



Г. С. Гудз¹, М. І. Герис², М. В. Глобчак¹, О. Р. Клипко³

¹ Національний університет "Львівська політехніка", м. Львів, Україна

² Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна

³ Автомобільно-дорожній фаховий коледж Національного університету "Львівська політехніка", м. Львів, Україна

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА БАРАБАННИХ І ДИСКОВИХ ГАЛЬМ АВТОМОБІЛЬНИХ КОЛІС ЗА ЕНЕРГОЄМНІСТЮ

Рух автотранспортних засобів (АТЗ) зі значними швидкостями неможливий без гальмівної системи, здатної забезпечити високу ефективність гальмування. Встановлено, що найбільш нестійкою ланкою гальмівної системи є гальмовий механізм, оскільки з енергетичної точки зору гальмування фрикційними гальмами становить процес перетворення у тепло частини механічної енергії автотранспортного засобу. Якщо за цих обставин поверхневі та об'ємні температури перевищують допустимі значення, то змінюються фрикційні властивості пар тертя й умови взаємодії деталей, що зумовлює зміну характеристик гальмових механізмів і гальмівної системи загалом. Стандартами більшості країн та міжнародними приписами регламентовано вимірники гальмівних властивостей не тільки за одноразових екстрених гальмувань холодними гальмами, але й за екстрених гальмувань, що здійснюються після перетворення в тепло заданої кількості енергії впродовж заданого часу. Встановлено, що збереження необхідної ефективності гальмування після перетворення у тепло заданої кількості енергії буде забезпечено тільки тоді, коли гальмівна система має достатню енергоємність. З'ясовано, що для такого оцінювання потрібно застосовувати методи, що дають змогу дослідити вплив різних чинників на температурні поля пар тертя гальмових механізмів. Тільки за наявності таких методів можна вибрати конструктивні рішення, що забезпечують допустиму теплову напруженість гальмового механізму у переважаючих умовах експлуатування автотранспортних засобів і, як наслідок, достатню стабільність коефіцієнта ефективності. Виявлено, що таким є метод математичного моделювання, який є практично єдиним засобом отримання числового матеріалу, що характеризує досліджуваний процес. Тому в цій роботі використано метод кінцевих різниць або так званий метод сіток, що наближено інтегрує рівняння теплопровідності. Для цього створено сіткові теплові моделі барабанного та дискового гальмових механізмів, для розв'язку яких застосовано програмний комплекс "Фур'є-2 x, y, z". Це дало змогу оцінити і порівняти температурні поля гальмових механізмів різних модифікацій автобуса А-172 на тривалих режимах роботи (випробування II) й зробити висновки про їхню енергоємність.

Ключові слова: автотранспортний засіб; барабанні та дискові гальмові механізми; ефективність та енергоємність; випробування II; теплова модель.

Вступ / Introduction

Досвід експлуатації автотранспортних засобів (АТЗ) показує, що їхня надійність та безпека руху залежать від теплової напруженості гальмових механізмів, яка зумовлена енергонавантаженістю гальмівної системи. Одним з найбільш навантажених режимів гальм є тривалий режим їхньої роботи, характерний для експлуатації АТЗ у гірських умовах. Тому не випадково міжнародна методика перевірки ефективності гальм АТЗ передбачає також довготривале гальмування (випробування II) [2].

На сьогодні на передніх колесах сучасних вантажівок та автобусів дедалі частіше застосовують дискові

гальма, основним позитивом яких є високий коефіцієнт стабільності [12]. Про переваги вентильованих дискових гальм АТЗ порівняно з барабанними йдеться у роботах [4, 9, 12], але вони не аргументовані кількісними показниками їхнього температурного стану та енергоємності на режимах випробувань, регламентованих міжнародними приписами, що й визначає актуальність цього дослідження.

Об'єкт дослідження – теплові процеси у барабанних і дискових гальмах АТЗ.

Предмет дослідження – закономірності дії впливових чинників на температурні режими порівнюваних гальм, які визначають їхню енергоємність.

Інформація про авторів:

Гудз Густав Степанович, д-р техн. наук, професор, кафедра автомобільного транспорту. **Email:** hustav.s.hudz@lpnu.ua

Герис Микола Іванович, канд. техн. наук, доцент, кафедра лісових машин. **Email:** mherys@ukr.net

Глобчак Михайло Васильович, канд. техн. наук, доцент, кафедра автомобільного транспорту.

Email: mykhailo.v.hlobchak@lpnu.ua

Клипко Олег Романович, канд. техн. наук, викладач. **Email:** 0675932041k@gmail.com

Цитування за ДСТУ: Гудз Г. С., Герис М. І., Глобчак М. В., Клипко О. Р. Порівняльна оцінка барабанних і дискових гальм автомобільних коліс за енергоємністю. Науковий вісник НЛТУ України. 2021, т. 31, № 6. С. 74–78.

Citation APA: Gudz, G. S., Herys, M. I., Hlobchak, M. V., & Klypko, O. R. (2021). Comparative assessment of drum and disc brakes for car wheels by energy capacity. *Scientific Bulletin of UNFU*, 31(6), 74–78. <https://doi.org/10.36930/40310611>

Мета роботи – порівняти температурні режими барабанних і дискових гальм АТЗ на випробуваннях II й оцінити їхню енергоємність.

Для досягнення зазначеної мети визначено таке *основне завдання дослідження* – дослідити, із застосуванням теплових сіткових моделей, температурні поля різних гальмових механізмів на тривалих режимах роботи.

Наукова новизна отриманих результатів дослідження – здійснено порівняння теплового стану барабанних і дискових гальм АТЗ на створених сіткових моделях, що дало змогу визначити їхню енергоємність, а також експериментально перевірено правильність постановки математичної моделі задачі.

Практична значущість результатів дослідження – дані щодо розподілу (зміни) температури поверхонь тертя гальмових механізмів, отримані експериментально та за розробленими математичними моделями, дадуть змогу конструктору під час проектування гальмових механізмів точніше визначити їх основні параметри з умов забезпечення допустимого температурного режиму.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Одним із способів підвищення ефективності гальмування автотранспортних засобів є зменшення теплової напруженості гальмових механізмів, яка значною мірою зумовлена енергонавантаженістю гальм [12, 4]. Висока енергонавантаженість гальм призводить до генерування теплоти у їхніх парах тертя, внаслідок чого відбувається розподіл температур у них [6, 5]. У роботі [13] запропоновано методи оцінювання теплового балансу й енергонавантаженості вентильованих дисків, досліджено їх напружено-деформований стан та коефіцієнти теплопередачі. Математичну модель, що описує процес тривалого гальмування, розроблено у роботі [11], досліджено також розподіл температурних полів на поверхні гальмівних колодок із різних матеріалів. Питанням аналізу теплової навантаженості автомобільних гальм приділено значну увагу у роботі [10], де запропоновано математичну модель розрахунку об'ємної теплової навантаженості фрикційних накладок. Однак питання кількісної оцінки температурного стану та енергоємності як барабанних, так і дискових гальмових механізмів на режимах випробувань, регламентованих міжнародними приписами, й надалі є актуальними.

Матеріали та методи дослідження. Порівняльні дослідження температурного режиму гальм проводили методом комп'ютерного моделювання з використанням програмного комплексу "Фур'є-2х, у, z" та дорожніми випробуваннями автобусів А-172, оснащеними такими гальмами, на режимах, еквівалентних випробуванням II. Вимірвальний комплекс створено у співпраці з ДП НДІ "Система" (м. Львів).

Результати дослідження та їх обговорення / Research results and their discussion

Відомо, що гальмівна система сучасного АТЗ повинна мати достатню енергоємність, тобто бути здатною перетворювати в теплоту задану кількість енергії впродовж заданого часу без неприпустимої зміни вихідних показників. Вимірники енергоємності доцільно узгоджувати із сучасними методиками випробувань гальм, регламентованими стандартом [2]. Зокрема, для категорії АТЗ М₃ попередній етап випробувань I характеризується 20 циклами гальмувань зі швидкістю руху V₁=60

км/год до V₂=30 км/год з періодом 60 с, а випробування II – гальмуванням на шестипроцентному спуску завдовжки 6 км з постійною швидкістю V=30 км/год. При цьому енергії, які поглинаються гальмами на відповідних етапах випробувань I та II, становлять:

$$E_1 = 20 \cdot G_a \cdot (V_1^2 - V_2^2) / (2 \cdot 3,6^2) = 2083 \cdot G_a, \text{ Дж}; \quad (1)$$

$$E_2 = G_a \cdot g \cdot S \cdot [i - (f + \gamma'_\tau)] = 2254 \cdot G_a, \text{ Дж}, \quad (2)$$

де: G_a – маса АТЗ, кг; V₁, V₂ – регламентовані швидкості, км/год; g – пришвидшення земного тяжіння, м/с²; i – величина ухилу дороги (i = 0,06); S – довжина спуску, м; f – коефіцієнт опору коченню; γ'_τ – питома гальмівна сила, створювана гальмом-сповільнювачем (f + γ'_τ = 0,02).

Отже, під час тестування гальм на енергоємність, у розрахунок потрібно закладати випробування II, як більш енергонавантажені. Це підтверджують й наші дослідження [4], які показали, що енергонавантаженість гальм автобуса ЛАЗ у гірських умовах, віднесена до тривалості гальмування, у 3-4 рази перевищує цей показник у міських умовах експлуатації, що зумовлює значні температури поверхонь тертя гальм.

Маючи показник енергоперетворення E₂, визначають гальмівну потужність, яку поглинають гальмові механізми впродовж попереднього етапу τ, з урахуванням сталості ефективності гальмування, тобто їх енергоємність N₂ = E₂/τ. Треба зазначити, що енергоємність гальмових механізмів істотно залежить від теплостійкості фрикційних матеріалів.

У таблиці наведено деякі теплофізичні параметри азбестополімерних та металокерамічних накладок, якими обладнані відповідно передні барабанні або дискові гальма модифікацій автобуса А-172.

Таблиця. Теплофізичні властивості фрикційних матеріалів / Thermophysical properties of friction materials

Параметр	Одиниця виміру	Значення для накладок	
		азбестополімерних	металокерамічних
Густина	г/см ³	2-2,5	5,0
Питома теплоємність	кДж/кг·град	0,88-1,17	0,5-0,84
Коефіцієнт теплопровідності	Вт/м·град	0,4-0,52	18,8-27,2

Розподіл температури в просторі та часі у гальмових механізмах за наявності внутрішніх джерел теплоти й залежності теплофізичних коефіцієнтів від температури описується нелінійним рівнянням теплопровідності [9]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x, y, z, T) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda(x, y, z, T) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(x, y, z, T) \frac{\partial T}{\partial z} \right] + Q = c \rho(x, y, z, T) \frac{\partial T}{\partial \tau}. \quad (3)$$

Якщо допустити, що теплофізичні коефіцієнти деталей гальмових механізмів λ і cρ неістотно залежать від температури і їх можна вважати постійними, то рівняння (3) перетворюється в лінійне рівняння теплопровідності, у нестационарному випадку

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x, y, z) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda(x, y, z) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(x, y, z) \frac{\partial T}{\partial z} \right] + Q(x, y, z) = c \rho(x, y, z) \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (4)$$

і в рівняння у стаціонарному

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x, y, z) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda(x, y, z) \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(x, y, z) \frac{\partial T}{\partial z} \right] + Q(x, y, z) = 0, \quad (5)$$

де: x, y, z – поточні координати; $\lambda(x, y, z)$ – коефіцієнт теплопровідності; T – температура; $Q(x, y, z)$ – густина теплового потоку; $c, \rho(x, y, z)$ – об'ємна теплоємність; τ – час.

Схеми для теплового розрахунку гальм наведено на рис. 1. Окрім основного рівняння, математична модель явища теплопровідності повинна також містити опис початкового розподілу температур і співвідношення, що вказують на характер, величину і місце прикладання граничних теплових впливів [9].

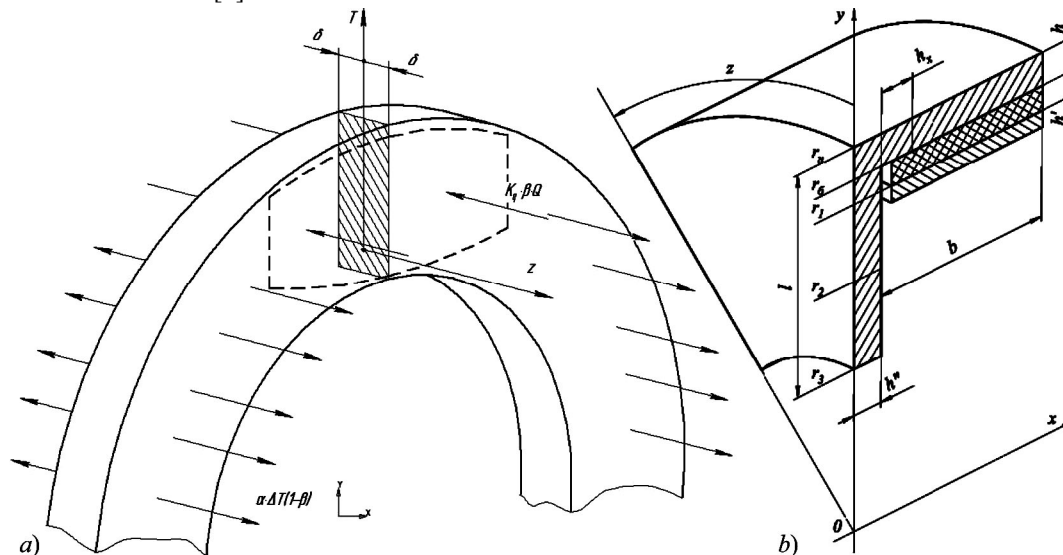


Рис. 1. Схеми для теплового розрахунку гальм / Schemes for thermal calculation of brakes : a) дискових / disk; b) барабанних / drum

Для розв'язку рівняння (4) використано розрахунковий модуль [5], створений на базі програмного комплексу "Фур'є-2 x, y, z", який дає змогу розв'язувати дві тривимірні задачі теплопереносу в діалоговому режимі та отримувати результати у зручному та наочному для використання вигляді.

Для цього на кінцево-різницевої сітці (рис. 2) за координатою Z моделюються наведені вище сектори гальм, що дають змогу розв'язувати об'ємну задачу відповідно до розробленої методики [6].

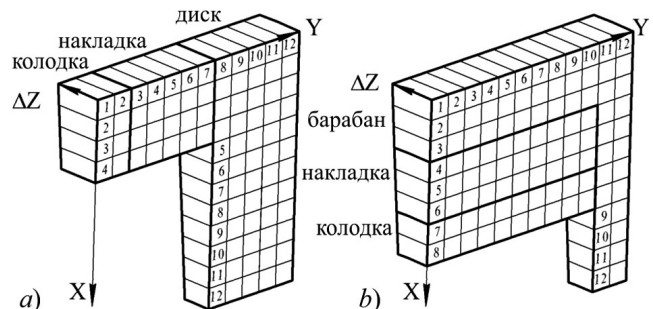


Рис. 2. Сіткові моделі гальмових механізмів / Brake mesh models: a) дискового / disk; b) барабанного / drum

Для оцінювання температурного режиму гальм необхідно мати достатньо точне уявлення про роль тепловіддачі в навколишнє середовище. Загалом коефіцієнт тепловіддачі α залежить від форми та розмірів охолоджуваної поверхні, швидкості, температури та теплофізичних властивостей охолоджувального середовища, температури тіла та інших чинників.

Оскільки ця задача належить до нестационарних контактних теплових задач в областях неklasичної форми за неоднорідних граничних і складних початкових умов, то вона не має точного аналітичного розв'язку. Тому в інженерній практиці, поряд з експериментом, застосовують приблизні аналітичні й, особливо числові методи, які перетворились у потужний математичний апарат для розв'язування задач теорії поля.

З огляду на цю обставину значним кроком вперед є розроблення тривимірних моделей гальмових механізмів [6], перевагою яких стала можливість одночасного дослідження температурних полів у барабані або диску, накладці та колодці механізму.

З огляду на це актуальним постає завдання достатньо об'єктивної оцінки значень коефіцієнта тепловіддачі, які можна отримати математичним моделюванням розв'язком зворотної задачі теплопровідності (ЗЗТ) [3]. Ці задачі можуть бути розв'язані тільки тоді, коли залежності зміни температури в диску або барабані отримано за допомогою натурального експерименту.

Порівняння температурних полів, визначених за допомогою математичної моделі, в якій легко змінюються параметри, з полями, отриманими внаслідок прямого натурального експерименту, дають змогу у зворотній задачі визначити граничні умови. До таких належать граничні умови 3-го роду, тобто коефіцієнти тепловіддачі α , які за наявних аналітичних методів розрахунку дають великі розбіжності.

Саме з допомогою використання розв'язку ЗЗТ на підставі дорожніх випробувань автобуса А-172 на одному з гірських маршрутів Карпат (с. Латерка – с. Н. Ворота), який приблизно еквівалентний за параметрами до вимог випробувань II, проведена параметрична ідентифікація граничних умов 3-го роду. У цьому разі проводили три заїзди автобуса з відомими початковими умовами та граничними умовами 2-го роду для передніх гальмових механізмів.

За результатами випробувань було здійснено наближене моделювання температурних режимів гальм і за збігом температурних кривих визначено граничні умови 3-го роду, тобто числові значення коефіцієнта тепловіддачі [3].

На рис. 3 показано результати експериментальних температурних режимів гальм, з якими порівняні результати комп'ютерного моделювання, а на рис. 4 – температурні поля елементів переднього дискового та барабанного гальмових механізмів автобуса А-172, отримані за описаною вище методикою, наприкінці 12-тої хвилини попереднього етапу випробувань ІІ.

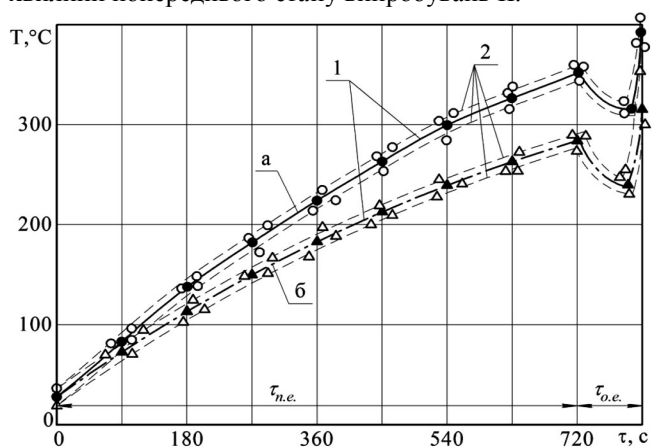


Рис. 3. Зміна температур поверхонь тертя переднього гальмового механізму автобуса А-172 під час випробувань ІІ / Change of temperatures of friction surfaces of the front brake mechanism of the A-172 bus during tests ІІ: 1 – результати комп'ютерного моделювання / results of computer modeling; 2 – межі зміни температур за дорожніх випробувань / limits of temperature change during road tests; $\tau_{n.e.}$ та $\tau_{o.e.}$ – тривалість відповідно попереднього та основного етапів випробувань ІІ / $\tau_{n.e.}$ and $\tau_{o.e.}$ - duration of the previous and main stages of tests ІІ, respectively

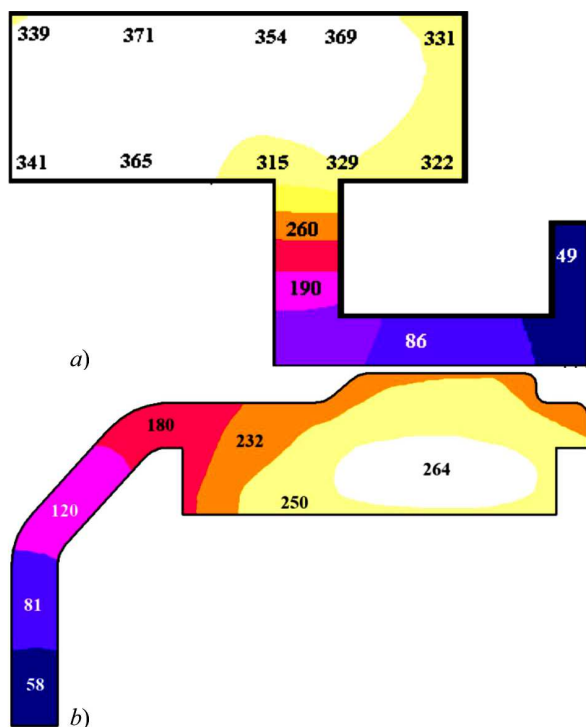


Рис. 4. Температурні поля гальмових механізмів автобуса А-172 наприкінці 12-тої хвилини попереднього етапу випробувань ІІ / Temperature fields of the brake system of A-172 bus at the end of the 12th minute of the previous stage of tests ІІ: а) дискового / disk; б) барабанного / drum

Дані на рис. 4 вказують на різний температурний режим дискових і барабанних гальм. Варто зазначити, що чим яскравіша гама кольорів, тим більша температура досягнута. Порівняння температурних полів показує,

що температурні режими дискових гальмових механізмів є більш термонапруженими порівняно з барабанними. Це пояснюють меншою масою дисків порівняно з барабанами.

Незважаючи на різні температурні режими, барабанні гальмові механізми не вписуються в нормативи ефективності, а дискові – вкладаються в них. Це пояснюють тим, що барабанні гальмові механізми оснащені азбестополімерними накладками, які мають нижчу теплостійкість ($t_{кр} = 220$ °C) порівняно з металокерамічними накладками дискових гальм, оскільки останні не змінюють фрикційних властивостей за температури до 400 °C [1].

За результатами проведених досліджень можна констатувати достатню енергоємність дискових гальмових механізмів автобуса А 172, оскільки їх температурний режим (близько 360 °C) не призведе до помітного зменшення коефіцієнта ефективності в разі використання металокерамічних накладок.

Обговорення результатів дослідження. Експериментально досліджено температурні поля дискових і барабанних гальмових механізмів (див. рис. 4) та зміну температури поверхонь тертя переднього гальмового механізму автобуса А-172 під час випробувань ІІ (див. рис. 3), з якими порівняно результати комп'ютерного моделювання. Порівняння температурних полів показує, що температурні режими дискових гальмових механізмів є значно термонапруженішими порівняно з барабанними.

Для дослідження процесів теплопровідності у дискових гальмах перспективним є метод математичного моделювання, що базується на числових методах з використанням сучасного програмного забезпечення та швидкодіючих ПК.

Висновки / Conclusions

1. Встановлено, що найбільш нестійкою ланкою гальмівної системи є гальмовий механізм. У разі, коли поверхневі та об'ємні температури перевищують допустимі значення, то змінюються фрикційні властивості пар тертя й умови взаємодії деталей, що зумовлює зміну характеристик гальмових механізмів та гальмівної системи загалом.

2. Встановлено, що збереження необхідної ефективності гальмування після перетворення у тепло заданої кількості енергії буде забезпечено тільки у разі, коли гальмівна система має достатню енергоємність.

3. Створено сіткові теплові моделі барабанного та дискового гальмових механізмів, що дало змогу оцінити й порівняти температурні поля гальмових механізмів різних модифікацій автобуса А-172 на тривалих режимах роботи.

4. Комплексні дослідження, проведені математичним моделюванням та дорожніми випробуваннями, підтвердили значно більшу енергоємність дискових гальм автобуса порівняно з барабанними.

References

1. Babich, B. N., et al. (2005). Metallicheskie poroshki i poroshkove materialy: Spravochnik. Moscow, EKOMET, 520. [In Russian].
2. DSTU UN/ECE R 13-09:2004. Yedyni tekhnichni prypusy shchodo ofitsiinoho zatverdzhennia dorozhnikh transportnykh zasobiv katehorii M, N, i O stosovno halmuvannia (UN/ECE R 13-09:2000, IDT), 196. [In Ukrainian].

3. Gudz, G. S., & Klypko, O. R. (2005). Vplyv umov teploviddachi na temperaturnyi rezhym ventylivanykh diskovykh halmovykh mekhanizmiv. *Vestn. Kharkovskoho nats. avt.-dor. un-ta*, 31, 37–41. [In Ukrainian].
4. Gudz, G. S., Hlobchak, M. V., Koliasa, O. L., & Yavorskyi, Ya. P. (2007). Teplovyi rozrakhunok avtomobilnykh diskovykh halm na typovykh rezhymakh vyprobuvan: monohrafiia. Lviv: Liha-Pres, 128. [In Ukrainian].
5. Gudz, G. S., Kolyasa, O. L., & Tarapon, A. G. (2001). Raschetnyi modul dlya isledovaniya temperaturnih polei v diskovykh tormozah avtotransportnykh sredstv. *Zb. nauk. prats Instytutu problem modeliuвання v enerhetytsi NANU*, 8, 45–50. [In Russian].
6. Gudz, G. S., Ostashuk, N. M., & Tarapon, A. H. (2002). Metodika kompyuternogo modelirovaniya trehmernykh temperaturnykh polei v diskovykh tormozah. *Zb. nauk. prats Instytutu problem modeliuвання v enerhetytsi NANU*, 16, 95–99. [In Russian].
7. Havrysh, V. I., & Hrytsiuk, Yu. I. (2021). Analysis of temperature regimes in heat-sensitive layered elements of digital devices caused by internal heating. *Scientific Bulletin of UNFU*, 31(5), 108–112. <https://doi.org/10.36930/40310518>
8. Hrytsiuk, Yu. I., & Andrushchakevych, O. T. (2018). Means for determining software quality by metric analysis methods. *Scientific Bulletin of UNFU*, 28(6), 159–171. <https://doi.org/10.15421/40280631>
9. Klymenko, V. I. (2018). Teoretychni osnovy stvorennia ta vdoskonalennia pnevmatychnykh aparativ halmivnoho keruvannia, pidvisky ta zcheplennia avtotransportnykh zasobiv. Abstract of Doctoral Dissertation for Technical Sciences (05.22.02 – Avtomobili ta traktory). Kharkiv, 40. [In Ukrainian].
10. Polupan, Ye. V., Shevchenko, S. I., & Polupan, Yu. V. (2018). Pidvyshchennia efektyvnosti halmuvannia avtomobiliv shliakhom udoskonalennia halmovoi systemy. *Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni Volodymyra Dalia*, 2(243), 172–178. [In Ukrainian].
11. Starchenko, V., Maistrenko, A., & Balinskyi, V. (2011). Matematychno modeliuвання teplovykh protsesiv u diskovykh halmovykh prystroiakh. *Mashynoznavstvo*, 5–6, 40–44. [In Ukrainian].
12. Turenko, A. N. (2000). Povyshenie effektivnosti tormozheniia avtotransportnykh sredstv s pnevmaticheskim tormoznym privodom. Harkov: izd-vo HGADTU, 472. [In Russian].
13. Vytvytskyi, V. S. (2019). Pidvyshchennia efektyvnosti par tertia ventylivanykh diskovo-kolodkovykh halm avtomobiliv z urakhuvanniam enerhonavantazhenosti yikhnykh diskiv. Abstract of Candidate Dissertation for Technical Sciences (05.22.02 – Avtomobili ta traktory). Lviv, 24. [In Ukrainian].

G. S. Gudz¹, M. I. Herys², M. V. Hlobchak¹, O. R. Klypko³

¹ Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine

² Ukrainian National Forestry University, Lviv, Ukraine

³ Automobile and Road College of Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine

COMPARATIVE ASSESSMENT OF DRUM AND DISC BRAKES FOR CAR WHEELS BY ENERGY CAPACITY

Nowadays, open disc brakes have completely replaced drum brakes on the front wheels of trucks and buses of certain categories. The main advantages of disc brakes can be considered the following: the reduction of their metal content and less sensitivity to changes in the coefficient of efficiency depending on the coefficient of friction compared to drum. Therefore, the issue of comparative assessment of the energy consumption of drum and disc brakes mounted on the front wheels of various modifications of the A-172 bus has become relevant. In the course of research we have revealed that energy consumption of brake mechanisms is the amount of energy that they can convert into heat at a given braking mode for a suitable time with respect to the coefficient of braking efficiency and a wear rate of pads and working surfaces of discs or drums. The energy consumption of brake mechanisms and systems in general depends on the modes of their operation. We have defined regimes that meet the tests I and II, which are regulated by DSTU UN/ECE R 13-09 considering the current requirements for testing vehicles for the effectiveness of braking systems and mechanisms. The article presents energy meters for both brake mechanisms and brake systems in general. The results obtained show that the energy consumption of car brakes on test II is about 13% higher compared to test I and thus they are more energy-intensive, which is observed during the operation of buses on mountain routes. High energy load of the brakes leads to the generation of heat in their friction pairs; consequently the temperature distribution occurs in them. In most cases, it is impossible to find an exact analytical solution to the differential equation of thermal conductivity with conditions of unambiguity for complex structures such as brake mechanisms. We have also found that good results are provided by software packages that to solve the problems of heat transfer, through them computer simulations imitate thermal processes in physical objects. The software packages include an integrated shell and sets of calculation modules. This complex is quite simple and available for use by both researchers and engineering and operational personnel. With authors participation, a calculation module was developed for this software package to study the temperature fields in the brake mechanisms during their operation in different modes. The patterns of distribution of temperature regimes of drum and disc brakes of A-172 bus on tests II applying this module are characterized on the created grid models. Thus, greater energy consumption of disc brakes has been confirmed.

Keywords: vehicle; drum and disc brake systems; efficiency and energy consumption; test II; thermal model.