

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

ЯВОРСЬКИЙ ЯРОСЛАВ ПЕТРОВИЧ

УДК 629.113-59.001.4

**ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДУ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ
АВТОМОБІЛЬНИХ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ ПРИ ТРИВАЛИХ
ГАЛЬМУВАННЯХ НА ОСНОВІ КОМП’ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ**

05.22.02 – автомобілі та трактори

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів-2004

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Національному університеті “Львівська політехніка” Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Гудз Густав Стефанович,
Національний університет “Львівська політехніка”,
професор кафедри “Експлуатація та ремонт автомобільної техніки”

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Вольченко Олександр Іванович,
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу, професор кафедри “Механіка машин”

кандидат технічних наук, доцент
Палюх Михайло Дмитрович,
Асоціація підприємств України по виробництву автобусів,
м. Львів, виконавчий директор

Провідна установа: Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
кафедра “Автомобілі” Міністерства освіти і науки України, м. Харків

Захист відбудеться “19” травня 2004 р. о 15 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті “Львівська політехніка” за адресою: 79013, м. Львів, вул. С.Бандери, 12, ауд. 226 гол. корп.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Національного університету “Львівська політехніка” за адресою: 79013, м. Львів, вул. Професорська, 1.

Автореферат розісланий “16” квітня 2004 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Форнальчик Є.Ю.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. На сучасному етапі вимоги до гальмівних властивостей автотранспортних засобів (АТЗ) безперервно підвищуються. Вони знаходять втілення у стандартах та інших державних і міжнародних документах, які рекомендують для різних категорій АТЗ показники ефективності гальмування. З метою дотримання цих вимог конструктор повинен створити високоефективну, стабільну та надійну гальмівну систему.

Досвід експлуатації АТЗ показує, що їх надійність та безпека руху залежать від теплової напруженості гальмових механізмів, яка у свою чергу обумовлена енергонавантаженістю гальмівної системи. Одним з найбільш навантажених режимів гальмівних систем є тривалий режим їх роботи, характерний для експлуатації АТЗ в гірських умовах. Тому не випадково міжнародна методика перевірки ефективності гальмових механізмів АТЗ передбачає не тільки повторно-короткочасні гальмування (випробування І), але й довготривалі (випробування ІІ).

Енергонавантаженість цих механізмів постійно зростає. Тому вдосконалення теорії робочих процесів, конструкцій і режимів роботи гальмових механізмів АТЗ з метою мінімізації їх температурного режиму становить одне з актуальних завдань у галузі підвищення ефективності цих механізмів.

У царині дослідження робочих процесів та надійності гальмових механізмів широко відомі праці М.П. Александрова, Ю.Б. Беленького, В.О. Богомоллова, М.О. Бухаріна, О.І. Вольченка, Б.Б. Генбома, А.Б. Гредескула, Г.С. Гудза, В.А. Дем'янюка, В.К.Долі, І.В. Крагельського, А.Д. Крюкова, Г.В. Максапетяна, І.Ф. Метлюка, М.А. Подригала, А.М. Туренка, Я.Є. Фаробіна, О.С. Федосова, І.Г. Шепеленка, А.В. Чичинадзе, Є.А. Чудакова, F. Charron, H. Dörner, R. Krauser, T. Newcomb, A. Sisson, G. Fazekas та інших вчених. Впровадження результатів цих досліджень забезпечило значне покращення тих експлуатаційних властивостей АТЗ, які залежать від досконалості гальмових механізмів. Однак у розглянутих роботах відсутні точні аналітичні методи розрахунку впливу різних чинників на температурний режим і надійність дискових гальмових механізмів при тривалих режимах їх роботи. Це й визначило актуальність теми дисертації.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи є частиною планових державних науково-технічних програм за пріоритетними напрямками та досліджень, які проводяться на кафедрах “Автомобілебудування” і “Експлуатація та ремонт автомобільної техніки” Національного університету “Львівська політехніка”. Робота виконана згідно з рекомендаціями Постанови Національної ради з питань безпечної життєдіяльності населення (№ 3 від 25 грудня 1997 р.) “Про відповідність вимогам охорони праці машин, транспортних засобів, обладнання, які виробляються в Україні” та Постанови КМУ № 686 від

21 червня 2001 р. “Про концепцію регулювання ринку автомобілів та розвитку автомобілебудівної промисловості в період до 2005 р.”.

Мета і задачі дослідження. *Мета роботи* – вдосконалення методу теплового розрахунку дискових гальм автомобільних коліс при тривалих режимах їх роботи на основі фізичного та математичного моделювання.

Для досягнення мети у роботі сформульовані та розв’язувалися наступні *задачі*:

1. Порівняльний аналіз енергонавантаженості гальмових механізмів в гірських умовах експлуатації та при проведенні випробувань II
2. Аналіз теплових моделей гальмових механізмів та методів їх теплового розрахунку і досліджень
3. Розвиток методів математичного моделювання теплових процесів в дискових гальмах з урахуванням специфіки їх роботи при тривалих гальмуваннях
4. Стендові випробування дискових гальм з метою перевірки правильності постановки математичної моделі задачі
5. Дослідження методом математичного моделювання впливу різних чинників на температурні режими дискових гальмових механізмів АТЗ категорій М₃, N₃ при тривалих гальмуваннях
6. Оцінка теплового балансу дискових гальм залежно від зміни різних чинників
7. Розроблення методу теплового розрахунку дискових гальм при тривалих режимах їх роботи на основі методів комп’ютерного моделювання та планування експериментів.

Об’єкт дослідження – теплонавантаженість дискових гальмових механізмів АТЗ при тривалих режимах роботи.

Предмет дослідження – закономірності впливу різних чинників на температурні режими дискових гальм при тривалих гальмуваннях, які визначають їх енергоємність.

Методи дослідження – фізичне та математичне моделювання, планування експерименту, математична статистика, аналіз і синтез, інверсія та зворотня задача теплопровідності.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що вперше здійснено багатофакторний аналіз у дослідженні температурних режимів дискових гальм при тривалих режимах роботи, що дало змогу вивчити вплив на них різних чинників і отримати нові результати, які сформульовані у задачах дослідження і обґрунтовані висновками.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що застосування комп’ютерного моделювання для дослідження температурних режимів дискових гальм дозволило поповнити банк даних для їх концептуального проектування на підставі:

- дослідження впливу різних чинників на тепловий баланс дискового гальма на попередньому етапі випробувань II;
- отриманих температурних полів і розподілу температур в гальмовому диску;
- вивчення впливу умов тепловіддачі дискових гальм на їх температурний режим;
- вивчення впливу конструктивних чинників на температурний режим дискових гальм при випробуваннях II;
- регресійної формули для теплового розрахунку дискових гальм АТЗ категорій М₃, N₃ при випробуваннях II.

Рекомендації та технічні рішення, запропоновані в роботі, прийняті та використовуються у конструкторській практиці створення та адаптації дискових гальмових механізмів у Холдинговій компанії “АвтоКраЗ” (м. Кременчук) та ВАТ “Укравтобуспром” (м. Львів).

Особистий внесок здобувача. Основні розв’язки, результати, висновки та рекомендації, наведені в дисертаційній роботі, отримані автором самостійно. В опублікованих спільних роботах дисертанту належать: [1] - розрахунок фізичних параметрів теплових моделей дискових гальм; [3] - розрахунок та моделювання процесів розподілу температур у дисковому гальмі; [4] - розрахунок та моделювання процесів тепловіддачі від дискового гальма; [5] - розрахунок та моделювання конструктивних параметрів гальм; [6] - складання та опрацювання матриці планування експериментів; [7] - розрахунок фізичних параметрів моделей та проведення моделювання; [8] - розрахунок параметрів моделі та режимів гальмування; [9] - розрахунок теплового балансу методом диференційних втрат.

Апробація результатів дисертації. Основні результати роботи доповідались та обговорювались на 5-му та 6-му міжнародних симпозіумах українських інженерів-механіків у Львові (2001, 2003 рр.); XXI та XXII науково-технічних конференціях в Інституті проблем моделювання в енергетиці НАНУ (м. Київ, 2002, 2003 рр.); 52-й та 53-й науково-технічних конференціях в Українському державному лісотехнічному університеті (м. Львів, 2002, 2003 рр.); міжнародних конференціях у Севастопольському національному технічному університеті (м. Севастополь, 2001, 2002 рр.) та Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті (м. Харків, 2001 р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 13 робіт, із яких 9 статей – у наукових фахових виданнях України, а 4 – у матеріалах праць і тез конференцій.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, 5 додатків, списку використаних джерел із 117 назв. Основний обсяг роботи становить 126 сторінок, в тому числі 45 рисунків та 24 таблиці. Загальний обсяг роботи – 148 с.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обгрунтовано актуальність дослідження і подано коротку характеристику дисертації.

В **першому розділі** досліджується вплив температурного режиму гальмівної системи АТЗ на стабільність її вихідних показників. Зокрема, здійснено порівняльний аналіз енергонавантаженості гальм при проведенні попереднього етапу випробувань I та II, з якого випливає, що при тестуванні гальм на енергоємність слід зосереджуватись на випробуваннях II, як більш енергонавантажених. З цієї метою у роботі виведені формули для розрахунку гальмівної потужності під час стендових випробувань гальм.

Розглянуто енергетичний аспект процесу гальмування АТЗ. Оскільки екстрені гальмування не перевищують 1% від їх загальної кількості, то при розгляді енергетичного балансу гальм доцільно розглядати рівняння, справедливе для 1-ої фази процесу гальмування. Згідно з цим наводяться дані про енергонавантаженість та температурні режими гальмових механізмів в реальних умовах експлуатації. Зокрема, дорожні випробування, проведені на кафедрі “Автомобілебудування” НУ “Львівська політехніка”, показують, що максимальна кількість гальмувань на 1 км гірських доріг досягає 19, а середнє значення цього показника коливається в межах 2 – 3. Відношення сумарного гальмівного шляху до загальної довжини спусків коливається в межах 0,12 – 0,28. Середня енергія, перетворювана гальмовими механізмами на 1 км шляху, лежить в межах 490 – 510 кДж, а максимальна – досягає 3000 кДж. Це засвідчує різко виражену нерівномірність енергонавантаженості E_{ts} гальмових механізмів за довжиною маршрутів і неможливість використання середнього показника E_{ts} для оцінки енергонавантаженості в гірських умовах. На наш погляд, таким параметром може бути прийнята енергія, перетворювана гальмовими механізмами на 1 км шляху та в одиницю часу, при русі на спусках (E_{tsi} та E_{titi}). Параметр E_{titi} на спусках в 3 – 4 рази більший, ніж параметр E_{titi} в міських умовах експлуатації АТЗ.

Енергоємність гальмових механізмів у значній мірі залежить від теплостійкості фрикційних матеріалів. Тому в роботі розглянуті трибологічні властивості застосовуваних у гальмах фрикційних матеріалів.

На автобусах закордонних фірм все частіше застосовуються дискові гальмові механізми, основною перевагою яких є висока стабільність. Слід зазначити, що стабільності зараз надають більшу перевагу, ніж ефективності, оскільки необхідний гальмівний момент можна отримати збільшенням привідних сил застосуванням робочих циліндрів більшого діаметра або підсилювача. Тому доцільно провести дослідження температурних режимів роботи відкритих дискових гальм на

автобусах великої місткості із застосуванням сучасних фрикційних матеріалів. Згідно з цим сформульовані задачі дослідження.

У другому розділі розглянута математична модель процесів нагрівання та охолодження гальмових механізмів. Для цього потрібно розв'язати системи рівнянь в часткових похідних, які описують процеси теплопереносу у складних об'єктах з розподіленими параметрами при відповідних крайових умовах:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + Q = c_1 \rho_1 \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + Q = c_2 \rho_2 \frac{\partial t}{\partial \tau}. \quad (2)$$

Врахування тривимірності моделі здійснюється зміною температурно-енергетичних параметрів залежно від координати z , а при двовимірній постановці задачі – процес описується системою рівнянь:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + Q = c_1 \rho_1 \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + Q = c_2 \rho_2 \frac{\partial t}{\partial \tau}. \quad (4)$$

У наведених рівняннях: $\lambda = (x, y, z, t)$ – коефіцієнт теплопровідності; t – температура; Q – густина теплового потоку; x, y, z – поточні координати; $c\rho$ (x, y, z, t) – об'ємна теплоємність; τ – час; індекс “1” використовується для позначення параметрів диска, а індекс “2” – для параметрів накладки.

Оскільки розв'язок цих рівнянь відноситься до нестационарних контактних теплових задач в областях неklasичної форми при неоднорідних граничних та складних початкових умовах, то вони не мають точного аналітичного розв'язку. З огляду на це у вивченні процесів нагрівання та охолодження вузлів тертя великого значення надають експериментам, які виконують згідно з вимогами теорії подібності. Ця теорія дає змогу отримати узагальнені (критеріальні) рівняння, справедливі для групи подібних явищ. Такі рівняння для теплового розрахунку гальм різного функціонального призначення отримані дослідниками московської та ленінградської шкіл (М.П. Александров, Н.Ф. Коренчук, А.Н. Пікушов та ін.), які поряд з позитивним, мають певні недоліки. Вони полягають в тому, що між різними гальмами немає повної геометричної та гідромеханічної подібності. Крім того, вони не враховують реальної енергонавантаженості гальм та її розподілу між гальмовими механізмами різних осей АТЗ.

В наш час для задач, які не мають розв'язку у замкненій аналітичній формі або, коли отримані розв'язки настільки складні, що не можуть бути використані для практичного використання, широко застосовуються методи математичного моделювання. Одним з таких методів є електромоделювання теплових процесів, який базується на формальній подібності диференціальних рівнянь теплопровідності та електропровідності. Цей метод успішно застосували дослідники Б.Б. Генбом, Г.Г. Гудз, М.В. Глобчак, П.Г. Єременко, А.М. Туренко для вивчення теплових процесів у барабанних та дискових закритих гальмових механізмах і фрикціонах ГМП на типових режимах випробувань АТЗ та в реальних умовах експлуатації. Машина дискретного розрахунку (ЕОМ) для дослідження теплових процесів у відкритих гальмах вперше застосували дослідники (Н.А. Владіміров, В.Я. Кушов, Є.Б. Решетніков та ін.), але недостатня на той час інформаційна продуктивність ЕОМ не дозволила їм завершити цю справу. У зв'язку з успіхами обчислювальної теплофізики заслуговує на увагу робота О.Л.Коляси, який методами комп'ютерного моделювання дослідив теплові процеси в дискових гальмах АТЗ при повторно-короткочасному режимі їх роботи. Взявши до уваги, що найбільш напруженим режимом гальм вважається тривалий процес гальмування, а також той факт, що у згаданій роботі не досліджувався вплив діаметра диска на його тепловий стан, а також не вивчався тепловий баланс дискових гальм, то актуальним стало питання вдосконалення та доповнення започаткованих даних досліджень.

В Інституті проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Є.Пухова НАН України для розв'язку задач тепломасопереносу під керівництвом А.Г.Тарапона розроблений програмний комплекс "Фур'є-2", що складається з інтегральної оболонки та набору розрахункових модулів. Для розв'язку задач теплопровідності у дискових гальмах був розроблений математичний модуль, який був доопрацьований за участю автора - створені теплові моделі гальм з різними діаметрами гальмових дисків.

Цей розрахунковий модуль використаний для дослідження теплової моделі експериментального переднього дискового гальмового механізму автобуса ЛиАЗ-5256 при випробуваннях II. Згідно з Правилами 13 ЄЕК ООН імітувався 12-хвилинний режим гальмування автобуса зі швидкістю руху 30 км/год , після якого протягом 45 с моделювалось охолодження (розгін автобуса до швидкості $v=60 \text{ км/год}$), а потім – екстрене гальмування до повної зупинки автобуса. При цьому прийняті такі початкові дані: повна маса автобуса $G=18500 \text{ кг}$; коефіцієнт розподілу питомої гальмівної сили $\beta_g=0,5$; питомий тепловий потік $Q=350 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$; коефіцієнт тепловіддачі $\alpha=35 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{град}$; коефіцієнт теплопровідності матеріалу диска $\lambda=47 \text{ Вт/м}\cdot\text{град}$; коефіцієнт температуропровідності $a=1,09 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Крок змін параметрів за часом $\Delta\tau$ при проведенні попереднього етапу випробувань II був прийнятий 1 с , а при виконанні

основного етапу (екстрене гальмування) – $0,01$ с. У математичному модулі використана прямокутна система координат. Крок за координатами x, y – $0,01$ м. Номінальна товщина диска становила $0,03$ м, з діаметром $0,42$ м. Він рівномірно нагрівався з обидвох боків двома накладками і крок за координатою z брався $z=0,015$ м. Кількість вузлових точок $x=y=42$. Конфігурація сіткової моделі дискового механізму і розміщення джерела нагрівання в початковий момент показані на рис.1. Якщо для номінального діаметра диска (420 мм) кількість вузлових точок становить 1348 , то при діаметрі 340 мм та 500 мм вони становлять відповідно 668 та 1852 . Конфігурації інших моделей наведені у роботі.

Рис. 1. Сіткова модель дискового гальмового механізму

Адекватність моделі перевірялась аналітичним розв'язком за формулою Лімперта для екстреного гальмування, оскільки в цьому випадку можна знехтувати умовами тепловіддачі з причини швидкоплинності процесу, а також за вислідами стендових випробувань на режимах, еквівалентних випробуванням II.

Третій розділ дисертації розкриває зміст та особливості експериментальних досліджень дискових гальм. З цією метою існуючий на кафедрі “Автомобілебудування” Національного університету “Львівська політехніка” комбінований стенд був переобладнаний відповідно до сформульованих задач. Наведено опис цього стенда, вимірювального комплексу апаратури та методики досліджень. Результати експериментальних досліджень дали змогу перевірити правильність постановки математичної моделі задачі. Взагалі, на тепловий стан пар тертя гальмових механізмів впливає густина теплового потоку, розподіл теплоти між його елементами, умови тепловіддачі, теплофізичні властивості матеріалів та конструктивні параметри.

Дослідженню впливу основних з вказаних чинників на температурний режим роботи гальмових механізмів присвячений **четвертий розділ** дисертації. Наведено класифікаційну таблицю таких чинників. Спочатку досліджувався *вплив умов тепловіддачі*. Наявні методи аналітичного визначення коефіцієнта тепловіддачі не завжди відповідають реальним умовам, в яких працює гальмовий механізм. Тому методом розв'язку зворотної задачі теплопровідності моделюванням були визначені числові значення коефіцієнтів тепловіддачі за результатами стендових випробувань II дискових гальм, які становлять $34\text{--}36 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Дослідження методом комп'ютерного моделювання виконувалось в широкому діапазоні значень коефіцієнта тепловіддачі ($\alpha=20\text{--}50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$). Встановлено особливості зміни температур у точках максимального нагрівання гальмового диска автобуса при проведенні відповідно: попереднього та основного етапів (О.Е.) випробувань II у досліджуваному діапазоні значень коефіцієнта тепловіддачі (рис. 2 а, б).

Рис. 2. Зміна максимальних температур гальмового диска протягом виконання попереднього (а) та основного (б) етапів випробувань II при:

1 - $\alpha = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; 2 - $\alpha = 35 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; 3 - $\alpha = 50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$

Аналіз отриманих результатів показав, що збільшення у 2,5 рази коефіцієнта тепловіддачі призводить до зменшення температури гальмового диска в кінці попереднього етапу випробувань II на 17% (рис. 3). Враховуючи охолодження (за час розгону автобуса) перед проведенням основного етапу – на 20%. Збільшення коефіцієнта тепловіддачі відчувається тільки після 4-хвилинного гальмування, оскільки до цього часу воно не перевищує 5%.

Порівняння ступенів впливу умов тепловіддачі на температури дискових гальм при різних типах випробувань показало, що вони помітніші під час проведення попереднього етапу

випробувань I, коли зниження температур в аналогічних умовах зміни α становить протягом нагрівання – 30%, а протягом охолодження – 34%.

Вплив конструктивних параметрів. Розглядались такі чинники як товщина та діаметр диска, які брались на основі статистичних даних для гальм розглядуваної категорії АТЗ. Наведено динаміку зміни максимальної температури. Результати моделювання температурних режимів бокових поверхонь дисків гальм при їх різних товщинах на різних проміжках часу попереднього етапу випробувань II (триває 12 хв.) показали (рис. 4), що за 1 хв. випробувань зона диску, вільна від тертя, практично не нагрівається для всіх товщин. Тільки протягом 4 хв. випробувань помітний прогрів диска поза зоною тертя за рахунок кондуктивного теплообміну. Характерним є явище великої різниці температур Δt між зоною тертя і центром диска в кінці попереднього етапу випробувань, яка збільшується із зменшенням його товщини. Наприклад, при товщині диска $h=45$ мм ця різниця становить $\Delta t=260$ °C, при $h = 30$ мм – $\Delta t = 380$ °C, а при $h=15$ мм – $\Delta t=700$ °C.

Рис. 3. Вплив зміни коефіцієнта тепловіддачі
(від $\alpha = 20$ Вт/м²·град до $\alpha = 50$ Вт/м²·град)
на зниження температури дискового гальма за
час попереднього етапу випробувань II

Рис.4. Розподіл температур за радіусом диска при його різних товщинах на попередньому етапі випробувань II: 1 – $\tau=1$ хв., 2 – $\tau=4$ хв., 3 – $\tau=6$ хв., 4 – $\tau=9$ хв., 5 – $\tau=12$ хв.

Збільшення температури диска поза зоною тертя спостерігається при всіх його товщинах перед проведенням етапів випробувань II під час охолодження за рахунок перерозподілу температур в тілі диска, що видно з рис. 5. З цього ж рисунку видно, що за час проведення екстреного гальмування (основний етап випробувань II) температура зростає тільки в зоні тертя із-за швидкоплинності процесу.

Рис.5. Розподіл температур диска за радіальним напрямком при його різних товщинах під час випробувань II: 1 – в кінці розгону; 2 – в кінці основного етапу

Диск має характерний розподіл температур по його поверхні в об'ємній інтерпретації в кінці екстреного гальмування (рис.6).

Рис. 6. Температурне поле робочої поверхні гальмового диска в кінці основного етапу випробувань II

Вплив товщини диска на його кінцеву температуру поверхонь тертя гальмових механізмів після проведення попереднього і основного етапів випробувань II наведений на рис. 7 і 8. Цей вплив носить нелінійний характер, на відміну від впливу умов тепловіддачі. Це свідчить про певні співвідношення між кондуктивною і конвективною теплопередачами в гальмових механізмах, що вимагає докладнішого дослідження теплового балансу гальм.

Рис. 7. Зміна максимальних температур гальмового диска під час проведення попереднього етапу випробувань II в залежності від його товщини: 1 – $h=15$ мм; 2 – $h=30$ мм; 3 – $h=45$ мм

Рис.8. Залежність максимальної температури гальмового диска від його товщини в кінці проведення випробувань II: 1 – попередній етап; 2 – основний етап

Зміни температур поверхонь тертя дискових гальм автобуса за час його розгону та проведення основного етапу випробувань II залежно від товщини диска, отримані моделюванням, наведені на рис. 9.

Рис. 9. Залежність максимальних температур гальмового диска автобуса за час його розгону та проведення основного етапу (О.Е.) випробувань II від товщини диска:

1 – $h=15$ мм; 2 – $h=30$ мм; 3 – $h=45$ мм

Важливим у робочих характеристиках дискових гальмових механізмів є дослідження їх теплових балансів при зміні різних чинників. З цією метою в основу розрахунку покладений метод диференційних втрат у кожному вузлі моделі (рис.10), тобто:

$$\Delta Q = Q_{\Gamma} - Q_A; \quad (5)$$

$$Q_{\Gamma} = \sum_I^n Q_E \Delta x \Delta y \cdot K_I; \quad (6)$$

$$Q_A = \sum_I^n c\rho \Delta x \Delta y \Delta z \cdot K_2 (t_{\kappa} - t_n), \quad (7)$$

де ΔQ - конвективний теплообмін, Дж; Q_{Γ} - кількість генерованої теплоти за визначений час гальмування, Дж; Q_E - густина теплового потоку під час випробувань II, Вт/м²; Q_A - теплота, що акумульована диском, Дж; $c\rho$ - об'ємна теплоємність диска; $\Delta x \Delta y \Delta z$ - об'єм одного вузла моделі, м³; K_I та K_2 - коригуючі коефіцієнти; t_n , t_{κ} - значення температур в n -му вузлі моделі відповідно на початку та в кінці проміжного часу гальмування, °С; n – кількість вузлів.

Рис.10. Розташування елементарних об'ємів вузлів на фрагменті моделі дискового гальма

Оскільки у моделюванні використовується рівномірна сітка, то для визначення теплового балансу необхідна корекція кожної із елементарних площ та об'ємів (вузла) моделі в радіальному напрямі за допомогою відповідно коефіцієнтів K_I та K_2 , числові значення яких наведені у роботі.

Результати розрахунків, виконаних за формулами (5)-(7), наведені на рис. 11, з яких видно, що кількість теплоти, яка відводиться від поверхні диску гальмового механізму конвективним способом, має практично лінійну залежність від часу її генерування, і в значній мірі залежить від коефіцієнта тепловіддачі. Наприклад, зміна коефіцієнта тепловіддачі від 20 до 50 Вт/м²град призводить до збільшення розсіюваної теплоти від дискового гальма в кінці попереднього етапу випробувань II конвективним способом з 27 до 49%. В той же час, зміна товщини диска від 15 до 45 мм призводить до зменшення розсіюваної теплоти від дискового гальма в кінці попереднього етапу випробувань II конвективним способом з 59 до 30%.

Рис. 11. Відсоткові значення теплоти, яка відводиться від дискового гальма конвективним способом під час попереднього етапу випробувань II для:

1 - $\alpha = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; 2 - $\alpha = 35 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; 3 - $\alpha = 50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$

Тепловий розрахунок гальм. Аналіз чинників, наведених у роботі, дозволив зробити висновок, що температура гальмового диска залежить від густини теплового потоку Q , товщини диска h і його діаметра D та коефіцієнта тепловіддачі α . Тому вивчався вплив цих чинників на температуру диска при тривалих гальмуваннях на основі статистичного аналізу параметрів конструкцій.

Графічні залежності впливу кожного з чинників на температуру поверхні диска в кінці попереднього етапу випробувань II показують (рис. 12), що вплив деяких чинників (наприклад, товщина диска h та його діаметр D) носять нелінійний характер.

Рис. 12. Вплив різних чинників на максимальну температуру гальмового диска в кінці попереднього етапу випробувань II

З огляду на цю обставину для отримання багачинникової математичної моделі теплового процесу в дискових гальмах необхідно застосувати планування експериментів вищого порядку. В роботі наведені матриці ПФЕ типу 3^3 . На основі обробки даних машинного експерименту, отримано регресійні рівняння в кодованих змінних для діаметру диска $D = 0,42$ м:

$$t = 597,7 + 294,2X_1 - 51,3X_2 - 271,4X_3 - 27,8X_1 \cdot X_2 - 119,1X_1 \cdot X_3 + 22,9X_2 \cdot X_3 - 1,3X_1^2 + 5,5X_2^2 + 115,3X_3^2; \quad (8)$$

для діаметру диска $D = 0,50$ м:

$$t = 503,37 + 245,06X_1 - 46,17X_2 - 299,89X_3 - 20,58X_1 \cdot X_2 - 102,92X_1 \cdot X_3 + 42,08X_2 \cdot X_3 - 2,83X_1^2 + 8,17X_2^2 + 84,67X_3^2, \quad (9)$$

де $X_1 = \frac{Q - 350}{150}$; $X_2 = \frac{\alpha - 35}{15}$; $X_3 = \frac{h - 0,03}{0,015}$ – коефіцієнти, які дозволяють визначити

температуру гальмового диска згадуваних вище діаметрів в кінці попереднього етапу випробувань II під час змінювання вибраних чинників в таких діапазонах:

$$Q = 200 - 500 \text{ кВм/м}^2; \alpha = 20 - 50 \text{ Вм/м}^2 \cdot \text{град}; h = 0,015 - 0,045 \text{ м}.$$

Аналіз отриманих результатів дає змогу зробити висновок, що запропонована модель адекватно описує процес, оскільки екстремальна розбіжність між експериментальними та теоретичними даними не перевищує 4,7%.

Таким чином, застосування комп'ютерного моделювання дозволяє конструкторам значно скоротити обсяг високовартісних експериментальних випробувань та поповнити банк даних для теплового розрахунку дискових гальм АТЗ.

ВИСНОВКИ

1. Результати аналізу режимів роботи та енергонавантаженості гальмових механізмів автобусів в гірських умовах підкреслюють актуальність розв'язання задачі покращення їх енергоперетворюючих властивостей і слугують початковою інформацією для розроблення відповідної математичної моделі.

2. Підібрано та систематизовано початкові дані для розроблення алгоритму розрахункової теплової моделі дискового гальма при тривалих гальмуваннях, яка базується на програмному комплексі “Фур’є – 2”.

3. Розв'язанням зворотної задачі теплопровідності методом комп'ютерного моделювання за вислідами стендових випробувань отримано значення коефіцієнтів тепловіддачі, які для методу тривалих гальмувань (випробування II) становлять для дискових гальм $34\text{--}36 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

4. Застосування комп'ютерного моделювання показало, що покращення умов тепловіддачі з ростом $\alpha = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ до $\alpha = 50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ призводить до зниження температур поверхні диска в кінці попереднього етапу випробувань II на 17%, а з урахуванням охолодження (під час розгону АТЗ) перед проведенням основного етапу – на 20%.

5. Досліджено розподіл температур диска у радіальному напрямі при різних його товщинах. Виявлено, що тільки на 4-й хвилині випробувань помітний прогрів диска поза зоною тертя за рахунок кондуктивного теплообміну. Характерним є явище великої різниці температур між зоною тертя і центром диска в кінці попереднього етапу випробувань, яка збільшується із зменшенням його товщини.

6. Показано нелінійний вплив товщини та діаметра диска на його температуру. Збільшення товщини диска з 15 мм до 45 мм призводить до зниження його температури в кінці попереднього та основного етапів випробувань приблизно на 60%. Збільшення ж діаметра диска від 340 до 500 мм знижує температуру на 45%.

7. Розроблена методика розрахунку теплового балансу дискових гальм на рівномірній сітковій моделі. Показано, що ріст коефіцієнта тепловіддачі з $\alpha = 20 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ до $\alpha = 50 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ призводить до збільшення розсіювань теплоти за час випробувань II з 27% до 49%, а зміна товщини диска від 15 до 45 мм призводить до зменшення цього параметра з 59% до 30%.

8. Математичним плануванням експерименту отримана регресійна залежність для визначення температур поверхонь тертя дискових гальмових механізмів в кінці попереднього

етапу II. Показано, що найбільшу нелінійність у досліджувану модель вносять такі чинники, як товщина та діаметр гальмового диска.

9. Застосування комп'ютерного моделювання та математичного планування експериментів дають змогу значно скоротити обсяги високовартісних натурних випробувань гальмових механізмів для отримання бази даних з метою їх концептуального проектування.

Основний зміст дисертаційної роботи викладений у таких публікаціях:

1. Гудз Г.С., Яворський Я.П. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний. Автомобильный транспорт // Сб.научн.тр. ХНАДУ. – Харьков, 2001, вып. 7-8. – С.50-52.
2. Яворський Я.П. Визначення впливу тепловіддачі на тепловий баланс дискових гальм при тривалих гальмуваннях. Зб.наук.пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ.- К., 2002, вип.15.- С.3-7.
3. Гудз Г.С., Яворський Я.П. Вплив умов охолодження на динаміку розподілу температур у диску автомобільного гальма. Зб.наук.пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ: Моделювання та інформаційні технології. –К., 2002, вип.17. – С.11-16.
4. Гудз Г.С., Яворський Я.П. Исследование влияния теплообмена на температурный режим автомобильных дисковых тормозов при длительных торможениях. Зб. наук.пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ: Моделювання та інформаційні технології. – К., - 2001, вип. 10. – С.51-58.
5. Гудз Г.С., Глобчак М.В., Яворський Я.П. Принципи та результати моделювання впливу конструктивних чинників на температурний режим дискових гальм при тривалих гальмуваннях. Зб.наук.пр. асоціації “Автобус”: Проектування, виробництво та експлуатація автотransпортних засобів і поїздів. –Львів, 2002, вип.6. – С.73-79.
6. Гудз Г.С., Королевич Л.М., Яворський Я.П. Тепловий розрахунок дискових гальм автомобільних коліс при тривалих гальмуваннях //Вісн.НУ “Львівська політехніка”: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. Львів, 2002, № 456. – С.44-48.
7. Гудз Г.С., Яворський Я.П. Вплив товщини гальмового диска на розподіл поверхневих температур в автомобільному гальмі. Сб. научн. тр. ХНАДУ: Автомобильный транспорт. – Харьков, 2002, вып. 10. - С. 44-46.
8. Гудз Г.С., Дем'янюк В.А., Яворський Я.П. Комп'ютерне моделювання теплових процесів у дисковому гальмі автобуса середнього класу при випробуваннях II. Зб.наук. пр. Національного транспортного ун-ту: Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів. - К., 2002, вип. 15. - С. 52-56.

9. Гудз Г.С., Глобчак М.В., Яворський Я.П. Вплив товщини диска на тепловий баланс дискового гальма при випробуваннях II. Зб.наук.пр. асоціації “Автобус”: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів, 2003, вип.7.- С. 42-53.
10. Гудз Г.С., Глобчак М.В., Коляса О.Л., Яворський Я.П.. Техніко-економічне обґрунтування застосування теплових моделей гальм у конструкторській практиці // Тези доповідей 5-го міжнародн.смп. українськ. інж.-механ. у Львові. – Львів, 2001. – С.142-143.
11. Гудз Г.С., Коляса О.Л., Яворський Я.П. Теплова модель дискового гальмового механізму автомобільного колеса // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції “Новые технологии в машино–приборостроении и на транспорте”. – Севастополь: Изд-во Сев.ГТУ, 2001. – С. 296-301.
12. Гудз Г.С., Демьянюк В.А., Яворский Я.П. Оценка температурного режима тормозного диска автобуса на основании компьютерного моделирования испытаний II // Матеріали 5-ой международной научно-технической конференции “Автомобильный транспорт: проблемы и перспективы”. – Севастополь: Изд-во Сев. НТУ, 2002 . – С.27-29.
13. Гудз Г.С., Глобчак М. В., Осташук М.М., Яворський Я.П. Обґрунтування застосування дво-та тривимірних теплових моделей автомобільних дискових гальм // Тези доповідей 6-го міжнародн. симп. українськ. інж.–механ. у Львові. – Львів, 2003. – С. 188.

А Н О Т А Ц І Я

Яворський Я.П. Вдосконалення методу теплового розрахунку автомобільних дискових гальм при тривалих гальмуваннях на основі комп’ютерного моделювання. -
Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 - автомобілі та трактори. - Національний університет “Львівська політехніка”. - Львів, 2003.

Дисертація присвячена обґрунтуванню та вдосконаленню методу теплового розрахунку дискових гальмових механізмів автомобільних коліс при тривалих режимах роботи. Розроблена тепла модель дискового гальма, яка відзначається великою інформаційною продуктивністю. Адекватність створеної моделі перевірена за результатами аналітичного розв’язку теплової задачі у випадку екстреного гальмування та стендових випробувань II для тривалого гальмування. Методом математичного моделювання досліджено вплив різних чинників на температурний режим і тепловий баланс дискових гальм. На основі цього методу та методу планування

експерименту отримана регресійна формула для теплового розрахунку дискових гальм автотранспортних засобів при випробуваннях II. Результати досліджень дозволяють скоротити обсяг високовартісних експериментальних досліджень та поповнити банк даних для проектування дискових гальм автомобільних коліс.

Ключові слова: теплова модель, дисковий гальмовий механізм, автотранспортний засіб, Правила 13 ЄЕК ООН, випробування II, енергонавантаженість, енергоємність, температурний режим.

А B S T R A C T

Yavorsky Ya.P. The improvement of method substantiation of thermal calculation of automobile disk brakes during continuous braking made on the basis of computer simulation - The manuscript.

Thesis for a scientific degree of Candidate of Technical Sciences. Speciality 05.22.02 - Automobiles and Tractors. - Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2003.

The thesis is devoted to substantiation of development of the method of thermal calculation of automobile wheels disk brake gear during long-term operation/ There has been used the disk brake thermal model distinguished by its high information productivity. The adequacy of the created model has been tested by the result of analytical solution of the thermal task in case of emergency braking and by the result of bench tests II for continuous braking. The method of mathematical modeling was used to study the effect of various factors on the temperature condition as well as thermal balance of disk brakes. On the basis of this method and the method of experiment planning there has been obtained the regression formula for thermal calculation of vehicle disk brakes during tests II. The result of the research allow to reduce the scope of expensive experimental investigations and to replenish the data bank for designing automobile wheels disk brakes.

Key words: thermal model, disk brake mechanism, a vehicle, Regulations 13 of the UN EEC, tests II, energy load, energy consumption, thermal conditions.

А Н Н О Т А Ц И Я

Яворский Я.П. Усовершенствование метода теплового расчета автомобильных дисковых тормозов при длительных торможениях на основе компьютерного моделирования. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 - автомобили и тракторы. - Национальный университет “Львівська політехніка”. - Львов, 2003.

Работа посвящена обоснованию и совершенствованию метода теплового расчета дисковых тормозных механизмов автомобильных колес при длительных режимах работы, как наиболее энергонагруженных.

С этой целью применена тепловая модель дискового тормоза, обладающая высокой информационной производительностью. Она базируется на программном комплексе “Фурье-2”, созданном в Институте проблем моделирования в энергетике им. Г.Е.Пухова НАН Украины, и адаптированном при участии автора к дисковым тормозам. Решение задачи при моделировании можно наблюдать в виде эквипотенциальных линий, цветового спектра физических полей и таблиц чисел. На любом этапе решение можно запомнить, сбросить и, при необходимости, продолжить процесс решения с момента времени, интересующего исследователя. Адекватность тепловой модели проверена по результатам аналитического расчета температур поверхностей трения тормоза в случае экстренного торможения и решением обратной задачи теплопроводности моделированием по результатам стендовых испытаний II.

В соответствии с поставленной целью в работе решены следующие задачи: проведен сравнительный анализ энергонагруженности тормозных механизмов в горных условиях эксплуатации и при проведении испытаний II; осуществлен обзор тепловых моделей тормозных механизмов и методов их теплового расчета и исследований; развиты методы математического моделирования тепловых процессов в дисковых тормозах с учетом специфики их работы при длительных торможениях; исследовано влияние различных факторов на температурные режимы дисковых тормозных механизмов АТС при длительных торможениях математическим моделированием; определен тепловой баланс дисковых тормозов в зависимости от изменения различных факторов, создан метод теплового расчета дисковых тормозов на режимах испытаний II на основании методов компьютерного моделирования и планирования экспериментов.

Научная новизна полученных результатов состоит в том, что впервые осуществлен системный подход при исследовании температурных режимов дискового тормоза, что позволило изучить влияние на них различных факторов и получить новые результаты.

Практическое значение полученных результатов состоит в том, что применение компьютерного моделирования для исследования температурных режимов дисковых тормозов позволило сократить объем дорогостоящих экспериментальных исследований и пополнить банк данных для их концептуального проектирования, а именно: исследовано влияние различных

факторов на тепловой баланс дискового тормоза на предварительном этапе испытаний II; получены температурные поля и распределение температур в тормозном диске; изучено влияние условий теплоотдачи дисковых тормозов на их температурный режим; показано влияние конструктивных факторов на температурный режим дисковых тормозов при испытаниях II; получено регрессионное уравнение для теплового расчета дисковых тормозов АТС категорий М₃ и N₃ при испытаниях II.

Рекомендации и технические решения, предложенные в работе, приняты и используются в конструкторской практике проектирования тормозных механизмов в ОАО “Укравтобуспром” (г. Львов) и Холдинговой компании “АвтоКраз” (г. Кременчуг), а также в учебном процессе кафедры “Автомобилестроение” Национального университета “Львовська политехника”.

Ключевые слова: тепловая модель, дисковый тормозной механизм, автотранспортное средство, Правила 13 ЕЭК ООН, испытания II; энергонагруженность, энергоемкость, температурный режим.