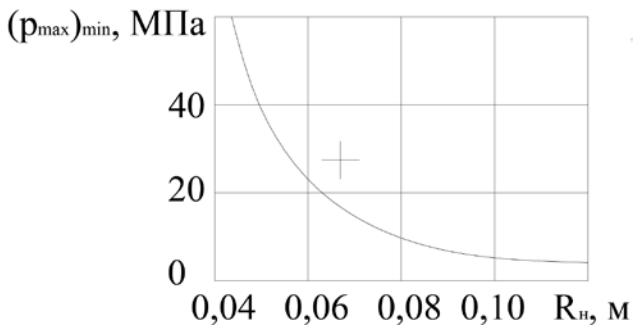


Рис. 5.18. Залежність $(p_{\max})_{\min} = (p_{\max})_{\min}(R_n)$: $\mu=0,3$; $M_T=706$ Н·м; $z=2$;
 $\alpha_n=1,22$ рад

Слід зазначити, що в даний час проводиться розрахунок середніх тисків (на середньому радіусі тертя) на фрикційних поверхнях дискових гальм. При цьому співвідношення максимального та середнього тиску

$$\frac{(p_{\max})_{\min}}{p_{cp}} = \frac{R_{cp}}{R_{вн}}. \quad (5.89)$$

Підставляючи (5.25) до (5.89) з урахуванням (5.87), отримаємо

$$\frac{(p_{\max})_{\min}}{p_{cp}} = \frac{1 + \sqrt{3}}{2} \approx 1,4,$$

де p_{cp} – середній тиск (тиск на середньому радіусі тертя).

Тиск на внутрішньому радіусі перевищує середню величину на 40 %. Таке уточнення є суттєвим і його необхідно враховувати під час проектування.

Проведемо порівняння максимальних тисків на фрикційних поверхнях дискових гальм з само- і несамовстановлюваних колодок при $K_R = \sqrt{3}$. Вираз (5.82) набуде $K_R = \sqrt{3}$ вигляду

$$p_0 = \frac{9\sqrt{3}}{3\sqrt{3} - 1} \cdot \frac{M_T}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot R_n^3} \approx \frac{3,71 \cdot M_T}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot R_n^3}. \quad (5.90)$$

Таким чином порівнюючи співвідношення (5.88) і (5.90), можна зробити висновок про те, що забезпечення рівномірного розподілу тиску по поверхні тертя (застосування колодки, що самовстановлюється) дозволяє знизити максимальний тиск на 40 %.

Недоліком самовстановлюваної колодки є нерівномірне зношування фрикційної накладки, викликане збільшенням питомої роботи тертя в міру віддалення від центру до периферії гальмівного диска, що знижує її ресурс.

5.4.3. Підвищення ефективності дискового гальма збільшенням числа колодок, що самостійно притискаються

Як зазначалося раніше, можливість реалізації максимального гальмівного моменту обмежується контактними тисками на фрикційних поверхнях гальма. Зниження цих тисків сприяє збільшенню терміну служби гальмівних колодок та підвищенню надійності гальмівної системи. Ця проблема має особливо важливе значення для дискових гальм відкритого типу, що мають відносно невелику площу фрикційних накладок.

Враховуючи, що максимальний тиск виникає на внутрішньому радіусі поверхні тертя, приймаючи його рівним величині, що допускається $[p]$, запишемо рівняння (5.77) для максимального гальмівного моменту у вигляді

$$M_{T_{\max}} = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot R_n^3 \cdot (K_R^2 - 1) \cdot [p]. \quad (5.91)$$

У разі застосування дискового гальма з кількома парами колодок (рис. 5.19)

$$M_{T_{\max}} = \sum_{i=1}^n M_{T_{i \max}} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n \mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot [p] \cdot R_i^3 \cdot (K_i^2 - 1), \quad (5.92)$$

де R_i – внутрішній радіус тертя i -ї пари колодок;

n – кількість пар гальмівних колодок;

K_{Ri} – співвідношення радіусів i -ї пари колодок.

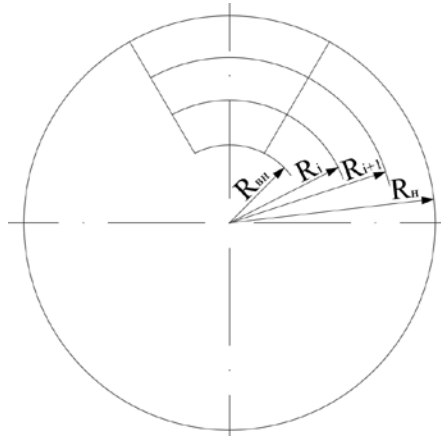


Рис. 5.19. Дискове гальмо з кількома парами колодок

Якщо для всіх пар тертя значення μ , α_n та $[p]$ однакові, то вираз (5.92) набуде вигляду

$$M_{T \max} = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot [p] \cdot \sum_{i=1}^n R_i^3 \cdot (K_i^2 - 1). \quad (5.93)$$

Розглянемо гальмо із двома парами колодок. В цьому випадку

$$M_{T \max} = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot [p] \cdot [R_1^3 \cdot (K_1^2 - 1) + R_2^3 \cdot (K_2^2 - 1)]. \quad (5.94)$$

У виразі (5.94) $R_1 = R_{\text{вн}}$ и $R_2 = R_1 \cdot K_{R1}$.

Визначимо значення K_{R1} та K_{R2} , що забезпечують отримання максимально можливого гальмівного моменту ($M_{T \max} \max$) у рівнянні (5.94).

З умов

$$\begin{cases} \partial M_{T \max} / \partial K_{R1} = 0; \\ \partial M_{T \max} / \partial K_{R2} > 0 \end{cases} \quad (5.95)$$

отримаємо

$$K_{R1} = \sqrt{3}; \quad (5.96)$$

$$K_{R2} = \sqrt{3 \cdot \left[\frac{1}{K_{R1}} \cdot \left(\frac{1}{K_{R1}^2} - 1 \right) + 1 \right]} = \sqrt{1,845} \approx 1,358. \quad (5.97)$$

Співвідношення радіусів тертя гальмівного диска

$$K_R = K_{R1} \cdot K_{R2} = 1,73 \cdot 1,358 = 2,349. \quad (5.98)$$

Враховуючи, що $R_2 = R_{\text{вн}} \cdot K_{R1}$, а $R_{\text{вн}} = R_{\text{н}} / K_R$ перетворюємо вираз (5.94) на вигляд

$$(M_{T \max})_{\max} = 0,246 \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha_{\text{н}} \cdot [p] \cdot R_{\text{н}}^3. \quad (5.99)$$

Підставляючи (5.91) $K_R = 1,73$, отримаємо для однієї пари колодок (враховуючи, що $R_{\text{вн}} = R_{\text{н}} / K_g$)

$$(M_{T \max})_{\max} = 0,192 \cdot \mu \cdot z \cdot \alpha_{\text{н}} \cdot [p] \cdot R_{\text{н}}^3. \quad (5.100)$$

Порівнюючи (5.99) і (5.100) можна дійти невтішного висновку у тому, що з рівних габаритних розмірах гальм ($R_{\text{н}}$) максимальний

гальмівний момент у разі двох пар колодок буде на 28 % вище, ніж за однієї пари колодок. Прирівнюючи праві частини рівнянь (5.99) і (5.100), знаходимо, що за однакового гальмівного моменту зазначених конструкцій гальм

$$\frac{R''_n}{R'_n} = \sqrt{\frac{0,192}{0,277}} = 0,885, \quad (5.101)$$

де R'_n ; R''_n – зовнішні діаметри гальмівних дисків гальм з однією та двома парами колодок відповідно.

Таким чином, застосування двох пар гальмівних колодок дозволяє за збереження необхідного максимального гальмівного моменту зменшити зовнішній діаметр гальмівного диска на 11,5 %.

5.4.4. Вплив зносних характеристик фрикційних матеріалів на розподіл тиску за радіусом тертя.

Зносні характеристики фрикційних поверхонь дискового гальма впливають на закон розподілу тисків уздовж радіусу гальмівного диска та визначають залежність гальмівного моменту від приводного зусилля.

Раніше приймалося, що знос фрикційних матеріалів пропорційний або роботі тертя, або питомої потужності тертя. На підставі цих гіпотез було визначено відповідні залежності для розрахунку розподілу тисків та середнього (ефективного) радіусу тертя. Гіпотеза пропорційності зносу роботі тертя була прийнята і раніше нами щодо раціонального співвідношення зовнішнього і внутрішнього радіусів тертя.

Однак ціла низка досліджень [1, 2, 4] показала, що між величиною зносу фрикційних матеріалів, тиском і швидкістю ковзання в контакт існує більш складна статечна залежність. Цю залежність можна у наступному вигляді:

$$x_r = \int m_u \cdot p_r^{K_1} \cdot \mu \cdot V_r^{K_2} \cdot \partial \tau, \quad (5.102)$$

де V_r – швидкість відносного ковзання в r -ій точці, $V_r = \omega \cdot r$;
 K_1 ; K_2 – показники ступеня, постійні для даного фрикційного матеріалу.

Тоді інтенсивність зносу визначатиметься так

$$\frac{\partial x_r}{\partial \tau} = m_u \cdot p_r^{K_1} \cdot \mu \cdot \omega^{K_2} \cdot r^{K_2}. \quad (5.103)$$

В той самий момент часу для всіх точок фрикційної поверхні величини τ та ω однакові. В цьому випадку, після геометричного припрацювання

$$\frac{\partial^2 x_r}{\partial \tau \cdot \partial \omega^{K_2}} = m_u \cdot p_r^{K_1} \cdot \mu \cdot r^{K_2} = const = A. \quad (5.104)$$

Тому для цієї точки

$$x_r = m_u \cdot p_r^{K_1} \cdot r^{K_2} \cdot \mu \cdot \int \omega^{K_2} \cdot \partial \tau. \quad (5.105)$$

Звідси

$$m_u \cdot p_r^{K_1} \cdot r^{K_2} \cdot \mu = \frac{x_r}{\int \omega^{K_2} \cdot \partial \tau} = A \quad (5.106)$$

або

$$p_r^{K_1} \cdot r^{K_2} = \frac{A}{m_u \cdot \mu} = A_1. \quad (5.107)$$

З виразу (5.107)

$$p_r = A_1^{1/K_1} \cdot r^{-K_2/K_1}. \quad (5.108)$$

Підставляючи (5.108) у (5.70), враховуючи (5.64), отримаємо

$$M_T = \mu \cdot z \cdot A_1^{1/K_1} \cdot \int_{-\alpha_n/2}^{+\alpha_n/2} d\alpha \int_{R_{вн}}^{R_n} r^{(2-K_2/K_1)} \cdot dr. \quad (5.109)$$

Після перетворень отримаємо

$$M_T = \mu \cdot z \cdot A_1^{1/K_1} \cdot \alpha_n \cdot \frac{R_n^{3-K_2/K_1} - R_{вн}^{3-K_2/K_1}}{3 - K_2/K_1}. \quad (5.110)$$

При поступальному переміщенні гальмівних колодок величина x_r у всіх точках фрикційної поверхні однакова. Тоді вираз (5.95) з урахуванням (5.92) набуде вигляду

$$M_T = \mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot \frac{R_n^{3-K_2/K_1} - R_{вн}^{3-K_2/K_1}}{3 - K_2/K_1} \cdot p_r \cdot r^{K_2/K_1}. \quad (5.111)$$

З виразу (5.95)

$$A_1^{1/K_1} = \frac{M_T \cdot (3 - K_2/K_1)}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^{3-K_2/K_1} - R_{\text{вн}}^{3-K_2/K_1})}. \quad (5.112)$$

А з виразу (5.96)

$$p_r = \frac{M_T \cdot (3 - K_2/K_1)}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^{3-K_2/K_1} - R_{\text{вн}}^{3-K_2/K_1})} \cdot r^{-K_2/K_1}. \quad (5.113)$$

Максимальний тиск у точці $r = R_{\text{вн}}$

$$p_{\text{max}} = \frac{M_T \cdot (3 - K_2/K_1)}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^{3-K_2/K_1} - R_{\text{вн}}^{3-K_2/K_1})} \cdot R_{\text{вн}}^{-K_2/K_1}. \quad (5.114)$$

З умови $\partial P_{\text{max}} / \partial R_{\text{вн}} = 0$ та $\partial^2 P_{\text{max}} / \partial^2 R_{\text{вн}} < 0$ значення $R_{\text{вн}}$, відповідне $(p_{\text{max}})_{\text{min}}$ буде дорівнювати

$$R_{\text{вн}} = \frac{R_n}{(3-K_2/K_1) \sqrt{3 \cdot K_1/K_2}} \quad (5.115)$$

або

$$K_R = (3-K_2/K_1) \sqrt{3 \cdot K_1/K_2}. \quad (5.116)$$

Середній (ефективний) радіус тертя

$$R_{\text{cp}} = \frac{M_T}{N_0 \cdot \mu \cdot z}. \quad (5.117)$$

Нормальна сила

$$N_0 = \iint p_r \cdot dF = \frac{A_1^{1/K_1}}{2 - K_2/K_1} \cdot \alpha_n \cdot (R_n^{2-K_2/K_1} - R_{\text{вн}}^{2-K_2/K_1}). \quad (5.118)$$

Після підстановки (5.118) та (5.110) у (5.117)

$$R_{cp} = \frac{2 - K_2/K_1}{3 - K_2/K_1} \cdot \frac{R_n^{3-K_2/K_1} - R_{\text{вн}}^{3-K_2/K_1}}{R_n^{2-K_2/K_1} - R_{\text{вн}}^{2-K_2/K_1}}. \quad (5.119)$$

При $K_1 = K_2$ отримаємо

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_{\text{вн}}}{2}, \quad (5.120)$$

що відповідає умові $p_r \cdot V_r = \text{const}$. При $K_2 = 0$ отримаємо вираз

$$R_{cp} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_n^3 - R_{\text{вн}}^3}{R_n^2 - R_{\text{вн}}^2}, \quad (5.121)$$

справедливе за $p_r = \text{const}$.

Аналіз літературних джерел показав, що в даний час інтенсивність зношування оцінюється за втратою маси тіла, яка стирається I_q або по зменшенню висоти деталі I_h , яка стирається.

Використовуються такі формули:

$$I_q = \frac{q}{F_n \cdot L_{ск}}; \quad (5.122)$$

$$I_h = \frac{h_u}{L_{ck}}, \quad (5.123)$$

де q – кількість (за масою) зношеної речовини;

L_{ck} – шлях ковзання;

h_u – висота зношеного шару.

Відомо що

$$I_q = I_h \cdot \gamma, \quad (5.124)$$

де γ – щільність тіла, що стирається.

У роботі [1] на прикладі восьми зразків фрикційних матеріалів з різною композицією, встановлених на дисковому гальмі відкритого типу, визначено залежність інтенсивності зношування I_q від конструктивних параметрів гальма та фізико-механічних властивостей зазначених фрикційних матеріалів. Ця залежність має вигляд

$$I_q = k \cdot \mu \cdot \left(\frac{HB}{u} \right)^a \cdot p^b \cdot V^c \cdot k_w^y, \quad (5.125)$$

де k – постійний коефіцієнт для даного композиційного матеріалу;

HB – твердість поверхні матеріалу за Брінелем, МН/м²;

u – ударна в'язкість, кДж/м²;

k_w – коефіцієнт взаємного перекриття фрикційних поверхонь;

a, b, c, y – показники ступеня; величини постійні даного типу композиційного фрикційного матеріалу.

Очевидно, що вираз (5.123) у диференціальному вигляді можна уявити як

$$I_h = \partial h_u / \partial L_{ck}, \quad (5.126)$$

де

$$\partial L_{ck} = V \cdot \partial \tau. \quad (5.127)$$

Тоді вираз (5.125) з урахуванням (5.126); (5.127) та (5.124) набуде вигляду

$$\frac{\partial h_u}{\partial \tau} = \frac{k}{\gamma} \cdot \mu \cdot \left(\frac{HB}{u} \right)^a \cdot p^b \cdot V^{c+1} \cdot k_w^y. \quad (5.128)$$

У відомих роботах, при оцінці зношування, враховувалося тиск і швидкість ковзання не в будь-якій точці, а в точках, лежачих на середньому радіусі. Тому для визначення зношування у будь-якій точці, що не лежить на середньому радіусі тертя, необхідно врахувати співвідношення

$$p^b = p_r^b \cdot \left[\left(\frac{r}{R_{cp}} \right)^{K_2/K_1} \right]^b. \quad (5.129)$$

Таким чином

$$V^{c+1} = \left(\frac{R_{cp}}{r} \right)^{c+1} \cdot V_r^{c+1}; \quad (5.130)$$

$$\frac{\partial h}{\partial \tau} = \frac{k}{\gamma} \cdot \left(\frac{HB}{u} \right)^a \cdot k_w^y \cdot \left(\frac{r}{R_{cp}} \right)^{b \cdot K_2/K_1} \cdot \mu \cdot p_r^b \cdot V^{c+1}. \quad (5.131)$$

Порівнюючи рівняння (5.131) із використаним раніше співвідношенням (5.103), отримаємо

$$m_u = \frac{k}{\gamma} \cdot \left(\frac{HB}{u} \right)^a \cdot k_w^y \cdot \left(\frac{r}{R_{cp}} \right)^{b \cdot K_2 / K_1} \cdot \left(\frac{R_{cp}}{r} \right)^{c+1}; \quad (5.132)$$

$$b = K_1; \quad (5.133)$$

$$c + 1 = K_2; \quad (5.134)$$

$$h_u = x_r. \quad (5.135)$$

Після підстановки (5.133) та (5.134) у (5.132)

$$m_u = \frac{k}{\gamma} \cdot \left(\frac{HB}{u} \right)^a \cdot k_w^y. \quad (5.136)$$

У табл. 5.4. наведено значення K_R , розраховані за допомогою співвідношення (5.116) для восьми зразків фрикційних матеріалів, що розглядаються.

Таблиця 5.4. Рациональне K_R співвідношення зовнішнього R_{BH} та внутрішнього R_B радіусів тертя гальмівного диска (фрикційної накладки)

№ зразка	1	2	3	4	5	6	7	8
K_1/K_2	1,430	1,254	0,910	0,648	1,309	1,473	1,000	1,154
K_R	1,890	1,830	1,700	1,580	1,845	1,897	1,732	1,796

Максимальний тиск на внутрішньому радіусі при раціональному співвідношенні K_R можна визначити із співвідношення

$$(p_{\max})_{\min} = \frac{M_T}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n} \cdot \frac{K_2/K_1}{R_{\text{вн}}^3}, \quad (5.137)$$

отриманого після підстановки (5.115) (5.116).

Значення $(p_{\max})_{\min}$, розраховані за формулою (5.137) для зразків фрикційних матеріалів, що розглядаються, наведені в табл. 5.5.

Таблиця 5.5 – Значення $(p_{\max})_{\min}$ для аналізованих зразків фрикційних матеріалів ($M_T = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $R_n = 0,1 \text{ м}$; $z = 2$; $\alpha_n = 1,22 \text{ рад}$)

№ зразку	1	2	3	4	5	6	7	8
$(p_{\max})_{\min}$, МПа	$\frac{3,063^*}{4,492}$	$\frac{3,183}{4,711}$	$\frac{3,857}{5,117}$	$\frac{5,044}{5,901}$	$\frac{3,587}{4,639}$	$\frac{2,595}{4,360}$	$\frac{4,821}{4,901}$	$\frac{5,193}{4,847}$
$R_{\text{вн}}$, м	0,053	0,054	0,059	0,063	0,054	0,053	0,058	0,055

У табл. 5.5. Значення $(p_{\max})_{\min}$ наведено для двох значень коефіцієнта тертя з тією метою щоб показати вплив не тільки співвідношення K_2/K_1 , а й реального коефіцієнта тертя.

Аналіз результатів розрахунку показує, що при $\mu = 0,3$ коливання значень $(p_{\max})_{\min}$ походить від 4,360 МПа (6 зразок) до 5,901 МПа (4 зразок), що становить 35 %, а при середньому коефіцієнті тертя $\bar{\mu}$, відповідному матеріалу зразка – від 2,595 МПа (6 зразок) до 5,193 МПа (8 зразок). Ця різниця становить 100 %.

На рис. 5.20 наведено графіки залежності $p_{\max} = p_{\max}(R_{\text{вн}})$ для 4 та 6 зразків при $\mu = 0,3$.

*) У чисельнику надано значення $(p_{\max})_{\min}$, розраховані при середньому значенні $\bar{\mu}$ [13], а в знаменнику – при $\mu = 0,3$.

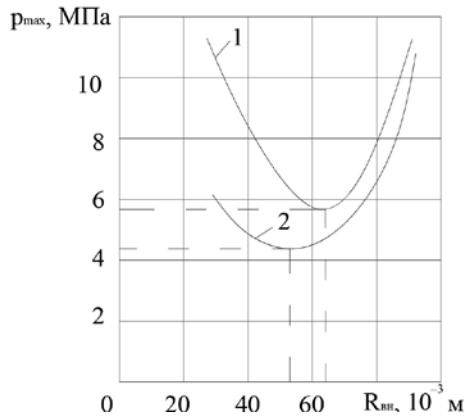


Рис. 2.20. Залежність $p_{\max} = p_{\max}(R_{\text{вн}})$: $M_T = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $z = 2$; $\alpha_n = 1,22 \text{ рад}$; $\mu = 0,3$;
1 – зразок 4; 2 – зразок 6

На рис. 5.21. наведено графіки функції розподілу тисків уздовж радіусу гальмівного диска при $\mu = 0,3$ для 4 та 6 зразків.

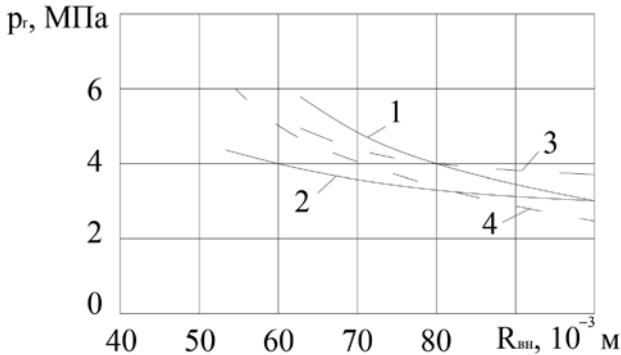


Рис. 5.21. Залежність $p_r = p_r(r)$: $M_T = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $z = 2$; $\alpha_n = 1,22 \text{ рад}$; $\mu = 0,3$;
1 – зразок 4 при $K_R = 1,580$; 2 – зразок 6 при $K_R = 1,897$;
3 – зразок 6 при $K_R = 1,580$; 4 – зразок 4 при $K_R = 1,897$

Аналіз графіків, поданих на рис. 5.21 показує, що зразок 6 при $K_R = 1,897$ має менші значення тиску порівняно зі зразком 4 при $K_R = 1,580$ не тільки на мінімальному радіусі, але і у всіх точках фрикційної поверхні. При рівних значеннях K_R (порівнюючи криві 1 та 3, а також 2 та 4) зразок 6 дозволяє отримати більш рівномірний розподіл тисків уздовж радіусу гальмівного диска.

На рис. 5.22 представлений графік залежності $((p_{\max})_{\min} = (p_{\max})_{\min}(K_1/K_2))$ при раціональних значеннях K_R .

У роботі С. П. Житницького [5] проведено теоретичне та експериментальне дослідження епюри тиску вздовж радіусу багатодискових гальм. При цьому гальмівний диск (при теоретичному аналізі) розглядався як платівка на пружній основі. Вплив зносу не враховувався.

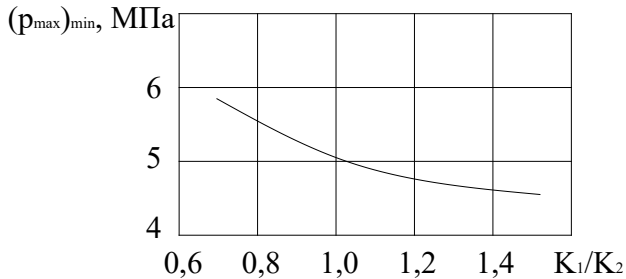


Рис. 5.22. Залежність $(p_{\max})_{\min} = (p_{\max})_{\min}(K_1/K_2)$; $\mu = 0,3$; $M_T = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $z = 2$; $\alpha_u = 1,22 \text{ рад}$

У табл. 5.6. наведено результати теоретичного та експериментального дослідження [5] розподілу тисків уздовж радіусу гальмівного диска.

Досліджений у роботі [25] дисковий гальмівний механізм мав $R_u = 142,5 \text{ мм}$, $R_{\text{он}} = 85,5 \text{ мм}$. Максимальне відхилення результатів розрахунку експериментальних даних становить 8,21 %, а середнє – 3,35 %.

У табл. 5.7. наведено результати розрахунку розподілу тиску вздовж радіусу гальмівного диска зазначеного механізму при тих самих вихідних даних, проведеного за запропонованою методикою.

Таблиця 5.6. Розподіл тисків уздовж радіусу гальмівного диска (гальмівний механізм талі ТВ-3). Дані С. П. Житницького [25]

Осьова сила N, кН	Тиск на трьох радіусах тертя									
	експериментальне дослідження				теоретичне дослідження					
	p_r , МПа	p_r , МПа	p_r , МПа	p_r , МПа	откл.	p_r , МПа	откл.	p_r , МПа	откл.	
3,832	0,098	0,092	0,091	0,096	- 2,0	0,092	- 0,3	0,094	4,4	
3,195	0,083	0,079	0,076	0,080	- 3,9	0,076	- 2,6	0,079	3,4	
2,793	0,073	0,067	0,063	0,070	- 4,6	0,067	- 0,7	0,069	8,21	
r , мм	95	114	133	95		114		133		

Таблиця 5.7. Розрахунок розподілу тисків вздовж радіусу гальмівного диска талі ТВ-3 за пропонованою методикою та порівняння з експериментальними даними [25]

Осьова сила N, кН	Тиск на трьох радіусах тертя					
	$r=95$ мм		$r=114$ мм		$r=133$ мм	
	p_r , МПа	откл.	p_r , МПа	откл.	p_r , МПа	откл.
3,832	0,100	1,000	0,094	2,130	0,090	0,944
3,195	0,083	- 0,613	0,078	- 0,330	0,075	- 2,070
2,793	0,072	- 1,370	0,068	1,430	0,065	2,93

Розрахунок здійснюється за формулою

$$p_r = \frac{N \cdot (2 - K_2/K_1)}{\alpha_n \cdot (R_n^{2-K_2/K_1} - R_{вн}^{2-K_2/K_1})} \cdot r^{-K_2/K_1}, \quad (5.138)$$

отриманої за допомогою співвідношень (5.112), (5.113), (5.118). Величина K_2/K_1 виходячи з аналізу експериментальних даних С. П. Житницького [5] було отримано рівною 0,303.

Максимальне відхилення від експериментальних даних під час розрахунку за формулою (5.138) становить 2,93 %, а середнє – 1,44 %.

На рис. 5.23 графічно проілюстровано порівняння результатів, отриманих нами, із дослідженнями [5].

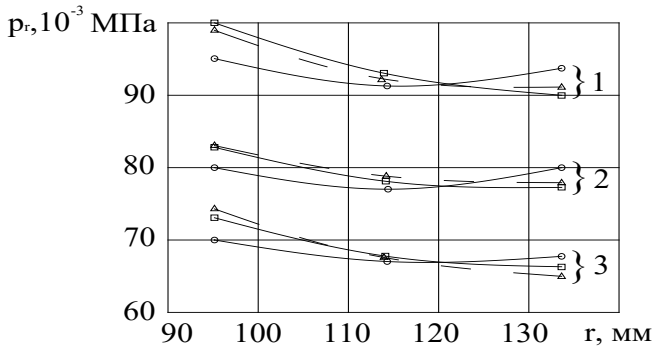


Рис. 5.23. Розподіл контактних тисків уздовж радіуса дискового гальма талі ТВ-3 за різних сил притискання: 1 – при $N = 3832$ Н; 2 – за $N = 3832$ Н; 3 – за $N = 2793$ Н; \square – розрахунок за запропонованою методикою; Δ , \circ – експериментальні та теоретичні результати С. П. Житницького [5]

Аналіз цих графіків показує, що теоретичний розподіл тисків за радіусом тертя, отриманий за запропонованою методикою (на відміну від відомої раніше [5]), має чітко виражений гіперболічний закон як і результати експериментальних досліджень С. П. Житницького.

5.4.5. Визначення ефективного радіусу тертя дискового гальма з урахуванням фактичної площі контакту

Величина середнього (ефективного) радіусу тертя залежить від розмірів гальмівного диска (зовнішнього та внутрішнього радіусів), форми накладки [1, 4, 5], а також – зносних характеристик фрикційних матеріалів. Відомі методики визначення середнього радіусу тертя припускають, що контакт фрикційних поверхонь відбувається по всій номінальній площі. Разом з тим, наявність дискретного контакту (в окремих плямах) зумовлює зміну точки докладання рівнодіючої сил тертя щодо номінального положення.

Якщо розглядати дискретний контакт фрикційних поверхонь дискового гальма (рис. 5.24), то можна припустити, що за деякий час T ,

необхідне отримання видимого зносу X , відбувається послідовний контакт в окремих точках (плямах) по всій поверхні.

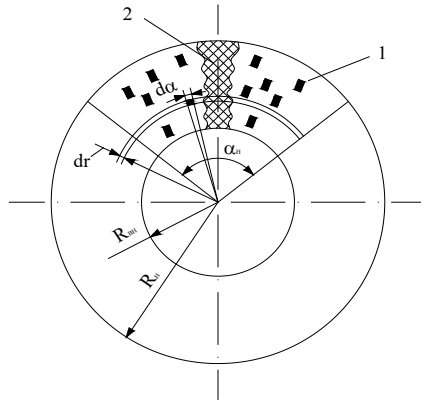


Рис. 5.24. Розрахункова схема поверхні тертя дискового гальма:
 1 – плями контакту; 2 – еквівалентна накладка

У кожний момент часу сума площ усіх плям (фактична площа) може бути визначена за відомою [1] залежністю

$$F_n = (0,5 \dots 1,0) \cdot \frac{N}{HB}. \quad (5.139)$$

Введемо поняття «часу існування плями контакту», яке можна визначити з наступного виразу:

$$\tau = \frac{x}{m_u \cdot \mu \cdot (HB)^{K_1} \cdot \omega^{K_2} \cdot r^{K_2}}, \quad (5.140)$$

отриманого із (5.102) при малих проміжках часу. Число зсувів контактних точок (плям) на r -му радіусі за час T

$$n_c = \frac{T}{\tau} = \frac{\partial F_n}{\partial F_\phi}, \quad (5.141)$$

де ∂F_n – елементарна номінальна площа поверхні тертя на r -му радіусі, $\partial F_n = r \cdot \alpha_n \cdot \partial r$;

∂F_ϕ – елементарна фактична площа тертя на r -му радіусі, дорівнює сумі площ плям контакту на цьому радіусі.

$$\partial F_\phi = K \cdot p_r \cdot \partial F_n, \quad (5.142)$$

де

$$K = (0,5 \dots 1,0) / (HB). \quad (5.143)$$

З виразу (5.141)

$$\tau = T \cdot \frac{\partial F_\phi}{\partial F_n}. \quad (5.144)$$

Прирівнюючи праві частини (5.122) та (5.126), отримаємо

$$\partial F_\phi = \frac{I_{hr}}{m_u \cdot \mu \cdot (HB)^{K_1} \cdot \omega^{K_2} \cdot r^{K_2}} \cdot \partial F_n, \quad (5.145)$$

де I_{hr} – інтенсивність геометричного зносу фрикційного матеріалу за часом, $I_{hr} = x/T$.

Величина середнього радіуса тертя не зміниться, якщо умовно «ущільнюватимемо» накладку, тобто. перенесемо всі плями за своїм

радіусом до центру накладки (рис. 5.24). У цьому випадку отримаємо еквівалентну накладку, тиск на поверхні якої буде порівнянний з твердістю матеріалу. Форма цієї накладки визначатиме величину ефективного радіусу тертя.

Уявімо, що

$$\partial F_{\phi} = \alpha_{\phi} \cdot r \cdot dr, \quad (5.146)$$

де $\alpha_{\phi} \cdot r$ – довжина дуги контакту еквівалентної накладки на r -му радіусі.

З виразу (5.145)

$$\alpha_{\phi} = \alpha_n \cdot \frac{I_{h\tau}}{m_u \cdot \mu \cdot (HB)^{K_1} \cdot \omega^{K_2} \cdot r^{K_2}}. \quad (5.147)$$

Довжина дуги контакту на r -му радіусі.

$$B_{\phi} = r \cdot \alpha_{\phi} = \alpha_n \cdot \frac{I_{h\tau}}{m_u \cdot \mu \cdot (HB)^{K_1} \cdot \omega^{K_2} \cdot r^{K_2-1}}. \quad (5.148)$$

Середній (ефективний) радіус тертя можна визначити за допомогою виразу (5.117). Підставляючи (5.117) вирази для M_T та N із співвідношень

$$M_T = \int_{R_{\text{вн}}}^{R_u} \mu \cdot z \cdot (HB) \cdot r^2 \cdot \alpha_{\phi} \cdot \partial r; \quad (5.149)$$

$$N = \int_{R_{\text{вн}}}^{R_u} (HB) \cdot \alpha_{\phi} \cdot r \cdot \partial r, \quad (5.150)$$

з урахуванням (5.147) отримаємо

$$R_{cp} = \frac{2 - K_2}{3 - K_1} \cdot \frac{R_n^{3-K_2} - R_{вн}^{3-K_2}}{R_n^{2-K_2} - R_{вн}^{2-K_2}}. \quad (5.151)$$

Ця залежність відрізняється від (5.119) відсутністю коефіцієнта K_1 .

При $K_2=1$ (частковий випадок) формула (5.151) набуде вигляду (5.120) та залежність (5.148)

$$B_\phi = \alpha_n \cdot \frac{I_{h\tau}}{m_u \cdot \mu \cdot (HB)^{K_1} \cdot \omega} = \alpha_n \cdot u, \quad (5.152)$$

де u – коефіцієнт, який не залежить від r .

Таким чином, для накладки секторної форми при $K_2=1$ еквівалентна накладка буде прямокутної форми (рис. 5.25а). Це справедливо і для гальм із кільцевою накладкою ($\alpha_n = 2\pi$).

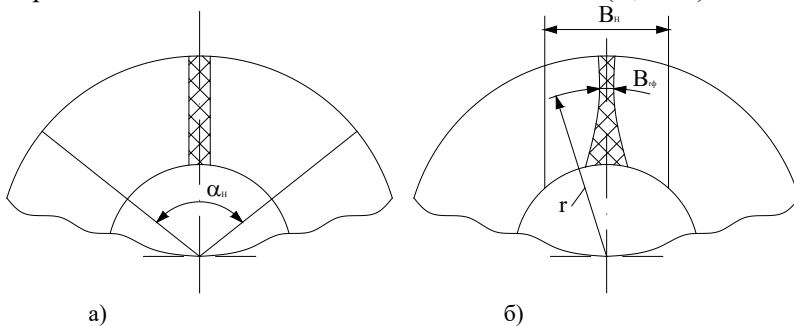


Рис. 5.25 – Форма еквівалентної накладки: а – для секторної фрикційної накладки; б – для накладки прямокутно-сегментної форми

Для накладки прямокутно-сегментної форми

$$B_{r\phi} = \frac{I_{h\tau}}{m_u \cdot \mu \cdot (HB)^{K_1} \cdot \omega^{K_2} \cdot r^{K_2}} \cdot B_n, \quad (5.153)$$

де B_n – номінальна ширина накладки;

$B_{r\phi}$ – ширина еквівалентної накладки на r -му радіусі.

В цьому випадку

$$R_{cp} = \frac{1 - K_2}{2 - K_2} \cdot \frac{R_n^{2-K_2} - R_{\phi n}^{2-K_2}}{R_n^{1-K_2} - R_{\phi n}^{1-K_2}}. \quad (5.154)$$

При $K_2 = 1$

$$B_{r\phi} = \frac{I_{h\tau} \cdot B_n}{m_u \cdot \mu \cdot (HB)^{K_1} \cdot \omega} \cdot \frac{1}{r} = u_1 \cdot \frac{1}{r}, \quad (5.155)$$

де u_1 – коефіцієнт, який не залежить від r .

Середній (ефективний) радіус тертя у цьому випадку

$$R_{cp} = \frac{R_n - R_{\phi n}}{\ln(R_n/R_{\phi n})}. \quad (5.156)$$

Еквівалентна накладка матиме криволінійну форму (див. рис. 5.256).

Отримані формули дозволяють уточнити величину ефективного (середнього) радіусу тертя дискового гальма в залежності від форми фрикційної накладки та співвідношення номінальної та фактичної площ контакту.

5.5. Методика прогнозування довговічності фрикційних накладок гальм на стадії проектування

В даний час, при проектуванні гальмівних механізмів, оцінка довговічності фрикційних накладок проводиться по питомій роботі тертя, що є відношенням поглиненої гальмом енергії до сумарної площі його поверхонь тертя. Однак такий підхід не дає можливості порівняти довговічність накладок, що мають рівну поверхню, але різну товщину. Очевидно, що більш точним показником, що характеризує довговічність фрикційних накладок, може бути енергія, що поглинається гальмом до заміни гальмівних колодок (необхідність заміни колодок визначається граничним зносом накладок). Знаючи енергію, що поглинається гальмами за одне гальмування повністю завантаженого трактора від максимальної швидкості до повної зупинки, можна розрахувати кількість умовних екстрених гальмування і по них проводити порівняння довговічності фрикційних накладок різних гальмівних механізмів, які пропонуються для установки на машину, що проектується. Кількість умовних гальмування

$$n_{ум} = \frac{W_{пред}}{W_{эм}}, \quad (5.157)$$

де $W_{пред}$ – гранична енергія, що поглинається гальмом до заміни гальмівних колодок;

$W_{эм}$ – частка енергія одного екстреного гальмування максимально завантаженого трактора, що припадає на гальмо, що розглядається.

Визначимо $W_{пред}$ для різних типів гальмівних механізмів, що застосовуються в даний час у тракторобудуванні.

Розглянемо стрічкове гальмо. Гальмівний момент стрічкового гальма [1]

$$M_T = S_1 \cdot [\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1] \cdot r_6. \quad (5.158)$$

Тиск на фрикційну накладку в точці, що лежить на радіусі, що проходить під кутом α до вісі 0-0 (рис. 5.26)

$$p = \frac{M_T}{b_n \cdot r_6^2} \cdot \frac{\exp(\mu \cdot \alpha)}{\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1}, \quad (5.159)$$

де b_n – ширина фрикційної накладки.

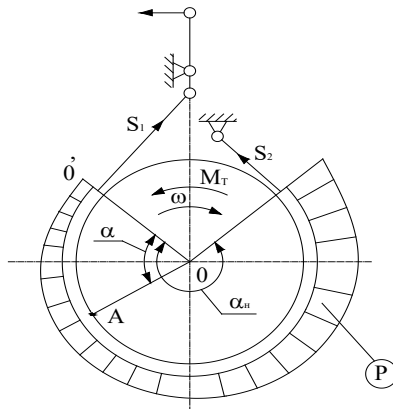


Рис. 5.26. Розподіл тисків по поверхні тертя стрічкового гальма

Максимальний тиск виникає в точці початку контакту гілки, що набігає, зі шківом

$$P_{\max} = \frac{M_T}{b_n \cdot r_6^2} \cdot \frac{1}{1 - \exp(-\mu \cdot \alpha_n)}. \quad (5.160)$$

Швидкість ковзання в контакті фрикційних поверхонь однакова у всіх точках. Тому максимальна питома робота тертя, а, отже, і максимальне зношування будуть мати місце в точці з максимальним тиском. Таким чином, граничне зношування в зазначеній точці і визначатиме довговічність стрічки.

Геометричний знос накладки у довільній точці (приймаючи його пропорційною роботі тертя)

$$x = \int_0^{\tau} p \cdot r_6 \cdot \omega \cdot \mu \cdot m_u \cdot \partial \tau. \quad (5.161)$$

З урахуванням (5.159) отримаємо

$$x = \frac{\mu \cdot m_u}{b_n \cdot r_6} \cdot \frac{\exp(\mu \cdot \alpha)}{\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1} \cdot \int_0^{\tau} M_T \cdot \omega \cdot \partial \tau. \quad (5.162)$$

У виразі (5.162)

$$\int_0^{\tau} M_T \cdot \omega \cdot \partial \tau = W, \quad (5.163)$$

де W – енергія, поглинена гальмом за проміжок часу від 0 до 0 до 0.

Підставляючи (5.163) у (5.162), отримаємо

$$x = \frac{\mu \cdot m_u}{b_n \cdot r_6} \cdot \frac{\exp(\mu \cdot \alpha)}{\exp(\mu \cdot \alpha_n) - 1} \cdot W. \quad (5.164)$$

Приймаючи $x_{\max} = H_{10}$ та $\alpha = \alpha_n$, знаходимо граничну енергію, яку може поглинути гальмо до заміни гальмівної стрічки

$$W_{\text{пред}} = \frac{H_{10} \cdot b_n \cdot r_b}{\mu \cdot m_u} \cdot [1 - \exp(-\mu \cdot \alpha_n)], \quad (5.165)$$

де H_{10} – початкова товщина стрічки.

Розглянемо дискове гальмо. Оскільки при несамовстановлюючій колодці відбувається однакове зношування по всій поверхні тертя, то розрахунок будемо проводити за середнім тиском (відповідає середньому радіусу тертя)

$$P_{cp} = \frac{N_z}{\pi \cdot (R_n^2 - R_{вн}^2)} = \frac{K_R^2 \cdot N_z}{\pi \cdot R_n^2 \cdot (K_R^2 - 1)}. \quad (5.166)$$

Підставляючи (5.23) у (5.166), отримаємо

$$P_{cp} = \frac{K_R^2 \cdot N_0 \cdot \exp\left[-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot (1 + K_R)^2 / 2K_R\right]}{\pi \cdot R_n^2 \cdot (K_R^2 - 1)}. \quad (5.167)$$

Максимальні середні тиски будуть при $z=0$, отже

$$P_{cp \max} = \frac{K_R^2 \cdot N_0}{\pi \cdot R_n^2 \cdot (K_R^2 - 1)}. \quad (5.168)$$

Виражаючи N_0 через M_T відповідно (5.26), отримаємо

$$P_{cp \max} = \frac{K_R^2 \cdot M_T \cdot \mu_1}{\pi \cdot R_n^3 \cdot (K_R - 1)} \cdot \frac{\exp\left[\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot (1 + K_R)^2 / 2K_R\right]}{\exp\left[\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot (1 + K_R)^2 / 2K_R\right] - 1}. \quad (5.169)$$

Геометричний знос накладки

$$x = \int_0^{\tau} p_{cp \max} \cdot R_{cp} \cdot \omega \cdot \mu \cdot m_u \cdot \partial \tau. \quad (5.170)$$

Підставляючи (5.169) (5.170) і, враховуючи (5.163), а також те, що $x_{\max} = H_{10}$, отримаємо

$$W_{пред} = \frac{2H_{10} \cdot \pi \cdot R_n^2 \cdot (K_R - 1)}{\mu \cdot \mu_1 \cdot m_u \cdot K_R \cdot (K_R + 1)} \cdot \left[1 - \exp\left(-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot (1 + K_R)^2 / 2K_R\right) \right]. \quad (5.171)$$

Для дискового гальма відкритого типу необхідно врахувати коефіцієнт взаємного перекриття фрикційних поверхонь

$$W_{пред} = \frac{2K_{вз} \cdot H_{10} \cdot \pi \cdot R_n^2 \cdot (K_R - 1)}{\mu \cdot \mu_1 \cdot m_u \cdot K_R \cdot (K_R + 1)} \cdot \left[1 - \exp\left(-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot (1 + K_R)^2 / 2K_R\right) \right]. \quad (5.172)$$

Розглянемо барабанне гальмо. Тиск на поверхні тертя барабанного гальма [2]

$$p = \begin{cases} \frac{P}{r_b \cdot \beta_n \cdot b_n} \cdot \frac{a + c}{c - \mu \cdot e} & \text{— на колодці, що затягується;} \\ \frac{P}{r_b \cdot \beta_n \cdot b_n} \cdot \frac{a + c}{c + \mu \cdot e} & \text{— на віджимній колодці,} \end{cases} \quad (5.173)$$

$$\quad (5.174)$$

де β_n — кут обхвату фрикційною накладкою барабана

Виражаючи P через M_T відповідно до (5.50) та (5.51), отримаємо

$$P = \frac{M_T}{r_0^2 \cdot \mu \cdot \beta_n \cdot b_n} \quad (5.175)$$

як для затягнуваної, так і для віджимних колодок.

Підставляючи (5.175) (5.161), і, з урахуванням $x_{\max} = H_{10}$, отримаємо для колодок барабанного гальма

$$W_{\text{пред}} = \frac{H_{10} \cdot r_0 \cdot \beta_n \cdot b_n}{m_u} \quad (5.176)$$

Порівнюючи (5.165), (5.171) та (5.176) можна записати узагальнене рівняння для граничної поглиненої енергії у вигляді

$$W_{\text{пред}} = \frac{H_{10} \cdot R_z}{m_u} \cdot Q_4 \left[1 - \exp\left(-\frac{Q_2}{Q_5}\right) \cdot \mu \right], \quad (5.177)$$

де Q_2 ; Q_4 ; Q_5 – коефіцієнти, які залежать від типу гальмівного механізму (див. табл. 5.1; 5.8).

Таблиця 5.8. Коефіцієнти Q_4 та Q_5

Тип гальмівного механізму	Коефіцієнти	
	Q_4	Q_5
стрічковий	b_n / μ	1
дисковий	$\frac{2\pi \cdot R_n \cdot (K_R - 1) \cdot K_{\text{бз}}}{\mu \cdot \mu_1 \cdot K_R \cdot (K_R + 1)}$	1
барабанний	b_n / β_n	0

Для декількох паралельних пар тертя в гальмівному механізмі вираз (5.177) набуде вигляду

$$W_{пред} = \sum_{j=1}^{m_n} \frac{H_{10j} \cdot R_{zj}}{m_{uj}} \cdot Q_{4j} \left[1 - \exp \left(- \frac{Q_{2j}}{Q_{5j}} \cdot \mu_j \right) \right]. \quad (5.178)$$

Напрацювання на відмову вузлів і деталей гальм (у тому числі фрикційних накладок) вимірюється в годинах роботи. Загальний час гальмування (час «чистої» роботи) можна визначити так

$$h_n = T_{эм} \cdot n_{ум}, \quad (5.179)$$

де $T_{эм}$ – час одного екстреного гальмування,

$$T_{эм} \approx \frac{V_{\max}}{m_x \cdot \varphi \cdot g}; \quad (5.180)$$

У реальних умовах експлуатації гальмування колісних машин відбуваються з різною частотою та інтенсивністю. Вони можуть виконуватися за різних вагових завантажень (комплектацій) на дорогах з різним коефіцієнтом зчеплення. На рис. 5.27 зображено зміну швидкості машини в залежності від часу роботи (мотогодин). Поглинання енергії гальмами відбувається на заштрихованих ділянках. При цьому можна говорити про середню потужність, що поглинається гальмами за термін служби фрикційних накладок. У разі встановлення двох гальмівних механізмів на одну вісь машини

$$\overline{N}_{mp.d} = \frac{W_{пред}}{h_n \cdot 1800}, \text{ Вт.} \quad (5.181)$$

Можна припустити, що залежність $V=V(h)$ має певну періодичність, а, отже, середня потужність тертя, що реалізується, при досить великій величині h буде мати такі ж значення, як і за весь термін служби фрикційної накладки.

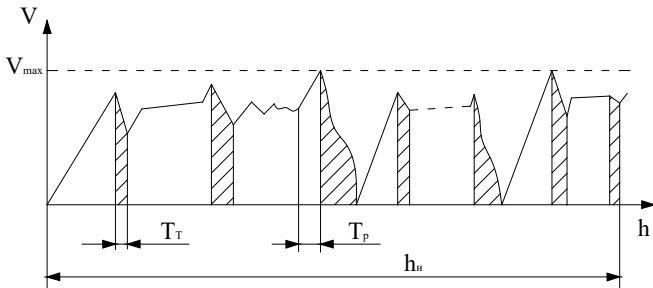


Рис. 5.27. Зміна швидкості руху машини в часі: h – час роботи (годин);
 h_n – напрацювання машини до повного зношування накладок
 (ресурс накладок)

При проектуванні перспективних тракторів на базі машин, що серійно випускаються, і установки на них нових конструкцій гальмівних механізмів виникає необхідність орієнтовної оцінки ресурсу фрикційних накладок по зносу. Це дозволяє на стадії проектування проводити вибір найбільш раціональної конструкції гальма та визначити періодичність заміни гальмівних колодок.

Припустимо, що є найбільш напружений щодо гальмівної системи режим роботи машини, у якому забезпечується реалізація максимальної потужності тертя. Між двома наступними гальмуваннями (при найвищій частоті повторення) необхідний певний мінімальний проміжок часу для розгону машини. Припустимо, що існує такий інтервал швидкостей руху машини $V_1 \dots V_2$ ($V_1 > V_2$), при розгоні та гальмуванні в якому відбувається реалізація гальмами максимальної середньої потужності тертя (рис. 5.28).

При циклограмі зміни швидкості руху, представленої на рис. 5.28 середня потужність тертя, що розвивається за весь термін служби накладок h_{np} буде така ж, як і за час $T_p + T_T$

$$\overline{N}_{mp.p} = \frac{W_{пред}}{h_{np} \cdot 1800} = \frac{M_{полн} \cdot (V_1^2 - V_2^2)}{2 \cdot (T_p + T_T)}. \quad (5.182)$$

де h_{np} – ресурс фрикційної накладки при розрахунковому режимі навантаження;

T_p ; T_T – час розгону та гальмування відповідно.

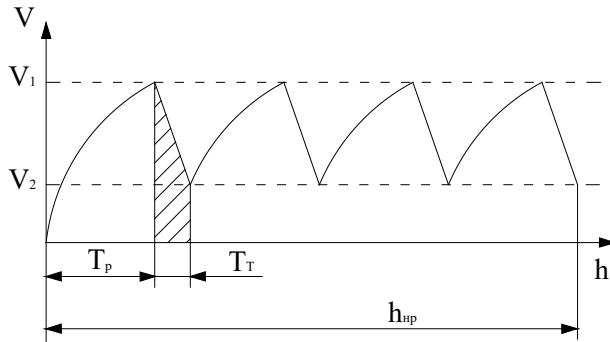


Рис. 5.28. Найбільш напружений (розрахунковий) режим роботи гальм

У рівнянні (5.182) час гальмування можна визначити як

$$T_T = \frac{V_1 - V_2}{m_x \cdot \varphi \cdot g}. \quad (5.183)$$

При визначенні часу розгону від швидкості V_2 до швидкості V_1 необхідно враховувати динамічні характеристики машини, що проектується. Враховуючи, що трактори можуть рушати з місця на будь-якій передачі, розглянемо їхній розгін на вищій транспортній передачі.

Ефективна потужність дизельного двигуна при повній подачі палива визначається за формулою Лейдермана

$$N_e = N_{e\max} \cdot \left(0,5 \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + 1,5 \cdot \frac{\omega_e^2}{\omega_N^2} - \frac{\omega_e^3}{\omega_N^3} \right), \quad (5.184)$$

де N_e – поточне значення ефективної потужності;

$N_{e\max}$ – максимальна потужність двигуна;

ω_N – кругова частота обертання колінчастого валу, що відповідає отриманню $N_{e\max}$;

ω_e – поточне значення кругової частоти обертання колінчастого валу.

Ефективний крутний момент

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} = N_{e\max} \cdot \left(\frac{0,5}{\omega_N} + \frac{1,5}{\omega_N^2} \cdot \omega_e - \frac{3}{\omega_N^3} \cdot \omega_e^2 \right). \quad (5.185)$$

Враховуючи що

$$\omega_e = u_{\text{трв}} \cdot V / r_{K_2}, \quad (5.186)$$

де $u_{\text{трв}}$ – передавальне відношення трансмісії на вищій передачі, отримаємо

$$M_e = B_1 + B_2 \cdot V - B_3 \cdot V^2, \quad (5.187)$$

де

$$B_1 = \frac{0,5 \cdot N_{e\max}}{\omega_N}; \quad (5.188)$$

$$B_2 = \frac{1.5 \cdot N_{e\max}}{\omega_N^2} \cdot \frac{u_{mp6}}{r_{K_2}}; \quad (5.189)$$

$$B_3 = \frac{1 \cdot N_{e\max}}{\omega_N^3} \cdot \frac{u_{mp6}^2}{r_{K_2}^2}; \quad (5.190)$$

де r_K – кінематичний радіус провідних коліс трактора.

При відносно невеликих швидкостях руху ($V_{\max} < 30$ км/год) опором повітряного середовища можна знехтувати. Динамічний фактор у цьому випадку

$$D = \frac{u_{mp6} \cdot \eta_{mp}}{G_{полн} \cdot r_{K_2}} \cdot (B_1 + B_2 \cdot V - B_3 \cdot V^2), \quad (5.191)$$

де η_{mp} – ККД трансмісії;
 $G_{полн}$ – повна вага агрегату.

Нехтуючи впливом обертових мас двигуна і трансмісії, визначимо лінійне прискорення машини

$$\frac{dV}{d\tau} = (D - \psi_c) \cdot g = \left[\frac{u_{mp6} \cdot \eta_{mp}}{G_{полн} \cdot r_{K_2}} \cdot (B_1 + B_2 \cdot V - B_3 \cdot V^2) - \psi_c \right] \cdot g, \quad (5.192)$$

де ψ_c – сумарний коефіцієнт дорожнього опору.
 r_{K_2} – кінематичний радіус задніх коліс.

Вирішуючи диференціальне рівняння (5.192) зі змінними, що розділяються та, враховуючи граничні умови інтегрування, отримаємо

$$T_p = \frac{G_{\text{полн}} \cdot r_{K_2}}{u_{\text{трв}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot g \cdot \sqrt{B_2^2 + 4B_3C}} \times \\ \times \ln \left[\frac{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} + 2B_3 \cdot V_1 - B_2}{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} - 2B_3 \cdot V_1 + B_2} \cdot \frac{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} - 2B_3 \cdot V_2 + B_2}{\sqrt{B_2^2 + 4B_3C} + 2B_3 \cdot V_2 - B_2} \right], \quad (5.193)$$

де

$$C = B_1 - \frac{\psi_c \cdot G_{\text{полн}} \cdot r_{K_2}}{u_{\text{трв}} \cdot \eta_{\text{тр}}}. \quad (5.194)$$

Підставляючи вирази (5.193), (5.183) (5.182), можна розрахувати для серійної і перспективної машин величини $\bar{N}_{\text{тр.р}}$ в залежності від швидкостей V_1 та V_2 ($V_1 > V_2$).

Як приклад розглянемо розрахунок довговічності сухих дискових гальм закритого типу з кульковим розтисканням, що пройшли випробування на перспективному самохідному шасі СШ-28. В якості базових прийомів стрічкові гальмівні механізми самохідного шасі Т-16 МГ, що серійно випускається. Вихідні дані для розрахунку наведено у табл. 5.9.

Розрахунок значень залежно від величин V_1 та V_2 для серійного Т 16 МГ та перспективного СШ-28 самохідних шасі представлений у вигляді графіків на рис. 5.29.

Аналіз графіків на рис. 5.29 показує, що максимально можлива середня потужність тертя становить: для Т-16 МГ – $\bar{N}'_{\text{тр.р}} = 8,7$ кВт; СШ-28 – $\bar{N}'_{\text{тр.р}} = 10,0$ кВт. Ця максимальна середня потужність тертя реалізується за підтримки швидкості руху самохідного шасі на рівні $V=5$ м/с (18 км/год) – для Т-16 МГ та $V=5,5$ м/с (19,8 км/год) – для СШ-28.

Визначимо граничні енергії, які здатні поглинути стрічковий та закритий дисковий гальма сухого тертя (див. табл. 5.10).

Таблиця 5.9. Вихідні дані для розрахунку

Параметри	Самохідні шасі	
	Т-16 МГ	СШ-28
N_{emax} , Вт	18382	22058
ω_N , с ⁻¹	188	209
$u_{\text{трв}}$	17,074	17,074
r_{K2} , м	0,590	0,567
$G_{\text{полн}}$, Н	27842	30135
$\eta_{\text{тр}}$	0,945	0,917
ψ_c	0,025	0,025
B_1 , Н·м/с ²	48,9	52,8
B_2 , Н/с ³	45,2	45,6
B_3 , Н/(с ⁴ ·м)	6,95	6,6
C , Н·м/с ²	23,4	25,5

За даними заводу-виробника (ХЗТСШ) відомо, що гальмівна стрічка до заміни при граничному зносі відпрацьовує $h_n = 3000$ м/год. Тоді, відповідно до (5.181), визначимо

$$\overline{N}'_{\text{тр.д}} = \frac{1139 \cdot 10^6}{3000 \cdot 1800} = 211 \text{ Вт.}$$

Порівнюючи $\overline{N}'_{\text{тр.р}}$ та $\overline{N}''_{\text{тр.р}}$ самохідного шасі Т-16 МГ, можна знайти коефіцієнт переходу від розрахункового режиму навантаження до дійсного

$$K_{\text{пер}} = \overline{N}'_{\text{тр.р}} / \overline{N}'_{\text{тр.д}}. \quad (5.195)$$

Цей коефіцієнт враховує відхилення від розрахункових значень наступних факторів:

- числа гальмування за 1 мотогодину роботи та інтервалу часу між двома наступними гальмуваннями;
- інтенсивності гальмування;
- факторів, що характеризують дорожні умови.

Таблиця 5.10. Розрахунок граничної енергії, що поглинається стрічковим та закритим дисковим гальмом сухого тертя

Параметри	Гальмівні механізми	
	Стрічковий (Т-16 МГ)	Закритий дисковий (СШ-28)
фрикційний матеріал	стрічка ЛАТ-2 ГОСТ 1198-78	НСФ-3, НСФ-6 ГОСТ 1786-80
$m_u, \text{м}^3/\text{Дж}$	$2,144 \cdot 10^{-14}$	$3,41 \dots 3,77 \cdot 10^{-14}$
$H_{10}, \text{м}$	0,002*	0,0045
$b_n, \text{м}$	0,06	–
$r_{\sigma}; R_n, \text{м}$	0,085	0,08
μ	0,35	0,35
μ_1	–	0,15
$\alpha_n, \text{рад}$	5,2	2π
$R_{\text{вн}}, \text{м}$	–	0,05
z	–	4
K_R	–	1,6
$W_{\text{пред}}, \text{Дж}$	$1139 \cdot 10^6$	$4961 \cdot 10^6$

Цей коефіцієнт мало залежить від конструкції самохідного шасі та його гальмівних механізмів, а визначається зовнішніми експлуатаційними умовами, які однакові для серійної та перспективної машин.

Аналізуючи залежності (5.181), (5.182) та (5.195), отримуємо для серійної машини

$$K_{\text{пер}} = h'_n / h'_{\text{пр}}, \quad (5.196)$$

*) Вказано значення максимально допустимого зношування накладки.

де

$$h'_{np} = \frac{W'_{пред}}{1800 \cdot \bar{N}'_{тр.р}}. \quad (5.197)$$

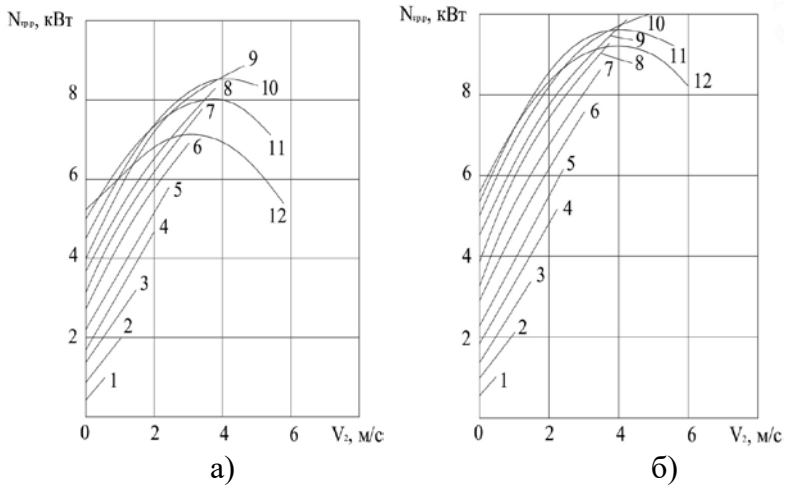


Рис. 5.29. Залежність $\bar{N}'_{тр.р}$ від початкової та кінцевої швидкостей гальмування: а – самохідне шасі Т-16 МГ; б – самохідне шасі СШ-28;

при V_1 , що дорівнює: 1 – 1 м/с; 2 – 1,5 м/с; 3 – 2 м/с;
4 – 2,5 м/с; 5 – 3 м/с; 6 – 3,5 м/с; 7 – 4 м/с; 8 – 4,5 м/с; 9 – 5 м/с;
10 – 5,5 м/с; 11 – 6 м/с; 12 – 6,5 м/с

Для перспективної машини

$$h''_n = K_{пер} \cdot \frac{W''_{пред}}{\bar{N}''_{тр.р} \cdot 1800} = \frac{\bar{N}'_{тр.р}}{\bar{N}'_{тр.р}} \cdot \frac{W''_{пред}}{\bar{N}''_{тр.р} \cdot 1800}, \quad (5.198)$$

де $\bar{N}'_{тр.р}$; $\bar{N}'_{тр.р}$ – розрахункова та дійсна середні потужності тертя для серійного самохідного шасі;

$\overline{N''}_{mp.p}$ – розрахункова середня потужність тертя перспективної машини;

$\overline{W''}_{пред}$ – гранична енергія, що поглинається гальмівними механізмами перспективного самохідного шасі.

Таким чином, передбачуваний ресурс закритих дискових гальм при установці на самохідне шасі СШ-28

$$h''_n = \frac{8700}{211} \cdot \frac{4961 \cdot 10}{10000 \cdot 1800} = 11364 \text{ год.}$$

Запропонована методика дозволяє на стадії проектування оцінити довговічність фрикційних накладок та визначити періодичність заміни гальмівних колодок.

Ми розглянули випадок, який відповідає постійній компоновці, комплектації чи завантаженню трактора. При проектуванні колісних тракторів, що змінюють своє завантаження в широких межах, а також універсальних самохідних шасі, слід використовувати в якості розрахункового параметру еквівалентне значення максимальної середньої потужності

$$\left(\overline{N''}_{mp.p}\right)_{\text{екв}} = \sum_{i=1}^{n_K} \overline{N''}_{mp.pi} \cdot \alpha_i, \quad (5.199)$$

де $\overline{N''}_{mp.pi}$ – розрахункова середня потужність тертя при i -ої комплектації машини

α_i – частка роботи машини при i комплектації;

n_K – кількість можливих комплектацій.

РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ВІДКРИТОГО ТИПУ

6.1. Розробка та аналіз варіантів конструкції

Однією з основних переваг дискових гальм відкритого типу, як зазначалося, є висока стабільність гальмівного моменту. Відхилення коефіцієнта тертя фрикційних поверхонь від номінального значення обумовлено як наявністю його широкого допуску, так і незворотними змінами та змінами, що мають зворотний характер, в процесі експлуатації [1]. Нестабільність гальмівних механізмів, пов'язана з відхиленням коефіцієнта тертя від номінального значення, викликає невідповідність загальної гальмівної сили зусилля педалі управління, а також зміна її розподілу між осями і бортами машини. Зазначені явища погіршують керування гальмівною системою, призводять до зниження ефективності гальмування та курсової стійкості колісної машини. У разі застосування регуляторів гальмівних сил нестабільність гальмівних механізмів призводить до зміни характеристики регулювання, що може призвести до втрати стійкості при гальмуванні.

Поява гальм прямої дії (до яких належать дискові гальма відкритого типу) викликало побоювання щодо збільшення приводного зусилля, зумовленого відсутністю ефекту само підсилення. Цим і пояснюється поява низки конструкцій [2] дискових гальм відкритого типу, які мають ефект само підсилення (внутрішнім позитивним зворотним зв'язком за гальмівним моментом). Однак запровадження позитивного зворотного зв'язку призводить, як відомо, до зниження стабільності гальмівного моменту. У роботі [2] запропонована конструкція гальма з негативним зворотним зв'язком, що забезпечує високу стабільність гальмівного моменту. У дослідженні, проведеному в роботі [3], визначено, що барабанні гальма з двома пасивними колодками також мають негативний зворотний зв'язок. Нами визначено раніше,

що тертя у напрямних дисків сприяє підвищенню стабільності гальмівного моменту дискового гальма.

У зв'язку з цим були запропоновані варіанти конструкції дискового гальма відкритого типу, що має негативний зворотний зв'язок, а отже, і високу стабільність гальмівного моменту [2]. На рис. 6.1; 6.2; 6.3 наведена схема дискового гальма відкритого типу з негативним зворотним зв'язком, виконана з рухомим у площині обертання гальмівного диска робочим гальмівним циліндром.

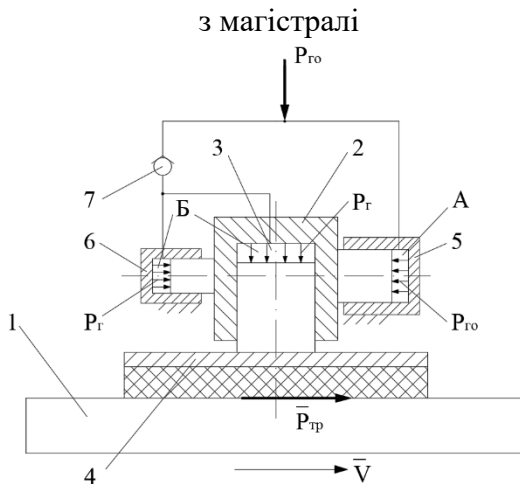


Рис. 6.1. Дискове гальмо підвищеної стабільності (схема 1) [2]:

- 1 – гальмівний диск; 2 – робочий циліндр; 3 – порожнина робочого циліндра; 4 – гальмівна колодка; 5 – опорний циліндр великого діаметра;
- 6 – опорний циліндр меншого діаметра; 7 – зворотний клапан;
- А – порожнина опорного циліндра більшого діаметра; Б – порожнини підвищеного тиску

Принцип стабілізації гальмівного моменту, закладений у конструкціях, наведених на рис. 6.1 і 6.2 полягає в компенсації зменшення коефіцієнта тертя збільшенням сили притискання гальмівних колодок до диска. З цією метою (див. рис. 6.1) колодки 4 разом з ро-

бочим циліндром 2 мають свободу переміщення в площині обертання гальмівного диска 1. Опорні циліндри 5 і 6 служать для сприйняття реактивного моменту гальма та забезпечення регулюючого ефекту. При коефіцієнті тертя, що дорівнює розрахунковому, система колодка – робочий циліндр перебуває у рівновазі, оскільки сила тиску рідини у порожнині Б (меншого діаметра), сумуючись із силою тертя у контакті колодка – гальмівний диск, дорівнює силі тиску рідини у порожнині А (більшого діаметра). При зменшенні коефіцієнта тертя рівновага порушується. Система колодка – робочий циліндр зміщується вліво, тиск у порожнині Б і, отже, у порожнині 3 робочого циліндра зростає. Зворотний клапан 7 у цьому випадку закривається, забезпечуючи перепад тисків між порожниною Б та магістраллю приводу.

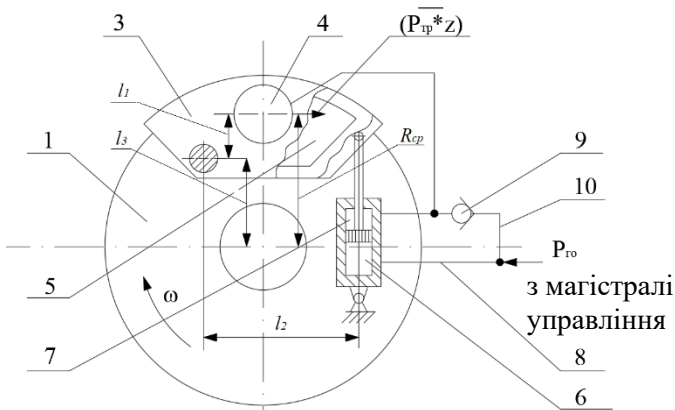


Рис. 6.2. Дискове гальмо зі скобою, що коливається [2] (схема 1):

- 1 – гальмівний диск; 2 - вісь кочення скоби супорта; 3 – скоба супорта;
- 4 – робочий гальмівний циліндр; 5 – гальмівні колодки; 6, 7 – без штокова та штокова порожнини опорного циліндра відповідно; 8 – магістраль, що підводить робоче тіло до без штокової порожнини;
- 9 – зворотний клапан; 10 – сполучна магістраль

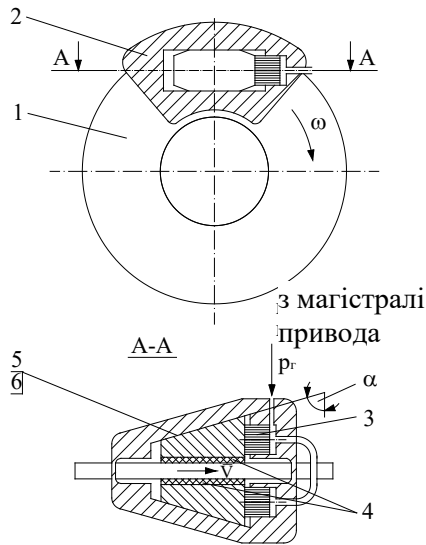


Рис. 6.3. Дискове гальмо зі скосами [2] (схема 2):

- 1 – гальмівний диск; 2 – скоба супорта; 3 – робочі циліндри;
- 4 – фрикційні накладки; 5, 6 – нахилені поверхні скоби та колодки

Схема 1а (рис. 6.2) є модифікацією схеми 1. У цьому варіанті рухомою виконана скоба супорта за рахунок установки на шарнірі 2. Це дозволяє проводити регулювання не тільки зміни коефіцієнта тертя, але і середнього (ефективного) радіуса тертя.

У схемі 2 (рис. 6.3) робочі гальмівні циліндри 3 виконують роль опорних циліндрів більшого діаметра. Замість опорних циліндрів меншого діаметра на гальмівних колодках та скобі супорта виконані нахилені поверхні 6 та 7.

Визначимо характеристики гальма, виконаного за схемою І (рис. 6.1).

Умова рівноваги гальмівної колодки 4

$$p_r \cdot F_2 + P_{mp} = p_{r_0} \cdot F_3, \quad (6.1)$$

де p_{r_0} – тиск рідини в магістралі гальмівного приводу та порожнини А опорного циліндра 5;

p_r – тиск рідини в порожнині 3 робочого циліндра 2 та порожнини Б опорного циліндра 6;

$F_2; F_3$ – площі поршнів опорних циліндрів 6 та 5;

P_{mp} – сила тертя в контакті фрикційних поверхонь,

$$P_{mp} = p_r \cdot F_1 \cdot \mu; \quad (6.2)$$

F_1 – площа поршня гальмівного робочого циліндра.

При розрахунковому значенні коефіцієнта тертя μ_0 вираз (6.1) набуває вигляду

$$p_{r_0} \cdot F_2 + p_{r_0} \cdot F_1 \cdot \mu_0 = p_{r_0} \cdot F_3. \quad (6.3)$$

Звідки

$$F_2/F_1 + \mu_0 = F_3/F_1. \quad (6.4)$$

Підставляючи (6.2) до (6.1), отримаємо після перетворень

$$p_r = p_{r_0} \cdot \frac{F_2/F_1 + \mu_0}{F_2/F_1 + \mu}. \quad (6.5)$$

Гальмівний момент

$$M_T = p_r \cdot F_1 \cdot R_{cp} \cdot z \cdot \mu =$$

$$= p_{r_0} \cdot F_1 \cdot R_{cp} \cdot z \cdot (F_2/F_1 + \mu_0) \cdot \frac{\mu}{F_2/F_1 + \mu}. \quad (6.6)$$

Ми маємо негативний зворотний зв'язок з μ

При зміні напрямку обертання гальмівного диска 1 на протилежне (відносно зазначеного на рис. 6.1) рівняння (6.1) набуде вигляду

$$p_r \cdot F_2 - P_{mp} = p_{r_0} \cdot F_3. \quad (6.7)$$

Гальмівний момент у цьому випадку

$$M_T = p_{r_0} \cdot F_1 \cdot R_{cp} \cdot z \cdot (F_2/F_1 + \mu_0) \cdot \frac{\mu}{F_2/F_1 - \mu}, \quad (6.8)$$

тобто маємо позитивний зворотний зв'язок за коефіцієнтом тертя.

Після апроксимації (6.6) та (6.8) експонентами, отримаємо

$$M_T = \begin{cases} p_{r_0} F_1 R_{cp} z \left(\frac{F_2}{F_1} + \mu_0 \right) \left[1 - \exp \left(-\mu \frac{F_1}{F_2} \right) \right] & \text{– при негативному зворот-} \\ & \text{ному зв'язку;} \end{cases} \quad (6.9)$$

$$\begin{cases} p_{r_0} F_1 R_{cp} z \left(\frac{F_2}{F_1} + \mu_0 \right) \left[\exp \left(\mu \frac{F_1}{F_2} \right) - 1 \right] & \text{– при позитивному зво-} \\ & \text{ротному зв'язку.} \end{cases} \quad (6.10)$$

Наведений коефіцієнт тертя, визначений із рівнянь (6.6) та (6.8)

$$\mu_{\Pi} = \frac{M_T}{p_{r_0} \cdot F_1 \cdot R_{cp} \cdot z} = \frac{R_{cp}}{R_n} \cdot \left(\frac{F_2}{F_1} + \mu_0 \right) \cdot \frac{\mu}{F_2/F_1 \pm \mu}. \quad (6.11)$$

Наведений коефіцієнт тертя, визначений з апроксимуючих залежностей (6.9) та (6.10)

$$\mu_{\Pi} = \begin{cases} \frac{R_{cp}}{R_n} \cdot \left(\frac{F_2}{F_1} + \mu_0 \right) \cdot \left[1 - \exp\left(-\mu \frac{F_1}{F_2} \right) \right] & \text{– при негативному зворот-} \\ & \text{ному зв'язку;} \\ \frac{R_{cp}}{R_n} \cdot \left(\frac{F_2}{F_1} + \mu_0 \right) \cdot \left[\exp\left(\mu \frac{F_1}{F_2} \right) - 1 \right] & \text{– при позитивному зво-} \\ & \text{ротному зв'язку.} \end{cases} \quad (6.12) \quad (6.13)$$

На рис. 6.4 представлені графіки $\mu_{\Pi} = \mu_{\Pi}(\mu)$, що відповідають отриманим залежностям.

Для схеми 1а (рис. 6.2) рівняння гальмівного моменту набуде вигляду

$$M_T = p_{r_0} \cdot F_1 \cdot R_{cp} \cdot z \cdot \left(\mu_0 \cdot z + \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{\ell_2}{\ell_1} \right) \cdot \frac{\mu}{\frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{\ell_2}{\ell_1} \pm \mu \cdot z}, \quad (6.14)$$

де ℓ_1 – плече сили тертя відносно осі шарніра;

ℓ_2 – відстань від осі опорного циліндра до осі шарніра.

У рівняннях (6.11) і (6.14) верхній знак при μ відноситься до гальма з негативним зворотним зв'язком, а нижній – з позитивним.

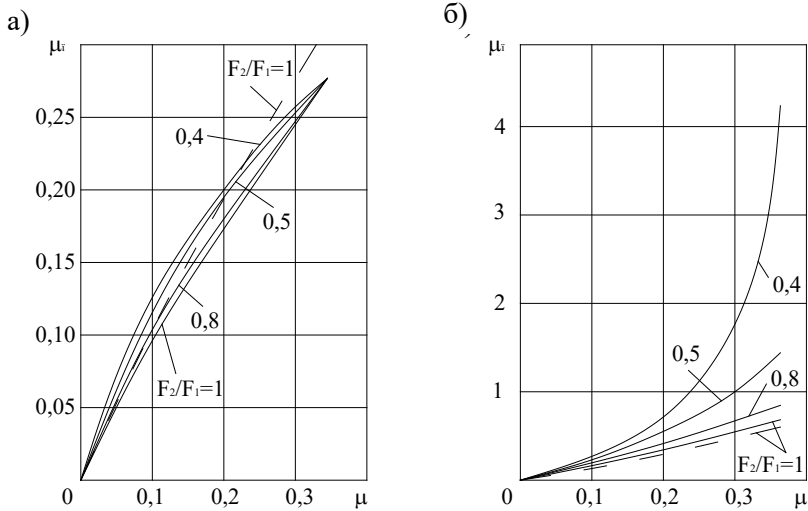


Рис. 6.4. Залежність $\mu_{II} = \mu_{II}(\mu)$ для дискового гальма за схемою 1:
а – негативний зворотний зв'язок; б – позитивний зворотний зв'язок;
— розрахунок за формулою (6.11); --- розрахунок за формулами (6.12)
та (6.13); $\mu_0 = 0,35$; $R_{cp}/R_H = 0,785$

Виражаючи ℓ_1 у рівнянні (6.14) через середній радіус тертя фрикційної поверхні (див. рис. 6.2)

$$\ell_1 = R_{cp} - \ell_3, \quad (6.15)$$

отримаємо

$$M_T = p_{r_0} \cdot F_1 \cdot R_{cp} \cdot z \left(\mu_0 \cdot z + \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{\ell_2}{R_{cp} - \ell_3} \right) \frac{\mu}{\frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{\ell_2}{R_{cp} - \ell_3} \pm \mu \cdot z}, \quad (6.16)$$

де ℓ_3 – вертикальна координата осі шарніра відносно осі обертання гальмівного диска.

Наведений коефіцієнт тертя

$$\mu_{\Pi} = \frac{R_{cp}}{R_n} \cdot \left(\mu \cdot z + \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{\ell_2}{R_{cp} - \ell_3} \right) \cdot \frac{\mu}{\frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{\ell_2}{R_{cp} - \ell_3} \pm \mu \cdot z}. \quad (6.17)$$

При апроксимації залежності (6.17) евольвентою:

– при негативному зворотному зв'язку

$$\mu_{\Pi} = \frac{R_{cp}}{R_n} \left(\frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{\ell_2}{R_{cp} - \ell_3} + \mu \cdot z \right) \left[1 - \exp \left(-\mu \cdot z \cdot \frac{\ell_2}{R_{cp} - \ell_3} \cdot \frac{F_1}{F_2} \right) \right]; \quad (6.18)$$

– при позитивному зворотному зв'язку

$$\mu_{\Pi} = \frac{R_{cp}}{R_n} \left(\frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{\ell_2}{R_{cp} - \ell_3} + \mu_0 \cdot z \right) \left[\exp \left(\mu \cdot z \cdot \frac{R_{cp} - \ell_3}{\ell_2} \cdot \frac{F_1}{F_2} \right) - 1 \right]. \quad (6.19)$$

Розглянемо характеристику гальма, виконаного за схемою 2 (рис. 6.3).

Умови рівноваги колодки 4

$$\frac{P_{mp}}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi_T) \cdot \mu} = p_{r_0} \cdot F_3 - P_{mp}, \quad (6.20)$$

де φ – кут тертя в контактi похилих поверхонь б і 7;

α – кут нахиленої площини.

Звідки

$$P_{mp} = p_{r_0} \cdot F_3 \cdot \frac{\mu}{\mu + \text{ctg}(\alpha - \varphi_T)}. \quad (6.21)$$

Гальмівний момент

$$M_T = P_{mp} \cdot R_{cp} \cdot z = p_{r_0} \cdot F_3 \cdot R_{cp} \cdot z \cdot \frac{\mu}{\mu + \text{ctg}(\alpha - \varphi_T)}. \quad (6.22)$$

При зміні напрямку обертання гальмівного диска на протилежний

$$M_T = p_{r_0} \cdot F_3 \cdot R_{cp} \cdot z \cdot \frac{\mu}{\text{ctg}(\alpha - \varphi_T) - \mu}. \quad (6.23)$$

Наведений коефіцієнт тертя

$$\mu_{\Pi} = \frac{R_{cp}}{R_n} \cdot \frac{\mu}{\text{ctg}(\alpha - \varphi_T) \pm \mu}. \quad (6.24)$$

При апроксимації евольвентною залежністю

$$\mu_{\Pi} = \begin{cases} \frac{R_{cp}}{R_n} \cdot [1 - \exp[-\mu \cdot \text{tg}(\alpha - \varphi_T)]] & \text{– при негативному зворот-} \\ & \text{ному зв'язку;} \\ \frac{R_{cp}}{R_n} \cdot [\exp[\mu \cdot \text{tg}(\alpha - \varphi_T)] - 1] & \text{– при позитивному зво-} \\ & \text{ротному зв'язку.} \end{cases} \quad (6.25)$$

У табл. 6.1 наведено коефіцієнти Q_1 і Q_2 для розглянутих схем гальмівних механізмів, що входять до узагальненого рівняння гальмівного моменту (5.54).

Таблиця 6.1. Визначення коефіцієнтів Q_1 і Q_2

Схема гальмівного механізму	Коефіцієнти	
	Q_1	Q_2
1	$\left(\frac{F_2}{F_1} + \mu_0 \right) \cdot \frac{R_{cp}}{R_n}$	$\frac{F_1}{F_2}$
1a	$\left(\frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{\ell_2}{R_{cp} - \ell_3} + \mu_0 \cdot z \right) \cdot \frac{R_{cp}}{R_n}$	$\frac{F_1}{F_2} \cdot \frac{R_{cp} - \ell_3}{\ell_2} \cdot z$
2	$\frac{R_{cp}}{R_n}$	$\text{tg}(\alpha - \varphi_r)$

Дискове гальмо відкритого типу з гідравлічним приводом є найпростішим технічним рішенням. Більш складною є конструкція гальма з механічним приводом, оскільки для створення необхідних приводних зусиль необхідний механізм з великим передаточним відношенням. При цьому є необхідним автоматичний регулятор сталості зазору, оскільки зі збільшенням передаточного відношення збільшується чутливість механізму до зміни зазору у фрикційних парах.

Зазначена проблема є причиною, що ускладнює застосування механічного гальмівного приводу дискових гальмівних механізмів відкритого типу.

При пневматичному гальмівному приводі між пневматичною камерою та гальмівними колодками також потрібна установка передавального механізму.

На рис. 3.5 представлена схема дискового гальма з пневмомеханічним гальмівним приводом [2]. Як передавальний механізм у цій схемі використовується клиновий механізм, що забезпечує отримання великого передаточного відношення. Застосування двоплечових важелів із евольвентними робочими поверхнями (див. рис. 6.6) забезпечує стабілізацію передаточного відношення механічної частини приводу.

При цьому регулювання проміжку між фрикційними поверхнями можна здійснювати зміною довжини штока гальмівної камери.

На рис. 6.7 та рис. 6.8 наведено схеми дискових гальм відкритого типу з гідроприводом, що мають також і механічний стоянковий привід.

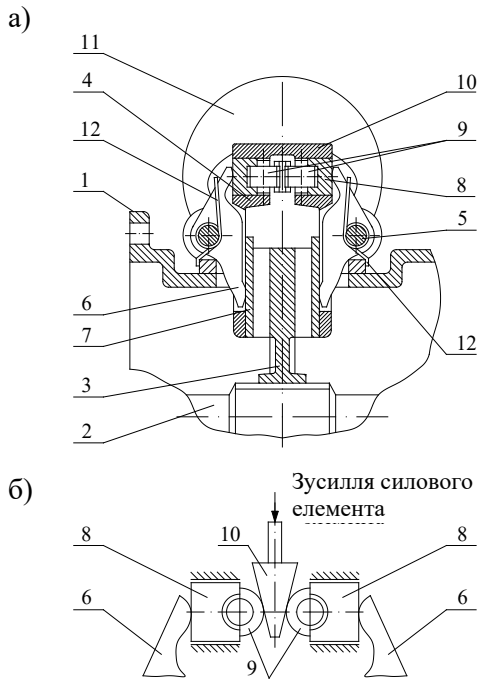


Рис. 6.5. Дискове гальмо з пневмомеханічним приводом (схема 3) [2]:
1 – корпус (рукав) гальма; 2 – трансмісійний вал; 3 – гальмівний диск;
4 – супорт; 5 – вісь важеля; 6 – двоплечевий важіль; 7 – гальмівна колодка;
8 – штовхач; 9 – ролик; 10 – клин; 11 – силовий елемент (пневматична камера); 12 – пружина; а – схема гальма; б – схема клинового розтискного пристрою

У процесі проведення науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт спільно з Харківським заводом тракторних самохідних шасі, Харківським тракторним заводом та іншими тракторними заводами було реалізовано та випробувано дискові гальма відкритого типу за схемами 3, 4, 5.

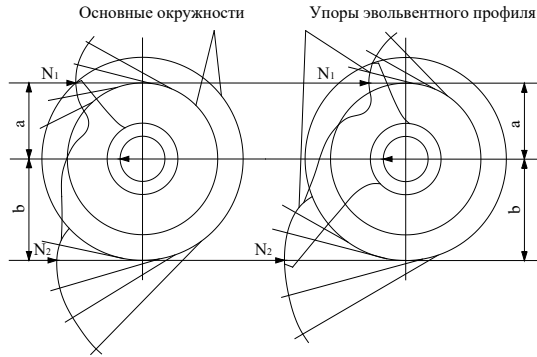


Рис. 6.6. Геометрія двоплечових важелів дискового гальма відкритого типу за схемою 3 (рис. 3.5)

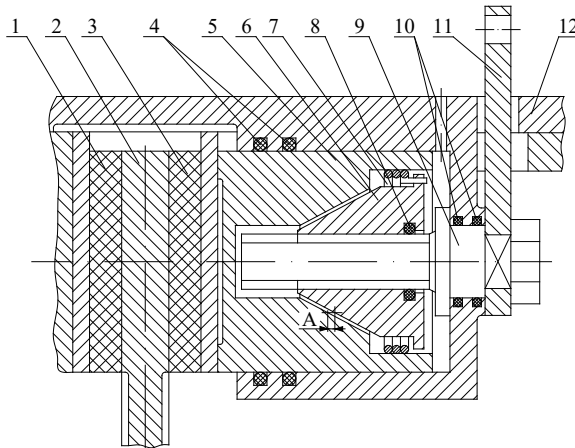


Рис. 6.7. Дискове гальмо відкритого типу з гідравлічним та механічним гвинтовим приводом (схема 4): 1, 3 – гальмівні колодки; 2 – гальмівний диск; 4 – гумові кільця; 5 – поршень; 6 – гайка; 7 – пружинна муфта вільного ходу; 8 – фрикційне кільце; 9 – ходовий гвинт; 10 – гумові кільця; 11 – важіль; 12 – супорт

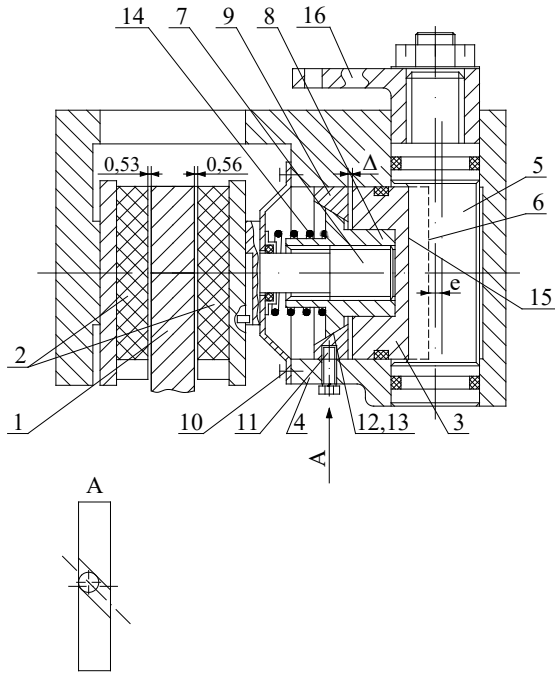


Рис. 6.8. Дискове гальмо відкритого типу з гідравлічним робочим та механічним ексцентриковим стоянковим гальмівним приводом (схема 5) [2]: 1 – гальмівний диск; 2 – гальмові колодки; 3 – поршень робочого циліндра; 4 – супорт; 5 – ексцентрик; 6 – порожнина гідравлічного робочого циліндра; 7 – гвинт; 8 – втулка конусна; 9 – кільце конусне; 10 – гвинтовий паз; 11 – напрямний штифт; 12, 13 – конусні фрикційні поверхні; 14 – пружина; 15 – поверхня, що передає натискне зусилля при гальмуванні; 16 – важіль приводу гальма стоянки; 17 – кільце пружинне розрізне

Гальмівні механізми встановлювалися у традиційних для колісних тракторів рукавах (корпусах), що з'єднують трансмісію з бортовими (кінцевими) передачами. На відміну від аналогічних автомобільних конструкцій, дискове гальмо відкритого типу, встановлене в кожусі,

має гірший теплообмін з навколишнім середовищем. У зв'язку з цим потрібна оцінка теплового режиму цих гальм.

При загальмовуванні всіх коліс трактора виникає проблема встановлення гальм у передніх мостах тракторів традиційного компонування. На рис. 6.9 наведена схема дискового гальма відкритого типу, встановленого в колесі переднього керованого та ведучого моста (схема 6). Ця конструкція була реалізована та випробувана на експериментальному зразку гірського самохідного шасі СШ28Г (ТГ28), розробленого на ХЗТСШ. Для захисту фрикційних поверхонь гальма від пилу та вологи (враховуючи умови роботи трактора) передбачено захисний кожух.

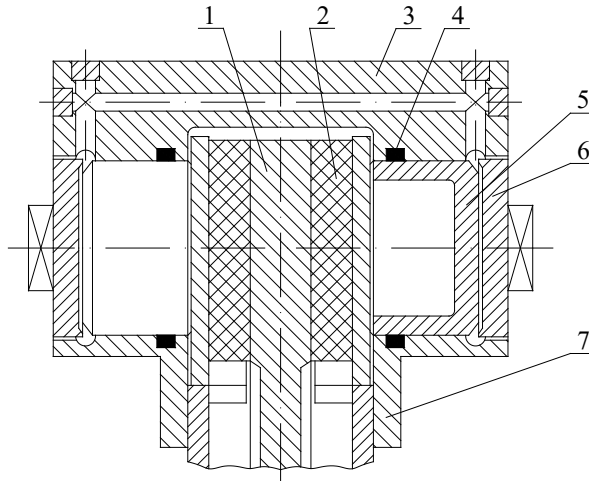


Рис. 6.9. Схема колісного дискового гальма переднього ведучого моста (схема 6): 1 – гальмівний диск; 2 – гальмівна колодка; 3 – скоба супорта (нерухлива); 4 – гумове кільце ущільнювача; 5 – поршень робочого циліндра; 6 – заглушка робочого циліндра; 7 – захисний кожух гальма, що є і його супортом

Схема аналогічного гальма для переднього моста гірничої модифікації трактора ТЗЗА представлена на рис. 6.10 (схема 7). Порівняно

з попередньою, ця конструкція має менші габарити та матеріаломісткість за рахунок застосування одного робочого циліндра та скоби, що ковзає.

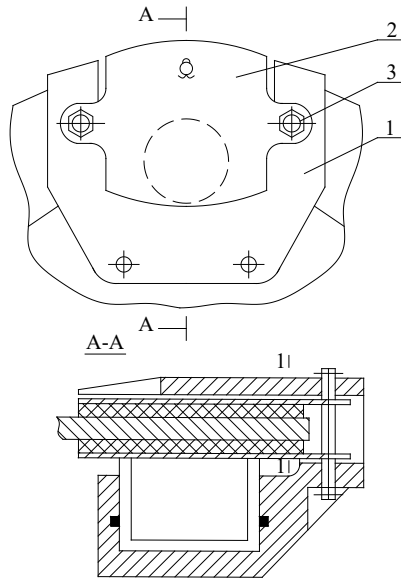


Рис. 6.10. Схема переднього дискового гальма відкритого типу зі скобою, що ковзає (схема 7): 1 – супорт; 2 – скоба, що ковзає; 3 – напрямні пальці

Дискове гальмо відкритого типу, представлене на рис. 6.8 (схема 5), прийняте нами як базове для створення уніфікованої гальмівної системи колісних тракторів класів 0,6...0,9. Надійність роботи цього гальма залежить від ефективності регулятора сталості зазору. Тому було необхідним дослідити характеристики застосовуваного в схемі 5 регулятора сталості зазору.

6.2. Дослідження характеристик регулятора сталості зазору

На рис. 6.11 представлена схема регулятора сталості зазору. Регулятор працює в такий спосіб. Доки зазор між фрикційними поверхнями не перевищує максимально допустимої величини регулятор зазору не працює. При переміщенні поршня 3 вліво торець його не стикається з торцем кільця 6 і останнє залишається нерухомим. При збільшенні ходу S поршня 3 понад величини Δ_1 (див. рис. 6.11) відбувається зіткнення торців поршня 3 і кільця 6 та їх осьове переміщення

$$S_{K_1} = S - \Delta_1, \quad (6.27)$$

яке вони здійснюють разом.

При переміщенні кільця 6 на величину Δ_2 (див. рис. 6.11) відбувається зіткнення штифта 10 і стінки гвинтового шліца 11. З трикутника ВКС (рис. 6.12).

$$\Delta_2 = \frac{e_u - d_u}{\sin \alpha_K}, \quad (6.28)$$

де e_u – ширина канавки гвинтового шліца;
 d_u – діаметр штифта;
 α_K – кут нахилу гвинтового шліца.

Після дотикання штифта до стінки гвинтового шліца при подальшому осьовому переміщенні кільця 6 відбувається його окружне переміщення.

Кут повороту кільця

$$\gamma = \frac{2 \cdot S_K \cdot \operatorname{tg} \alpha_K}{D_K} = \frac{2 \cdot (S - \Delta_1 - \Delta_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_K}{D_K}; \quad (6.29)$$

$$S_K = S_{K_1} - \Delta_2, \quad (6.30)$$

де D_K – діаметр зовнішньої поверхні кільця (див. рис. 6.11).

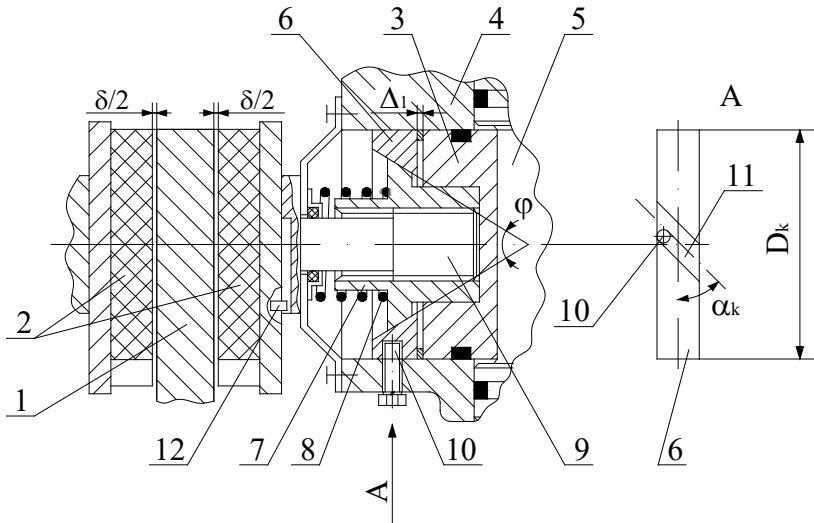
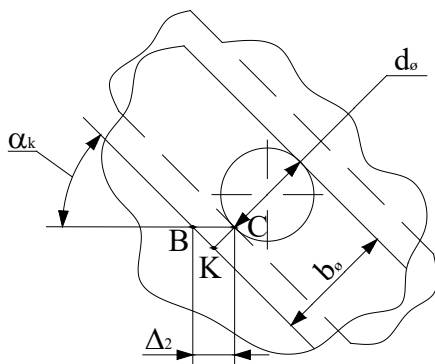


Рис. 6.11. Схема регулятора сталості зазору

При робочому ході поршня конічні поверхні кільця 6 і втулки різьбової 7 не контактують, тому що між ними зазор Δ_1 . При розгальмуванні пружина 8 переміщує вправо різьбову втулку 7, гвинт регулювальний 9, поршень 3. Осьове переміщення кільця 6 починається в той момент, коли зазначені вище деталі переміщуються на величину Δ_1 , тобто. конічні поверхні кільця 6 і втулки різьбової 7 увійдуть в контакт. Окружне переміщення кільця 6 почнеться після того, як воно зміститься на величину Δ_2 . У цьому випадку між фрикційними поверхнями гальма вже утворюється зазор

$$\delta = \Delta_1 + \Delta_2 = \Delta. \quad (6.31)$$

Рис. 6.12. Визначення Δ_2

За рахунок моменту тертя, що виникає на конусній поверхні, відбувається поворот на кут γ не тільки кільця 6, але і різьбової втулки 7. У зв'язку з тим, що регулювальний гвинт 9, закріплений штифтом 12 від провертання, втулка 7 зміщується вправо відносно регулювального гвинта 9 на величину

$$dS = -\frac{d_p}{2} \cdot \gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha_p, \quad (6.32)$$

де α_p – кут підйому гвинтової лінії різьби,

$$\operatorname{tg} \alpha_p = \frac{t_p}{\pi \cdot d_p}; \quad (6.33)$$

де t_p – крок різьби.

Після підстановки (6.33) та (6.29) у (6.32) отримаємо з урахуванням (6.31)

$$dS = -(S - \Delta) \cdot A \cdot dn_T, \quad (6.34)$$

де n_T – число включень гальмівного механізму;

A – узагальнений конструктивний параметр регулятора,

$$A = \frac{t_p \cdot \operatorname{tg} \alpha_K}{\pi \cdot D_K}. \quad (6.35)$$

Інтегруючи рівняння (6.34) з урахуванням того, що при $n_T=0$, $S=S_{\max}$, отримаємо після перетворень

$$S = \Delta + (S_{\max} - \Delta) \cdot \exp(-A \cdot n_T). \quad (6.36)$$

У літературі [2] пропонується для оцінки якості регулювання визначати кількість необхідних включень регулятора зміни ходу поршня від величини S_{\max} до величини Δ . На рис. 6.13 наведено залежність ходу поршня від числа включень гальмівного механізму для конструкції, що розглядається (регулятор, що працює за експоненційним законом) при $\Delta=0,25$ мм; $S_{\max}=3$ мм; $D_K=50$ мм; $t_p=2$ мм; $\alpha_K=45^\circ$. Це відповідає $A=0,013$.

Аналіз залежності (рис. 3.13) показує, що для встановлення зазору Δ необхідно приблизно 600 включень гальма. Число гальмувань, необхідних для встановлення зазору Δ , можна зменшити зі збільшенням величини A . Це можливо за рахунок збільшення параметрів t_p і K і зменшення D_K . Розмір D_K задається з конструктивних міркувань. Вибір $K=45^\circ$ відповідає області максимального ККД гвинтової пари. Тому збільшити A можна тільки за рахунок збільшення t_p в обмеженому діапазоні, оскільки при великих t_p збільшується кут підйому гвинтової лінії різьби і може бути порушена умова самогальмування гвинтової пари.

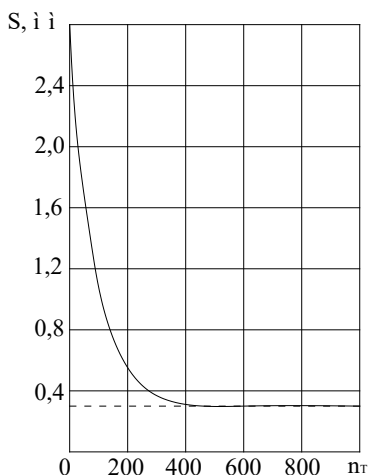


Рис. 6.13. Залежність ходу поршня від кількості гальмування

Розглянута вище методика прийнятна під час проведення порівняльного аналізу різних шипів регуляторів. При аналізі роботи регулятора в гальмівному механізмі потрібно виходити з того, що регулятор повинен реагувати на зміну зазору по відношенню до величини, що регламентується Δ . Необхідно також враховувати додаткові переміщення δ_0 поршня, обумовлені деформаціями елементів гальма і фрикційного контакту.

Якщо до початку гальмування сумарний зазор між фрикційними поверхнями дорівнював Δ , то протягом цього гальмування переміщення поршня буде дорівнювати

$$S = \Delta + \delta_0 + 2x_1, \quad (6.37)$$

де $2x_1$ – сумарне зношування двох фрикційних поверхонь гальма за одне гальмування.

Зміна зазору за одне гальмування

$$\frac{d\delta}{dn_T} = 2x_1 - (\delta + \delta_0 + 2x_1 - \Delta) \cdot A \quad (6.38)$$

або

$$\frac{d\delta}{dn_T} + \delta \cdot A = 2x_1 - (\delta_0 + 2x_1 - \Delta) \cdot A. \quad (6.39)$$

Вирішуючи лінійне диференціальне рівняння (6.39) відомими методами, отримаємо

$$\delta = \Delta + \left[2x_1 \cdot \left(\frac{1}{A} - 1 \right) - \delta_0 \right] \cdot [1 - \exp(-A \cdot n_T)]. \quad (6.40)$$

При ізодромному (астатичному) регуляторі $\delta = \Delta$ при будь-якій кількості гальмування. Це можливо у випадку

$$2x_1 \cdot \left(\frac{1}{A} - 1 \right) - \delta_0 = 0. \quad (6.41)$$

Звідки

$$A = \left(1 + \frac{\delta_0}{2x_1} \right)^{-1}. \quad (6.42)$$

Якщо умова (6.42) не виконується, то

$$\lim_{n_T \rightarrow \infty} \delta = \Delta + 2x_1 \cdot \left(\frac{1}{A} - 1 \right) - \delta_0. \quad (6.43)$$

Для дискового гальма відкритого типу з параметром $\Delta=0,25$ мм нами визначено $x_1=1,7 \cdot 10^{-3}$ мм; $\delta_0=0,21$ мм

$$A = \left(1 + \frac{0,21}{2 \cdot 1,7} \cdot 10^3 \right)^{-1} = 0,016.$$

Так, у аналізованому гальмівному механізмі узагальнений конструктивний параметр регулятора сталості зазору $A=0,013$, тобто відрізняється від величини, отриманої за формулою (3.42), необхідно визначити $\lim_{n_T \rightarrow \infty} \delta$ за формулою (6.43)

$$\lim_{n_T \rightarrow \infty} \delta = 0,25 + 2 \cdot 1,7 \cdot 10^{-3} \cdot (1/0,013 - 1) - 0,21 = 0,298 \approx 0,3 \text{ мм}.$$

Таким чином, розглянутий регулятор забезпечує сумарний зазор δ між фрикційними поверхнями в межах 0,25–0,3.

В результаті проведеного дослідження показано, що існуюча методика оцінки ефективності роботи регуляторів сталості роботи придатна лише для контрольних випробувань. Оцінювати роботу цих пристроїв у гальмівному механізмі необхідно за початкового зазору $\delta=\Delta$. При цьому потрібно враховувати переміщення поршня (або штока), зумовлені податливістю фрикційного контакту та опорно-розтискного пристрою. Причому співвідношення величини цієї деформації і сумарного зносу фрикційних поверхонь за одне гальмування визначає величину статичної помилки регулювання. Отримані залежності дають змогу оцінити цю помилку.

6.3. Оцінка можливості застосування уніфікованих пар тертя у дискових гальмах відкритого типу

Для вирішення цього завдання необхідно оцінити навантаження та довговічність фрикційних накладок уніфікованих дискових гальм відкритого типу, встановлених у рукавах трансмісії.

На рис. 6.14 показано зміну розмірів та форми фрикційної накладки та гальмівної колодки в процесі розробки, дослідження та доведення конструкції.

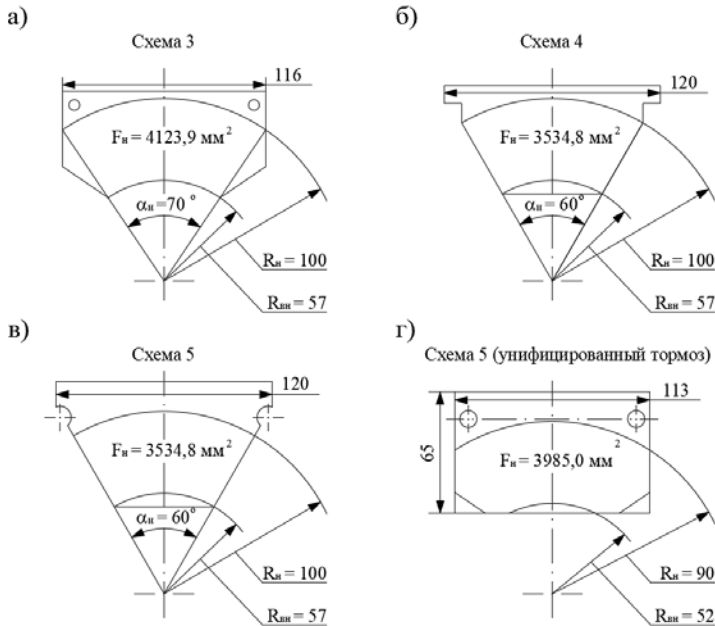


Рис. 6.14. Зміна розмірів та форми накладки у процесі розробки, дослідження та доведення гальмівного механізму: а – схема 3; б – схема 4; в – схема 5; г – схема 5 (уніфіковане гальмо)

Як зазначалося, основним параметром, визначальним розмірність гальма, є зовнішній діаметр ротора. Його максимальна величина обмежується будівельним об'ємом гальма. Спочатку зовнішній діаметр гальмівного диска склав $d_n = 200$ мм (схеми 3, 4, 5). Потім, у зв'язку з обмеженим простором у рукаві гальма трактору ТЗО/ТЗОА, цей розмір зменшили до величини $d_n = 180$ мм, що дозволило уніфікувати гальмівні диски для тракторів та самохідних шасі класу 0,6.

Для тракторів класу 0,9 (ЛТЗ 55А, Т40) зовнішній діаметр гальмівного диска обраний рівним $d_n = 190$ мм, а тракторів класу 1,4 – $d_n = 200$ мм.

Розмір внутрішнього діаметра гальмівного диска (внутрішнього радіуса тертя $R_{вн}$) обраний різним $d_n = 104$ мм відповідно до рекомендації (5.86) при $d_n = 180$ мм для базового гальмівного механізму. При цьому збереження єдиної для тракторів усіх класів гальмівної колодки можливе за рівної різниці $R_n - R_{вн} = 38$ мм для всіх гальмівних дисків. Отже, за $R_n = 95$ мм – $R_{вн} = 57$ мм, а за $R_n = 100$ мм – $R_{вн} = 62$ мм. Такий спосіб уніфікації гальмівних колодок дискових гальм використовується рядом зарубіжних фірм, що спеціалізуються на їхньому виробництві (див. рис. 6.15). Розміри гальмівного диска визначають його масу, температурний режим гальма та довговічність фрикційних накладок. Масу гальмівного диска можна визначити за наступною наближеною формулою:

$$m_g \approx 0,25 \cdot \pi \cdot d_n^2 \cdot B_p \cdot \gamma_p, \quad (6.44)$$

де γ_p – щільність матеріалу гальмівного диска,
 $\gamma_p = (6,8 \dots 7,4) \cdot 10^3$ кг/м³.

У табл. 6.2 наведено значення m_g залежно від основних розмірів гальмівного диска.

Спочатку, при створенні перших варіантів конструкції гальма було прийнято: $d_n = 200$ мм і $B_p = 16$ мм. Маса гальмівного диска становила $m_g = 3,520$ кг. Зменшення зовнішнього діаметра гальмівного диска до величини $d_n = 180$ мм і товщини ротора до $B_p = 12$ мм дозволи-

ло отримати $m_g = 2,138$ кг. Зменшення маси диска становило 1,382 кг або 39,2 %. Однак це призвело до збільшення середньої температури гальмівного ротора механізму, що впливає на інтенсивність зносу фрикційного матеріалу колодок.

Таблиця 6.2. Маса гальмівного диска m_g , кг

d_n , мм \ B_p , мм	16	14	12	10
180	2,850	2,490	2,138	1,782
190	3,177	2,780	2,380	1,985
200	3,520	3,080	2,640	2,200

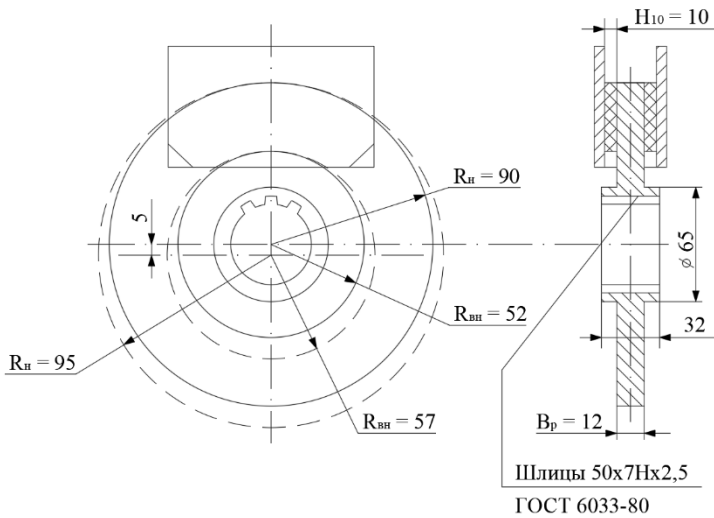


Рис. 6.15. Уніфікована фрикційна пара дискових гальм тракторів та МЕС класів 0,6...1,4

Проведемо аналіз показників навантаження уніфікованих дискових гальмівних механізмів відкритого типу.

Роботи зі створення модульних енергетичних засобів велися на Харківському заводі тракторних самохідних шасі. Самохідне шасі є проміжною ланкою між колісним трактором, що має обмежені можливості агрегування, і модульним енергетичним засобом змінного компонування, що забезпечує агрегування з будь-яким набором машин і знарядь. Розглядаючи всю гаму машин (створену на базі з самохідного шасі з уніфікованих агрегатів) як варіант компонування модульного енергетичного засобу, оцінимо навантаженість уніфікованих гальмівних дискових механізмів відкритого типу (табл. 6.3).

При встановленні гальм на колесах тільки задньої осі величина максимального гальмівного моменту

$$M_{T_2 \max} = \frac{1}{2u_6} \cdot M \cdot g \cdot \varphi'' \cdot r_{K_2} \cdot m_x, \quad (6.45)$$

де u_6 – передаточне відношення бортової (кінцевої) передачі;
 M – маса машини.

При встановленні гальм на всі колеса машини максимальний гальмівний момент переднього та заднього гальмівних механізмів

$$M_{T_1 \max} = \frac{1}{2 \cdot u_6} \cdot M \cdot g \cdot \varphi'' \cdot \beta \cdot r_{K_1} \cdot m_x; \quad (6.46)$$

$$M_{T_2 \max} = \frac{1}{2 \cdot u_6} \cdot M \cdot g \cdot \varphi'' \cdot (1 - \beta) \cdot r_{K_2} \cdot m_x. \quad (6.47)$$

Таблиця 6.3. Показники завантаженості уніфікованих гальмівних механізмів сімейства самохідних шасі та тракторів класу 0,6 Харківського заводу тракторних самохідних шасі

№ п/п	Модель (модифікація)	Експлуатаційна комплектація (завантаження)	Загальна маса M , кг	Координати центру мас			Число коліс, що загалювано	Максимальна швидкість руху V_{\max} , км/год	Максимальний момент на одному механізмі $MГ_{\max}$, Н•м	Коефіцієнт взаємного перекриття $K_{\text{пр}}$	Питома робота $L_{\text{пр}}$, Дж/мм ²	Середній тиск поверхні тертя $P_{\text{ср}}$, МПа	Максимальний тиск на внутрішньому радіусі P_{\max} , МПа
				в/L	а/L	h/L							
1	T16MГ	З кабіною, платформою та вантажем 9 кН	2841	0,390	0,610	0,409	2	23,4	318	0,235	3,75	0,56	0,76
2	T16MГ	З кабіною та платформою	1951	0,230	0,770	0,382	2	23,4	360	0,235	2,58	0,63	0,86
3	T16MГ	З кабіною без платформи	1810	0,185	0,815	0,355	2	23,4	381	0,235	2,39	0,67	0,92
4	T16MГ	Без кабіни з платформою	1803	0,239	0,761	0,356	2	23,4	341	0,235	2,38	0,59	0,80
5	T16MГ	Без кабіни та без платформи	1662	0,191	0,809	0,324	2	23,4	363	0,235	2,20	0,64	0,87
6	T16MMЧ	З кабіною та платформою	2010	0,183	0,817	0,439	2	4,8	372	0,235	1,12	0,66	0,90
7	СШ28	З платформою та вантажем 10 кН	3029	0,384	0,615	0,377	2	27,7	362	0,235	5,61	0,64	0,87
8	СШ28	Без платформи та вантажу	1860	0,178	0,821	0,352	2	27,7	383	0,235	3,44	0,67	0,92
9	СШ28	Без платформи та вантажу	2270	0,240	0,760	0,311	2	27,7	443	0,235	4,20	0,79	1,08
10	СШ28	З платформою та вантажем 10 кН	3429	0,436	0,564	0,334	2	27,7	388	0,235	6,35	0,69	0,94
11	СШ28 (ТГ28)	Без навішування машин	2326	0,346	0,654	0,278	4	19,65	302	0,235	1,08	0,53	0,72
12	СШ28Т1 (тепличне)	Без навішування машин	2200	0,180	0,720	0,264	2	23,4	427	0,235	2,91	0,76	1,04
13	ТЛ28	Без трельованого обладнання	3160	0,746	0,254	0,356	4	27,7	1205	0,235	2,92	2,13	2,91
14	ТЛ28	З трельованим обладнанням	3568	0,694	0,316	0,367	4	27,7	1344	0,235	3,30	2,38	3,25
15	ТЛ28	З платформою та вантажем 14,7 кН	4771	0,452	0,548	0,459	4	27,7	1491	0,235	4,41	2,63	3,59

Таблиця 6.4. Показники завантаженості уніфікованих дискових гальм при установці на тракторах та самохідних шасі класів 0,6...1,4

№ п/п	Модель трактора	Тяговий клас	Завод-виробник	Експлуатаційна маса M_e , кг	i_6	Максимальна швидкість руху V_{max} , км/год	Максимальний гальмівний момент M_{Tmax} , км/год	Розміри гальмівного диска, мм $d_n \times d_{вн} \times B_p$	Координати центру мас			$K_{ев}$	L_{yo} , Дж/мм ²	p_{cp} , МПа	p_{max} , МПа
									в/Л	а/Л	h/Л				
1	СШ 28	0,6	ХЗТШ	3029	5,833	27,7	394	180 x 104 x 12	0,384	0,616	0,377	0,235	5,61	1,99	2,72
2	ТЗВ (ТЗОА)	0,6	ПО ВТЗ	2470	8,780	23,6	288	180 x 104 x 12	0,335	0,665	0,555	0,235	3,32	1,45	1,99
3	ЛТЗ-55А	0,9	ПО ЛТЗ	3183	6,000	30,0	658	190 x 114 x 12	0,420	0,580	0,396	0,220	6,91	3,56	4,74
4	МТЗ 80 (МТЗ 80Л)	1,4	ПО МТЗ	3516	5,307	33,4	979	200 x 124 x 12	0,343	0,657	0,340	0,206	9,46	4,33	5,657
5	ЮМЗ 6АМ (ЮМЗ 6АЛ)	1,4	ПО ЮМЗ	3486	6,167	24,5	883	200 x 124 x 12	0,305	0,695	0,387	0,206	5,05	3,907	5,104

Питома робота тертя, що визначає енергонавантаженість гальмівного механізму

$$L_{y\partial} = \frac{M \cdot V_{\max}^2}{2 \cdot F_n \cdot z \cdot i_T}, \quad (6.48)$$

де i_T – число гальмівних коліс.

Питома робота тертя перебуває у межах (див. табл. 6.3) $L_{y\partial} = 1,12 \dots 6,35$ Дж/мм². Середній тиск поверхні тертя $p_{cp} = 0,53 \dots 2,63$ МПа, а максимальне на внутрішньому радіусі – $p_{\max} = 0,72 \dots 3,59$ МПа.

У табл. 6.4 наведено показники навантаженості уніфікованих дискових гальм відкритого типу при встановленні їх на трактори та самохідні шасі класів 0,6...1,4.

У табл. 6.5 наведено результати визначення розрахункової довговічності за розробленою методикою, описаною раніше у підрозділі 2.5.

Гранична енергія, яку може поглинути гальмо, визначалася за формулою (5.177) з урахуванням коефіцієнтів дискового гальма відкритого типу (табл. 5.8) при $m_u = 1,084 \cdot 10^{14}$ м³/Дж.

Як базове приймалося стрічкове гальмо самохідного шасі Т16МГ. Гранична енергія стрічкового гальма була визначена нами у підрозділі 2.5 і становить $W'_k = 1139$ МДж при $\bar{N}'_{mp,p} = 8700$ Вт і $\bar{N}'_{mp,\partial} = 211$ Вт.

Розрахункова довговічність уніфікованої гальмівної колодки визначалася за формулою (5.198) і становить не менше 6000 годин (див. табл. 6.6).

Посилення вимог національних стандартів низки країн до гальмівних систем викликають необхідність встановлення робочих гальмівних механізмів на валах, жорстко пов'язаних з колесами без проміжних механічних передач. Ця вимога обумовлена необхідністю підвищення надійності гальм.

Виконуючи зазначену вимогу, спрямовану на підвищення безпеки руху, необхідно, аналогічно автомобільним конструкціям, встанов-

лювати гальмівні механізми в колесах. Наразі таке рішення реалізовано у гальмівних системах енергонасичених колісних тракторів Т150К та К70К.

Таблиця 6.5. Оцінка довговічності фрикційних накладок на стадії проектування

№ п/п	Параметри	Модель трактора (самохідного шасі)				
		СШ28	ТЗВ (ТЗОА)	ЛТЗ	МТ380 (МТ380Л)	ЮМ36АМ (ЮМ36АЛ)
1	$N_{\text{емах}}, \text{Вт}$	22058	22058	4 4118	57000	46000
2	$\omega_N, \text{с}^{-1}$	209	209	188	230	183
3	$u_{\text{тр.в}}$	17,074	18,12	16,22	18,09	19,63
4	r_{K2}	0,567	0,567	0,717	0,73	0,73
5	$G, \text{Н}$	30135	24230	31222	34496	34202
6	$\eta_{\text{мр}}$	0,917	0,917	0,945	0,95	0,95
7	ψ_c	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
8	$N''_{\text{мр.р}}, \text{Вт}$	10607	10489	20588	28012	21133
9	$W''_{\text{пред}}, \text{Дж}$	$7354 \cdot 10^6$	$7354 \cdot 10^6$	$7354 \cdot 10^6$	$7354 \cdot 10^6$	$7354 \cdot 10^6$
10	$h''_n, \text{м} \cdot \text{ч}$	15881	16060	8182	6014	7971

Враховуючи тенденцію розвитку гальмівних механізмів тракторів, що намітилася, доцільно розглянути можливість побудови типорозмірного ряду колісних дискових гальм відкритого типу.

Параметром, що обмежує розміри гальма, є діаметр ободу колеса. Вибір зовнішнього діаметра визначає величину максимальних тисків на фрикційні накладки, які впливають на довговічність останніх.

Визначимо зовнішній діаметр гальмівного диска із умови

$$d_n \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \sqrt{3} \cdot M_{T \max}}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot [p]}}, \quad (6.49)$$

отриманої із співвідношення (5.88) з урахуванням $(p_{\max})_{\min} = [p]$.

Найменша металоємність гальма буде за найменшим d_n , що задовольняє умові (6.49), тобто.

$$d_n = 2 \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \sqrt{3} \cdot M_{T_{\max}}}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot [p]}}. \quad (6.50)$$

Максимальна величина гальмівного моменту визначається розміром шини і навантаженням, що допускається на неї, тобто.

$$M_{T_{\max}} = P_0 \cdot \varphi_{\max} \cdot r_o, \quad (6.51)$$

де P_0 – допустиме навантаження на шину (з урахуванням 20 % короткочасного навантаження) [2];

r_o – динамічний радіус колеса (можна прийняти рівним статичному радіусу r_{cm}) [2];

φ_{\max} – максимальний коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою.

НАТІ рекомендувало для розрахунку елементів ходових систем колісних тракторів приймати $\varphi_{\max} = 1$.

У роботі [2] рекомендується до розрахунку дискових гальм відкритого типу приймати $[p] = 3,5$ МПа. Дослідження, проведені в НАТІ [2], показали, що оптимальний коефіцієнт перекриття фрикційних поверхонь

$$K_{\epsilon z} = 0,2. \quad (6.52)$$

Звідси оптимальний кут сектора накладки

$$\alpha_n = K_{\epsilon z} \cdot 2 \cdot \pi = 0,2 \cdot 2 \cdot 3,14 = 1,256 \text{ рад.}$$

Таблиця 6.6. Розрахунок розмірів колісних дискових гальм відкритого типу

№ п/п	Маркування шин	Допустиме навантаження P_0 , Н	Статичний радіус шини $r_{ст}$, м	Діаметр ободу d_0 , мм	Розрахунковий діаметр гальмівного диска d_n , м	Стандартизовані розміри гальмівного диска, мм		Кут сектора накладки α_n , град	Здатність кріплення гальмівного диска	Моделі колісних тракторів, на яких встановлюються шини зазначеного маркування
						зовнішній діаметр d_n	внутрішній діаметр $d_{вн}$			
1	8,3 – 20	8340	0,448	508	373	400	240	70	Ц	Т 40АМ, Т 40АМН
2	9,5 – 32	10450	0,590	812,8	440	450	260	70	Ц	Т 25А, Т 16М
3	9,5 – 42	12020	0,725	1066,8	494	560	320	70	Ц	Т 40М, Т 28Х4М, МТЗ 50, 4МС МТЗ 50Л
4	11,2 – 20	11530	0,460	508	419	400	240	70	Ц	МТЗ 82, МТЗ 82Л, МТЗ 82Н, МТЗ 82ЛН, МТЗ 52, МТЗ 52Л
5	11,2 – 28	10990	0,567	711,2	442	450	260	70	Ц	Т 25А, СШ 28
6	11,2 – 42	12650	0,745	1066,8	507	560	320	70	Ц	
7	13,6 R 38	16280	0,717	965,2	545	560	320	70	Ц	Т 28Х4М-С1, Т 40М, Т 40АМ
8	14,9 – 30	16330	0,652	762	528	560	320	70	Ц	Т 40АМН
9	15,5 R 38	20210	0,730	965,2	589	600	340	70	Ц	ЮМЗ 6АМ, ЮМЗ 6АЛ, МТЗ 80, МТЗ 50, МТЗ 50Л
10	15,5 – 38	20210	0,750	965,2	594	600	340	70	Ц	ЮМЗ 6АМ, ЮМЗ 6АЛ
11	16,9 R 30	22020	0,655	762	585	600	340	70	Ц	МТЗ 82Н, МТЗ 82ЛН
12	18,4 L 30	25800	0,693	762	636	670	380	70	П	МТЗ 80, МТЗ 80Л, МТЗ 80Х
13	18,4 R 34	26160	0,760	863,6	642	670	380	70	П	
14	21,3 R 24	24520	0,640	609,6	601	-	-	-	-	Т 150К, Т 158
15	23,1 R 26	35410	0,725	660,4	709	-	-	-	-	Т 157
16	23,1 – 26	35410	0,735	660,4	712	-	-	-	-	До 701
17	28,1 R 26	41200	0,790	660,4	767	-	-	-	-	

Прийmemo $\alpha_n = 1,22$ рад (70°).

У табл. 6.6 наведено результати розрахунку та округлення до рекомендованих значень діаметрів гальмівних дисків.

Для шин, зазначених у табл. 6.6 під номерами 14, 15, 16, 17, мінімально допустимий зовнішній діаметр перевищує діаметр обіду колеса. Це свідчить про те, що в колеса з такими шинами дискові гальма відкритого типу при вибраних вихідних параметрах не вписуються.

У табл. 6.6 позначені:

Ц – центральне кріплення обіду;

П – периферійне кріплення обіду, що застосовується при малій різниці $d_0 - d_n$.

Таблиця 6.7. Пропонований типорозмірний ряд дискових гальм відкритого типу

Розміри гальмівного диска $d_n \times d_{вн}$, мм	Кут сектора накладки, град	Маркування шин ГОСТ 7463-80
450 x 260	70	8,3 – 20
		11,2 – 20
		9,5 – 32
		11,2 – 28
600 x 340	70	9,5 – 42
		11,2 – 42
		13,6 R 38
		14,9 – 30
		15,5 R 38
		15,5 – 38
670 x 380	70	18,4 L30
		18,4 R 34

З метою скорочення номенклатури гальмівних колодок (табл. 6.6) доцільно виключити гальмівні диски з розмірами 560 x 320 мм ($d_n \times d_{вн}$), використовуючи замість них гальмівні диски з розмірами 600 x 340. Розміри обіду коліс дозволяють зробити таку зміну. Аналогічно, для шин 8,3 – 20 та 11,2 – 20 приймаємо розмір гальмівних дисків 450 x 260 мм.

Таким чином, може бути запропонований типорозмірний ряд дискових гальм відкритого типу (табл. 6.7). Можливість застосування одного розміру гальмівного диска для кількох близьких розмірів шин полегшує використання модульних засобів.

6.4. Попередні експериментальні дослідження дискових гальм відкритого типу

Метою попередніх експериментальних досліджень була оцінка ефективності дії та температурного режиму уніфікованих дискових гальм відкритого типу. Експериментальній перевірці зазнали також теоретичні положення методики прогнозування на стадії проектування довговічності фрикційних накладок.

6.4.1. Дослідження на стенді

При стендових випробуваннях вирішувалися такі:

- оцінка ефективності дії гальмівних механізмів;
- оцінка температурного режиму при циклічних режимах гальмування від максимальної швидкості до повної зупинки ротора;
- визначення зносу фрикційних накладок залежно від поглиненої гальмом енергії.

Для вирішення зазначених завдань використовувався інерційний гальмівний стенд ХЗТСШ, схема якого представлена на рис. 6.16. Об'єктами випробувань були три варіанти конструкції дискового гальма відкритого типу (див. табл. 6.8).

Для випробувань гальма з пневмомеханічним приводом (табл. 6.8) нами було розроблено пневматичний привід стенду (див. рис. 6.17) та застосовано комплекс вимірювальної та реєструючої апаратури (див. рис. 6.18).

На рис. 6.19 наведено принципову схему керування стендом, розроблену нами для випробувань дискових гальм відкритого типу з гідравлічним приводом. Структурна електрична схема стенду, також розроблена для цього випадку та представлена на рис. 6.20.

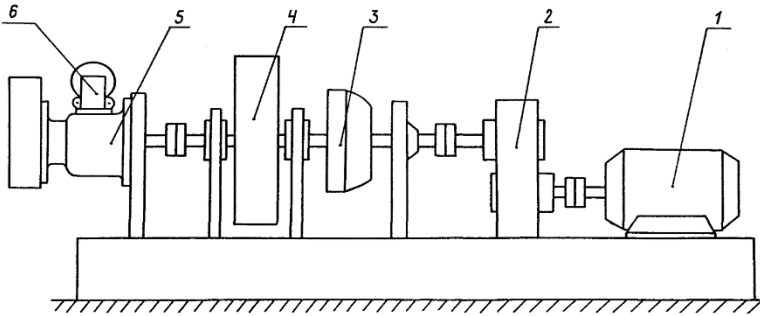


Рис. 6.16. Інерційний стенд для випробувань гальмівних механізмів:
 1 – асинхронний електродвигун трифазного струму МТ-41-8 з фазовим ротором ($N_{об} = 11$ кВт; $\omega_{об} = 74,875$ рад/с); 2 – мультиплікатор $u_M = 0,785$; 3 – муфта зчеплення самохідного шасі Т16М; 4 – маховик, $I_M = 11,4$ кгм²; 5 – рукав гальма; 6 – досліджуваний гальмівний механізм

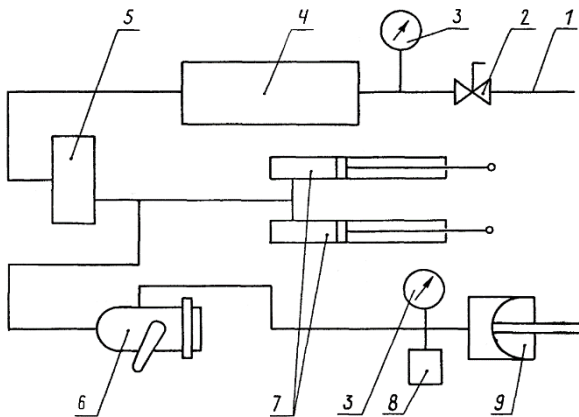


Рис. 6.17. Схема пневматичної частини гальмівного приводу інерційного стенду: 1 – магістраль високого тиску; 2 – роз'єднувальний кран; 3 – манометр; 4 – ресивер; 5 – електропневмоклапан; 7 – пневматичні циліндри керування зчепленням; 8 – датчик тиску повітря у гальмівній камері; 9 – гальмівна камера

Таблиця 6.8. Характеристики дискових гальм відкритого типу, що пройшли випробування на стенді ХЗТСШ

№ п/п	Схема гальма	Форма накладки	Шифр фрикційного матеріалу	Розміри пар тертя			Тип приводу
				d_n , мм	B_p , мм	α_n , рад (град)	
1	3 (рис. 6.5)	Рис. 6.14а	145-40	200	16	1,22 (70)	Пневмомеханічний
2	4 (рис. 6.7)	Рис. 6.14б	145-40	200	12	1,05 (60)	Гідрравлічний
3	5 (рис. 6.8)	Рис. 6.14в	145-40	200	12	1,05 (60)	Гідрравлічний

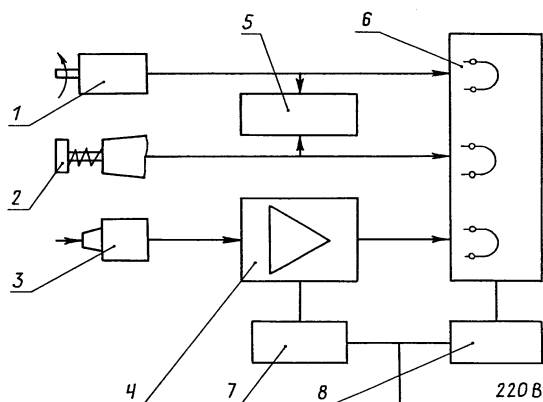


Рис. 6.18. Блок-схема вимірювальної та реєструючої апаратури:

- 1 – датчик кутової швидкості (тахогенератор); 2 – контактна термопара;
 3 – датчик тиску повітря; 4 – тензометричний підсилювач 8-АНЧ-7М;
 5 – цифровий вольтметр Щ4310; 6 – магнітоелектричний світло променевий осцилограф Н-700; 7 – блок живлення тензометричного підсилювача;
 8 – блок живлення осцилографа

На рис. 6.21 наведено фрагмент осцилограми процесу гальмування механізму, виконаного за схемою 4 (рис 6.7), що підтверджує хорошу слідкуючу дію та ефективність останнього.

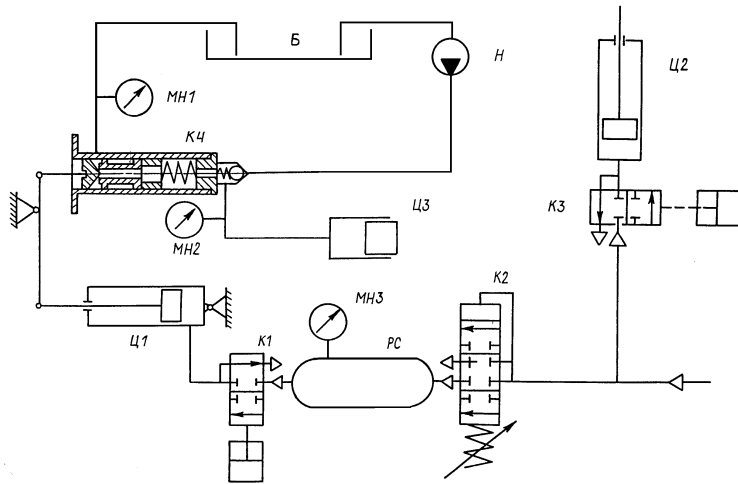


Рис. 6.19. Принципова гідравлічна та пневматична схема стенду

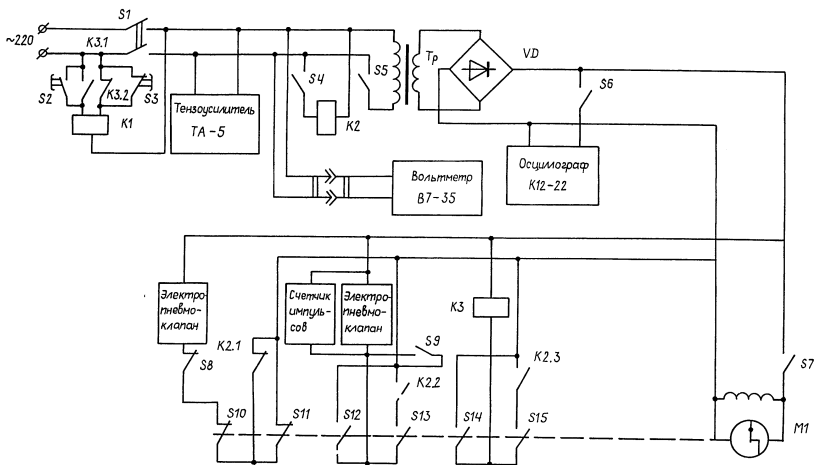


Рис. 6.20. Схема структурна електрична стенда

На рис. 6.22, 6.23, 6.24 наведені криві нагріву гальмівного диска при різних режимах гальмування та різної його товщини. Аналіз цих кривих показує, що зменшення товщини гальмівного диска від $B_p = 16$ мм до $B_p = 12$ мм практично не вплинуло на величину температури ротора, що встановилася (див. рис. 6.24). Величина цієї температури становить приблизно 280°C , що значно нижче за встановлену температуру диска аналогічних автомобільних і тракторних конструкцій (що досягає $500^\circ \dots 600^\circ\text{C}$ [41, 42, 43]).



Рис. 6.21. Фрагмент осцилограми процесу гальмування:

- 1 – частота обертання валу гальма; 2 – тиск у гальмівному механізмі;
3 – гальмівний момент

На рис. 6.25. наведено експериментальні залежності зносу фрикційних накладок від кількості гальмування на стенді.

Аналіз кривих на рис. 6.25 показує, що зношування нерухомої (зовнішньої) по відношенню до робочого циліндра колодки завжди більше, ніж внутрішньої. Це зумовлено недостатнім відведенням гальмівного диска при розгальмуванні.

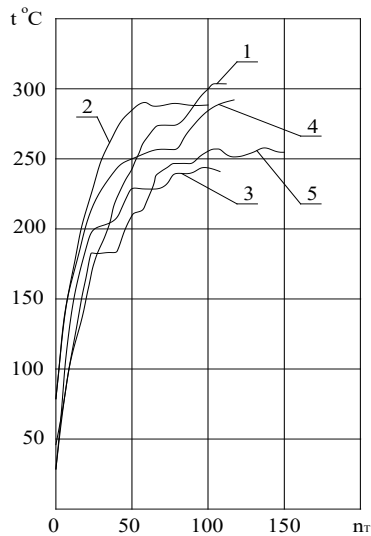


Рис. 6.22. Криві нагріву гальмівного диска при $B = 12$ мм і $\Delta\tau = 30$ с (гальмо за схемою 5): 1 – досвід перший; 2 – досвід другий; 3 – досвід третій; 4 – досвід четвертий; 5 – досвід п'ятий

Енергія, що розсіюється гальмом при одиничному гальмуванні

$$W_1 = \frac{I_M \cdot \omega_p^2}{2}, \quad (6.53)$$

де ω_p – кутова швидкість ротора (гальмівного диска),

$$\omega_p = \frac{\omega_{\text{об}}}{u_M} = \frac{74,875}{0,785} = 95,32 \text{ с}^{-1}. \quad (6.54)$$



Рис. 6.23. Криві нагріву гальмівного диска при $B_p = 12$ мм і $\Delta\tau = 60$ с
(гальмо за схемою 5): 1 – досвід перший; 2 – досвід другий;
3 – досвід третій; 4 – досвід четвертий

Таким чином

$$W_1 = \frac{11,4 \cdot 95,32^2}{2} = 51790 \text{ Дж.}$$

Середнє зношування фрикційних накладок гальма за одне гальмування

$$\bar{x}_1 = \frac{\bar{x}_{n_T}}{n_T}, \quad (6.55)$$

де \bar{x}_{n_T} – середнє зношування фрикційних накладок за n_T гальмувань.

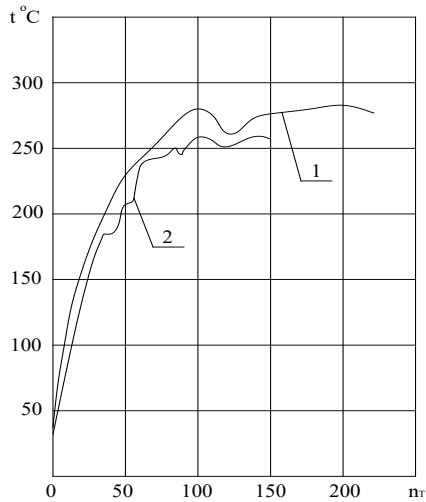


Рис. 6.24. Вплив товщини гальмівного диска на інтенсивність його нагрівання при циклічному гальмуванні $\Delta\tau=30$ с :

- 1 – товщина диска $P=16$ мм (схема 3);
- 2 – товщина диска $P=12$ мм (схема 5)

Кількість загальмовувань на стенді, необхідних для повного зносу фрикційних накладок

$$n_{T_{\max}} = \frac{H_{10}}{\bar{x}_1}. \quad (6.56)$$

Гранична енергія, яку здатне поглинути гальмо при випробуваннях на стенді до повного зношування фрикційних накладок

$$W_{\text{пред}} = n_{T_{\max}} \cdot W_1. \quad (6.57)$$

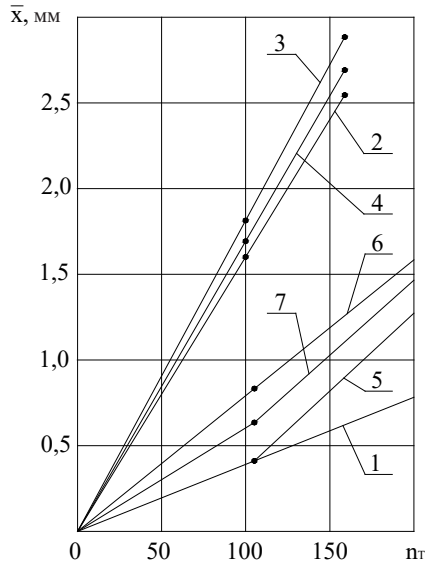


Рис. 6.25. Залежність величини зношування фрикційних накладок від числа загальмовувань на стенді: 1 – середнє зношування колодок гальма, виконаного за схемою 3; 2, 3, 4 – знос зовнішньої, внутрішньої колодок та середній знос для гальма за схемою 4; 5, 6, 7 – знос зовнішньої, внутрішньої колодок та середній знос для гальма за схемою 5

Середня потужність тертя в гальмах

$$\bar{N}_{mp,\delta} = W_1 / \Delta\tau, \quad (6.58)$$

де $\Delta\tau$ – інтервал між двома послідовними загальмуваннями,

$$\Delta\tau = T_p + T_T. \quad (6.59)$$

Величина m_u

$$m_u = \frac{\bar{x}_1 \cdot F_n \cdot z}{W_1}. \quad (6.60)$$

У табл. 6.9 наведено розрахунок параметрів \bar{x}_1 ; $n_{T_{max}}$; $W_{пред}$ за результатами випробувань.

Таблиця 6.9. Показники енергонавантаженості та зносостійкості дискових гальм відкритого типу за результатами випробувань на стенді

№ п/п	Схема гальма	F_n , мм	\bar{x}_1 , мм	$n_{T_{max}}$	W_k , Дж	m_u , м ³ /Дж	$\Delta\tau$, с	$\bar{N}_{пр.о}$, Вт	t_{max} , °C
1	3	4123,9	$0,425 \cdot 10^3$	23529	$1219 \cdot 10^6$	$6,768 \cdot 10^{14}$	30	1726	280
2	4	3534,8	$1,701 \cdot 10^3$	5879	$304 \cdot 10^6$	$23,2 \cdot 10^{14}$	30	1726	300
3	5	3534,8	$0,715 \cdot 10^3$	13735	$711 \cdot 10^6$	$9,939 \cdot 10^{14}$	30	863	225

6.4.2. Дорожні та експлуатаційні випробування

Під час проведення дорожніх та експлуатаційних випробувань вирішувалися такі завдання:

– оцінювання гальмівних властивостей колісних тракторів та самохідних шасі, обладнаних уніфікованими дисковими гальмами відкритого типу;

– оцінювання режимів навантаження гальмівних механізмів та довговічності (зносу) фрикційних накладок дискових гальм відкритого типу в реальних умовах експлуатації машини.

Об'єктами випробувань були самохідні шасі СШ 25, СШ 28, СШ 28Г (ТГ 28), виготовлені на ХЗТСШ та колісний трактор ЛТ355А (виробництва ПО ЛТЗ).

У табл. 6.10 представлені варіанти схем експериментальних дискових гальм відкритого типу, що пройшли випробування на вказаних моделях тракторів та самохідних шасі.

Таблиця 6.10. Встановлення дискових гальм відкритого типу різних схем на тракторах та самохідних шасі

№ п/п	Схема гальма	Модель трактора	Тяговий клас	Гальмівні колеса
1	3 (рис. 6.5)	СШ 28	0,6	задні
2	3 (рис. 6.5) 6 (рис. 6.9)	СШ 28Г (ТГ 28)	0,6	задні передні
3	4 (рис. 6.7)	ЗОШ 25	0,6	задні
4	5 (рис. 6.8)	ЛТ355А	0,9	задні

У табл. 6.11 наведено результати випробувань самохідного шасі СШ 25, а на рис. 6.26 – фрагмент осцилограми гальмування самохідного шасі СШ 25.

Таблиця 6.11. Оцінка гальмівних властивостей самохідного шасі СШ 25 [2]

№ заміру	V_0 , км/год	Зусилля на педалі $P_{п\max}$, Н	Тиск рідини в приводі p_p , МПа	Хід педалі H_n , мм	Середнє за повільністю j_{cp} , м/с ²	Гальмівний шлях S_T , м	$[S_T]$, м
1	22,69	154	4,63	88	3,04	6,80	7,99
2	23,79	226	7,04	100	3,36	8,44	8,67
3	23,52	157	4,77	91	3,08	8,44	8,50
4	21,60	189	5,45	101	3,10	7,03	7,34
5	22,97	186	5,56	100	3,09	7,74	8,16
6	22,70	176	5,34	98	2,89	7,97	7,99
7	22,96	183	5,68	99	3,04	7,50	8,16
8	22,96	214	6,59	103	3,04	7,27	8,16

Під час проведення розрахунків на міцність та прискорених ресурсних випробувань гальмівних систем на стенді необхідно знати реальні режими навантаження в умовах експлуатації. Для вирішення цього завдання було проведено експлуатаційні випробування самохідного шасі СШ 25 (класу 0,6), обладнаного дисковими гальмами відкритого типу з гідравлічним приводом (схема 4). Як характеристика режиму навантаження гальм була прийнята величина тиску робочого тіла в гальмівному приводі.

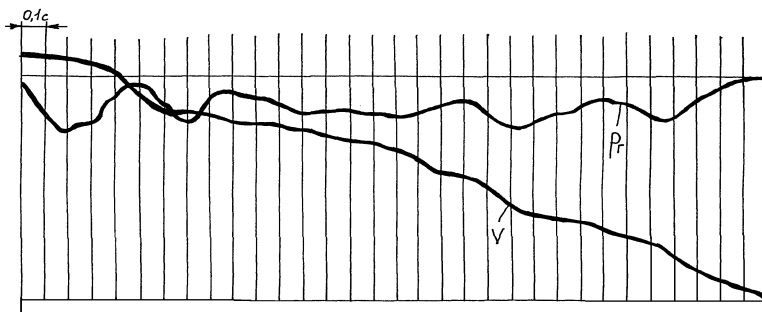


Рис. 6.26. Фрагмент осцилограми гальмування самохідного шасі СШ 25

Як характеристика режиму навантаження гальм була прийнята величина тиску робочого тіла в гальмівному приводі.

Методика проведення випробувань передбачала реєстрацію кількості реалізацій рівнів приводного тиску. Вимірювання проводились у кожному з п'яти інтервалів, що охоплюють весь діапазон можливих значень тиску.

Був розроблений комплекс вимірювально-реєструючої апаратури, що включає датчик тиску рідини в гальмівному приводі і п'ятиканальний пристрій, що комутує, з лічильниками імпульсів. Живлення апаратури здійснювалося від бортової мережі самохідного шасі. Принцип роботи комутованого пристрою полягав у тому, що кожен канал пропускав до свого лічильника імпульсів сигнал від датчика тиску, якщо останній перевищує порогову для цього каналу величину. Порогова величина сигналу тиску, що відповідає межі вибраного інтервалу тиску встановлювалася перед початком випробувань.

У табл. 6.12 наведено порогові величини сигналів тиску, встановлені перед початком випробувань.

Було проведено дві серії випробувань. Перша серія – напрацювання самохідного шасі становило 127 годин (від 208 до 335 годин). Друга серія – напрацювання складо 89 годин (від 743 до 832 годин). Покази лічильників знімалися через кожні 3...4 годин.

Таблиця 6.12. Інтервали реєстрації приводного тиску рідини

№ лічильника (каналу)	1	2	3	4	5
Порогова величина тиску, МПа	1,0	2,0	3,0	5,0	7,0

Обробка результатів випробувань проводилася шляхом послідовного відліку показників лічильників числа гальмування вищого рівня тисків з показань лічильників гальмування нижчого рівня.

У табл. 6.13 наведено реалізацію числа загальмувань за одну годину для кожного з п'яти обраних інтервалів приводного тиску.

Математичне очікування випадкової величини (числа гальмування за одну годину) визначалося для кожного з п'яти інтервалів тисків

$$M(\zeta) = \sum_{i=1}^k p_i \cdot x_i, \quad (6.61)$$

де ζ – випадкова змінна;

p_i – ймовірність того, що значення випадкової величини ζ дорівнюватиме x_i ;

k – кількість малих інтервалів усередині кожного з п'яти розглянутих вище інтервалів.

Середнє квадратичне відхилення випадкової величини

$$S(\zeta) = \sqrt{M[\zeta - M(\zeta)]^2}. \quad (6.62)$$

Математичне очікування числа загальмувань за одну годину і дисперсія випадкової величини для кожного з п'яти інтервалів тиску наведено в таблиці 6.13.

Порівняння результатів розрахунку математичного очікування числа загальмувань за одну годину для першої та другої серій випробувань показує, що ця величина значно відрізняється тільки для першого інтервалу тисків (19,61 і 8,46). Це може бути визначено різними умовами руху машини. У період проведення першої серії випробувань самохідне шасі більшу частину часу працювало у міських умовах.

Таблиця 6.13. Реалізація числа загальмувань за 1 годину

№ реалізації	Перша серія інтервали випробувань тисків, МПа					Друга серія випробувань інтервали тисків, МПа				
	1...2	2...3	3...5	5...7	>7	1...2	2...3	3...5	5...7	>7
1	22	5	1	0,3	1,3	4	3	2	0	0
2	6	1	0	0	0	9	3,33	0	0,33	0,33
3	26	16	0,5	0	0	12	3,8	0,4	0,4	0
4	8	4	1,5	0	0	12	5	1	0	0,2
5	5	6	0,5	0,2	0,2	15	4,8	0,4	0,4	0
6	3	9	2,4	0,5	0	11	3,6	0,6	0,2	0
7	1	4	0	0,3	0	7,3	1,6	0,4	0,2	0,2
8	26	4	0,3	0,2	0	8,6	5,2	0,6	0,2	0,4
9	21	9	0,3	0	0	10,8	4,4	0,6	0,2	0,2
10	12	6	0	0,2	0,2	9,3	3	0	0	0,33
11	16	7	0	0	0	12	1	0,25	0	0,25
12	14	7	1,3	0	0	13	2,5	0,25	0	0,25
13	20	5	0,6	0,2	0	14	3,5	1	0	0
14	8	1	0,2	0,2	0	8	5	1	0	0
15	14	2	0,3	0	0	6	5,5	0,5	0,5	0,5
16	15	2	0,6	0	0	3,7	8	1	0,33	0
17	34	4	0,7	0,2	0	3	6,5	1	0	0,5
18	24	3	0,5	0,2	0	3,7	6,67	1,33	0,33	0
19	28	4	0,2	0	0	12	4,75	0,5	0,25	0,25
20	18	4	0,2	0	0	19,5	3	1,25	0,75	0
21	18	2	0	0,2	0,2	7	5,67	0,67	0,33	0
22	19	4	0	0,2	0,2	7,7	7	1,33	0	0,33
23	18	5	0,2	0,3	0,2	5	9,33	0,67	0,33	0
24	15	6	0,2	0,3	0,3	5	9,33	0,67	0,33	0
25	-	-	-	-	-	16	1,67	1,33	0	0,33
26	-	-	-	-	-	15	4,67	1,33	0,67	0
M (ξ)	19,6	4,61	0,45	0,14	0,04	8,46	4,54	0,72	0,14	0,17
S (ξ)	8,09	5,06	0,68	0,13	-	4,0	2,02	0,47	0,22	0,11

Функція розподілу числа загальмувань за одну годину визначалася на підставі результатів першої та другої серій випробувань. За-

гальна кількість гальмування – 3999. У першому інтервалі перебувало 2752 гальмування; у другому – 1062; у третьому – 109; у четвертому – 54; у п'ятому – 22. Ймовірність гальмування з рівнем приводного тиску, що потрапляє до інтервалів: перший $p_1=0,688$; другий – $p_2=0,266$; третій – $p_3=0,027$; четвертий – $p_4=0,013$; п'ятий – $p_5=0,005$.

На рис. 6.27 наведено графік функції $F(p)$ розподілу ймовірності гальмування з певним приводним тиском. Для аналітичного опису кривої розподілу густини ймовірності (див. рис. 6.27) використовувалася залежність

$$f(p) = 7,926 \cdot p_r^{2,823} \cdot e^{-2,392 \cdot p_r}. \quad (6.63)$$

Загальна кількість загальмування за одну годину

$$n_{T_{1MЧ}} = M(\zeta) \pm \sqrt{D(\zeta)} = \begin{cases} 22 \pm \sqrt{11} & \text{– для першої} \\ & \text{серії випробувань;} \\ 15 \pm \sqrt{3} & \text{– для другої} \\ & \text{серії випробувань} \end{cases} \quad (6.64)$$

Проведена третя серія випробувань підтвердила результати, отримані в другій серії.

Отримані результати можуть бути використані при розробці методики прискорених стендових випробувань та розрахунку на міцність деталей та вузлів гальмівних систем. Вони також дають можливість оцінити енергонавантаженість гальмівних механізмів та зношування фрикційних накладок.

На рис. 6.28 наведено залежності зношування фрикційних накладок від напрацювання самохідного шасі, отримані під час проведення зазначених вище двох серій випробувань.

Більш високий темп зношування фрикційних накладок у першій серії випробувань був обумовлений впливом пружинної муфти вільного ходу 7 (див. рис. 6.7), що перешкоджає відведенню поршня при

розгальмовуванні. У другій серії випробувань привід стоянки був відключений і вказана муфта видалена. Наявністю пружинної муфти пояснюється більш високий темп зношування фрикційних накладок та при випробуваннях на стенді (див. рис. 6.25). Середній знос за одну годину

$$\bar{x}_{1MЧ} = \bar{x}_h / h. \quad (6.65)$$

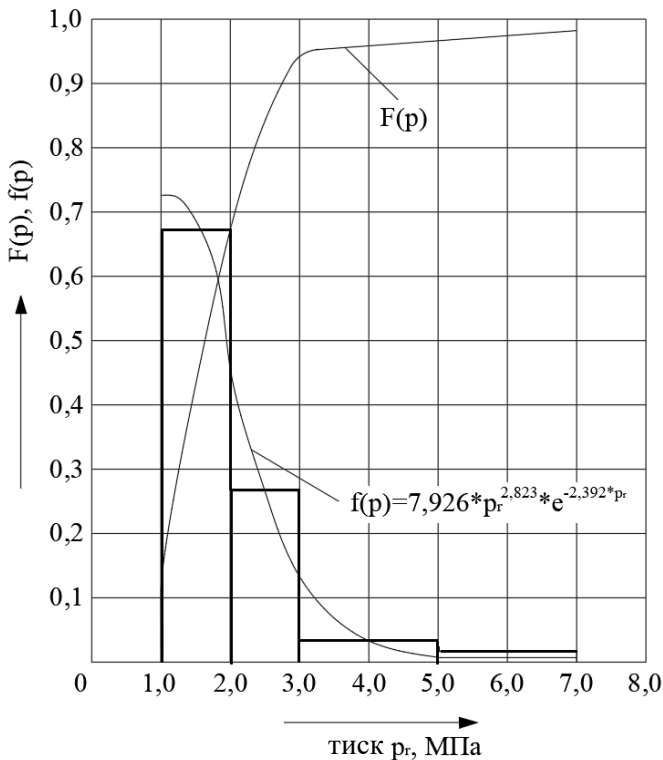


Рис. 6.27. Функція розподілу та функція щільності ймовірності

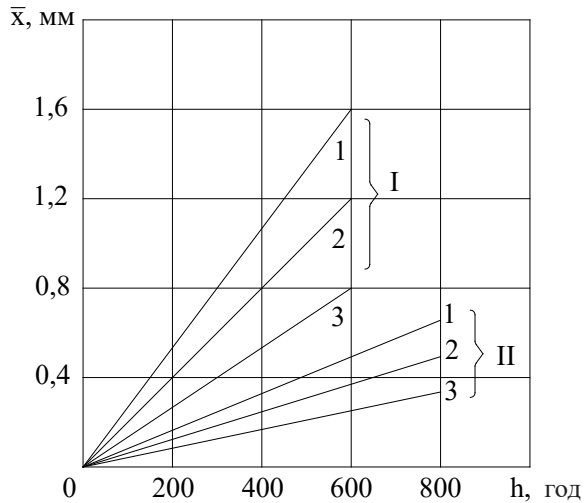


Рис. 6.28. Залежності зношування накладок від напрацювання самохідного шасі: I – перша серія випробувань; II – друга серія випробувань; 1 – колодки правого гальма; 2 – колодки лівого гальма; 3 – середнє по двох гальмах

Середній знос за одне гальмування

$$\bar{x}_1 = \bar{x}_{1MЧ} / n_{T_{1MЧ}} \cdot \quad (6.66)$$

Очікувана довговічність фрикційних накладок

$$h_H = H_{10} / \bar{x}_{1MЧ} \cdot \quad (6.67)$$

У табл. 6.14 наведено значення параметрів $\bar{x}_{1MЧ}$; \bar{x}_1 і h_H , отримані в результаті другої серії експлуатаційних випробувань.

Підвищене показників зношування колодок правого гальма в першій серії випробувань викликане заклинюванням гальмівного диска,

зумовленим попаданням бруду в рукав. Фрикційний матеріал зазнав впливу температур, які перевищують максимально допустиму величину, що викликало підвищений знос. У другій серії випробувань отвір у рукаві було герметично закрито кришкою.

Таблиця 6.14. Середнє зношування та довговічність фрикційних накладок

Серія випробувань	Гальмівний механізм	Гальмівна колодка	Параметри		
			$\bar{x}_{1MЧ}$, 10 ⁻³ мм	\bar{x}_1 , 10 ⁻³ мм	h_H , год
I	правий	зовнішня	3,567	0,162	2787
		внутрішня	4,289	0,195	2331
		середнє значення	3,928	0,178	2546
	лівий	зовнішня	1,621	0,074	6169
		внутрішня	1,949	0,089	5130
		середнє значення	1,785	0,081	5602
середнє значення		2,856	0,129	4074	
II	правий	зовнішня	0,887	0,059	11274
		внутрішня	0,762	0,051	13123
		середнє значення	0,824	0,055	12136
	лівий	зовнішня	0,406	0,027	24630
		внутрішня	0,346	0,023	28902
		середнє значення	0,375	0,025	26667
середнє значення		0,600	0,040	16667	

Порівнюючи значення \bar{x}_1 при випробуваннях на стенді (табл. 6.9) та в експлуатаційних умовах (табл. 6.14) можна зробити висновок про те, що знос фрикційних накладок за одне гальмування на стенді приблизно дорівнює зносу за одну годину роботи самохідного шасі. Оскільки величина кінетичної енергії, поглиненої гальмом на стенді, відповідає половині кінетичної енергії самохідного шасі при екстремому гальмуванні, то можна зробити наступні висновки:

– сумарна робота тертя, що здійснюється двома гальмами за одну годину роботи дорівнює кінетичній енергії трактора при максимальній швидкості руху;

– ресурс фрикційних накладок у реальних експлуатаційних умовах дорівнює числу загальмувань на стенді до повного їх зносу.

6.4.3. Аналіз результатів експериментальних досліджень

Порівняємо результати прогнозування довговічності фрикційних накладок, отримані теоретичними та експериментальними дослідженнями.

За результатами другої серії випробувань самохідного шасі СШ 25 ($N'_{\text{emax}} = 18382$ Вт), обладнаного дисковими гальмами, виконаними за схемою 4 ($F'_e = 3534,8$ мм²), прогнозована довговічність становить $h'_e = 16667$ годин. Для самохідного шасі СШ 28 ($N'_{\text{emax}} = 22058$ Вт) з дисковими гальмами за схемою 5 з уніфікованою гальмівною колдкою, що має $= 3985$ мм² (рис. 6.14), очікувану довговічність можна отримати пропорційним перерахунком

$$h''_n = h'_n \cdot \frac{N'_{\text{emax}}}{N''_{\text{emax}}} \cdot \frac{F''_n}{F'_n} = 16667 \cdot \frac{18382}{22058} \cdot \frac{3985}{3534,8} = 15658 \text{ год.} \quad (6.68)$$

У роботі Н. А. Бухаріна [2] запропоновано залежність показника зносу фрикційного матеріалу від температури, яка з урахуванням прийнятих нами позначень у системі СІ має вигляд

$$m_u = \Phi \cdot \exp(t/100), \quad (6.69)$$

де Φ – постійний коефіцієнт конкретного матеріалу.

Узагальнення результатів випробувань на зношування фрикційного матеріалу шифру 145-40, виконаних нами, дозволили визначити $\Phi = 0,396 \cdot 10^{-14}$ м³/Дж.

Проведемо теоретичну оцінку температурного режиму гальма при циклічних загальмуваннях і порівняємо її з результатами експериментів.

Температурний режим гальма визначається температурою диска гальма. Якщо прийняти припущення того, що число загальмування n_T є безперервною величиною, яка виражає час в іншому масштабі, рівняння теплового балансу гальмівного диска можна записати у вигляді

$$C_\delta \cdot m_\delta \cdot dt = dQ_{ген} - dQ_{охл}, \quad (6.70)$$

де C_δ – теплоємність матеріалу гальмівного диска (для інтервалу температур, що розглядається, можна прийняти $C_\delta = \text{const} = 440$ Дж/(кг·град);

m_δ – маса гальмівного диска;

$dQ_{ген}$ – елементарна теплота, що генерується на поверхні тертя,

$$dQ_{ген} = Q_\zeta \cdot dn_T, \quad (6.71)$$

Q_ζ – циклове підведення тепла;

$dQ_{охл}$ – елементарна теплота, відведена від ротора гальмівного диска за рахунок охолодження.

Величину $dQ_{охл}$ виразимо у вигляді

$$dQ_{охл} = \Phi_{охл} \cdot (T_p + T_T) \cdot (t - t_0) \cdot dn_T, \quad (6.72)$$

де t_0 – Температура навколишнього середовища $t_0 = 20^\circ\text{C}$;

$\Phi_{охл}$ - фактор охолодження, Вт/град.

Фактор охолодження $\Phi_{охл}$ введений нами як ефективний (узагальнюючий) показник, що характеризує здатність гальма до тепловіддачі, теплопровідності та випромінювання енергії.

Підставляючи (6.71) і (6.72) в (6.70), отримаємо диференціальне рівняння з змінними, що розділяються

$$C_{\delta} \cdot m_{\delta} \cdot \frac{dt}{Q_{\psi} - \Phi_{\text{охл}} \cdot (T_p + T_T) \cdot (t - t_0)} = dn_T. \quad (6.73)$$

Рішення рівняння (6.73) з урахуванням крайових умов має вигляд

$$t = t_0 + \frac{Q_{\psi}}{\Phi_{\text{охл}} \cdot (T_p + T_T)} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Phi_{\text{охл}} \cdot (T_p + T_T) \cdot n_T}{C_{\delta} \cdot m_{\delta}} \right] \right\} + (t_n - t_0) \cdot \exp \left[- \frac{C_{\delta} \cdot m_{\delta}}{\Phi_{\text{охл}} \cdot (T_p + T_T) \cdot n_T} \right], \quad (6.74)$$

де t_n – початкова температура ротора гальмівного диска.

Аналіз залежності (6.74) показує, що

$$\lim_{n_T \rightarrow \infty} t = t_0 + \frac{Q_{\psi}}{\Phi_{\text{охл}} \cdot (T_p + T_T)}. \quad (6.75)$$

Це свідчить про наявність температурної рівноваги при заданих параметрах $\Phi_{\text{охл}}$ та середньої потужності тертя

$$\bar{N}_{mp} = \frac{Q_{\psi}}{T_p + T_T}. \quad (6.76)$$

Третім членом у правій частині рівняння (6.74) можна знехтувати, оскільки навіть якщо до початку циклу гальмування $t_n > t_0$ то вже через кілька загальмувань його значення стане близьким до нуля.

Порівняння результатів, проведених раніше експериментальних досліджень на стенді (див. рис. 6.22., 6.23., 6.24.) та розрахунків за формулою (6.74) дозволили визначити поправочний коефіцієнт, що

враховує реальні умови. З урахуванням цього коефіцієнта рівняння (6.74) набуде вигляду

$$t = t_0 + \frac{\bar{N}_{mp}}{\Phi_{охл}} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{1,45 \cdot (T_p + T_T) \cdot n_T}{C_\delta \cdot m_\delta} \right] \right\} \times \\ \times \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Phi_{охл} \cdot (T_p + T_T) \cdot n_T}{C_\delta \cdot m_\delta} \right] \right\}. \quad (6.77)$$

Очевидно, що

$$\frac{\bar{N}_{mp}}{\Phi_{охл}} = t_{ycm} - t_0, \quad (6.78)$$

де t_{ycm} – середня температура гальмівного диска, що встановилася (температура насичення).

Порівняння значень t_{ycm} при $T_p + T_T = 30$ с та $T_p + T_T = 60$ с дозволили визначити

$$\Phi_{охл} = \begin{cases} 6,39 - \text{при } T_p + T_T = 30 \text{ с;} \\ 4,54 - \text{при } T_p + T_T = 60 \text{ с.} \end{cases} \quad (6.79)$$

На рис. 6.29 подано криві, розраховані за формулою (6.74). Для порівняння на цьому рисунку представлені експериментальні точки, отримані під час випробувань на стенді.

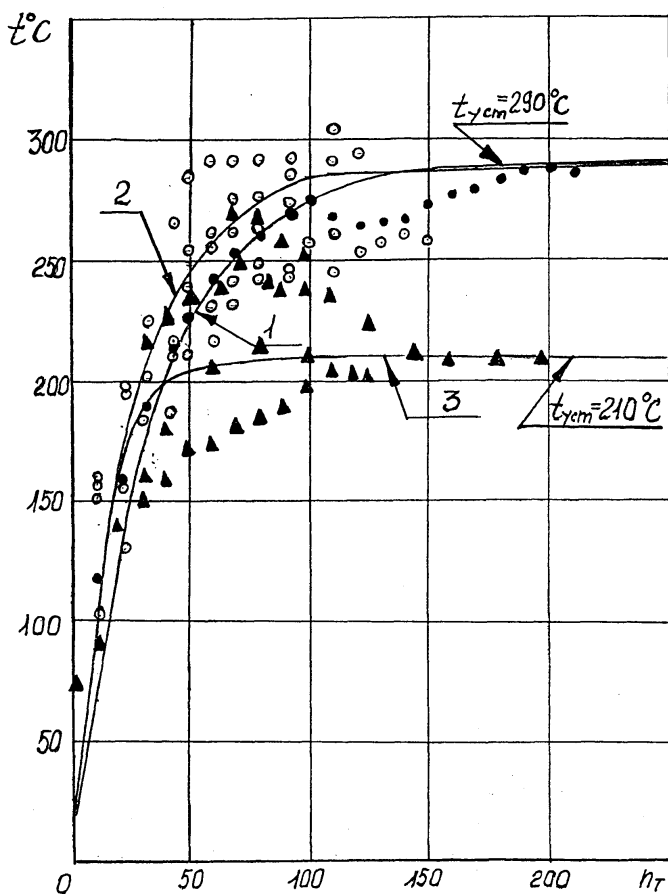


Рис. 6.29. Залежність середньо-поверхневої температури ротора гальмівного диска від числа загальмувань: 1, 2, 3 – теоретичні криві, розраховані за формулою (6.77); 1, 2 – $T_p + T_T = 30$ с; 3 – $T_p + T_T = 60$ с; 1 – $B_p = 16$ мм; 2, 3 – $B_p = 12$ мм

Робота та середня потужність тертя в гальмах на попередньому етапі випробувань визначаються за запропонованими формулами,

а швидкість руху приймається рівною $V=(20\pm 3)$ км/год. Враховуючи, що в цьому режимі $T_p=0$, то час одного циклу ($n_T=1$) дорівнює T_T

Для розглянутого випадку рівняння (6.77) набуде вигляду

$$t = t_0 + \frac{\bar{N}_{mp}}{\Phi_{охл} \cdot i_T} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{1,45 \cdot T_T}{C_\delta \cdot m_\delta} \right] \right\} \cdot \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Phi_{охл} \cdot T_T}{C_\delta \cdot m_\delta} \right] \right\}. \quad (6.80)$$

Час гальмування

$$T_T = \frac{3,6 \cdot \ell \cdot 10^3}{V}. \quad (6.81)$$

Розрахунок температури гальмівного диска при стандартних випробуваннях на нагрівання колісних тракторів класів 0,6...1,4 наведено у табл. 6.15.

При розрахунку прийнято максимальне значення $\Phi_{охл} = 6$ Вт/град, отримане за результатами експерименту, оскільки відзначено тенденцію збільшення $\Phi_{охл}$ зі зростанням \bar{N}_{mp} . Це означає, що отримані у табл. 6.15 розрахункові значення t вищі за дійсні, оскільки середня потужність тертя при стандартних випробуваннях тракторів вища, ніж середня потужність тертя, що розвивається при експерименті на стенді.

При зміні температури поверхні тертя фрикційного матеріалу шифру 145-40 від 100 °С до 350 °С коефіцієнт тертя практично не змінюється. Це означає, що на другому етапі випробувань «гарячих» гальм ефективність гальмування всіх моделей тракторів (представлених у табл. 6.15) не зменшуватиметься в порівнянні з ефективністю гальмування при «холодних» гальмах.

Таблиця 6.15. Розрахунок середньої поверхневої температури ротора гальмівного диска при стандартних випробуваннях на нагрівання

Параметри	Модель трактора				
	СШ 26	ТЗВ (ТЗОА)	ЛТ355А	МТ380 (МТ380Л)	ЮМ36АМ (ЮМ36АМ)
d_n , мм	180	180	190	200	200
B_p , мм	12	12	12	12	12
m_o , кг	2,138	2,138	2,380	2,640	2,640
$\Phi_{охл}$, Вт/град.	6	6	6	6	6
V_{max} , км/ч	27,6	23,6	30,0	33,4	24,5
G_{max} , Н	35724	33067	56120	61522	58158
\bar{N}_{mp} , Вт при $V=20$ км/год	20640	19105	32425	35546	33602
\bar{N}_{mp} , Вт при $V=0,85 \cdot V_{max}$ км/год	23685	19163	41342	50458	34988
T_T , с	153	179	141	127	173
t , °С	278	282	359	316	355

6.5. Зменшення нерівномірності навантаження гальмівних механізмів різних коліс

Аналіз результатів випробувань на зношування фрикційних накладок дискових гальм самохідного шасі СШ 25 в експлуатаційних умовах (див. рис. 6.28) показав, що як у I, так і у II серіях випробувань інтенсивність зношування фрикційних накладок правого гальма у 2,2 рази вища, ніж інтенсивність зношування фрикційних накладок лівого гальма. Це означає, що ліве гальмо поглинає величину енергії в 2,2 рази меншу, ніж праве гальмо. Це обумовлено більшою крутильною жорсткістю корпусу останнього. При гальмуванні за рахунок дії вертикальних і дотичних реакцій на задніх колесах відбувається закручування правого та лівого рукавів.

За рахунок різних кутів закрутки цих рукавів відбувається відведення праворуч самохідного шасі. Якщо водій прагне за рахунок пово-

роту рульового колеса компенсувати цей відхід, створюючи момент, що повертає, то цей момент вирівнює зазначені кути закрутки. При цьому дотична реакція на лівому колесі, отже, і робота тертя лівого гальма зменшується. Робота тертя правого гальма відповідно зростає.

При гальмівних випробуваннях лісогосподарського трактора ТЛ 28, виконаного на базі самохідного шасі СШ 28 та має аналогічні рукави на передній осі, корекція траєкторії руху за рахунок повороту рульового колеса не проводилася. При всіх вимірах відзначалося занесення вліво його задньої осі.

Рукави трактора ЛТЗ 55А мають конструкцію, аналогічну рукавам СШ 25 (правий рукав коротше лівого).

Таким чином, необхідно передбачити можливість примусового вирівнювання енергонавантажності правого та лівого гальм за рахунок зменшення темпу зростання приводного тиску у лівому гальмі при службовому гальмуванні. Щоб уникнути занесення машини при екстремому гальмуванні темп зростання приводного тиску в лівому та правому гальмах повинен бути однаковим.

Таке рішення дозволяє отримати рівну енергонавантаженість гальм задніх коліс. Оцінимо енергонавантаженість передніх та задніх гальм при різному розподілі гальмівних сил у разі загальмовування всіх коліс трактора ЛТЗ 155.

Основним параметром, що впливає на співвідношення робіт тертя передніх та задніх гальм, є розподіл гальмівних сил між осями. Реалізація розподілу гальмівних сил між осями відповідно до рекомендацій, що забезпечують умови або випереджаюче блокування всіх коліс, або випереджає блокування передніх коліс, входить у суперечність з бажанням отримати рівну енергонавантаженість передніх і задніх гальм, що можливе тільки при $\beta_o = 0,5$.

Оскільки службові гальмування становлять значну частину від загальної кількості гальмування (див. рис. 6.27), то при $\beta_d = 0,5$ необхідно забезпечити у цьому режимі випереджувальне блокування передніх коліс.

Застосування способу регулювання гальмівних сил між осями, представленого на рис. 6.30 (показаний пунктиром), дозволяє вирішити поставлене завдання, якщо забезпечити $P''_{T20} = P''_{T10}$.

Трактор ЛТЗ 155 має (у комплектації з шинами І6,9-Р 30 за відсутності передньої навішування) $G=53955$ Н, $L=2700$ мм, $b=1465$ мм, $a=1215$ мм, $h=950$ мм. На рис. 6.30 наведено залежність $P_{T_{зад}} = f(P_{T_{перед}})$ (крива І). На цьому ж рисунку представлені залежності дійсної гальмівної сили на задній осі від дійсної гальмівної сили на передній, побудовані для $\varphi_0=0,548$ і $\varphi_0=0,8$ (криві 2 і 3 відповідно). На цьому ж рисунку представлено характеристику регульованого розподілу гальмівних сил між осями.

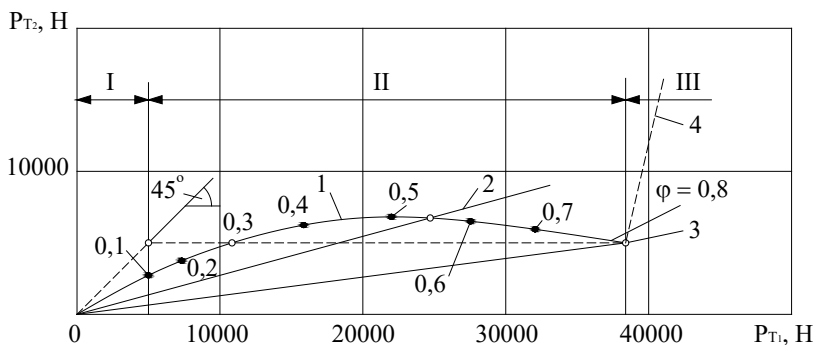


Рис. 6.30. Розподіл гальмівних сил між осями трактора ЛТЗ 155:

1 – ідеальний розподіл; 2, 3 – постійне розподілення при $\varphi_0=0,548$ і $\varphi_0=0,8$ відповідно; 4 – регульований розподіл за пропонованим способом

На ділянці I забезпечується рівний розподіл гальмівних сил між осями (кут нахилу характеристики дорівнює 45°). Перша точка спрацьовування регулятора (кордон I та II ділянок) обрана таким чином, щоб значення загальної гальмівної сили, що розвивається в цій точці, знаходилося в межах

$$0,16 \leq P_T = P_{T_1} + P_{T_2} < 0,26. \quad (6.82)$$

Це зумовлено вимогами до попереднього етапу випробувань гальм на нагрівання (що передбачає буксирування загальмованого

силою $P_T=0,1G$ трактора). Крім того, як показали проведені нами випробування, саме на інтервал $0,1G \leq P_T \leq 0,2G$ припадає найбільша кількість службових загальмувань.

На ділянці II відбувається обмеження гальмівної сили задньої осі. Це необхідно для забезпечення випереджувального блокування передніх коліс при екстреному гальмуванні. Друге спрацьовування регулятора (кордон II і III ділянок) відбувається в точці, що відповідає одночасному блокуванню коліс при $\varphi = \varphi'' = 0,8$ (точка перетину кривих 1 і 4). Після другого спрацьовування регулятора гальмівна сила задньої осі може зростати.

Таким чином, забезпечується випереджаюче блокування передніх коліс практично у всьому діапазоні коефіцієнтів зчеплення від φ' до φ'' (крива 4 проходить нижче кривої 1).

Таке регулювання не перешкоджає ефективній роботі запасної гальмівної системи, що включає задній гальмівний контур (у разі обриву переднього гальмівного контуру) за рахунок наявності ділянки III.

Застосування такого способу регулювання дає можливість уніфікувати передні та задні гальмівні механізми.

Рівні гальмівні сили на передніх та задніх колесах ($\beta_o = 0,5$) на I ділянці характеристики (рис. 6.30) сприяють підвищенню курсової стійкості при гальмуванні [2, 3]. З цієї метою, у зазначеній роботі рекомендується приймати $\beta_o = 0,5$ при $0,2 < m_x < 5$. Для цього випереджальне блокування задніх коліс можливе при $\varphi < \varphi_{01}$ ($\varphi_{01} = 0,3$). Коефіцієнт використання зчпної ваги на цій ділянці характеристики при $\varphi = \varphi'' = 0,8$.

$$m_x = \frac{\varphi_{01}}{\varphi''} = \frac{0,3}{0,8} = 0,375. \quad (6.83)$$

Таким чином, при гальмуванні на дорозі з високим коефіцієнтом зчеплення забезпечується стійкість двовісної машини на ділянці характеристики I (рис. 6.30). На слизькій дорозі ($\varphi \leq 0,3$) гальмування відбуватиметься найімовірніше при всіх заблокованих колесах, оскільки водій не в змозі контролювати зусилля на педалі при екстреному гальмуванні.

Для інтегрального трактора ЛТЗ 155 нами було рекомендовано $\beta_o=0,5$ у поєднанні із застосуванням способу регулювання розподілу гальмівних сил між осями з «висхідною» характеристикою. Аналогічне положення центру мас і $\beta_o=0,5$ має енергонасичений трактор ТІ50К, у гальмівній системі якого також доцільно використовувати пропонуваній спосіб регулювання гальмівних сил.

Для енергетичних засобів блочно-модульної структури розподіл гальмівних сил між осями (незалежно від розташування технологічного модуля – попереду чи ззаду енергетичного модуля) можна оцінювати коефіцієнтом розподілу гальмівної сили на колеса енергетичного модуля

$$\beta_{ЭМ} = \frac{P_{ТЭМ}}{P_{ТЭМ} + P_{ТТМ}}, \quad (6.84)$$

де $P_{ТЭМ}$; $P_{ТТМ}$ – гальмівні сили на колесах енергетичного та технологічного модулів.

Для забезпечення постійного енергонавантаження гальм енергетичного модуля незалежно від зміни технологічних модулів необхідно, щоб співвідношення гальмівних сил на колесах цих модулів було пропорційним відношенню їх мас. У цьому випадку рівняння (6.84) набуде вигляду

$$\beta_{ЭМ} = \frac{1}{1 + P_{ТТМ}/P_{ТЭМ}} = \frac{1}{1 + M_{ТМ}/M_{ЭМ}}, \quad (6.85)$$

де $M_{ЭМ}$; $M_{ТМ}$ – маса енергетичного та технологічного модулів, відповідно.

При виборі розподілу гальмівних сил між осями ЕТА БМС відповідно (6.85) буде забезпечена також рівна інтенсивність зносу фрикційних накладок при будь-якій комплектації та стабільний температурний режим гальм енергетичного модуля.

РОЗДІЛ 7. ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ЕНЕРГОЄМНОСТІ РІЗНИХ ТИПІВ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ПРИ ВИПРОБУВАННЯХ НА СТЕНДІ

Для проведення експериментального дослідження енергоємності гальмівних механізмів різних типів, що застосовуються на тракторах класу 0,6, були обрані лабораторні умови, за яких дотримуються ідентичні режими навантаження та охолодження гальм. Крім того, в лабораторних умовах існує можливість збору більшої кількості інформації про тепловий режим гальма, його енергетичний баланс, та отримання достовірних та стабільних результатів.

7.1. Методика лабораторних випробувань

Об'єктами експериментального дослідження були гальмівні механізми різних типів, які застосовуються на тракторах класу тяги 0,6...1,4. Це стрічковий гальмівний механізм (Т-16МГ, Т-25Ф), закрите дискове гальмо з само підсиленням (ЮМЗ-80, МТЗ-82), експериментальні дискові гальма відкритого типу, розроблені в ХНАДУ (ХАДІ) для перспективних моделей тракторів СШ-25, ХТЗ-40.

При випробуваннях циклічні гальмування здійснювались з максимальною ефективністю, що імітують режим випробувань гальмівної системи з гарячими гальмами. При цьому здійснювались гальмування з певною періодичністю та гальмівний механізм поглинав певну кінетичну енергію, що відповідає інерційній масі стенду. Період циклічних гальмувань становив 30 і 60 с, кінетична енергія маховика 17,56 кДж і 20,21 кДж.

Гальмування на стенді проводилися з максимальною ефективністю до зупинки інерційної маси, що відповідає екстремому гальмуванню трактора від швидкості 30 км/год.

У процесі випробувань реєструвались такі параметри:

- температура ротора гальмівного механізму;
- гальмівний момент;

- час гальмування;
- кількість загальмувань;
- знос фрикційних накладок.

Ефективність гальмування контролювалася за величиною гальмівного моменту та регулювалася зміною приводної сили. При випробуваннях гальм із пневмомеханічним приводом підбиралося приводне зусилля пневматичної камери, а при випробуваннях дискового гальма з гідروприводом тиск у приводі було обмежено за допомогою запобіжного клапана.

Раніше в підрозділі 6.4 було встановлено, що всі гальмівні механізми, що досліджуються, забезпечують необхідну ефективність гальмування при «холодних» гальмах. Тому завдання експериментального дослідження визначили так:

- визначення теплового стану гальм при різних режимах навантаження;
- оцінка ефективності гальмування при «гарячих» гальмах та стабільності гальмівного моменту;
- визначення зносостійкості фрикційних накладок за різних режимів навантаження.

Дослідження теплового стану гальм різних типів, що застосовуються на тракторах даного класу, має суттєві особливості тому, що ці гальмівні механізми працюють у особливих умовах, відмінних від умов роботи автомобільних гальм, і тому що вони розташовані у трансмісії у закритому корпусі без природного охолодження.

Теоретичне визначення теплового стану складної багатокомпонентної системи, якою є об'єкт, що досліджується, провести дуже важко. Отримання експериментальних показників теплопередачі дозволяє з великою точністю визначати температуру поверхні тертя і, зрештою, прогнозувати працездатність і довговічність гальм.

Метою стендових випробувань було порівняння різних типів гальмівних механізмів, що застосовуються на тракторах даного класу з енергорозсіювальною здатності. При цьому стояли завдання оцінки енергорозсіювальної здатності серійного стрічкового гальма Т-16МГ, закритого дискового гальма, уніфікованого з МТЗ, та оптимізації теплового режиму перспективного дискового гальма відкритого типу.

Завдання оптимізації конструкції дискового гальма відкритого типу включало: підбір матеріалів фрикційних пар гальмівних накладок і гальмівного диска, підбір форми і розмірів фрикційних пар за критерієм максимальної енергоємності (теплорозсіюючої здатності) і зносостійкості.

У табл. 7.1 представлені параметри, що варіюються при дослідженні перспективного дискового гальма відкритого типу.

Таблиця 7.1. Структура дослідження дискового гальма відкритого типу

Матеріал накладки	Матеріал диска	Товщина диска, мм	Діаметр диска, мм	$K_{\text{вз}}$	Навантаження, кДж	$T_p + T_T$
145-10	чавун	12	200	0,17	20,21	30; 60
407-28	чавун	12	200	0,17	20,21	30; 60
634-26	чавун	12	200	0,17	20,21	30; 60
207-158	чавун	8; 12	180; 200	0,17; 0,21	20,21; 17,56	30; 60
145-40Б	чавун, сталь	8; 12	180; 200	0,17; 0,21	20,21; 17,56	30; 60
109-214А	чавун, сталь	8; 12	180; 200	0,17; 0,21	20,21; 17,56	30; 60

7.2. Опис лабораторної установки та контрольно-вимірювальної апаратури

Для проведення випробувань використовувався інерційний стенд ХЗТСШ, призначений для досліджень гальмівних механізмів (рис. 6.16).

Стенд працює в такий спосіб. Електродвигун 1 передає крутний момент через редуктор 2 і 3 муфту маховика 4, який зубчастою муфтою жорстко з'єднаний з валом досліджуваного гальмівного механізму. Перед гальмуванням відбувається автоматичне вимкнення муфти зчеплення, потім через 1 секунду відбувається гальмування до повної зупинки маховика. Далі слідує включення зчеплення і цикл повторюється. Стенд дозволяє виробляти циклічні гальмування з інтервалом 30 і 60 с і ступінчасто змінюючи кутову швидкість маховика від 480 хв^{-1} до 580 хв^{-1} .

Схема керування стенду складається з пневматичної, гідравлічної та електричної частини.

На рис. 7.1 представлено схему пневматичної частини експериментальної установки.

Повітря під тиском надходить з пневматичної магістралі через роз'єднувальний кран 2 в ресивер 4. Пневматичні клапани 5 і 6 служать відповідно для управління пневматичними циліндрами приводу гальма 7 і зчеплення 8. Манометри 3 служать для візуального контролю тиску в пневматичному приводі. Роз'єднувальний кран 2 є гальмівним краном конструкції ПФ НАП, і ступенем його відкриття регулюється тиск повітря в ресивері, що дозволяє змінювати ефективність гальмування.

При дослідженні гальмівних механізмів з гідроприводом шток пневматичного циліндра 7 впливав через двоплечевий важіль на шток гальмівного крана гідросилового гальмівного приводу. При дослідженні гальм з механічним приводом замість пневматичного циліндра 7 встановлювалася пневматична камера 9, що безпосередньо впливає на важіль приводу гальма. Зусилля пневматичної камери підбиралося таким чином, щоб воно відповідало допустимому зусиллю на педалі управління. При цьому використовувалися результати розробки [1].

Під час проведення випробувань використовувався комплекс вимірювальної і реєструючої апаратури та автоматики управління, що складається з наступних основних елементів (рис. 7.1):

- 1 – блоку живлення;
- 2 – програмного пристрою;
- 3, 4 – блоків автомата управління гальмом та зчепленням;
- 5 – світло променевого осцилографа К12-22;
- 6 – універсального тензометричного підсилювача ТА-5;
- 7 – універсального цифрового вимірювального приладу В7-35 для тарування та оперативного контролю;
- 8 – тензодатчиків гальмівного моменту;
- 9, 10 – контактної та імплантованої терморпар.

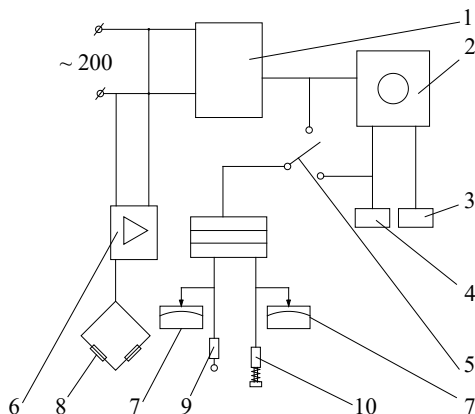


Рис. 7.1. Електрична блок-схема експериментальної установки

На рис. 7.1 наведена принципова схема гідравлічного гальмівного приводу, пов'язана з пневматичною схемою управління стендом.

У цій схемі для включення клапана управління гальмівного приводу К4 (рис. 6.19) та зчеплення використовуються пневматичні циліндри Ц2 та Ц1. Управління пневматичними циліндрами здійснюється двома електроклапанами К1 та К3. Електроклапан керування зчепленням К3 типу УП53/М1 живиться стисненим повітрям через додатковий ресивер РС, тиск у якому встановлюється гальмівним краном К2 і контролюється манометром МН3 типу МТП-160.

У стенд також входить гідронасос Н типу НШ-10ЕЛ-2, що подає масло під тиском з бака Б до клапана управління гальмівним приводом К4. Цей клапан, регулюючи прохідний переріз зливу, дозволяє створювати в гідроприводі необхідний тиск контролюється манометром МН2. Увімкнення та відключення гідронасоса здійснюється контактором К1 (рис. 6.20).

Керування роботою стенду можна виконувати як вручну, за допомогою перемикачів керування електроклапанами 8 та 9, так і за допомогою програмного пристрою типу ГМЕ-60Д. Програмний пристрій являє собою набір перемикачів S10 ... 15, що приводять у дію кулачка-

ми. Кулачки приводяться в обертання електродвигуном М1 типу Д-2РТ із відцентровим регулятором частоти обертання через редуктор.

Програмний пристрій забезпечує роботу при тривалості циклу 30 і 60 с. Перемикання режимів здійснюється багатомісним реле К2 типу МКУ-48 за допомогою перемикача 4.

Реєстрація загальної кількості гальмування проводиться лічильником імпульсів типу СБ-1М/100, який включений паралельно ланцюгу електропневмоклапана управління гальмом.

Живлення електропневмоклапанів, лічильника імпульсів, реле, програмного пристрою та осцилографа К12-22 здійснюється постійною напругою 27 В від блоку живлення.

Як датчик гальмівного моменту використовувався тензорезисторний напівміст, наклеєний на валу між гальмівним механізмом і маховиком.

Для реєстрації кутової швидкості маховика перед гальмуванням використовується тахометр ТЧ 10Р.

Вимірювання температури проводилося хромель-копелевими термопарами з діаметром електродів 0,8 мм. При цьому було застосовано два способи вимірювання. У першому випадку – термопара з голівкою діаметром 1,5 мм, встановлювалася в каналі, виконаному під кутом до фрикційної поверхні гальма ротора. Товщина стінки, що розділяє голівку термопари та фрикційну поверхню, становила 0,5...0,7 мм. У другому випадку вимірювання проводилося за допомогою пружної ковзної термопари (рис. 7.2).

Ковзна термопара 5 залита епоксидною смолою 6 і поміщена в гільзу 7. Остання через пружину 8 пов'язана з обоймою 9 і знаходиться в постійно підтисненому стані. На початку кожного виміру визначалася «власна» температура від тертя ковзання, яка була постійною кожної швидкості обертання маховика.

ЕРС термопари подавалася безпосередньо на шлейф осцилографа К12-22. При цьому здійснювався оперативний контроль температури за допомогою цифрового мілівольметра.

Зіставлення результатів виміру температур, виконаних двома способами в п'яти експериментах, що повторюються, показало, що

при обліку «власної» температури тертя ковзної термопари величина сумарної похибки становить 2,5 % в діапазоні 20 ... 350 °С.

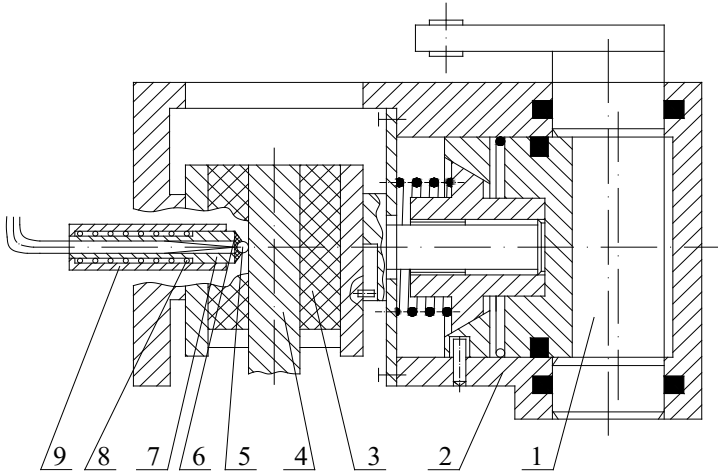


Рис. 7.2. Схема дискового гальма відкритого типу

Перед установкою проводилося тарування термопар у горизонтальній трубчастій печі з контрольним термометром та ціною поділки 0,5 °С. При таруванні ЕРС термопар замірялася мілівольтметром В7-35 з точністю до 0,01 мВ. На рис. 7.3 представлені графіки тарування термопар.

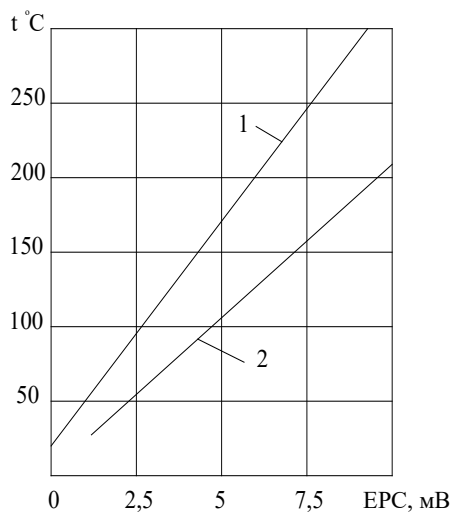


Рис. 7.3. Графік тарування термопар:
1 – ковзна термопара; 2 – вживлена термопара

7.3. Планування експериментального дослідження енергоємності дискового гальма відкритого типу

Складність явищ, що відбуваються у фрикційних парах при виділенні, накопиченні та розсіюванні теплової енергії створює великі труднощі для теоретичної оцінки теплового режиму гальма. Найбільш достовірні дані про теплове навантаження можна отримати під час експериментальних досліджень. При одно факторному підході до експерименту необхідно проводити велику кількість дослідів. Для скорочення обсягів експериментальних досліджень застосували теорію планування екстремальних експериментів.

Планування експерименту передбачає вибір числа та умов проведення дослідів, необхідних та достатніх для вирішення поставленого завдання з необхідною точністю.

Теорія планування екстремальних експериментів використовувалася при дослідженні енергоємності перспективного дискового гальма відкритого типу. Під час проведення циклічних загальмувань замірлялася температура поверхні тертя. Температурою насичення вважалося досягнення такого значення, яке не змінювалося більш за величину похибки виміру (2,5 %) за десять послідовних циклів.

Під час проведення експериментів щодо дослідження енергоємності дискового гальма відкритого типу параметром оптимізації була поверхнева температура гальмівного диска.

Досліджувані фактори: товщина гальмівного диска B_0 , діаметр диска Φ_0 , коефіцієнт взаємного перекриття поверхонь тертя $K_{\text{вз}}$, середня потужність тертя за один цикл гальмування \bar{N}_y .

Планування експерименту зводилося до встановлення залежності критерію оптимізації від величини факторів

$$t = f(B_0, \Phi_0, K_{\text{вз}}, \bar{N}_y). \quad (7.1)$$

Завдання дослідження – отримання рівнянь регресії з метою визначення критерію оптимізації у різних середовищах. При дослідженні впливу чотирьох факторів на параметр оптимізації використовувався дробовий факторний експеримент типу 2^{5-1} .

При складанні матриці для варіювання на двох рівнях (+1; -1) вказуються лише знаки (+; -). Перехід від дійсних значень факторів до значень +1, -1 здійснюється кодуванням факторів, що визначаються співвідношенням

$$x_i = \frac{\tilde{x}_i - \tilde{x}_{i0}}{I_i}, \quad (7.2)$$

де x_i – кодоване поточне значення факторів;
 \tilde{x}_{i0} – натуральне значення нульового рівня;
 \tilde{x}_i – натуральне поточне значення фактора;
 I_i – натуральне значення інтервалу варіювання.

Помилка виражається формулою

$$\delta_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^{n_0} \delta_i^2}{n_0}, \quad (7.4)$$

де n_0 – кількість дослідів.

Потім проводиться розрахунок коефіцієнтів моделі за наступною залежністю

$$a_j = \frac{\sum_{i=1}^n x_{ij} \cdot t_i}{n_0}, \quad j = 0; 1; \dots K', \quad (7.5)$$

де x_{ij} – значення i -го фактору в j -му досвіді;

t_i – експериментальне значення температури.

Середньоквадратична помилка коефіцієнта розрахункового рівняння дорівнює

$$\delta_{bi}^2 = \frac{\delta_y^2}{n_0}. \quad (7.6)$$

Придатність моделей, тобто їх адекватність оцінюється критерієм Фішера

$$F = -\frac{\delta_{2\theta}^2}{\delta_y^2}, \quad (7.7)$$

$$\text{де } \delta_{2\sigma}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\bar{Y}_i - \bar{\bar{Y}})^2}{(n_0 - K' - 1)} - \text{дисперсія адекватності};$$

$\bar{\bar{Y}}$ – значення параметра оптимізації, що передбачається для і-го досвіду.

За допомогою наведених залежностей (7.3...7.7), використовуючи дані експериментів та їх кількість, проводимо розрахунки, результати яких заносимо до табл. 7.3 та 7.4. За виразом (7.4) визначаємо помилки одержаних коефіцієнтів, що оцінюють їх парні взаємодії. Знаючи коефіцієнти, можна визначити поверхневі температури фрикційних пар гальма та дослідити адекватність процесів охолодження. За формулою (7.3) обчислюємо дисперсію адекватності, а за виразом (7.7) визначаємо придатність моделі.

Таблиця 7.3. Значення факторів та їх рівні у гальмівному механізмі

Фактор	Значення факторів	Рівні факторів				Значення змінних
		нижній	нульовий	верхній	інтервал	
x_1	Товщина диска B_δ , мм	8	10	12	4	$\frac{B_\delta - 10}{4}$
x_2	Діаметр диска Φ_δ , мм	180	190	200	20	$\frac{\Phi_\delta - 180}{20}$
x_3	$K_{\epsilon z}$	0,17	0,19	0,21	0,04	$\frac{K_{\epsilon z} - 0,19}{0,04}$
x_4	\bar{N}_{mp} , кВт	300	490	680	380	$\frac{\bar{N}_{mp} - 490}{380}$

Таблиця 7.4. Значення коефіцієнтів регресії розрахункових рівнянь визначення розрахункових температур поверхні тертя дискового гальма

	Коефіцієнти										
	a0	a1	a2	a3	a4	a5	a6	a7	a8	a9	a10
Значення	252	-41,875	-43,5	16,375	78,25	-3,625	16,625	5,5	0,25	-46,875	4,375

Після того, як доведена адекватність процесів, записується рівняння регресії для визначення поверхневих температур диска фрикційних пар гальма:

$$t = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 + a_4 \cdot x_4 + a_5 \cdot x_1 \cdot x_2 + a_6 \cdot x_1 \cdot x_3 + a_7 \cdot x_1 \cdot x_4 + a_8 \cdot x_2 \cdot x_3 + a_9 \cdot x_2 \cdot x_4 + a_{10} \cdot x_3 \cdot x_4. \quad (7.8)$$

Отримане рівняння регресії є справедливим для змінних в інтервалах варіювання. По ньому можна визначити температуру за будь-яких поєднань змінних.

Проведення експериментальних досліджень з фіксацією в них $B_0, \Phi_0, K_{вз}, N_{ц}$, а також поверхневих температур гальмівного диска дозволить знайти рівняння, що складаються (7.8) методом математичної теорії планування екстремальних експериментів.

7.4. Температурні характеристики гальмівних механізмів

Тепловий стан ротора гальмівного механізму при циклічних загальмуваннях реєструвався наступним чином: холодний спай термомпари був підключений безпосередньо на шлейф осцилографа К12-22. Швидкість протягування паперу становила 0,8 мм/с. Подача живлення осцилографа була синхронізована з вимкненням гальмівного механізму. Таким чином, на стрічці осцилографа фіксувалася температура в залежності від числа циклічних загальмувань. Вісью ординат у цьому випадку була позначка нульової лінії осцилографа.

На рис. 7.4 представлені суміщені осцилограми трьох дослідів, що повторюються. Як очевидно з осцилограм, був реалізований високий рівень повторюваності результатів. Експериментальні точки розташовані досить близько одна від одної, що дає можливість надалі при поданні результатів визначення температури використовувати безперервні криві без виділення експериментальних точок.

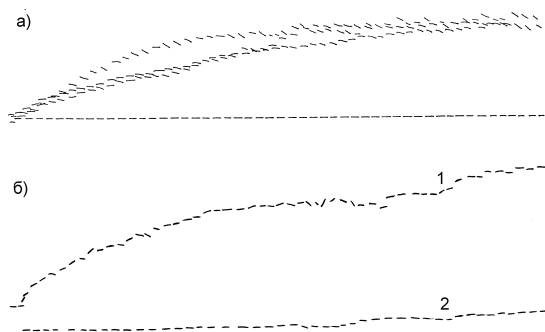


Рис. 7.4. Суміщенні осцилограми дослідів

Лабораторні випробування дозволяють змінювати режими навантаження у широких межах. Найбільш напруженим є режим циклічних загальмувань. Найважчий для гальм режим, який був нами змодельований, має наступні параметри: початкова швидкість обертання маховика 580 хв^{-1} , час циклу 30 с. При цьому величина енергії, що поглинається гальмом за 1 цикл, становить 20,2 кДж, а середня потужність тертя за один цикл 0,68 кДж/с. Для повнішої оцінки режиму навантаження в [1, 2] було введено умовний параметр – середню циклову потужність тертя, що визначається як відношення енергії, поглиненої гальмом за одне гальмування до тривалості циклу розгін-гальмування

$$\bar{N}_y = \frac{W}{T_p + T_T}. \quad (7.9)$$

За наших випробувань максимальне значення параметра $N_{\text{ц}}$ становило 0,68 кДж/с (0,68 кВт). При цьому режимі максимально встановлена температура ротора становила (рис. 7.5):

- для відкритого дискового гальма 220 °С;
- для стрічкового гальма 240 °С;
- для закритого дискового гальма 270 °С.

Рис. 7.5 демонструє темпи зростання температури для гальмівних механізмів перерахованих типів. На температурній кривій можна виділити дві ділянки. Перша ділянка – лінія нагріву, друга – лінія температури насичення, що встановилася, яка асимптотично прагне до прямої, паралельної осі абсцис.

На першій ділянці відбувається прогрів фрикційних пар гальма та початок теплопередачі до гальмівного валу та корпусу. При цьому на темп прогріву значний вплив має маса деталей, що становлять фрикційну пару. Як бачимо, закрите дискове гальмо, що має найбільшу масу, прогрівається повільніше.

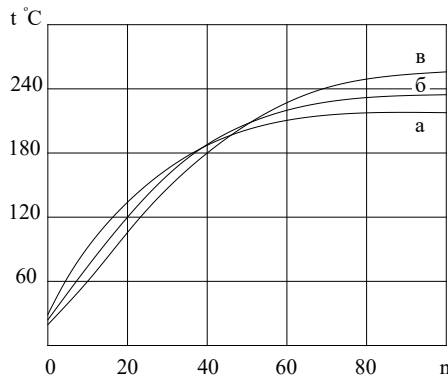


Рис. 7.5. Графіки нагрівання ротора гальмівних механізмів різних типів при циклічних загальмуваннях: а – відкрите дискове гальмо; б – стрічкове гальмо; в – закрите дискове гальмо

На другій ділянці встановлюється теплова рівновага. Енергія, що виділяється на поверхні тертя, розсіюється в навколишнє середовище, проходячи при цьому шлях ротор – повітряний прошарок у гальмі – корпус – навколишнє повітря. По амплітуді точок температурної кривої на цій ділянці можна оцінити теплову розсіювальну здатність гальма, яка має максимальну величину у дискового гальма відкритого типу.

Слід також відзначити, що значна кількість енергії поглинається гальмівним валом, який шліцями з'єднаний із ротором гальма та має значну масу. Однак умови тепловідведення у вал є однаковими для всіх типів гальмівних механізмів. Умовно тепловідведення вважалось постійним чинником і детальному визначенню не підлягало. На рис. 7.4б представлений фрагмент осцилограми циклічних загальмувань дискового гальма, де 1 – позначки термопари, встановленої на гальмівному диску, 2 – на гальмівному валу, на відстані 200 мм від диска. Таким чином, крива 2 характеризує темп прогрівання гальмівного валу. Крім того, коливання температурної кривої диска (провали) можна пояснити включенням у процес тепловіддачі додаткових мас та додаткових поверхонь. Осцилограма демонструє, що кожен такий провал супроводжується одночасним стрибком температури валу і, отже, інтенсифікування процесу теплопередачі поверхні в навколишнє середовище.

Найбільша увага при стендових випробуваннях була присвячена дисковому гальму відкритого типу. У зв'язку з проведенням перспективних робіт із запровадження таких гальмівних механізмів на тракторах виробництва ХТЗ та ХЗТСШ стояло завдання вибору оптимальних параметрів фрикційних пар. Найбільш металоємною деталлю гальмівного механізму є гальмівний диск. Досліджувався тепловий стан дисків із наступними параметрами:

а – чавун, $B_{\text{д}} = 12$ мм, $\Phi_{\text{д}} = 200$ мм;

б – сталь, $B_{\text{д}} = 12$ мм, $\Phi_{\text{д}} = 200$ мм;

в – чавун, $B_{\text{д}} = 8$ мм, $\Phi_{\text{д}} = 200$ мм;

г – чавун, $B_{\text{д}} = 12$ мм, $\Phi_{\text{д}} = 180$ мм;

д – чавун, $B_{\text{д}} = 12$ мм, $\Phi_{\text{д}} = 180$ мм.

На рис. 7.6 представлені графіки теплового стану дисків різної товщини та діаметра за ідентичних умов енергетичного навантаження.

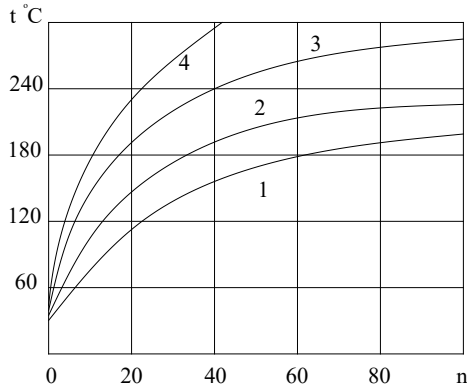


Рис. 7.6. Вплив товщини та діаметра диска на його тепловий стан при циклічних загальмуваннях: 1 – $B_0 = 12$ мм, $\Phi_0 = 200$ мм; 2 – $B_0 = 8$ мм, $\Phi_0 = 200$ мм; 3 – $B_0 = 12$ мм, $\Phi_0 = 180$ мм; 4 – $B_0 = 8$ мм, $\Phi_0 = 180$ мм

Як видно із рис. 7.6, при використанні диска $\Phi_0 = 200$ мм зменшення товщини гальмівного диска з 12 мм до 8 мм викликає підвищення температури, що встановилася, на величину, що дорівнює 10 %. Проте значно прискорюються темпи зростання температури дільниці прогріву. Оскільки при експлуатації трактора температура гальмівних дисків переважно відповідає режиму, що не встановився, то зменшення товщини призведе до зниження зносостійкості гальмівних накладок, але не позначиться на ефективності екстрених гальмувань.

Досліджувався також вплив матеріалів фрикційних пар дискового гальма на його температуру при циклічних гальмуваннях. Було випробувано 6 видів фрикційних матеріалів гальмівних накладок виробництва ВНПАТІ (м. Ярославль) та два види матеріалу гальмівного диска (див. табл. 7.1). На рис. 7.7 показано вплив матеріалу гальмівного диска на його тепловий стан.

Використання сталі як матеріал контр тіла пояснюється тим, що в деяких конструкціях трансмісій тракторів гальмівний диск може виконувати одночасно і функцію зубчастої муфти, що передає крутний

момент. Погіршення фрикційних та теплових показників гальма при цьому компенсується спрощенням конструкції трансмісії. У зв'язку з цим, було досліджено можливість застосування сталевого диска в парі з без азбестовими композиціями ВНПАТІ.

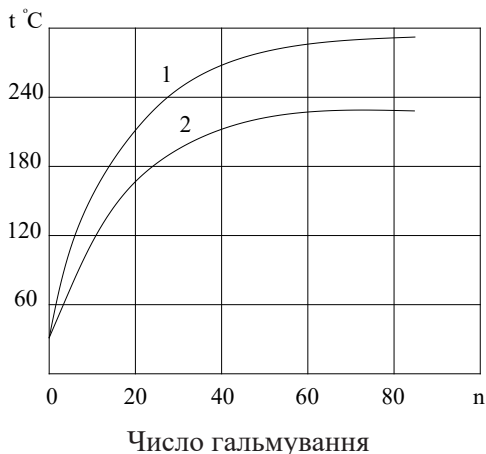


Рис. 7.7. Вплив матеріалу гальмівного диска на його тепловий стан при циклічних гальмуваннях $B_o = 12$ мм, $\Phi_o = 200$ мм, $T_{\text{ц}} = 30$ с, $n_M = 580$ хв⁻¹:
1 – сталевий диск; 2 – чавунний диск

Порівняння температурних кривих для шести видів гальмівних матеріалів накладок показало, що різниця температур знаходилася в межах похибки вимірювання. Таким чином, було зроблено припущення, що матеріал накладок не впливає на температуру гальмівного диска. Ґрунтуючись на висновках роботи [1] прийнято, що товщина накладки не впливає на тепловий стан гальма.

Вплив розмірів фрикційних накладок на температуру поверхні тертя досліджувався при варіюванні параметра $K_{\text{вз}}$, що представляє відношення площі поверхні фрикційного диска до площі накладки. На рис. 7.8 представлені температурні криві при різних $K_{\text{вз}}$.

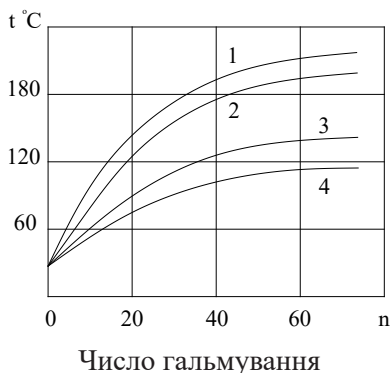


Рис. 7.8. Вплив K_{63} на температурний режим гальма при циклічних гальмуваннях $T_{ц} = 60$ с, $n_M = 530$ хв⁻¹: 1 – $K_{63} = 0,21$, 2 – $K_{63} = 0,17$ при $B_{д} = 12$ мм, $\Phi_{д} = 200$ мм; 3 – $K_{63} = 0,21$, 4 – $K_{63} = 0,17$ при $B_{д} = 8$ мм, $\Phi_{д} = 180$ мм

Характер кривих (рис. 7.8) показує, що на першій ділянці (зростання температури) температурної кривої розмір накладки не робить значного впливу на темп нагрівання диска. Однак зі зростанням температури та інтенсифікації тепловіддачі з поверхні диска вплив K_{63} збільшується. І при досягненні встановленої температури зниження K_{63} з 0,21 до 0,17 викликає зниження температури до 15 %.

При дослідженні теплового стану гальм моделювалися різні умови навантаження. Варіювання у двох рівнях часу циклу та швидкості обертання маховика спочатку гальмування визначило чотири режими навантаження гальмівного механізму на стенді. На рис. 7.9 представлені температурні криві, отримані на одному гальмівному механізмі за різних режимів навантаження.

Таким чином, залежність (7.8) загального виду для визначення температури фрикційної поверхні дискового гальма відкритого типу при циклічних гальмуваннях має вигляд

$$t = 252 - 41,875x_1 - 43,5x_2 + 16,375x_3 + 78,25x_4 - 3,625x_1x_2 + 16,625x_1x_3 + 5,5x_1x_4 + 0,25x_2x_3 - 46,875x_2x_4 + 4,375x_3x_4. \quad (7.10)$$

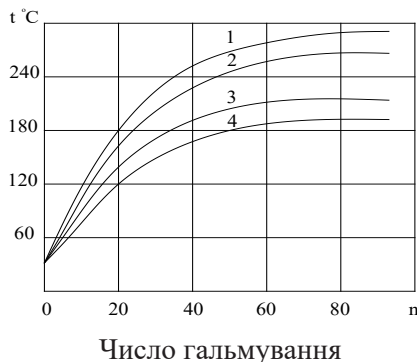


Рис. 7.9. Вплив режимів навантаження на температуру диска при циклічних гальмуваннях $B_o = 8$ мм, $\Phi_o = 200$ мм, $K_{\text{вз}} = 0,17$: 1 – $T_u = 30$ с, $n_M = 580$ хв⁻¹; 2 – $T_u = 30$ с, $n_M = 530$ хв⁻¹; 3 – $T_u = 60$ с, $n_M = 580$ хв⁻¹; 4 – $T_u = 60$ с, $n_M = 530$ хв⁻¹

Отримана залежність (7.10) справедлива для змінних у заданих інтервалах та при їх поєднанні. Виконаний розрахунок (за згаданою залежністю) дозволив одержати чисельні величини температур (табл. 7.5). Порівняння розрахункових та експериментальних температур показує, що їх відхилення не перевищує 3,5 %.

За силою впливу на температуру поверхні тертя чинники розташовуються у порядку: середня потужність тертя, діаметр диска, товщина диска, коефіцієнт взаємного перекриття. При зростанні середньої потужності тертя і $K_{\text{вз}}$ температура збільшується, при зростанні діаметра і товщини диска – падає. Ефекти взаємодій крім x_2x_4 значно менше лінійних ефектів.

Таблиця 7.5. Вихідні експериментальні дані та розрахункові температури, що встановилися на поверхні тертя дискового гальма при циклічних гальмуваннях

№ п/п	B_{σ} , мм	Φ_{σ} , мм	$K_{\text{вз}}$	$N_{\text{ц}}$, Вт	Експер. $t^{\circ}\text{C}$	Розрахунок	Відхилення, %
1	8	180	0,17	300	217,0	214,3	0,8
2	12	180	0,17	300	132,0	133,8	1,15
3	8	200	0,17	300	181,0	180,1	0,56
4	12	200	0,17	300	117,0	120,0	2,5
5	8	180	0,21	300	234,0	235,6	0,7
6	12	180	0,21	300	174,0	171,9	1,2
7	8	200	0,21	300	194,0	193,1	0,36
8	12	200	0,21	300	141,0	142,7	1,2
9	8	180	0,17	680	472,0	473,9	0,4
10	12	180	0,17	680	372,0	379,0	1,3
11	8	200	0,17	680	203,0	206,1	1,5
12	12	200	0,17	680	191,0	190,1	0,5
13	8	180	0,21	680	494,0	499,3	1,0
14	12	180	0,21	680	420,0	417,9	0,93
15	8	200	0,21	680	269,0	272,4	1,25
16	12	200	0,21	680	221,0	221,9	0,4

7.5. Фрикційні та зносні характеристики застосовуваних матеріалів

Фрикційні властивості гальмівних механізмів, що досліджуються, оцінювалися за гальмівним моментом при прикладанні зусилля, що відповідає допустимому значенню на педалі управління. Також оцінювалася стабільність гальмівного моменту під час нагрівання. Ці параметри фіксувалися на стрічці осцилографа. Швидкість протягування стрічки підбиралася таким чином, щоб забезпечити одержання позначки величини гальмівного моменту паралельно з відміткою температури під час реєстрації параметрів процесу циклічних гальмувань. На рис. 7.10 представлений фрагмент осцилограми циклічних гальмувань дискового гальма відкритого типу. Кожній позначці

температури відповідає позначка гальмівного моменту. Осцилограма демонструє високу стабільність гальмівного моменту в інтервалі температур 20...260 °С.

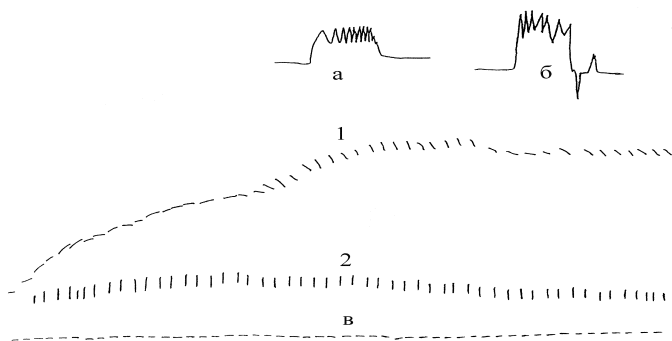


Рис. 7.10. Осцилограми гальмування: а, б – позначки датчика моменту відповідно стрічкового та дискового гальм; в – паралельні позначки термомпари (1) та датчика моменту (2)

На рис. 7.10 (а, б) представлені фрагменти осцилограм (гальмівні діаграми) для стрічкового та дискового гальм. Коливання відмітки гальмівного моменту пояснюються недоліком методу виміру цього параметра. Гальмівний вал, на якому було встановлено тензодатчики, має податливість. При прикладанні крутних і гальмівних моментів відбуваються крутильні коливання валу, які і були зареєстровані. Незважаючи на описаний недолік, спосіб вимірювання гальмівного моменту визнано придатним, оскільки при дослідженні стояло завдання оцінки фрикційних властивостей.

Зносною характеристикою є залежність лінійного зношування фрикційної накладки від напрацювання фрикційного вузла. Лінійне зношування визначалося прямим виміром мікрометром (для дискових гальм) або штангенциркулем (для стрічкового гальма). Схеми розташування контрольних точок показано на рис. 7.11 та рис. 7.12.

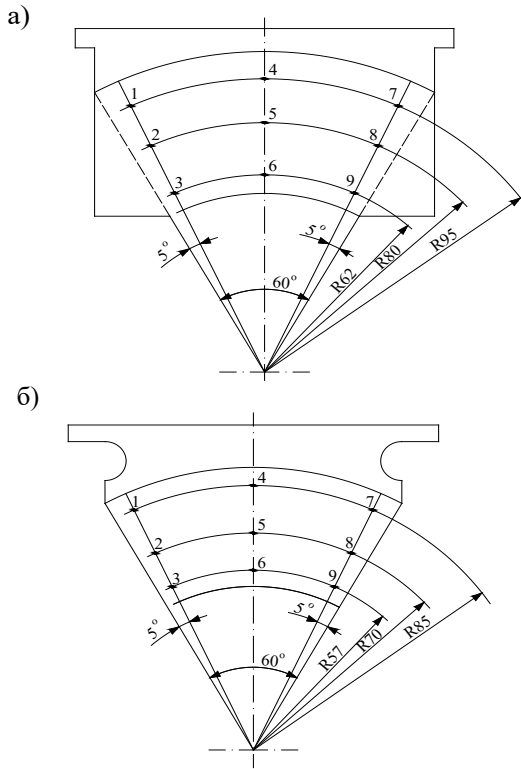


Рис. 7.11. Схема розташування контрольних точок:
а – дискового гальма відкритого типу $R_n = 100$ мм;
б – дискового гальма відкритого типу $R_n = 90$ мм

Розподіл тиску та зношування по поверхні тертя гальмівної стрічки досить добре досліджено у роботах [1,2]. При дослідженні серійного стрічкового гальма Т16МГ розглядалося питання визначення максимального терміну служби стрічки в умовах стендових випробувань для можливості перенесення результатів лабораторних досліджень дискових гальм на реальні експлуатаційні умови. За 1000 циклічних загальмувань на стенді з максимальною ефективністю, початковою

швидкістю маховика 580 хв^{-1} і часом циклу 30 с зношування серійної гальмівної стрічки становив 50% від допустимого. За заводською інструкцією ХЗТСШ заміна гальмівних стрічок проводиться після напрацювання самохідним шасі 2000 годин. Отже, можемо приблизно вважати, що 1000 циклічних гальмувань на стенді еквівалентно, за зносом 1000 годин напрацювання в реальних умовах.

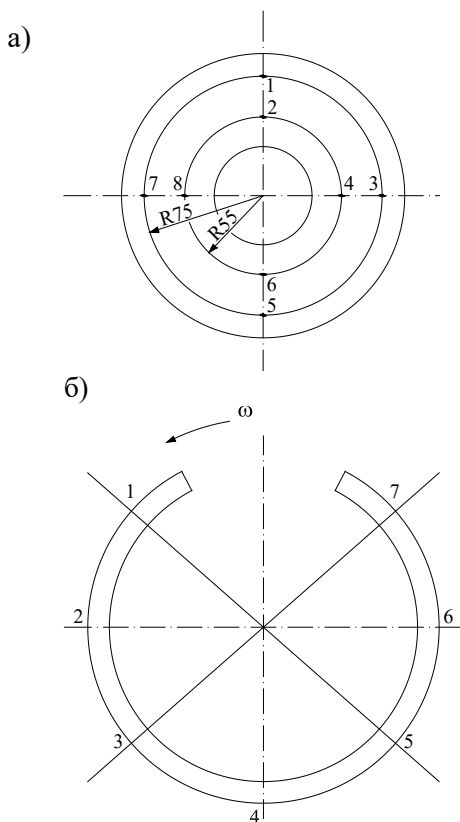


Рис. 7.12. Схеми розташування контрольних точок:
а – закритого дискового гальма; б – стрічкового гальма

При дослідженні зносних характеристик накладок дискового гальма відкритого типу пропонується використовувати умовний показник середнього зносу двох накладок за 1000 циклів гальмування на стенді

$$P = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{\sum_{i=1}^{n_1} x_{1i}}{n_1} + \frac{\sum_{i=1}^{n_2} x_{2i}}{n_2} \right], \quad (7.11)$$

де n_1, n_2 – відповідно кількість контрольних точок внутрішньої та зовнішньої гальмівних колодок;

x_{1i}, x_{2i} – лінійний знос у контрольній точці за 1000 циклів, відповідно внутрішньої та зовнішньої колодок.

Для визначення залежності зносу накладок від числа гальмування проводилися вимірювання в контрольних точках при різних кількостях циклів гальмування. Результати цих вимірів дозволили визначити лінійний характер зносних залежностей (рис. 7.12).

Було проведено дослідження впливу різних факторів на знос накладок з різних матеріалів. Найбільший вплив на знос надає середньо-поверхнева температура. Так, підвищення робочої температури накладок з 200 °С до 260 °С (рис. 7.13) викликає підвищення зносу в 15–17 разів при збереженні енергетичного навантаження на гальмо. Ця тенденція спостерігалася у всіх шести шифрів досліджуваних фрикційних матеріалів.

Збільшення навантаження на гальмівний механізм викликає підвищення температури поверхні тертя і пропорційне підвищення зносу. Приблизно такий вплив оказує зміна $K_{\text{єз}}$. При зменшенні цього параметра лінійне зношування дещо зростає, оскільки зменшується площа контакту, і збільшуються контактні тиски. Однак зменшення $K_{\text{єз}}$ покращує тепловіддачу з поверхні гальмівного диска, середньо-поверхнева температура знижується і це викликає зменшення зносу (рис. 7.13а, 7.13б).

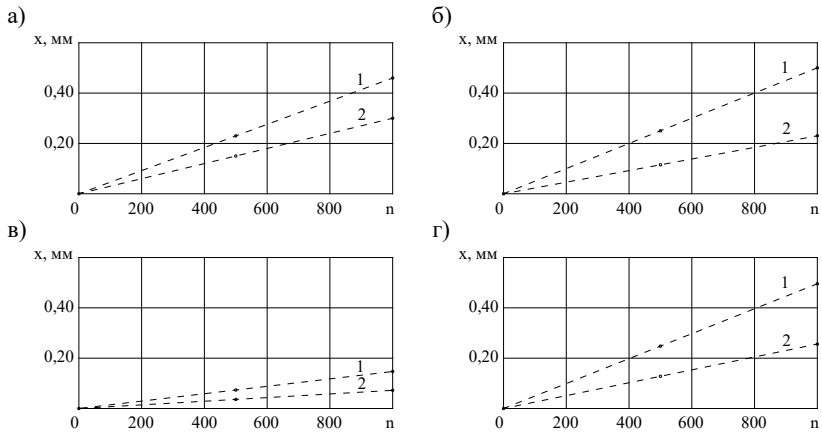


Рис. 7.13. Залежність зносу фрикційних накладок від числа гальмувань:
 а: матеріал 145-40Б, $K_{\text{єз}} = 0,21$, $1 - T_{\text{ц}} = 1$ хв, $t = 200^\circ\text{C}$, $2 - T_{\text{ц}} = 0,5$ хв, $t = 260^\circ\text{C}$; б: матеріал 207-158, $K_{\text{єз}} = 0,17$, $1 - T_{\text{ц}} = 1$ хв, $t = 180^\circ\text{C}$, $2 - T_{\text{ц}} = 0,5$ хв, $t = 240^\circ\text{C}$; в: матеріал 109-214А, $K_{\text{єз}} = 0,21$, $1 - T_{\text{ц}} = 1$ хв, $t = 200^\circ\text{C}$, $2 - T_{\text{ц}} = 0,5$ хв, $t = 260^\circ\text{C}$; г: матеріал 407-28, $K_{\text{єз}} = 0,17$, $1 - T_{\text{ц}} = 1$ хв, $t = 180^\circ\text{C}$, $2 - T_{\text{ц}} = 0,5$ хв, $t = 240^\circ\text{C}$

Порівняння зносних характеристик фрикційних матеріалів можна зробити за рис. 7.14, де представлені графіки середнього зносу накладок за наступних умов випробувань: початкова швидкість маховика 580 хв^{-1} час циклу розгін-гальмування 30 с, $K_{\text{єз}} = 0,17$. Температура фрикційної поверхні при цьому коливалася не більше $200 \dots 215^\circ\text{C}$.

У табл. 7.6 наведено значення показника П, отримані експериментально за різних умов випробувань.

Нами досліджено також розподіл зносу на поверхні фрикційної накладки. Оскільки причини нерівномірності зношування в хордальному напрямі накладки докладно розглянуті в роботі професора О. С. Федосова, то основна увага була приділена розподілу зношування в радіальному напрямку. На рис. 7.15 показані залежності зношування від радіуса тертя для різних фрикційних композицій, отримані експериментально.

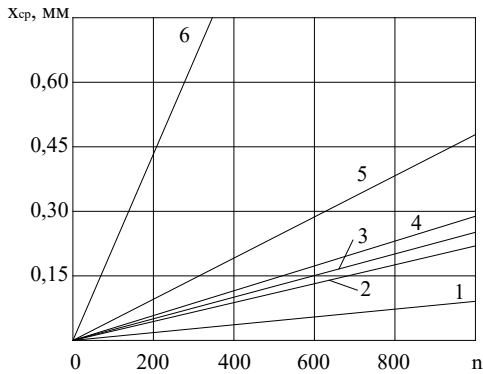


Рис. 7.14. Залежність зносу від кількості гальмувань для різних матеріалів при $t=200^{\circ}\text{C}$: 1 – 109-214А; 2 – 207-158; 3 – 145-406; 4 – 407-28; 5 – 145-40; 6 – 634-26

Таблиця 7.6. Експериментальні значення показників зносу II для різних матеріалів та умов

Шифр матеріалу накладок	Чавун 580 хв^{-1} ; $K_{\text{вз}}=0,17$; $T_{\text{ш}}=30 \text{ с}$; $t=200^{\circ}\text{C}$	Чавун 580 хв^{-1} ; $K_{\text{вз}}=0,21$; $T_{\text{ш}}=30 \text{ с}$; $t=260^{\circ}\text{C}$	Чавун 530 хв^{-1} ; $K_{\text{вз}}=0,21$; $T_{\text{ш}}=30 \text{ с}$; $t=220^{\circ}\text{C}$	Сталь 530 хв^{-1} ; $K_{\text{вз}}=0,17$; $T_{\text{ш}}=30 \text{ с}$; $t=220^{\circ}\text{C}$	Сталь 580 хв^{-1} ; $K_{\text{вз}}=0,17$; $T_{\text{ш}}=60 \text{ с}$; $t=270^{\circ}\text{C}$
145-40	0,52	-	-	-	-
407-28	0,25	-	-	-	-
634-26	1,9	-	-	-	-
207-158	0,22	0,38	-	-	-
145-40Б	0,28	0,38	0,20	0,37	0,48
109-214А	0,08	0,13	0,09	0,15	0,19

Аналіз графіків на рис. 7.15 показує, що для всіх досліджуваних фрикційних матеріалів за будь-яких режимів навантаження знос збільшувався зі зростанням радіусу тертя. При цьому залежності мають нелінійний гіперболічний характер.

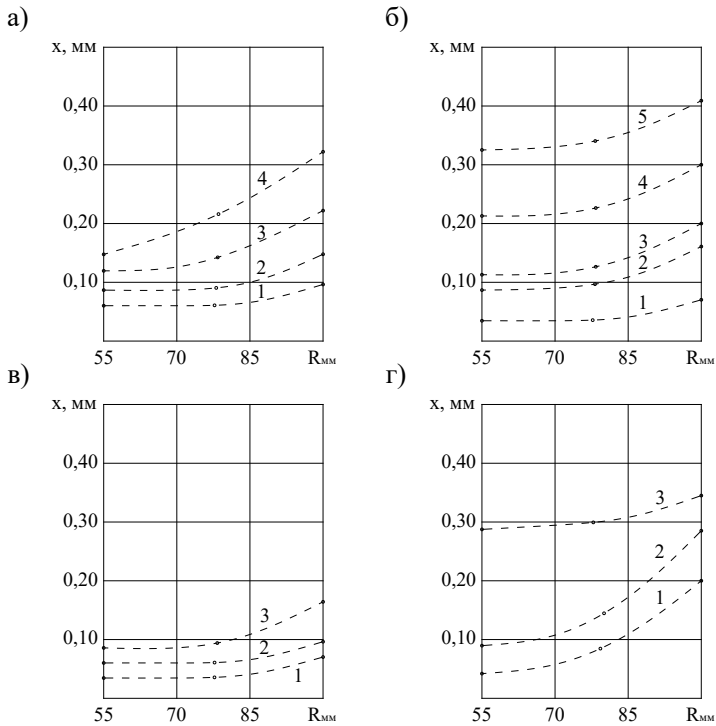


Рис. 7.15. Розподіл величини зношування за радіусом тертя колодки:
 а: 1 – 200 циклів, $T_{ц} = 1$ хв, $t = 200$ °С ; 2 – 700 циклів, $T_{ц} = 1$ хв, $t = 200$ °С ;
 3 – 500 циклів, $T_{ц} = 0,5$ хв, $t = 200$ °С; сталь, матеріал 145-40Б;
 б: 1 – 200 циклів, $T_{ц} = 1$ хв, $t = 120$ °С ; 2 – 500 циклів, $T_{ц} = 1$ хв, $t = 120$ °С ;
 3 – 700 циклів, $T_{ц} = 1$ хв, $t = 120$ °С ; 4 – 350 циклів, $T_{ц} = 0,5$ хв, $t = 220$ °С ;
 5 – 700 циклів, $T_{ц} = 0,5$ хв, $t = 220$ °С; матеріал 207-158; в: 1 – 250 циклів,
 2 – 450 циклів, матеріал 109-214, $T_{ц} = 30$ хв, $t = 270$ °С ; г: 1 – 300 циклів,
 2 – 450 циклів, 3 – 1000 циклів, матеріал 407-28, $T_{ц} = 30$ хв, $t = 260$ °С

Визначено, що у конструкції гальмівних механізмів тракторів класів 0,6...1,4 допустимо застосування сталевих гальмівних дисків. При цьому необхідно врахувати підвищений коефіцієнт тертя сталі

з усіма випробуваними матеріалами накладок і пов'язаний з цим підвищений знос останніх (рис. 7.15). Однак підвищені значення гальмівного моменту дозволяють ефективно використовувати гальма при менших приводних зусиллях.

В результаті проведених експериментальних досліджень одержано температурні залежності гальмівних механізмів різних типів при циклічних загальмуваннях, що дозволяє визначити експериментальні значення коефіцієнтів тепловіддачі та уточнити методику теплового розрахунку.

Для дискового гальма відкритого типу отримана регресійна характеристика залежності температури поверхні тертя від діаметра, товщини диска, $K_{\text{вз}}$ режиму навантаження.

Таким чином, надано експериментальну оцінку фрикційних та зносних характеристик гальм. Визначено характеристики зносу накладок із шести шифрів фрикційних матеріалів у дисковому гальмі відкритого типу. Оцінено можливість використання сталевого диска як контр тіло.

РОЗДІЛ 8. ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЄМНОСТІ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

8.1. Тепловий режим гальмівних механізмів при циклічних гальмуваннях

У процесі експлуатації транспортного засобу найбільш характерним є повторно-короткочасний режим роботи гальмівних механізмів. При цьому періоди гальмування (T_p) чергуються з періодами розгону (T_p). Тепловий стан гальмівних механізмів визначається режимом гальмування, який, у свою чергу, залежить від інтенсивності гальмування, часу між повторними гальмуваннями та ін. У роботах [1, 2] умовно приймається процес розгін-гальмування безперервним і дискретна величина – число гальмувань безперервним аргументом функції нагрівання ротора гальмівного механізму. При цьому елементарне збільшення температури ротора при гальмуванні визначається

$$dt = \frac{dQ_{ген} - dQ_{охл}}{C_{y\delta} \cdot M_p}, \quad (8.1)$$

де $C_{y\delta}$ – питома теплоємність матеріалу ротора, для чавуну

$$C_{y\delta} = 440 \text{ Дж/кг}\cdot\text{град};$$

M_p – маса ротора;

$dQ_{ген}$ – елементарне тепло, що підводиться (що генерується);

$dQ_{охл}$ – елементарне тепло, що відводиться в довкілля.

Враховуючи, що кількість гальмування n_T прийнята як безпервна величина, отримано [1, 2]

$$dQ_{ген} = Q_{ц} \cdot dn_T, \quad (8.2)$$

де $Q_{\text{ц}}$ – циклове підведення тепла.

При циклічних гальмуваннях на інерційному стенді

$$Q_{\text{ц}} = \frac{I_{\text{нр}} \cdot \omega_{\text{max}}^2}{2}. \quad (8.3)$$

Елементарне тепло, що віддається у довкілля

$$dQ_{\text{охл}} = \Phi_{\text{охл}} \cdot (T_p + T_T) \cdot (t - t_0) \cdot dn_T, \quad (8.4)$$

де $\Phi_{\text{охл}}$ – фактор охолодження гальма, Вт/°С;

t_0 – температура довкілля;

t – температура поверхні тертя.

Підставляючи (8.2) і (8.4) (8.1) і вважаючи, що в діапазоні робочих температур гальма теплоємність матеріалу ротора постійна, отримаємо

$$C_p \cdot M_p \cdot dt = [Q_{\text{ц}} - \Phi_{\text{охл}} \cdot (T_p + T_T) \cdot (t - t_0)] \cdot dn_T. \quad (8.5)$$

Рішення диференціального рівняння (8.5) з змінними, що розділяються, і з урахуванням граничних умов (при $n=0$, $t=t_0$) має вигляд

$$t = t_0 + \frac{Q_{\text{ц}}}{\Phi_{\text{охл}} \cdot (T_p + T_T)} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{\Phi_{\text{охл}} \cdot (T_p + T_T)}{C_{\text{уд}} \cdot M_p} \cdot n_T\right) \right]. \quad (8.6)$$

Зі збільшенням числа циклів гальмування функція $t=f(n_p)$ асимптотично прагне до прямої $t=t_{\text{max}}$. При цьому збільшення температури за один цикл є величиною нескінченно малою по відношенню до аб-

солотної величини температури. Таким чином, ґрунтуючись на даних експериментальних досліджень, можна визначити значення $\Phi_{охл}$ за величиною t_{\max} .

У табл. 8.1 наведено розрахункові значення фактора охолодження $\Phi_{охл}$ дискового гальма відкритого типу, отримані для різних режимів гальмування та конструктивних параметрів гальмівного механізму.

Таблиця 8.1 – Фактори охолодження дискового гальма відкритого типу у різних умовах

№ п/п	B_o , мм	Φ_o , мм	$K_{ез}$	$N_{ц}$, кДж/с	t_{\max} , °С	$\Phi_{охл}$
1	8	180	0,17	30	217,0	1,52
2	12	180	0,17	30	132,0	2,68
3	8	200	0,17	30	181,0	1,86
4	12	200	0,17	30	117,0	3,10
5	8	180	0,21	30	234,0	1,40
6	12	180	0,21	30	174,0	1,95
7	8	200	0,21	30	194,0	1,72
8	12	200	0,21	30	141,0	2,48
9	8	180	0,17	68	472,0	1,50
10	12	180	0,17	68	372,0	1,93
11	8	200	0,17	68	203,0	3,71
12	12	200	0,17	68	191,0	3,98
13	8	180	0,21	68	494,0	1,43
14	12	180	0,21	68	420,0	1,70
15	8	200	0,21	68	269,0	2,73
16	12	200	0,21	68	221,0	3,38

У табл. 8.2 наведено значення коефіцієнтів поліноміальної залежності $\Phi_{охл}$ від конструктивних параметрів дискового гальма відкритого типу та режиму навантаження, отриманих на підставі (8.7). Ця залежність має вигляд

$$\Phi_{охл} = 2,31 + 0,33 \cdot x_1 + 0,55 \cdot x_2 - 0,22 \cdot x_3 + 0,23 \cdot x_4 + 0,03 \cdot x_1 \cdot x_2 -$$

$$-0,13 \cdot x_1 \cdot x_4 + 0,07 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,35 \cdot x_2 \cdot x_4 - 0,017 \cdot x_3 \cdot x_4, \quad (8.7)$$

де x_1, x_2, x_3, x_4 , – кодовані значення змінних (визначені в табл. 7.3).

Таблиця 8.2. Значення коефіцієнтів поліноміальної залежності визначення показників тепловіддачі дискового гальма відкритого типу

a0	a1	a2	a3	a4	a5	a6	a7	a8	a9	a10
2,31	0,33	0,55	-0,22	0,23	0,03	-0,05	-0,13	0,07	0,35	-0,017

Порівняння температурної кривої, отриманої розрахунковим шляхом за допомогою виразу (8.6) (див. рис. 8.1), з даними експерименту, показує, що на ділянці, близькому до максимальної температури, адекватність моделі висока. Однак на ділянці прогріву спостерігається значне розходження. Причому експериментальні значення температури гальмівного диска значно нижчі від розрахункових.

Це пояснюється тим, що в моделі розглядається ізольований ротор гальмівного механізму, який сприймає всю теплову енергію при гальмуванні. Однак насправді, в процесі накопичення тепла та розсіювання його в навколишнє середовище беруть участь деталі, з'єднані з ротором, корпус гальма та повітря, що знаходиться всередині корпусу. Відмінною особливістю більшості конструкцій тракторів є розміщення гальмівних механізмів всередині закритих корпусів. Процеси теплопередачі в такій системі дуже складні і важко піддаються математичному опису. З метою спрощення вирішення цього завдання пропонується використовувати узагальнений параметр, який можна назвати ефективною теплоємністю гальмівного механізму

$$C_T = C_{y\theta} \cdot M_3, \quad (8.8)$$

де M_3 – ефективна маса поверхні тертя.

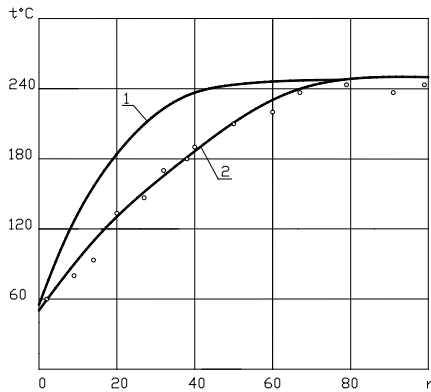


Рис. 8.1. Теоретичні криві та результати експерименту щодо визначення температури фрикційної поверхні відкритого дискового гальма при $T_u = 30$ с; $n_u = 580$ хв⁻¹; $B_d = 12$ мм; $\Phi_d = 200$ мм: 1 – теоретична крива; о – експериментальні точки; 2 – крива, отримана з урахуванням ефективної теплоємності гальма

Визначимо з (8.6) ефективну теплоємність гальмівного механізму

$$C_T = \frac{-\Phi_{охл} \cdot (T_p + T_T) \cdot n_T}{\ln \left(1 - \frac{(t - t_0) \cdot (T_p + T_T) \cdot \Phi_{охл}}{Q_u} \right)}. \quad (8.9)$$

На рис. 8.2 представлена залежність $C_T = f(n_T)$. Аналіз показує, що на перехідній ділянці прогріву гальма коректно припущення

$$C_T = \text{const.} \quad (8.10)$$

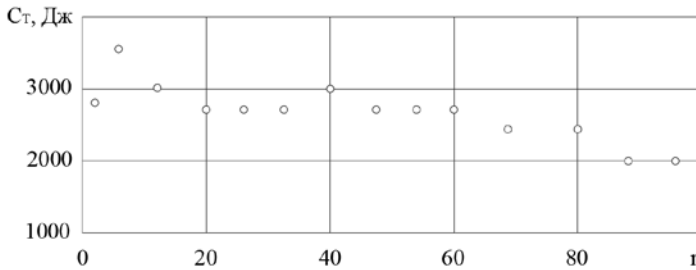


Рис. 8.2. Залежність теплоємності гальма C_T від числа циклічних гальмування для відкритого дискового гальма

Визначимо середню ефективну теплоємність гальма за даними експерименту

$$C_T = \frac{1}{K} \cdot \sum_{i=1}^K C_i. \quad (8.11)$$

Крива 2 (рис. 8.1) представляє розрахункову залежність для температури фрикційної поверхні при циклічних гальмуваннях, отриману з виразу (8.6) з урахуванням (8.8) та (8.10). Похибка математичного опису процесу перебуває у межах точності виміру даних експерименту.

Таким чином, для визначення температури фрикційної поверхні гальмівного механізму залежність (8.6) набуде вигляду

$$t = t_0 + \frac{Q_u}{\Phi_{охл} \cdot (T_p + T_T)} \cdot \left[1 - \exp\left(- \frac{\Phi_{охл} \cdot (T_p + T_T)}{C_T} \cdot n_T \right) \right]. \quad (8.12)$$

Визначимо енергію, що поглинається гальмівним механізмом. При циклічних гальмуваннях

$$W_{\text{погл}} = Q_{\text{цикл}} \cdot n_T. \quad (8.13)$$

Враховуючи, що параметром енергонавантаженості гальмівного механізму є середня потужність тертя, яка при циклічних гальмуваннях визначається

$$\bar{N}_{mp} = \frac{Q_{\text{ч}}}{(T_p + T_T)} \quad (8.14)$$

і те, що умовою нормальної роботи гальмівного механізму є температура на поверхні тертя, що не перевищує допустиму для даного фрикційного матеріалу ($t < [t]$) підставивши (8.13) і (8.14) (8.12), отримаємо

$$W_{\text{погл}} = -\bar{N}_{mp} \cdot \frac{C_T}{\Phi_{\text{охл}}} \cdot \ln \left(1 - \frac{([t] - t_0)}{\bar{N}_{mp}} \cdot \Phi_{\text{охл}} \right). \quad (8.15)$$

Поглинена енергія $W_{\text{погл}}$ є показником енергоємності гальмівного механізму, залежить від теплових характеристик гальма (C_T , $\Phi_{\text{охл}}$, $[t]$) та від режиму навантаження гальмівного механізму (N_{mp}).

Середня потужність тертя N_{mp} є показником енергонавантаженості гальм транспортного засобу. Допустиму енергонавантаженість (за умовою $t < [t]$) за умовно прийнятого циклічного режиму навантаження можна визначити з (8.12). У разі досить великої кількості гальмування n_T допустима енергонавантаженість

$$[\bar{N}_{mp}] = ([t] - t_0) \cdot \Phi_{\text{охл}}. \quad (8.16)$$

Таким чином, запропоновані показники дозволяють оцінити тепловий стан залежно від теплових характеристик гальмівних механізмів та режимів навантаження, що дає можливість вибору оптимальних параметрів дискового гальма відкритого типу за умови підтримання

допустимої температури на поверхні тертя. Запропонований для оцінки енергоємності гальмівних механізмів параметр $W_{\text{ногл}}$ дозволяє порівнювати гальмівні механізми різних типів та визначити найбільш підходящий їх тип та розмірність для даного транспортного засобу.

Розглянемо процес охолодження гальмівного механізму. З виразу (8.4) випливає, що за нескінченно малий проміжок часу $d\tau$ гальмо віддає в навколишнє середовище тепло $dQ_{\text{охл}}$, що дорівнює

$$dQ_{\text{охл}} = \Phi_{\text{охл}} \cdot (t - t_0) \cdot d\tau. \quad (8.17)$$

З іншого боку, можна визначити кількість тепла, що розсіюється, наступним чином

$$dQ_{\text{охл}} = -C_T \cdot dt. \quad (8.18)$$

Прирівнюючи праві частини (8.17) і (8.18) і вирішуючи отримане диференціальне рівняння з змінними, що розділяються, отримаємо

$$\frac{C_T}{\Phi_{\text{охл}}} \cdot \ln(t - t_0) = -\tau + c_2, \quad (8.19)$$

де c_2 – постійна інтегрування, яка за наступних граничних умов

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } \tau = 0, \quad t = t_{\text{max}}; \\ \text{при } \tau = \tau_{\text{охл}}, \quad t = t_0, \end{array} \right\} \quad (8.20)$$

t_{max} – максимальна температура фрикційної поверхні.

Таким чином

$$c_2 = \frac{C_T}{\Phi_{охл}} \cdot \ln(t_{\max} - t_0). \quad (8.21)$$

З виразу (8.19) з урахуванням (8.21) отримано формулу, що характеризує час охолодження залежно від теплових характеристик гальма та його початкового стану

$$\tau = \frac{C_T}{\Phi_{охл}} \cdot \ln\left(\frac{t_{\max} - t_0}{t - t_0}\right). \quad (8.22)$$

Звідси температура фрикційної поверхні в процесі охолодження через час τ після закінчення гальмування визначиться як

$$t = t_0 + (t_{\max} - t_0) \cdot \exp\left(-\frac{\Phi_{охл}}{C_T} \cdot \tau\right). \quad (8.23)$$

Залежності (8.22) і (8.23) дозволяють оцінити здатність гальмівного механізму швидкого охолодження після гальмування. Так як у більшості випадків гальмівні механізми тракторів встановлені в закритих корпусах і позбавлені вентиляції, то для цих транспортних засобів велике значення набуває здатність гальма відновлювати свій робочий стан (допустиму температуру на поверхні тертя) за короткий проміжок часу. Це необхідно для того, щоб після гальмування в екстремальних умовах, коли температура фрикційної поверхні досягає максимально допустимої величини $[t]$, гальмівний механізм був готовий забезпечити наступне гальмування після часу $[\tau_{охл}]$. Час $[\tau_{охл}]$ має бути нормованим за зразком нормування часу відновлюваності дискових гальм після потрапляння води [1.2].

З урахуванням того, що різниця температури фрикційної поверхні та навколишнього середовища є надмірною температурою,

$$t_{изб} = t - t_0, \quad (8.24)$$

вираз (8.22) стосовно допустимого часу охолодження має вигляд

$$[\tau_{охл}] = \frac{\ln\left(\frac{t_{\max} - t_0}{[t_{изб}]}\right)}{\Phi_{охл} / C_T}. \quad (8.25)$$

Зменшення часу охолодження гальма можливе при зростанні значення відношення $\Phi_{охл} / C_T$, де $C_T = \text{const}$, а $\Phi_{охл}$ визначено нами як функція конструктивних параметрів і режимів навантаження, і змінюється у вузьких межах (табл. 8.1) для конструкцій гальмівних механізмів, що розглядаються.

Застосування дискових гальм, що працюють у масляній ванні, а також перспективних конструкцій, що мають примусове прокачування охолоджувальної рідини або повітря, дозволяє варіювати параметр $\Phi_{охл}$ залежно від енергонавантаженості гальмівних механізмів. При цьому має виконуватися умова

$$\Phi_{охл} = \bar{N}_{пр} / [t_{изб}]. \quad (8.26)$$

Це може бути досягнуто регулюванням величини потоку охолоджувальної олії, що прокачується через фрикційні поверхні або через сорочку охолодження. Таким чином, використання гальм у маслі дозволяє підвищити енергоємність гальмівних механізмів, а регулювання потоку охолоджувальної олії дає можливість змінювати енергоємність залежно від режимів навантаження. Це підвищує ефективність та надійність гальмівної системи.

Результати багатofакторного експериментального дослідження впливу розмірів, матеріалів пар тертя та режимів навантаження дискових гальм виявили залежність фактора охолодження $\Phi_{охл}$ від середньої

потужності тертя N_{mp} за один цикл гальмування (у проведених експериментальних дослідженнях ця середня потужність тертя за цикл дорівнювала середньої потужності тертя за весь час експерименту).

Функціональний зв'язок між $\Phi_{охл}$ та N_{mp} може бути пояснений тим, що при складанні диференціального рівняння елементарного теплового балансу при циклічних гальмуваннях

$$C_T \cdot dt = dQ_{ген} - dQ_{охл}, \quad (8.27)$$

число гальмувань умовно приймалося безперервною величиною (що має цілі та дробові значення). При цьому вважалося, що генерація тепла, як і охолодження, відбуваються протягом усього часу циклу $T_u = T_p + T_T$. Якщо це допущення справедливе для процесу охолодження, то для процесу генерації тепла, що відбувається протягом часу гальмування $T_T \ll T_p$ потрібен перехід від дійсного значення фактора охолодження $\Phi_{охл}$ (за час T_T) до середнього циклу $\Phi_{охл}$ (за час $T_u = T_p + T_T$).

Оскільки при проведенні експериментів час циклу T_u змінювалося за рахунок зміни часу T_p (умовно вважали за час розгону суму відповідно часу розгону маховика від $w=0$ до $w=w_{max}$ і часу руху маховика, що встановився), то зв'язок $\Phi_{охл}$ із середньою потужністю тертя і пояснюється залежністю $\Phi'_{охл} = f(\Phi'_{охл}; T_p)$.

Розглянемо рівняння елементарного теплового балансу під час розгону маховика стенду (8.18). Рішення диференціального рівняння (8.18) з урахуванням крайових умов (8.20) маємо у вигляді

$$t = t_0 + (t_k - t_0) \cdot \exp\left(-\frac{\Phi_{охл}}{C_T} \cdot \tau\right). \quad (8.28)$$

де t_k – температура ротора до кінця часу гальмування.

На момент початку наступного гальмування ($\tau = T_p$) температура поверхні ротора t_n дорівнюватиме

$$t_n = t_0 + (t_k - t_0) \cdot \exp\left(-\frac{\Phi_{охл}}{C_T} \cdot T_p\right). \quad (8.29)$$

Зміна температури поверхні ротора за час T_p

$$\begin{aligned} \Delta t_p = t_k - t_n &= t_k - t_0 - (t_k - t_0) \cdot \exp\left(-(\Phi_{охл}/C_T) \cdot T_p\right) = \\ &= (t_k - t_0) \cdot [1 - \exp\left(-(\Phi_{охл}/C_T) \cdot T_p\right)]. \end{aligned} \quad (8.30)$$

Рішення диференціального рівняння (8.27) з урахуванням крайових умов ($\tau=0$; $t=t_n$) та при

$$dQ_{охл} = \Phi_{охл} \cdot T_T \cdot (t - t_0) \cdot dn_T \quad (8.31)$$

дозволяє визначити температуру поверхні тертя ротора до кінця одиничного гальмування.

$$\begin{aligned} t_k = t_0 + Q_H / \Phi_{охл} \cdot [1 - \exp\left(-(\Phi_{охл}/C_T) \cdot T_T\right)] + \\ + (t_n - t_0) \cdot \exp\left(-(\Phi_{охл}/C_T) \cdot T_T\right). \end{aligned} \quad (8.32)$$

Зміна температури поверхні тертя ротора під час гальмування

$$\Delta t_T = t_k - t_n = (Q_H / \Phi_{охл} \cdot T_T - t_n + t_0) \cdot [1 - \exp\left(-(\Phi_{охл}/C_T) \cdot T_T\right)]. \quad (8.33)$$

При режимі нагрівання, що встановився (режим теплового навантаження, при якому $Q_{ген} = Q_{охл}$) $\Delta t_p = \Delta t_T$. Прирівнюючи праві частини рівняння (8.30) та (8.33), отримаємо

$$t_{\kappa} = t_0 + \frac{Q_{\kappa}}{\Phi_{\text{охл}} \cdot T_T} \cdot \frac{1 - \exp\left(-\frac{\Phi_{\text{охл}}}{C_T} \cdot T_T\right)}{1 - \exp\left(-\frac{\Phi_{\text{охл}}}{C_T} \cdot (T_p + T_T)\right)}. \quad (8.34)$$

Температура нагрівання поверхні тертя визначається з рівняння (8.12)

$$t_{\kappa} = t_n = t_0 + Q_{\kappa} / \Phi_{\text{охл}} \cdot (T_p + T_T) = t_0 + N_{mp} / \Phi_{\text{охл}}. \quad (8.35)$$

Порівнюючи (8.34) та (8.35), визначимо

$$\Phi_{\text{охл}} = \Phi'_{\text{охл}} \cdot \frac{T_p + T_T}{T_T} \cdot \frac{1 - \exp\left(-\frac{\Phi_{\text{охл}}}{C_T} \cdot T_T\right)}{1 - \exp\left(-\frac{\Phi_{\text{охл}}}{C_T} \cdot (T_p + T_T)\right)}. \quad (8.36)$$

Визначимо $\Phi_{\text{охл}}$ із рівняння (8.36) за результатами експериментального визначення $\Phi'_{\text{охл}} = 6,39$ Вт/град при $T_p + T_T = 30$ с та $\Phi'_{\text{охл}} = 4,54$ Вт/град при $T_p + T_T = 60$ с ($T_T = 2$ с).

Після підстановки параметрів експерименту рівняння (8.36) отримаємо систему рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} 6,39 = \Phi_{\text{охл}} \cdot \frac{2}{30} \cdot \frac{1 - \exp(-30 \cdot \Phi_{\text{охл}} / C_T)}{1 - \exp(-2 \cdot \Phi_{\text{охл}} / C_T)}; \\ 4,54 = \Phi_{\text{охл}} \cdot \frac{2}{60} \cdot \frac{1 - \exp(-60 \cdot \Phi_{\text{охл}} / C_T)}{1 - \exp(-2 \cdot \Phi_{\text{охл}} / C_T)}; \end{array} \right. \quad (8.37)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} 6,39 = \Phi_{\text{охл}} \cdot \frac{2}{30} \cdot \frac{1 - \exp(-30 \cdot \Phi_{\text{охл}} / C_T)}{1 - \exp(-2 \cdot \Phi_{\text{охл}} / C_T)}; \\ 4,54 = \Phi_{\text{охл}} \cdot \frac{2}{60} \cdot \frac{1 - \exp(-60 \cdot \Phi_{\text{охл}} / C_T)}{1 - \exp(-2 \cdot \Phi_{\text{охл}} / C_T)}; \end{array} \right. \quad (8.38)$$

Рішення системи рівнянь (8.37) та (8.38) дозволило визначити

$$\Phi_{охл} / C_T = 2,89 \cdot 10^{-2} \text{ с}; \quad (8.39)$$

$$\Phi_{охл} = 9,289 \text{ Вт/град.} \quad (8.40)$$

Визначимо C_T з (8.39) та (8.40)

$$C_T = \frac{\Phi_{охл}}{2,89 \cdot 10^{-2}} = \frac{9,289}{2,89 \cdot 10^{-2}} = 321,4 \text{ Дж/град.} \quad (8.41)$$

Ефективна маса поверхні тертя

$$M_3 = \frac{C_T}{C_{y\delta}} = \frac{321,4}{440} = 0,729 \text{ кг.} \quad (8.42)$$

Якщо в рівнянні (8.36) підставити $(T_p + T_T) = Q_u / \bar{N}_{mp}$, то ми отримаємо залежність фактора охолодження $\Phi'_{охл}$ від \bar{N}_{mp}

$$\Phi'_{охл} = \Phi_{охл} \cdot \frac{T_T \cdot \bar{N}_{mp}}{Q_u} \cdot \frac{1 - \exp\left(-\frac{\Phi_{охл}}{C_T} \cdot \frac{Q_u}{\bar{N}_{mp}}\right)}{1 - \exp\left(-\frac{\Phi_{охл}}{C_T} \cdot T_T\right)}. \quad (8.43)$$

Залежність (8.43) підтверджує спостерігається в експерименті ефект залежності фактора охолодження $\Phi_{охл}$ від середньої потужності тертя \bar{N}_{mp} .

8.2. Оцінка розподілу контактних тисків за нерівномірністю зносу фрикційної поверхні дискового гальма

Дискове гальмо відкритого типу має порівняно невелику поверхню тертя. При його встановленні, в порівнянні з іншими типами гальмівних механізмів, зростають контактні тиски та питома робота тертя на фрикційних поверхнях. При цьому важливе значення має забезпечення зносостійкості накладок. Ресурс накладок знижується через нерівномірне зношування їх поверхонь. У роботі професора О. С. Федосова розглянуто причини нерівномірного зношування накладок, обумовленого дією реактивного моменту кріплення колодок. Є роботи [1, 2], присвячені також дослідженню нерівномірності зносу фрикційної накладки по радіусу тертя. У відомих дослідженнях в основу розрахунку плоских поверхонь тертя покладено дві основні гіпотези. Умова $P_r = \text{const}$ здійснена лише за мінімальних швидкостях прослизання, що притаманно для фрикційних муфт. Для гальмівних механізмів характернішим є виконання умови $P_r \cdot V_r = \text{const}$. При цьому величина лінійного зношування за час τ визначиться [1]

$$x_r = \int m \cdot P_r \cdot V_r \cdot d\tau, \quad (8.44)$$

де m – показник зношування фрикційного матеріалу.

Виходячи з того, що момент дискового гальма визначається за формулою

$$M_T = \iint_{F_n} r \cdot P_r \cdot z \cdot dF, \quad (8.45)$$

де F_n – площа фрикційної накладки, для секторної накладки

$$F_n = \int_{\alpha} \int_r r \cdot d\alpha \cdot dr = \frac{1}{2} \cdot \alpha_n \cdot r^2 \Big|_{R_{gn}}^{R_n} = \frac{1}{2} \cdot \alpha_n \cdot (R_n^2 - R_{gn}^2); \quad (8.46)$$

z – число поверхонь тертя;

μ – коефіцієнт тертя.

З урахуванням умови $P_r \cdot V_r = \text{const}$ закон розподілу тисків за радіусом має такий вигляд:

$$P_r = \frac{2 \cdot M_T}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot r \cdot (R_n^2 - R_{gn}^2)}. \quad (8.47)$$

У роботі [1] розглянуто розподіл тиску фрикційної поверхні дискового гальма з урахуванням властивостей фрикційних матеріалів. Так, для визначення зносу фрикційної накладки, у цій роботі рекомендується залежність

$$x_r = \int m \cdot P_r^{K_1} \cdot \mu \cdot V_r^{K_2} \cdot d\tau, \quad (8.48)$$

де K_1, K_2 – показники ступеня, що відповідають різним фрикційним матеріалам..

Тоді інтенсивність зношування [1]

$$\frac{dx_r}{d\tau} = m \cdot \mu \cdot P_r^{K_1} \cdot V_r^{K_2}, \quad (8.49)$$

Після геометричної прироботки інтенсивність зношування різних радіусах постійна, тобто.

$$P_r^{K_1} \cdot V_r^{K_1} = \text{const.} \quad (8.50)$$

Умова (8.50), наведена у роботі [2], є новою гіпотезою розподілу тисків по плоскій поверхні тертя. Закон розподілу тисків за радіусом з урахуванням (8.50) має вигляд [2]

$$P_r = \frac{M_T \cdot (3 - K_2/K_1)}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^{3-K_2/K_1} - R_{\text{вн}}^{3-K_2/K_1})} \cdot \frac{1}{r^{K_2/K_1}}. \quad (8.51)$$

Розглянемо зношування накладки в процесі геометричної прироботки. Для незношених накладок, внаслідок паралельності фрикційних поверхонь, справедлива умова $P_r = \text{const}$. Зношування за час τ визначається виразом (8.44). Оскільки швидкість взаємного прослизання фрикційних поверхонь зростає від внутрішнього радіусу тертя до зовнішнього, інтенсивність зносу на зовнішньому радіусі буде максимальна, і після геометричної прироботки накладка має профіль, показаний на рис. 8.3.

Проведені нами експериментальні дослідження розподілу зносу поверхнею тертя шести шифрів фрикційних накладок дискового гальма відкритого типу, розроблених ВНПАТІ (м. Ярославль), показали, що наведене на рис. 8.3. Розподіл зносу після геометричної прироботки характерний для всіх досліджених матеріалів.

Під час проведення експериментальних досліджень на інерційному гальмівному стенді замірялася залишкова товщина гальмівної колодки у дев'яти контрольних точках (рис. 8.3) через кожні 250 циклів розгін – гальмування. При цьому було визначено, що період геометричного опрацювання становить 150-250 циклів залежно від виду матеріалу і режиму навантаження, а характер профілю зносу не залежить від числа циклів гальмування після геометричної прироботки.

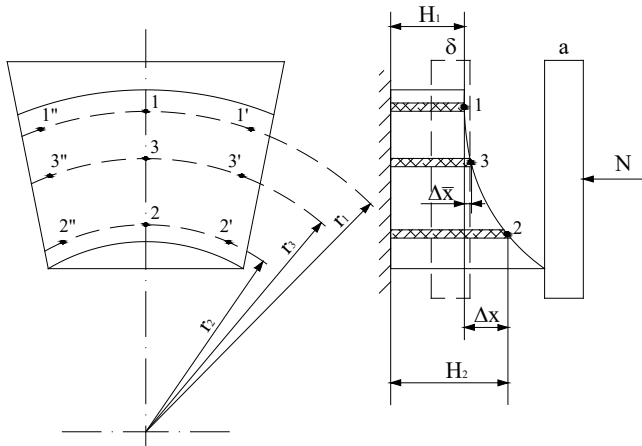


Рис. 8.3. Умовна модель фрикційної накладки дискового гальма відкритого типу після геометричної прироботки

Знайдемо залежність розподілу тисків фрикційної поверхні від лінійного зносу. У роботі [2] фрикційна накладка розглядається як сукупність елементарних стрижнів площею поперечного перерізу dF і висотою H . Враховуючи, що жорсткість накладки значно менша за жорсткість гальмівного диска, впливом останньої можна знехтувати. Деформація одного елементарного стрижня визначається згідно із законом Гука

$$\Delta = \frac{dN \cdot H}{E \cdot dF}, \quad (8.52)$$

де dN – нормальна сила, що впливає елементарний стрижень;
 E – модуль пружності матеріалу накладки.

Для стрижня відношення dN/dF є тиском на поверхні. У цьому випадку (8.52) набуде вигляду

$$\Delta = \frac{P}{E} \cdot H. \quad (8.53)$$

Звідси тиск на r -му радіусі накладки [2]

$$P_r = \frac{E}{H_r} \cdot \Delta r. \quad (8.54)$$

Для точок 1, 2, 3 (рис. 8.3) тиск визначається

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \frac{E}{H} \cdot \Delta x \\ P_2 &= \frac{E}{H + \Delta x} \cdot \Delta x \\ P_3 &= \frac{E}{H + \Delta \bar{x}} \cdot \Delta x \end{aligned} \right\}. \quad (8.55)$$

Знайдемо відношення різниці максимального та мінімального тиску на поверхні тертя до його проміжного значення

$$\delta P = \frac{P_2 - P_1}{P_3} = \frac{H_1 + \Delta \bar{x}}{H_1 + \Delta x} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta \bar{x}} = \frac{1 + \Delta \bar{x}/H_1}{1 + \Delta x/H_1} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta \bar{x}}. \quad (8.56)$$

Виходячи з умови (8.50) тиск у точках 1, 2, 3 можна визначити за допомогою виразу (8.51). Виділимо в цьому вираженні постійні для даного гальмівного механізму величини та об'єднаємо їх

$$\frac{M_T \cdot (3 - K_2/K_1)}{\mu \cdot \alpha_n \cdot z \cdot (R_n^{3-K_2/K_1} - R_{вн}^{3-K_2/K_1})} = \text{const} = A. \quad (8.57)$$

Тоді значення тисків у контрольних точках 1, 2, 3 з урахуванням (8.51):

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= A \cdot r_1^{-K_2/K_1} \\ P_2 &= A \cdot r_2^{-K_2/K_1} \\ P_3 &= A \cdot r_3^{-K_2/K_1} \end{aligned} \right\} \quad (8.58)$$

Підставивши значення тисків у контрольних точках у ліву частину виразу (8.56) отримуємо залежність наступного виду

$$\left(\frac{r_2}{r_3} \right)^{-K_2/K_1} - \left(\frac{r_1}{r_3} \right)^{-K_2/K_1} = \frac{1 + \Delta\bar{x}/H_1}{1 + \Delta x/H_1} \cdot \frac{\Delta x}{\Delta\bar{x}}. \quad (8.59)$$

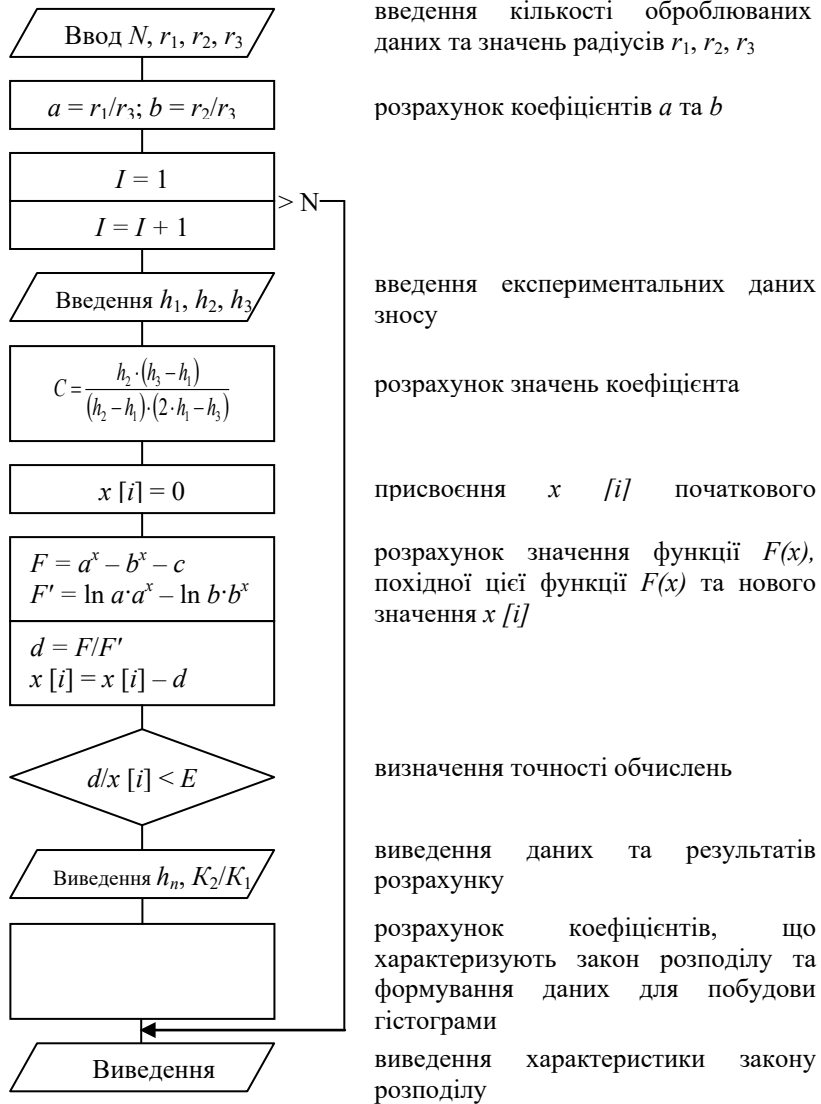
При підстановці даних проведеного експериментального дослідження в цю залежність отримуємо рівняння з невідомим показником ступеня. Вирішення цього трансцендентного рівняння

$$F(x) = a^x - b^x - c = 0 \quad (8.60)$$

у явному вигляді неможливо. Тому для його рішення був застосований чисельний метод Ньютона (дотичних), заснований на заміні значення $F(x)$ у точці початкового наближення $x=x_0$ дотичної, перетин якої з віссю x і дає перше наближення x і т. д., тобто

$$x_{n+1} = x_n - F(x_n)/F'(x_n). \quad (8.61)$$

На рис. 8.4 наведено блок-схему програми розрахунку. Вихідними для розрахунку були результати вимірів товщини зношених гальмівних колодок.

Рис. 8.4. Блок-схема програми розрахунку K_2/K_1

Виміри товщини колодок проводилися в дев'яти точках (див. рис. 8.3), кожна група включала три точки, розташовані на внутрішньому, зовнішньому та проміжному радіусах тертя. Після введення експериментальних даних обчислення значень K_2/K_1 проводилася статистична обробка створеного масиву розрахункових значень. В результаті обробки для кожного фрикційного матеріалу та умов навантаження визначалися середнє значення K_2/K_1 , математичне очікування, дисперсія, середньоквадратичне відхилення. Для оцінки характеру закону розподілу за відомими залежностями розраховувалися коефіцієнти ексцесу та асиметрії функції розподілу. Для наближеного графічного уявлення закону розподілу проведено розрахунок коефіцієнтів гістограми розподілу.

У табл. 8.3 наведено розрахункові значення відношення K_2/K_1 , отримані в результаті розрахунку, для різних фрикційних матеріалів та умов навантаження гальмівного механізму. Кожному середньому значенню K_2/K_1 відповідає величина дисперсії.

Таблиця 8.3. Розрахункові середні значення K_2/K_1 та дисперсії D для різних фрикційних матеріалів

	145-40Б		207-158		109-214А		407-28		145-20	
	K_2/K_1	D	K_2/K_1	D	K_2/K_1	D	K_2/K_1	D	K_2/K_1	D
120°C	–	–	1,32	0,15	–	–	–	–	–	–
200°C	1,17	0,16	1,07	0,12	1,20	0,30	–	–	–	–
280°C	1,02	0,20	–	–	1,01	0,36	1,12	0,32	0,85	0,23

На рис. 8.5 представлена графічна залежність середнього значення K_2/K_1 від температури двох безасбестових фрикційних матеріалів. При цьому показано поле розподілу випадкової величини. Ширина смуги поля визначається розрахунковим значенням дисперсії. Як бачимо з рисунка, зміна середнього K_2/K_1 зі зростанням температури не виходить із цієї смуги для всіх фрикційних матеріалів. Це припускає припущення, що у робочому діапазоні температур поверхні тертя відношення K_2/K_1 є незалежним від температури.

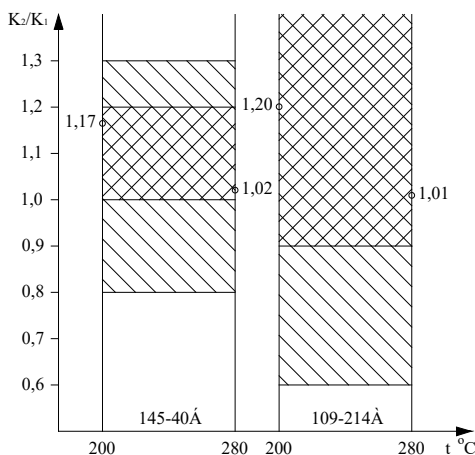


Рис. 8.5. Залежність середнього значення K_2/K_1 від температури накладки

Таким чином, представлена методика дозволяє оцінити розподіл контактних тисків поверхні тертя дискового гальма відкритого типу при оцінці нерівномірності зносу фрикційних накладок. Це має велике значення для виконання проектного розрахунку гальм за максимальним значенням контактного тиску. З іншого боку, вирішується завдання оптимізації розподілу тисків по фрикційній поверхні з урахуванням властивостей матеріалів гальмівних накладок.

8.3. Вибір раціональних геометричних параметрів пар тертя дискових гальм

Існуючі нині методики розрахунку гальмівних механізмів передбачають оцінку величини середнього чи максимального контактного тиску на фрикційних поверхнях. Цей критерій використовується при розрахунку барабаних та стрічкових гальмівних механізмів на зношування та нагрівання. Однак він непридатний для аналогічних розрахунків дискових гальм, оскільки останніх швидкість ковзання змінюється в залежності від розташування точок контакту щодо осі

обертання ротора. З іншого боку, розрахунок по контактному тиску є умовним, тому що при цьому використовується припущення про суцільний контакт поверхонь (рівність номінальної та фактичної площ контакту).

Більш коректною є оцінка енергонавантаженості гальмівних механізмів та зносостійкості фрикційних пар за питомою роботою (потужністю) тертя. Однак відомі дослідження в цій галузі ґрунтуються на припущенні про рівну роботу (потужності) тертя у всіх точках контакту, що пояснюється використанням гіпотези $P_r \cdot V_r = \text{const}$.

8.3.1. Визначення форми накладки з урахуванням зносних властивостей фрикційних матеріалів

У роботі [2] показано, що на розподіл контактних тисків вздовж радіуса тертя впливають на характеристики зносу фрикційних матеріалів, тому коректнішим є використання гіпотези (8.50). Отримана залежність (8.51) для визначення контактного тиску на поточному радіусі r фрикційної накладки дискового гальма дозволяє визначити оптимальні геометричні параметри поверхні тертя. Максимальне значення контактного тиску знаходиться на внутрішньому радіусі фрикційної накладки ($R_{\text{вн}}$). Виходячи з мінімуму тиску на внутрішньому радіусі, оптимальне значення $K_r = R_g / R_{\text{вн}}$ було отримано у роботі [2]

$$K_r = {}^{3-K_2/K_1}\sqrt{3 \cdot K_2 / K_1}. \quad (8.62)$$

Визначимо потужність тертя, що розвивається на фрикційній поверхні. При використанні залежностей (8.50) і (8.51) можемо зробити висновок про те, що потужність тертя нерівномірно розподілена за площею накладки і на поточному радіусі питома потужність тертя дорівнює

$$N_{\text{yd}} = P_r \cdot \mu \cdot \omega \cdot r = \frac{M_T \cdot \omega \cdot (3 - K_2 / K_1)}{z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^{3-K_2/K_1} - R_{\text{вн}}^{3-K_2/K_1})} \cdot r^{1-K_2/K_1} =$$

$$= \frac{N_{mp} \cdot (3 - K_2/K_1) \cdot r^{1-K_2/K_1}}{z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^{3-K_2/K_1} - R_{вн}^{3-K_2/K_1})}, \quad (8.63)$$

де ω – кутова швидкість ротора;

N_{mp} – потужність тертя в гальмі,

$$N_{mp} = M_T \cdot \omega. \quad (8.64)$$

Якщо у рівнянні (8.63) виразити потужність тертя через середню питому потужність тертя $\bar{N}_{y\partial}$

$$N_{mp} = \bar{N}_{y\partial} \cdot z \cdot F_n, \quad (8.65)$$

де F_n – площа фрикційної накладки; для накладки секторної форми

$$F_n = \frac{\alpha_n}{2} \cdot (R_n^2 - R_{вн}^2). \quad (8.66)$$

α_n – кут сектора накладки,

то вказане рівняння набуде вигляду

$$\frac{N_{y\partial}}{\bar{N}_{y\partial}} = \frac{3 - K_2/K_1}{2 \cdot R_n^{1-K_2/K_1}} \cdot \frac{1 - K_r^{-2}}{1 - K_r^{K_2/K_1-1}} \cdot r^{1-K_2/K_1}. \quad (8.67)$$

Якщо $K_2/K_1 = 1$, то $N_{y\partial}/\bar{N}_{y\partial} = 1$. Це відповідає рівній потужності тертя у всіх точках контакту. При $K_2/K_1 < 1$ максимальна питома потужність тертя буде за $r = R_n$, а при $K_2/K_1 > 1$ – при $r = R_{вн}$. Таким чином, виникає завдання вибору K_r (при заданому R_n) із умови мінімізації $N_{y\partial\max}$.

$$N_{y\delta\max} = \begin{cases} \frac{N_{mp} \cdot (3 - K_2/K_1)}{z \cdot \alpha_n \cdot R_n^2} \cdot \frac{K_r^{K_2/K_1-1}}{1 - K_r^{K_2/K_1-3}}, & \text{при } K_2/K_1 > 1 \end{cases} \quad (8.68)$$

$$\begin{cases} \frac{N_{mp} \cdot (3 - K_2/K_1)}{z \cdot \alpha_n \cdot R_n^2} \cdot \frac{1}{1 - K_r^{K_2/K_1-3}}, & \text{при } K_2/K_1 < 1 \end{cases} \quad (8.69)$$

При $K_2/K_1 > 1$ знаходимо точку мінімуму $(N_{y\delta\max})_{\min}$ з умов

$$\begin{cases} \frac{\partial N_{y\delta\max}}{\partial K_r} = 0; \\ \frac{\partial^2 N_{y\delta\max}}{\partial K_r^2} > 0. \end{cases} \quad (8.70)$$

Цим умовам відповідає

$$K_r = {}^{3-K_2/K_1}\sqrt[2]{(K_2/K_1 - 1)}. \quad (8.71)$$

При $K_2/K_1 < 1$ одержання $(N_{y\delta\max})_{\min}$ можливе у разі

$$K_r = K_{r\max}. \quad (8.72)$$

Працюючи елементи фрикційної пари дискового гальма відкритого типу перебувають у різних умовах теплового навантаження. Елементарний майданчик фрикційної поверхні (точка) ротора переміщається по дузі контакту з радіусом r і виконує роботу

$$A_{y\delta r}^p = P_r \cdot \mu \cdot r \cdot \alpha_r, \quad (8.73)$$

пропорційно якій і відбувається нагрівання цього майданчика.

Аналогічний елементарний майданчик на фрикційній накладці здійснює роботу тертя.

$$A_{y\partial r}^H = \int_0^T N_{y\partial r} \cdot d\tau = P_r \cdot \mu \cdot \varphi \cdot r, \quad (8.74)$$

де φ – кут повороту ротора за час гальмування;

T – час протікання процесу гальмування..

Пропорційно до цієї роботи відбувається нагрівання зазначеного майданчика. Зменшити нерівномірність нагріву фрикційної накладки вздовж радіуса можливо за рахунок вибору K_r відповідно до рекомендацій (8.71) та (8.72).

Зменшити нерівномірність нагрівання поверхні тертя ротора можна за рахунок вибору раціональної форми фрикційної накладки. Якщо прийняти $\alpha_r = \text{var}$ зі зміною радіуса тертя ($\alpha_r = \alpha_r(r)$), то вихідне для інтегрування рівняння гальмівного моменту дискового гальма матиме вигляд

$$M_T = \mu \cdot z \cdot A_1^{1/K_1} \cdot \int_{R_{\text{вн}}}^{R_{\text{вн}}} dr \int_{-\alpha_r/2}^{+\alpha_r/2} r^{2-K_2/K_1}, \quad (8.75)$$

де A_1 – постійний коефіцієнт [59],

$$A_1 = P_r^{K_1} \cdot r^{K_2}. \quad (8.76)$$

Рівняння (8.75) можна перетворити у вигляді

$$M_T = \mu \cdot z \cdot P_r \cdot r^{K_2/K_1} \cdot \int_{R_{\text{вн}}}^{R_{\text{вн}}} \alpha_r \cdot r^{2-K_2/K_1} \cdot dr. \quad (8.77)$$

Звідки

$$P_r = \frac{M_T}{R_n} \cdot r^{-K_2/K_1} \cdot \mu \cdot z \cdot \int_{R_{\text{вн}}} \alpha_r \cdot r^{2-K_2/K_1} \cdot dr \quad (8.78)$$

Робота тертя, що здійснюється елементом площі поверхні тертя диска на r -му радіусі за один оборот

$$A_r = \mu \cdot P_r \cdot \alpha_r \cdot r. \quad (8.79)$$

Після підстановки (8.78) у (8.79) отримаємо

$$A_r = \frac{M_T \cdot \alpha_r \cdot r^{1-K_2/K_1}}{R_n \cdot z \cdot \int_{R_{\text{вн}}} \alpha_r \cdot r^{2-K_2/K_1} \cdot dr} \quad (8.80)$$

Необхідно, щоб у оптимальному варіанті виконувалася умова

$$A_r = \text{const} = A_{y\partial} \quad (8.81)$$

на всіх радіусах гальмівного диска, що забезпечить рівномірне нагрівання фрикційної поверхні ротора і виключить локальне нагрівання.

Аналізуючи залежність (8.80) можна дійти невтішного висновку, що отримання оптимального варіанта можливо при

$$\alpha_r \cdot r^{1-K_2/K_1} = \text{const} = A_2. \quad (8.82)$$

Знаменник виразу (8.80) включає певний інтеграл з постійними межами інтегрування, і тому є постійною величиною, незалежною від α_r та r .

Вираз (8.80) можна переписати у вигляді

$$A_r = \frac{M_T \cdot \alpha_r \cdot r^{1-K_2/K_1}}{z \cdot \alpha_r \cdot r^{1-K_2/K_1} \cdot \int_{R_{\text{вн}}}^{R_{\text{н}}} r \cdot dr} = \frac{2 \cdot M_T \cdot A_2}{z \cdot A_2 \cdot (R_{\text{н}}^2 - R_{\text{вн}}^2)} = \frac{2 \cdot M_T}{z \cdot (R_{\text{н}}^2 - R_{\text{вн}}^2)} = A_{y\partial} \quad (8.83)$$

або, висловлюючи $R_{\text{н}}/R_{\text{вн}}$ через K_r , отримаємо

$$A_{y\partial} = \frac{2 \cdot M_T}{z \cdot R_{\text{н}}^2} \cdot \frac{K_r^2}{K_r^2 - 1}. \quad (8.84)$$

Аналізуючи вирази (8.83) і (8.84) можна дійти невтішного висновку у тому, що збільшення $R_{\text{н}}$ і зменшення $R_{\text{вн}}$ призводить до різкого зменшення $A_{y\partial}$.

Визначимо площу фрикційної накладки при виконанні умов (8.82)

$$F_{\text{н}} = \iint_{F_{\text{н}}} dF = \iint_{F_{\text{н}}} r \cdot d\alpha \cdot dr = \int_{R_{\text{вн}}}^{R_{\text{н}}} r \cdot dr \cdot \int_{-\alpha_r/2}^{+\alpha_r/2} d\alpha_r. \quad (8.85)$$

Провівши інтегрування по $d\alpha_r$ і виражаючи (8.82)

$$\alpha_r = A_2 \cdot r^{K_2/K_1 - 1}, \quad (8.86)$$

перетворимо (8.85) у вигляді

$$F_n = A \cdot \int_{R_{вн}}^{R_n} r^{K_2/K_1} \cdot dr = A_2 \cdot \frac{R_n^{K_2/K_1+1} - R_{вн}^{K_2/K_1+1}}{K_2/K_1+1}. \quad (8.87)$$

Враховуючи що

$$F_n = K_{вз} \cdot \pi \cdot (R_n^2 - R_{вн}^2) = K_{вз} \cdot \pi \cdot R_n^2 \cdot \frac{K_r^2 - 1}{K_r^2}, \quad (8.88)$$

можемо визначити A_2 з (8.87)

$$A_2 = \pi \cdot K_{вз} \cdot R_n^{1-K_2/K_1} \cdot (K_2/K_1 + 1) \cdot \frac{K_r^2 - 1}{K_r^2 - K_r^{1-K_2/K_1}}. \quad (8.89)$$

Підставляючи (8.89) (8.86), визначимо закон зміни кута накладки

$$\alpha_r = \pi \cdot K_{вз} \cdot (K_2/K_1 + 1) \cdot R_n^{1-K_2/K_1} \cdot \frac{K_r^2 - 1}{K_r^2 - K_r^{1-K_2/K_1}} \cdot r^{K_2/K_1-1}. \quad (8.90)$$

На рис. 8.6 показані форми накладок рівної площі, визначені з використанням виразу (8.90) для фрикційних матеріалів з різними зносними властивостями.

Важливим розрахунковим параметром плоских поверхонь тертя є середній (еквівалентний) радіус тертя, що визначається як

$$R_{cp} = M_T / (\mu \cdot z \cdot N_0), \quad (8.91)$$

де N_0 – нормальна сила, що стискає фрикційну пару,

$$\begin{aligned}
 N_0 &= \iint_{F_u} P_r \cdot dF = \iint_{F_u} A_1^{1/K_1} \cdot r^{-K_2/K_1} \cdot dF = A_1^{1/K_1} \cdot A_2 \cdot \int_{R_{\text{вн}}}^{R_u} dr = \\
 &= A_1^{1/K_1} \cdot A_2 \cdot (R_u - R_{\text{вн}}). \quad (8.92)
 \end{aligned}$$

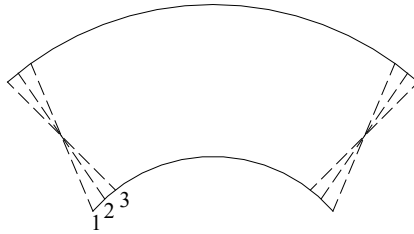


Рис. 8.6. Раціональні форми накладок, що дорівнює площі для фрикційних матеріалів з різними властивостями зносу: 1 – $K_2/K_1=0,75$, $K_r=1,72$;
 2 – $K_2/K_1=1,00$, $K_r=1,72$; 3 – $K_2/K_1=1,25$, $K_r=1,72$

Підставляючи (8.77) та (8.92) у (8.91), отримаємо

$$R_{cp} = (R_u + R_{\text{вн}})/2. \quad (8.93)$$

Таким чином, використання форми фрикційної накладки відповідно до рекомендації (8.90) дозволяє не тільки забезпечити рівномірне нагрівання диска, але й отримати середній радіус тертя, що не залежить від зносу фрикційних матеріалів. За виконання накладки секторної форми R_{cp} залежить від співвідношення K_2/K_1 [2].

Визначимо тепер раціональне значення K_r за зміни за законом (8.90). Як критерій мінімізації приймемо контактний тиск на внутрішньому радіусі тертя $R_{\text{вн}}$. Після підстановки (8.76) та (8.89) у (8.75) та інтегрування, отримаємо після перетворення

$$M_T = \mu \cdot \pi \cdot K_{\text{в3}} \cdot z \cdot R_{\text{н}}^{3-K_2/K_1} \cdot (K_2/K_1 + 1) \cdot P_r \cdot r^{K_2/K_1} \cdot C_{\kappa}(K_r), \quad (8.94)$$

де $C_{\kappa}(K_r)$ – функція, яка залежить від K_r ,

$$C_{\kappa}(K_r) = \frac{(1 - K_r^{-2})^2}{1 - K_r^{1+K_2/K_1}}. \quad (8.95)$$

З (8.94) визначимо контактний тиск

$$P_r = \frac{M_T}{\mu \cdot \pi \cdot z \cdot K_{\text{в3}} \cdot R_{\text{н}}^2} \cdot \frac{1}{C_{\kappa}(K_r) \cdot (1 + K_2/K_1)} \cdot \left(\frac{R_{\text{н}}}{r} \right)^{K_2/K_1}. \quad (8.96)$$

При $r = R_{\text{вн}}$

$$P_{\text{max}} = \frac{M_T}{\mu \cdot \pi \cdot z \cdot K_{\text{в3}} \cdot R_{\text{н}}^2 \cdot (1 + K_2/K_1)} \cdot C_{\kappa_1}(K_r), \quad (8.97)$$

де

$$C_{\kappa_1}(K_r) = \frac{K_r^{K_2/K_1}}{C_{\kappa}(K_r)}. \quad (8.98)$$

Отримання $(P_{\text{max}})_{\text{min}}$ можливе за мінімуму значення $C_{\kappa}(K_r)$. Тому, підставляючи (8.95) (8.98), отримуємо цільову функцію мінімізації у вигляді

$$C_{\kappa_1}(K_r) = K_r^3 \cdot \frac{(K_r^{K_2/K_1-1} - 1)}{(K_r^2 - 1)^2}. \quad (8.99)$$

Визначення точки мінімуму функції (8.99) відомими аналітичними методами складно, тому рішення було здійснено чисельними методами. У табл. 8.4 наведено результати розрахунку раціонального значення K_r для накладок із різними матеріалами. Для порівняння з результатами, отриманими при розрахунку залежно (8.99), наведено значення K_r визначені за формулою (8.62). Як бачимо, у діапазоні реальних значень відносини K_2/K_1 (0,7...1,4) похибка незначна та у проектних розрахунків цілком допустиме використання залежності (8.62).

Таблиця 8.4. Визначення раціональних значень K_r

K_2/K_1	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
$K_{r_{opt}}$ (3,99)	2,10	1,94	1,90	1,82	1,80	1,73	1,70	1,70	1,63	1,60	1,60	1,60
K_r (3,62)	2,05	1,88	1,82	1,77	1,73	1,70	1,69	1,64	1,61	1,59	1,57	1,57

На рис. 8.7 показані гальмівні накладки раціональної форми для різних фрикційних матеріалів, отримані з умови рівномірної питомої роботи тертя фрикційної поверхні.

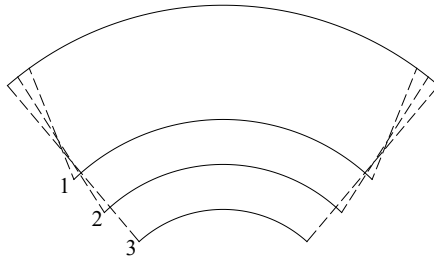


Рис. 8.7. Раціональна форма накладок із різних фрикційних матеріалів:
 1 – $K_2/K_1=0,75$, $K_r=1,43$; 2 – $K_2/K_1=1,00$, $K_r=1,73$; 3 – $K_2/K_1=1,25$, $K_r=2,13$

8.3.2. Визначення форми фрикційної накладки з урахуванням фактичної площі контакту

При визначенні фактичної площі контакту в роботі [2] було прийнято припущення про те, що при дискретному контакті (у плямах, які мігрують поверхнею накладки) за деякий час T , необхідне для отримання видимого зносу x , здійснюється послідовний контакт в окремих точках по всій поверхні. Якщо умовно згрупувати плями контакту до центру накладки, отримаємо еквівалентну накладку. При цьому було визначено форму еквівалентної накладки, тиск на поверхні якої визначається твердістю фрикційного матеріалу. Вираз, що визначає величину дуги еквівалентної накладки на радіусі r має вигляд

$$\alpha_\phi = \alpha_n \cdot \left(I_h / m \cdot \mu \cdot (HB)^{K_1} \cdot \omega^{K_2} \cdot r^{K_2} \right), \quad (8.100)$$

де I_h – інтенсивність геометричного зношування фрикційного матеріалу;

HB – твердість матеріалу.

Визначимо питому роботу тертя еквівалентної накладки

$$A_{y\phi} = \mu \cdot (HB) \cdot r \cdot \alpha_\phi = \alpha_r \cdot \frac{I_h}{m \cdot (HB)^{K_1-1} \cdot \omega^{K_2} \cdot r^{K_2-1}}. \quad (8.101)$$

Для всіх точок фрикційної накладки справедливо рівняння

$$A_3 = \frac{I_h}{m \cdot (HB)^{K_1-1} \cdot \omega^{K_2}} = \text{const}. \quad (8.102)$$

Таким чином, форму еквівалентної накладки можна визначити з виразу

$$\alpha_r = A_3 \cdot r^{K_2 - 1}. \quad (8.103)$$

Загальна площа еквівалентної накладки визначається як інтеграла

$$F_n = \int_{R_{\text{вн}}}^{R_u} \alpha_r \cdot r \cdot dr = \int_{R_{\text{вн}}}^{R_u} A_3 \cdot r^{K_2 - 1} \cdot r \cdot dr = A_3 \cdot \int_{R_{\text{вн}}}^{R_u} r^{K_2} \cdot dr. \quad (8.104)$$

Після інтегрування у заданих межах з урахуванням (8.98) визначаємо

$$A_3 = \pi \cdot K_{\text{вз}} \cdot (K_2 + 1) \cdot R_n^{1-K_2} \cdot \frac{K_r - 1}{K_r^2 - K_r^{1-K_2}}. \quad (8.105)$$

В остаточному вигляді закон зміни кута накладки оптимальної форми за радіусом r з урахуванням фактичної площі контакту фрикційних поверхонь

$$\alpha_r = \pi \cdot K_{\text{вз}} \cdot (K_2 + 1) \cdot R_n^{1-K_2} \cdot \frac{K_r^2 - 1}{K_r^2 - K_r^{1-K_2}} \cdot r^{K_2 - 1}. \quad (8.106)$$

Проте пряме експериментальне визначення показника K_2 пов'язані з великим обсягом досліджень на машині тертя, а натурних вузлах тертя неможливо. У зв'язку з цим розглянемо методику наближеного визначення значення K_2 непрямым способом. Зношування фрикційної накладки за одне гальмування можна визначити наступним чином

$$x_{1T} = m_1 \cdot \frac{W_{1T}}{z \cdot F_n}, \quad (8.107)$$

де m_1 – показник зносу фрикційного матеріалу, що визначається експериментально;

W_{1T} – енергія, що поглинається гальмом під час одного гальмування.

З іншого боку, прирівнюючи у відомій залежності для визначення геометричного зносу фрикційної накладки (8.48) час одного гальмування T , отримуємо

$$x_{1T} = \int_0^T m \cdot \mu \cdot P_r^{K_1} \cdot V_r^{K_2} \cdot d\tau = m \cdot \mu \cdot P_r^{K_1} \cdot r^{K_2} \cdot \int_0^T \omega^{K_2} \cdot d\tau. \quad (8.108)$$

При розгляді роботи гальм у повторно-короткочасному режимі було прийнято умову, що гальмування виробляються від максимальної швидкості до зупинки. У цьому випадку кутова швидкість ротора змінюється від ω_0 до нуля. Враховуючи що

$$\frac{d\omega}{d\tau} = \varepsilon \quad (8.109)$$

вираз (8.108) можна перетворити у вигляді

$$x_{1T} = m \cdot \mu \cdot P_r^{K_1} \cdot r^{K_2} \cdot \int_{\omega_0}^T \frac{\omega^{K_2}}{\varepsilon} \cdot d\omega. \quad (8.110)$$

Припустимо, що рух ротора під час гальмування є рівнозамедленим, тобто.

$$\varepsilon = \text{const} = -\omega_0/T. \quad (8.111)$$

З огляду на це отримаємо з (8.110)

$$x_{1T} = m \cdot \mu \cdot P_r^{K_1} \cdot r^{K_2} \cdot \omega_0^{K_2} \cdot \frac{1}{K_2 + 1} \cdot T =$$

$$= \frac{m}{K_2 + 1} \cdot \mu \cdot \left[(P_r \cdot V_r) \cdot V_r^{K_2/K_1 - 1} \right]^{K_1} \cdot T. \quad (8.112)$$

Визначимо з (8.63) значення виразу $P_r \cdot V_r$

$$P_r \cdot V_r = \frac{N_{mp} \cdot (3 - K_2/K_1)}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot (R_n^{3-K_2/K_1} - R_{\text{вн}}^{3-K_2/K_1}) \cdot r^{K_2/K_1 - 1}}, \quad (8.113)$$

і підставивши його (8.112), отримуємо

$$x_{1T} = \frac{\mu \cdot m}{K_2 + 1} \cdot T \cdot \left[\frac{N_{mp} \cdot (3 - K_2/K_1) \cdot \omega_0^{K_2/K_1 - 1} \cdot K_r^{3-K_2/K_1}}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot R_n^{3-K_2/K_1} \cdot (K_r^{3-K_2/K_1} - 1)} \right]. \quad (8.114)$$

Прирівнюючи праві частини (8.107) та (8.114), отримуємо

$$\frac{m_1 \cdot W_{1T}}{z \cdot F_n} = \frac{\mu \cdot m}{K_2 + 1} \cdot T \cdot \left[\frac{N_{mp} \cdot (3 - K_2/K_1) \cdot \omega_0^{K_2/K_1 - 1} \cdot K_r^{3-K_2/K_1}}{\mu \cdot z \cdot \alpha_n \cdot R_n^{3-K_2/K_1} \cdot (K_r^{3-K_2/K_1} - 1)} \right]. \quad (8.115)$$

Приймаючи у першому наближенні $m = m_1$ спільно розглядаючи (8.115) та (8.61), можна визначити значення показників K_1 та K_2 . Потім (8.115) уточнюємо значення m . Повторення цих дій дає послідовне наближення до точного значення m та показників K_1 та K_2 . Результати розрахунку на ЕОМ представлені у табл. 8.5.

Таблиця 8.5. Значення коефіцієнта зносу m та показників K_1, K_2 для різних фрикційних матеріалів при 200°C

Матеріал	K_1	K_2	m
145-40Б	1,75	1,49	0,28
207-158	1,38	1,29	0,22
109-214А	1,87	1,56	0,10
407-28	1,89	1,68	0,25
145-20	1,10	1,30	0,52

Отримані значення показників зносних властивостей фрикційних матеріалів дозволяють визначити раціональну форму фрикційної накладки дискового гальма відкритого типу. На рис. 8.8 показано варіанти форми накладки з різних фрикційних матеріалів, побудовані при використанні залежності (8.106) з урахуванням фактичної площі контакту за критерієм рівномірного розподілу питомої роботи тертя поверхнею ротора. Виконання накладок згідно з наведеними рекомендаціями дозволяє знизити теплову напруженість гальмівного диска за рахунок рівномірної генерації тепла на поверхні тертя. При цьому забезпечення допустимої середньоповерхневої температури $[t]$ в режимі максимальної навантаженості можливе при використанні більшої площі накладки, що дозволяє збільшити довговічність фрикційного вузла.

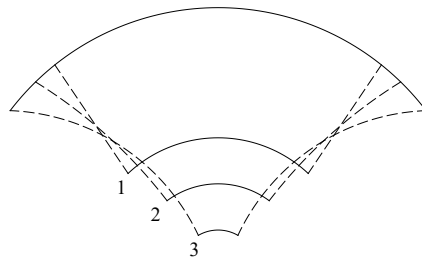


Рис. 8.8. Форми еквівалентних накладок:

1 – $K_2/K_1 = 1,07, K_r = 1,83$, для матеріалу 145-40Б;

2 – $K_2/K_1 = 1,42, K_r = 2,52$, для матеріалу 207-158;

3 – $K_2/K_1 = 1,79, K_r = 3,98$ для матеріалу 109-214А

8.4. Дослідження нерівномірності розподілу гальмівного моменту між фрикційними поверхнями у багатодисковому гальмі

Застосування багатодискових гальмівних механізмів у трансмісіях колісних тракторів дозволяє розвивати великі значення гальмівних моментів за малих зусиль у приводі, підвищити енергоємність фрикційного вузла. Однак зазначено [2], що внаслідок наявності тертя в напрямних гальмівний момент, створюваний багатодисковим гальмом, нерівномірно розподілений між поверхнями тертя, внаслідок чого не рекомендується [2] використовувати більше 12 фрикційних поверхонь.

Для визначення гальмівного моменту багатодискового гальма рекомендується наступна залежність:

$$M_T = N \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot z \cdot K_z = P_x \cdot F_n \cdot \mu \cdot K_z, \quad (8.116)$$

де P_x – тиск на поверхні тертя;

K_z – коефіцієнт, що враховує зменшення нормальної сили, внаслідок втрат на тертя у напрямних,

$$K_z = \frac{1}{1 + \mu \cdot \mu_1 \cdot R_{cp} \cdot \left(\frac{R_1 + R_2}{2 \cdot R_1 \cdot R_2} \right) \cdot (z + 1)}, \quad (8.117)$$

де R_1, R_2 – середні радіуси осевих напрямних дисків;

μ_1 – коефіцієнт тертя у напрямних.

У роботі [2] було звернено увагу на наближене подання поправного коефіцієнта K_z . При визначенні моменту багатодискового гальма кількість поверхонь тертя z розглядалося як безперервна величина. Елементарна зміна нормальної сили N вздовж осі z , обумовлена тертям у напрямних

$$\partial N = 2 \cdot \partial M_T \cdot \mu_1 \cdot \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right), \quad (8.118)$$

де d_1, d_2 – середні діаметри зовнішніх та внутрішніх напрямних гальмівних дисків;

∂M_T – гальмівний момент, що розвивається в z -му перерізі гальма.

$$\partial M_T = N \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot \partial z. \quad (8.119)$$

В результаті підстановки (8.119) (8.118) було отримано [2] диференціальне рівняння з роздільними змінними

$$\frac{\partial N}{N} = -2 \cdot \mu \cdot \mu_1 \cdot R_{cp} \cdot \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right) \cdot dz. \quad (8.120)$$

В результаті його рішення було отримано залежність, що визначає нормальну силу, що діє в z -му перерізі

$$N_z = N_0 \cdot \exp \left[-2 \cdot \mu \cdot \mu_1 \cdot \frac{R_{cp}}{d_1} \cdot \left(1 + \frac{d_1}{d_2} \right) \right], \quad (8.121)$$

де N_0 – нормальна сила, прикладена з боку натискного механізму.

Підстановка значення натискної сили (8.119) дозволила отримати уточнений вираз [2] для гальмівного моменту багатодискового гальма

$$M_T = N_0 \frac{d_1}{2\mu(1+d_1/d_2)} \left[1 - \exp\left(-2\mu \cdot \mu_1 \cdot z \frac{R_{cp}}{d_1} \cdot \left(1 + \frac{d_1}{d_2}\right)\right)\right]. \quad (8.122)$$

Приймаючи припущення, що $d_1 \approx 2 \cdot R_n$ та $d_1/d_2 \approx K_r$, було визначено [2]

$$\frac{M_T}{N_0 \cdot R_n} = \frac{1}{\mu_1 \cdot (1 + K_r)} \left[1 - \exp\left(-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1 + K_r^2)}{2 \cdot K_r}\right)\right]. \quad (8.123)$$

Ліва частина (8.123) являє собою наведений коефіцієнт тертя гальма μ_{np} , який використовується в техніці для оцінки впливу форми та розташування фрикційних поверхонь на величину сил тертя в механізмі [2]

$$\mu_{np} = \frac{1}{\mu \cdot (1 + K_r)} \left[1 - \exp\left(-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{1 + K_r^2}{2 \cdot K_r}\right)\right]. \quad (8.124)$$

На рис. 8.9 представлений графік залежності (8.124) від кількості поверхонь тертя у багатодисковому гальмі, розробленому для трактора ЛТЗ-55А, при $\mu = 0,1$, $\mu_1 = 0,1$, $K_r = 1,147$.

Як оцінний параметр нерівномірності розподілу нормальної сили в багатодисковому гальмі нами пропонується використовувати коефіцієнт нерівномірності осьової сили K_N

$$K_N = \frac{N_{\max}}{N_{\min}}, \quad (8.125)$$

де

$$N_{\text{уд}} = \frac{M_T}{\mu \cdot R_{\text{cp}} \cdot z} = \frac{M_T}{\mu \cdot R_n \cdot \left(\frac{K_r + 1}{2 \cdot K_r} \right) \cdot z}, \quad (8.126)$$

$$N_{\text{max}} = \frac{M_T \cdot \mu \cdot (1 + K_r)}{R_n} \cdot \frac{\exp\left(-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1 + K_r)^2}{2 \cdot K_r}\right)}{1 - \exp\left(-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1 + K_r)^2}{2 \cdot K_r}\right)}. \quad (8.127)$$

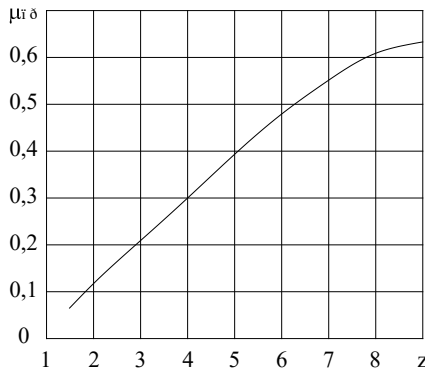


Рис. 8.9. Залежність наведеного коефіцієнта тертя гальма μ_{np} від кількості поверхонь тертя для багатодискового гальма в маслі

Підставляючи значення $N_{\text{уд}}$ та N_{max} (8.125), отримаємо наступне вираз для коефіцієнта нерівномірності K_N

$$K_N = \frac{\mu \cdot \mu_1 \cdot (K_r + 1)^2 \cdot z}{2 \cdot K_r} \cdot \frac{\exp\left(-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1 + K_r)^2}{2 \cdot K_r}\right)}{1 - \exp\left(-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1 + K_r)^2}{2 \cdot K_r}\right)}. \quad (8.128)$$

У виразі (8.128) приймемо

$$\frac{\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot (1 + K_r)^2}{2 \cdot K_r} = A_z. \quad (8.129)$$

Таким чином, параметр A_z визначає залежність нерівномірності розподілу нормальної сили від кількості фрикційних поверхонь у гальмі

$$K_N = f(A_z). \quad (8.130)$$

Як критерій оцінки ефективності дії гальмівного механізму можна використовувати коефіцієнт корисної дії гальма

$$\eta_T = \frac{M_T}{M_{T_{\text{уд}}}}, \quad (8.131)$$

де M_T – момент, який фактично розвивається гальмом (обчислюється за формулою (8.122));

$M_{T_{\text{уд}}}$ – озрахунковий момент без урахування тертя у напрямних

$$M_{T_{\text{уд}}} = N_0 \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot z = N_0 \cdot R_n \cdot \mu \cdot z \cdot \frac{1 + K_r}{2 \cdot K_r}. \quad (8.132)$$

Підставляючи (8.131) вираз для M_T і $M_{T_{\text{ндо}}}$, отримуємо

$$\eta_T = \frac{2 \cdot K_r}{\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot (1 + K_r)^2} \left[1 - \exp \left(-\mu \cdot \mu_1 \cdot z \cdot \frac{(1 + K_r)^2}{2 \cdot K_r} \right) \right], \quad (8.133)$$

або з урахуванням (8.129)

$$\eta_T = \frac{1}{A_2} \cdot (1 - \exp(A_z)). \quad (8.134)$$

Вплив зміни кількості поверхонь тертя на ККД експериментального механізму гальмівного трактора ЛТЗ-55А надано табл. 8.6.

Таблиця 8.6. Вплив кількості поверхонь на ККД гальма

z	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
η_T	1	0,99	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,87	0,85	0,82

Рис. 8.10 демонструє розподіл гальмівного моменту між фрикційними дисками різних конструкцій багатодискових гальм. Крива 1 характеризує розподіл у гальмі з одностороннім натиском, 2 – у гальмі з центральним розташуванням натискного механізму кулькового типу, 3 – у запропонованому гальмі, 4 – ідеальний варіант розподілу моменту. Як бачимо, запропонований гальмівний механізм найбільш точно відповідає вимогам найменшої нерівномірності розподілу гальмівного моменту між поверхнями тертя.

З метою зниження впливу збільшення кількості поверхонь тертя на нерівномірність розподілу гальмівного моменту нами була запропонована конструкція гальма (А. С. СССР 1821585), в якому нерівномірність моментів тертя знижується за рахунок того, що на пакет фрикційних дисків (ПФД) впливають одночасно два опозитно встановлених поршня та розміщений у центрі пакета розтискний меха-

нізм, що включає два натискні диски з встановленими між ними в похилих канавках кульками та пружним елементом (рис. 8.11).

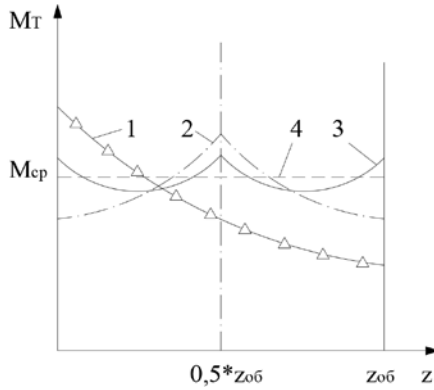


Рис. 8.10. Розподіл моменту у багатодисковому гальмі

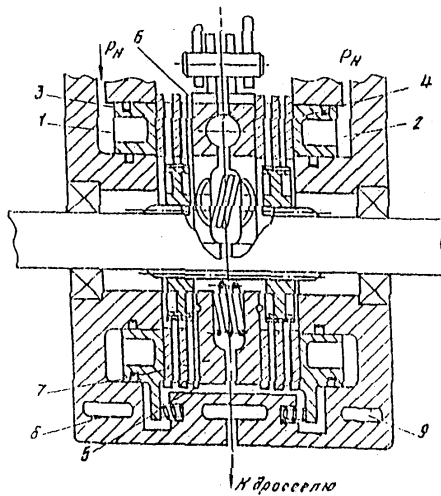


Рис. 8.11. Дискове гальмо зі зниженою нерівномірністю розподілу моменту між фрикційними парами

Розглянемо можливість вирівнювання енергонавантаженості дисків у багатодисковому гальмі. Умовою рівномірного розподілу моменту з урахуванням (8.119) є

$$\partial M_T = N_z \cdot \mu \cdot R_{cp} \cdot z \cdot \partial z = \text{const.} \quad (8.135)$$

де N_z – величина нормальної сили в z -му перерізі гальма;
 R_{cp} – середній радіус тертя в z -му перерізі;
 де N_z – величина нормальної сили в z -му перерізі гальма;
 R_{cp} – середній радіус тертя в z -му перерізі.

Оскільки у виразі (8.135) коефіцієнт тертя μ не залежить від z , справедливе наступне рівняння

$$N_z \cdot R_{cpz} = C_z = \text{const} = N_0 \cdot R_{cp0}, \quad (8.136)$$

де N_0 та R_{cp0} – відповідно нормальна сила та середній радіус тертя фрикційної поверхні.

З урахуванням (8.136) вираз (8.120) можна подати у вигляді

$$\partial N = -2 \cdot N_0 \cdot R_{cp0} \cdot \mu \cdot \mu_1 \cdot \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right) \cdot dz. \quad (8.137)$$

Провівши інтегрування з урахуванням граничних умов (при $z=0$, $N=N_0$) отримаємо

$$N_z = N_0 \cdot \left[1 - 2 \cdot R_{cp0} \cdot \mu \cdot \mu_1 \cdot \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right) \cdot z \right]. \quad (8.138)$$

З урахуванням прийнятого в роботі [2] припущення ($d_1 \approx 2 \cdot R_n$ та $d_1/d_2 \approx K_r$) для першої поверхні тертя справедливо

$$\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} = \frac{1}{2 \cdot R_n} \cdot (1 + K_{r0}), \quad (8.139)$$

$$R_{cp0} = \frac{R_n}{2 \cdot K_{r0}} \cdot (1 + K_{r0}). \quad (8.140)$$

Підставляючи (8.139) та (8.140) (8.138), отримаємо залежність нормальної сили від кількості фрикційних поверхонь у багатодисковому гальмі [2]

$$N_z = N_0 \cdot \left[1 - 2 \cdot \mu \cdot \mu_1 \cdot \frac{(1 + K_{r0})^2}{4 \cdot K_{r0}} \cdot z \right]. \quad (8.141)$$

Умовою можливості роботи багатодискового гальмівного механізму є

$$z \leq \frac{4 \cdot K_{r0}}{2 \cdot \mu \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_{r0})^2}. \quad (8.142)$$

При недотриманні умови (8.142) частина фрикційних дисків внаслідок наявності тертя у напрямних не створює гальмівного моменту. Через це перші диски працюють у більш напруженому режимі, перегріваються та передчасно виходять з ладу.

Визначимо раціональний закон зміни середнього радіусу тертя поверхнями тертя. Для забезпечення рівномірного розподілу навантаження (виконання умови (8.135)) на z -ій поверхні середній радіус тертя дорівнює

$$R_{cpz} = \frac{N_0 \cdot R_{cp}}{N_0 \cdot \left[1 - 2 \cdot \mu \cdot \mu_1 \cdot \frac{(1 + K_{r0})^2}{4 \cdot K_{r0}} \cdot z \right]}. \quad (8.143)$$

Для z -ої фрикційної поверхні виконуються рівняння, аналогічні виразам (8.139) та (8.140). З урахуванням цього висловимо K_{rz} (8.143). Відношення середніх радіусів тертя першої та z -ої поверхонь має вигляд

$$\frac{R_{cpz}}{R_{cp0}} = \frac{R_{nz} + R_{gnz}}{R_{n0} + R_{gn0}} = \frac{K_{r0} \cdot (1 + K_{rz})}{K_{rz} \cdot (1 + K_{r0})} = \frac{1 + K_{rz}^{-1}}{1 + K_{r0}^{-1}} = \frac{1}{A_z}. \quad (8.144)$$

Звідси

$$K_{rz} = \frac{1}{A_z^{-1} \cdot (1 - K_{r0}^{-1}) - 1}. \quad (8.145)$$

З урахуванням (8.143) та (8.144) отримуємо вираз, що визначає раціональні, з точки зору розподілу гальмівного моменту між фрикційними поверхнями, геометричні параметри z -ої поверхні тертя в багатодисковому гальмі.

$$K_{rz} = \frac{K_{r0} - 0,5 \cdot \mu \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_{r0})^2 \cdot z}{1 + 0,5 \cdot \mu \cdot \mu_1 \cdot (1 + K_{r0})^2 \cdot z}. \quad (8.146)$$

Використання залежності (8.146) при проектуванні багатодискових гальмівних механізмів дозволяє отримати рівномірний розподіл гальмівного моменту між фрикційними поверхнями, що усуває перевантаженість гальмівних дисків, що належать до натискного механізму, їх перегрів і передчасний вихід з ладу. При проектуванні необхідно проводити перевірку контактних тисків по фрикційній поверхні.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

Розділ 5

1. Подригало, М. А. (1993). *Теоретичне обґрунтування та розробка гальмівного керування колісних тракторів та трансформованих енерготехнологічних агрегатів*. (Дис. д-ра техн. наук: 05.05.03). Харків, 397 с. [Російською мовою].
2. Питання динаміки гальмування і робочих процесів гальмівних систем автомобілів. Б. Б. Генбом, Г. С. Гудз, В. А. Дем'янюк та інші. Львів: Вища школа, 1974, 274 с. [Російською мовою].
3. Постанова федерального міністерства ЧССЗ від 20 травня 1975 р. «Об умовах експлуатації транспортних засобів на наземних дорогах».
4. Бобров, Я. О. (1994). *Підвищення енергосьмності гальмівних механізмів колісних тракторів класів 0,6 ... 1,4*. (Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03 – автомобілі та трактори). Я. О. Бобров. Харків, 1994, 24 с. [Російською мовою].
5. Житніцький, С. П. (1959). Розподіл питомого тиску по радіусу поверхні тертя у багатодискових (пластинчатих) гальмів. *Праці Запорізького машинобудівного інституту*. Том 3. Серія машинобудування. Харків, С. 3–12.

Розділ 6

1. Тарасов Юрій Володимирович. (2007). *Поліпшення експлуатаційних властивостей легкових автомобілів удосконаленням методик вибору гальмівних колодок*. (Автореф. дис. ... канд. техн. наук.). Харк. нац. автом. дорожн. ун-т. Харків, 22 с.
2. Подригало, М. А. (1993). *Теоретичне обґрунтування та розробка гальмівного керування колісних тракторів та трансформованих енерготехнологічних агрегатів*. (Дис. д-ра техн. наук: 05.05.03) Харків, 397 с. [Російською мовою].

3. Питання динаміки гальмування і робочих процесів гальмівних систем автомобілів. Б. Б. Генбом, Г. С. Гудз, В. А. Дем'янюк та інші. Львів: Вища щкола, 1974, 274 с. [Російською мовою].

Розділ 7, 8

1. Бобров, Я. О. (1994). *Підвищення енергоємності гальмівних механізмів колісних тракторів класів 0,6 ... 1,4*. (Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.03 – автомобілі та трактори). Я. О. Бобров. Харків, 1994, 24 с. [Російською мовою].
2. Подригало, М. А. (1993). *Теоретичне обґрунтування та розробка гальмівного керування колісних тракторів та трансформованих енерготехнологічних агрегатів*. (Дис. д-ра техн. наук: 05.05.03). Харків, 397 с. [Російською мовою].

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 5. АНАЛІЗ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ І ОСНОВИ ЇХ ПРОЕКТУВАННЯ	3
5.1. Відомі критерії оцінки ефективності та напрямки розвитку конструкцій тракторних гальмівних механізмів	3
5.2. Пропоновані критерії оцінки ефективності гальмівних механізмів	10
5.3. Узагальнене рівняння гальмівного моменту для всіх типів гальмівних механізмів	24
5.4. Дослідження контакту пласких фрикційних поверхонь за відсутності оливи	29
5.4.1. Оцінка впливу показників зносу фрикційних поверхонь на динаміку геометричного припрацювання та розподіл тисків ...	29
5.4.2. Вибір оптимального співвідношення зовнішнього і внутрішнього радіусів тертя	39
5.4.3. Підвищення ефективності дискового гальма збільшенням числа колодок, що самостійно притискаються	45
5.4.4. Вплив зносних характеристик фрикційних матеріалів на розподіл тисків за радіусом тертя	48
5.4.5. Визначення ефективного радіусу тертя дискового гальма з урахуванням фактичної площі контакту	60
5.5. Методика прогнозування довговічності фрикційних накладок гальм на стадії проектування	66
РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ВІДКРИТОГО ТИПУ	82
6.1. Розробка та аналіз варіантів конструкції	82
6.2. Дослідження характеристик регулятора сталості зазору	98
6.3. Оцінка можливості застосування уніфікованих пар тертя у дискових гальмах відкритого типу	105
6.4. Попередні експериментальні дослідження дискових гальм відкритого типу	116
6.4.1. Дослідження на стенді	116
6.4.2. Дорожні та експлуатаційні випробування	125

6.4.3. Аналіз результатів експериментальних досліджень	134
6.5. Зменшення нерівномірності навантаження гальмівних механізмів різних коліс	140

РОЗДІЛ 7. ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ЕНЕРГОЄМНОСТІ РІЗНИХ ТИПІВ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ПРИ ВИПРОБУВАННЯХ НА СТЕНДІ	145
7.1. Методика лабораторних випробувань	145
7.2. Опис лабораторної установки та контрольно-вимірювальної апаратури	147
7.3. Планування експериментального дослідження енергоемності дискового гальма відкритого типу	152
7.4. Температурні характеристики гальмівних механізмів	157
7.5. Фрикційні та зносні характеристики застосовуваних матеріалів	165

РОЗДІЛ 8. ДОСЛІДЖЕННЯ МОЖЛИВОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЄМНОСТІ ДИСКОВИХ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ	174
8.1. Тепловий режим гальмівних механізмів при циклічних гальмуваннях	174
8.2. Оцінка розподілу контактних тисків за нерівномірністю зносу фрикційної поверхні дискового гальма	188
8.3. Вибір раціональних геометричних параметрів пар тертя дискових гальм	196
8.3.1. <i>Визначення форми накладки з урахуванням зносних властивостей фрикційних матеріалів</i>	<i>197</i>
8.3.2. <i>Визначення форми фрикційної накладки з урахуванням фактичної площі контакту</i>	<i>207</i>
8.4. Дослідження нерівномірності розподілу гальмівного моменту між фрикційними поверхнями у багатодисковому гальмі	212

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	222
-----------------------------------	-----

Для нотаток

Для нотаток

Наукове видання

**М. А. Подригало, О. С. Полянський, Д. В. Абрамов,
Я. А. Бобров, М. П. Холодов**

ДИНАМІКА ГАЛЬМУВАННЯ ТА ТЕОРІЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГАЛЬМІВНИХ СИСТЕМ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ТА ТРАКТОРНИХ ПОЇЗДІВ

Колективна монографія

У трьох томах

За редакцією д-ра техн. наук, професора М. А. Подригало
та д-ра техн. наук, професора О. С. Полянського

Том 2

Комп'ютерна верстка: О. Б. Мальцев

Підписано до друку 15.09.2023. Формат 60х84 1/16.

Умов. др. арк. 13,2. Об. вид арк. 13,4.

Зам. № . Тираж 100 прим.

Видавництво «Естет Прінт»

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

ДК № 6381 від 3.09.2018

тел.: +38 (050) 831-58-36

*Віддруковано у друкарні ТОВ «Естет Прінт»
Україна, 61002, м. Харків, вул. Рилєєва, 60*