

УДК 62-597.6

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ ГАЛЬМОВОЇ СИСТЕМИ

Полупан Є.В., Шевченко С.І., Полупан Ю.В.

### INCREASE THE EFFICIENCY OF BRAKING AUTOBILES BY IMPROVING THE BRAKING SYSTEM

Polupan E., Shevchenko S., Polupan J.

*У статті розглянуто питання підвищення ефективності і надійності вузлів і деталей автомобілів, спрямоване на інтенсифікацію їх продуктивності. Виконано аналіз теплової навантаженості гальм автомобілів. Запропоновано модель розрахунку об'ємної теплової навантаженості фрикційних накладок гальм вантажних автомобілів. Наведено рекомендації спрямовані на підвищення ефективності гальмування автомобілі.*

**Ключові слова:** автомобіль, гальмо, фрикційні накладки, теплове навантаження,

**Вступ.** Однією з найважливіших завдань промисловості є підвищення економічності виробництва, якості продукції і, як наслідок, технічного рівня технологічного обладнання всіх видів виробництва. Успішне вирішення цього завдання залежить від розвитку нової техніки, а також від розробки, впровадження та освоєння в стислі терміни нових конструкцій промислового обладнання і транспортних засобів.

Підвищення ефективності і надійності вузлів і деталей автомобілів, спрямоване на інтенсифікацію їх продуктивності, є однією з основних задач машинобудування. Збільшення продуктивності механізмів і машин при експлуатації призводить до того, що їх вузли і деталі неминуче піддаються впливу значних навантажень і енергій. При цьому, погашення останніх в свою чергу призводить до розсіювання механічної енергії в теплову в малих обсягах вузла тертя, що неминуче веде до нагрівання його пар тертя. Тому до одним з відповідальних і найбільш навантажених вузлів автомобілів відносяться гальмівні пристрої, що забезпечують безпеку в експлуатації і в значній мірі впливають на рівень надійності. Циклічне підвищення температури пар тертя при роботі гальма викликає незворотні зміни мікроструктури пар тертя, що сприяють утворення тріщин, крім того, виділення теплоти в зоні тертя гальмівного вузла

сприяє розм'якшенню фрикційних матеріалів, наслідком чого є різке падіння коефіцієнта тертя і надійності гальма.

Тенденція до зменшення конструктивних обсягів гальмівних механізмів, що отримала велике поширення в останні роки, призводить до різкого зниження інтенсивності охолодження їх фрикційних вузлів. Все це призводить до нерівномірного зносу пар тертя, значного падіння коефіцієнта тертя, підвищених температур гальм автомобілів, а в підсумку, до їх нестабільної роботи.

**Постановка проблеми.** З аналізу практики експлуатації автомобілів можна зробити висновок, що одним з найбільш вразливих місць серед механізмів є гальмівні пристрої. Робота гальмівних пристроїв відрізняється надзвичайною різноманітністю умов і факторів, що впливають на знос і довговічність їх фрикційних елементів.

На підставі фундаментальних досліджень гальмівних пристроїв механізмів і машин, проведених багатьма вченими, можна зробити висновок, що рішення проблеми створення надійної фрикційної пари сучасних високонантажених гальм механізмів і машин можливо тільки при застосуванні більш теплостійких матеріалів і при одночасній розробці конструкцій гальм, що забезпечують освіту найменших температур нагрівання поверхонь тертя.

Таким чином, актуальними є завдання розробки нових фрикційних матеріалів, що забезпечують стабільні показники роботи гальмівного пристрою і досить невисокі температури тертя.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Одним з основних явищ, які супроводжують фрикційні взаємодія в гальмах, є нагрів пар тертя. Практично вся механічна енергія, що поглинається гальмом, перетворюється в тепло. Температура, що розвивається на поверхні тертя, є комплексною

характеристикою енергонавантаженості гальма [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9], більш загальною порівняно з окремо взятими параметрами режиму роботи, такими як швидкість ковзання, тиск, коефіцієнт тертя.

Надійність роботи гальмівного пристрою в основному визначається температурним полем фрикційної пари [10, 11]. Це пов'язано з тим, що фрикційно-зносні характеристики фрикційних матеріалів значною мірою залежать від температури. У більшості фрикційних матеріалів зі збільшенням температури коефіцієнт тертя зменшується, а знос зростає [30]. Характер зміни фрикційно-зносних властивостей різних матеріалів істотно залежить від граничного значення температури, при якому відбувається різке збільшення інтенсивності зносу і зміна коефіцієнта тертя. У зв'язку з цим температуру нагрівання використовують як критерій навантаженості гальма. Причому для гальмівних пристроїв найдоцільніше в якості такого критерію розглядати температуру поверхні тертя [12].

**Мета статті.** В роботі зроблено спробу розробки математичної моделі розрахунку об'ємного теплового стану фрикційної накладки гальма автомобіля.

**Результати досліджень.** Відомо, що від режиму силової навантаженості гальмівних пристроїв в значній мірі залежать їх основні параметри, питомі тиску, коефіцієнти тертя, гальмівні моменти, деформації та коливання гальмівних шківів і колодок з накладками, температура поверхонь тертя, інтенсивність теплообміну, довговічність пар тертя і ін. Тому оцінка силової навантаженості робочих деталей гальмівних пристроїв є дуже важливим етапом перед проектуванням нових або удосконаленням старих конструкцій.

Дослідження, присвячені аналізу силової навантаженості гальмівних пристроїв, проводилися в роботах [12, 13], де переважно розглядалися двоклодкові барабанні гальмівні пристрої, які отримали широке розповсюдження в машинобудуванні. Згідно з цим питомий тиск виникаючий між колодкою та гальмом дорівнює:

$$q = \frac{u}{\mu \cdot r \cdot 2 \cdot \sin \omega^2},$$

Коли обидві колодки працюють однаково, окружна сила тертя однієї колодки.

$$u = \frac{M_t}{\mu \cdot r^2}$$

Призначення і широка область використання різних механізмів і машин багато в чому визначають різноманітність режимів роботи гальмівних пристроїв.

Розрізняють три можливі режими роботи механізмів, машин і їх гальмівних пристроїв: короткочасний, тривалий і повторно-короткочасний режим.

Найбільш складні умови експлуатації гальмівних пристроїв зустрічаються в механізмах, що працюють в повторно-короткочасному режимі [12], таких як автомобілі. Робота даних машин обумовлена дискретною дією механізмів і проявляється у формі випадкових повторюваних гальмувань різної енергонавантаженості. Такий режим роботи найбільш характерний для гальмівних пристроїв автомобілів працюючих у важких умовах.

Дискретність роботи самого гальмівного пристрою характеризується величиною тимчасового інтервалу між двома послідовними гальмуваннями. При роботі гальмівних пристроїв величини пауз приймають ряд випадкових значень, які характеризуються певними статистичними оцінками.

Існуючі норми поділяють весь спектр можливих умов роботи гальмівних пристроїв на вісім груп згідно з групами класифікації.

Ці норми визначають лише середнє значення числа гальмування механізму і не враховують розсіювання даних характеристик. Очевидно, що повторно-короткочасний режим роботи гальмівних пристроїв є найбільш важким, тому що силові навантаження і напруги, що виникають при роботі гальма, повторюються, а температурні навантаження і напруги накопичуються від циклу до циклу, приводячи до постійного зростання температур в зоні контакту орієнтовно за законом, близькому до експоненціального, до моменту досягнення теплового балансу фрикційного вузла. При цьому в зоні контакту виникають максимальні температури, які викликають значне падіння коефіцієнта тертя в зоні тертя фрикційного матеріалу з контртілом, і знижують ресурс роботи пари тертя. Однак надійність роботи гальмівних пристроїв і ресурс їх пари тертя визначається не тільки режимом роботи і навантаженістю, але і впливом навколишнього середовища, в якій вони експлуатуються. Таким чином, гальмівні пристрої, що працюють в повторно-короткочасному режимі, експлуатуються в найбільш складних умовах, що характеризуються максимальними навантаженнями і температурами.

При гальмуванні процес тертя гальмівної накладки і контртіла відбувається в точках фактичного контакту. Сумарна площа цих точок контакту становить лише незначну частку геометричній площі, що перекривається гальмівний накладкою. Так як виділення тепла відбувається лише в точках фактичного контакту, щільності теплових потоків і температурні спалаху в них можуть досягати досить великих величин, що викликають світіння поверхні тертя і перехід металу в цих точках в пластичний стан. При цьому відбувається деформація металу або його швидкий

знос, і місце температурної спалаху переміщається відповідно до зміни контактних питомих тисків.

Поширення теплового потоку на всю геометричну площу тертя відбувається поблизу поверхні тертя, і його щільність різко знижується в порівнянні з точками фактичного контакту, набуваючи значення, відповідні геометричні розміри контактуючих тіл. Відповідно змінюється і температура в поверхневих шарах.

Температурне поле накладки слід оцінювати виходячи з щільності теплового потоку, розподіленого по всій геометричній площі підведення тепла. Це дає деяке осередненне значення температури на поверхні тертя. У поєднанні з оцінкою величини температурних спалахів осередненним значенням температури на поверхні може служити критерієм для визначення напруженого стану контртіла і умов роботи фрикційного матеріалу.

Знаходження об'ємного температурного поля твердого тіла володіє кінцевими розмірами, досить складне завдання. Однак внутрішній обсяг майже будь-якого твердого тіла можна представити у вигляді перетину ряду площин і елементарних поверхонь, що в свою чергу полегшує вирішення поставленого завдання. На рис. 1 показана розрахункова схема для визначення об'ємного температурного поля фрикційного матеріалу гальмівного пристрою, що працює в повторно-короткочасному режимі. Згідно розрахунковій схемі рішення поставленого завдання можна представити як добуток безрозмірних температур безмежної труби і двох безмежних пластин:

$$\tau_1 = \theta_{r1} \cdot \theta_b \cdot \theta_l \cdot \tau_n \quad (1)$$

$$\tau_1 = \theta_{r2} \cdot \theta_b \cdot \theta_l \cdot \tau_n'$$

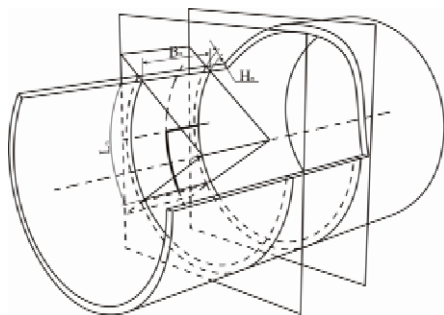


Рис.1. Розрахункова схема для визначення об'ємного температурного поля фрикційного матеріалу гальма що працює в повторно-короткочасному режимі

Згідно [2] поширення тепла в матеріалі накладки і контртіла можна досліджувати без урахування їх кривизни на підставі однорідного рівняння теплопровідності для тертя двох напівобмежених тіл,

$$q \frac{d(\Delta\tau)}{dt} = a \cdot \frac{d^2(\Delta\tau)}{dh^2} \quad (2)$$

де  $\Delta\tau$  - підвищення температури на глибині  $h$  від поверхні тертя;

$t$  - поточне значення часу.

Для умови, коли на одиниці поверхні рівномірно нагрітого тіла ( $h=0$ ) в початковий момент часу ( $t=0$ ) виділяється кількість тепла  $q$ , рішення рівняння має вигляд [2],

$$\Delta\tau = \frac{\bar{q}}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c \cdot \sqrt{t_T}}} \cdot e^{-\frac{h^2}{4a \cdot t_T}}, \quad (3)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності,  
 $\gamma$  - питома вага нагрівається матеріалу,  
 $c$  - питома теплоємність матеріалу,  
 $t_T$  - час гальмування,

$a = \frac{\lambda}{\gamma \cdot c}$  - коефіцієнт температуропровідності.

При рівномірно уповільненому русі для періоду нагріву в процесі гальмування кількість тепла, що виділяється на одиниці поверхні в одиницю часу, може бути представлено прямою лінією графіка, зображеного на рис. 2.

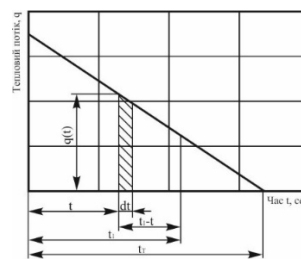


Рис. 2. Зміна щільності теплового потоку в залежності від часу

Виходячи з рис. 2 і попереднього рівняння можна записати зміну температури  $d(\Delta\tau)$  до моменту часу  $t_1$ , яке викликається кількістю тепла  $q(t)dt$ , що виділяється на одиниці поверхні:

$$d(\Delta\tau) = \frac{q(t) \cdot dt}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c \cdot \sqrt{t_1 - t}}} \cdot e^{-\frac{h^2}{4a \cdot (t_1 - t)}} \cdot dt, \quad (4)$$

де  $t_1$  - значення часу, при якому визначається температура.

З урахуванням віддачі тепла з поверхні тертя в навколишнє середовище маємо,

$$q(t) = q_a \cdot \left(1 - \frac{t}{t_T}\right) - \alpha \cdot \Delta\tau_n, \quad (5)$$

де  $q_a = \frac{\alpha_N \cdot B_T \cdot v_0 \cdot A}{F}$  - кількість тепла, що виділяється на одиниці поверхні в одиницю часу (щільність теплового потоку) на початку процесу підвищення температури;

$\alpha$ - коефіцієнт тепловіддачі з поверхні тертя в навколишнє середовище;

$\Delta\tau_n$  - надлишкова температура поверхні, на якій виділяється тепло;

$N_\alpha$  - коефіцієнт розподілу теплових потоків;

$B_T$  - дотична гальмівна сила;

$v_0$  - початкова швидкість гальмування;

$A$  - термічний еквівалент роботи;

$F$  - площа поверхні, на якій виділяється тепло.

На підставі вище приведених рівнянь отримуємо диференціальне рівняння для визначення температури нагрівання накладки [2]

$$d(\Delta\tau) = \frac{q_a \cdot \left(1 - \frac{t}{t_B}\right) - \alpha \cdot \Delta\tau_n}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c} \cdot \sqrt{t_1 - t}} \cdot e^{-\frac{h^2}{4a(t_1-t)}}, \quad (6)$$

Для виявлення реальної картини розподілу температурного поля на поверхні фрикційного матеріалу виразимо щільність теплового потоку через реальний розподіл питомого тиску між колодкою і контртілом,

$$q_a = \frac{M_t \cdot l \cdot \alpha_N \cdot v \cdot (K \cdot \cos \beta + \sin \beta) \cdot A}{4 \cdot K \cdot r_0^2 \cdot f \cdot \sin \omega} \quad (7)$$

де  $M_t$  - гальмівний момент;

$l$  - нескінченно мала довжина накладки;

$N_\alpha$  - коефіцієнт розподілу теплового потоку для накладки;

$v$  - швидкість ковзання тертьових поверхонь;

$K$  - коефіцієнт пропорційності;

$A$  - механічний еквівалент теплової роботи;

$r_0$  - радіус контр тіла;

$\omega$  - повний кут обхвату накладкою контр тіла;

$\beta$  - поточний кут обхвату.

Вектор приросту температури точок накладки в напрямку обертання контртіла враховуємо шляхом введення параметра  $J$ , який отримуємо з рівняння балансу енергій. Згідно рис 3 можна записати

$$\rho \cdot dF \cdot h \cdot C_N \cdot d\tau = q_a \cdot dF \cdot dt \quad (9)$$

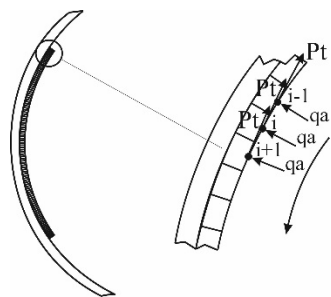


Рис. 3. До знаходження вектора приросту температури на поверхні фрикційного матеріалу

Після перетворення отримуємо:

$$J = \frac{\tau_H + \frac{q_a \cdot t}{\rho \cdot h \cdot C_N}}{\tau_1}, \quad (10)$$

де  $t_1$  - температура першої точки накладки з боку входу контртіла.

Безрозмірний температурний коефіцієнт нагріву накладки в процесі тертя  $\theta_{r1}$  отримуємо розділивши підвищення температури  $\Delta\tau$  в процесі нагрівання пари тертя ( $t_1 < t_0$ ) розраховане інтегруванням лівої частини рівняння (6) в межах від 0 до  $\Delta\tau$  а правої частину - від 0 до  $t$ , при  $t = t_1$ , враховуючі вираз 7 та 10 отримуємо на температуру початку процесу нагрівання:

$$\theta_{r1} = \frac{\frac{q_a \cdot J}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot c}} \cdot \left( \left( 2 - \frac{4}{3} \cdot \frac{t}{t_T} - \frac{1}{3} \cdot \frac{h^2}{a \cdot t_T} \right) \times \right.}{\tau_H} \times \sqrt{t} \cdot e^{-\frac{h^2}{4a \cdot t}} - h \cdot \sqrt{\frac{\pi}{a}} \times \left. \times \left( 1 - \frac{t}{t_T} - \frac{1}{6} \cdot \frac{h^2}{a \cdot t_T} \right) \times \left( 1 - \operatorname{erf} \left( \frac{h}{\sqrt{4 \cdot a \cdot t}} \right) \right) \right)}{\tau_H} \quad (11)$$

Для обліку втрат теплоти з бічних поверхонь визначимо коефіцієнти зміни безрозмірної температури  $\beta_\theta$  і  $\lambda_\theta$  по ширині і довжині накладки, при цьому зручно представити накладку у вигляді розгортки представляє собою пластину товщиною  $H_n$ , довжиною  $L_n$  і шириною  $B_n$ . Внаслідок цього завдання стає симетричним щодо поздовжньої і поперечної осі накладки і можна розглядати чверть накладки з шириною  $B_n/2$ , довжиною  $L_n/2$  і товщиною  $H_n$ . Тоді відповідно для охолодження (нагрівання) необмеженої пластини маємо:

$$\theta_b = \frac{\left( \frac{\mu_n}{b \cdot (\mu_n + \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n)} \times \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} \left( \int_{-b}^{+b} F(b)_{t=0} \cdot \cos \left( \mu_n \cdot \frac{2 \cdot b}{B_n} \right) \cdot db \right) \times \cos \left( \mu_n \cdot \frac{2 \cdot b}{B_n} \right) \cdot e^{-\mu_n^2 \cdot \frac{a \cdot t}{B_n^2}} \right)}{\tau_H} \quad (12)$$

$$\theta_l = \frac{\left( \frac{\mu_n}{l \cdot (\mu_n + \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n)} \times \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} \left( \int_{-l}^{+l} F(l)_{t=0} \cdot \cos \left( \mu_n \cdot \frac{2 \cdot l}{L_n} \right) \cdot dl \right) \times \cos \left( \mu_n \cdot \frac{2 \cdot l}{L_n} \right) \cdot e^{-\mu_n^2 \frac{a \cdot t}{L_n^2}} \right)}{\tau_H} \quad (13)$$

де  $\int_{-b}^{+b} F(b)_{t=0} \cdot \cos \left( \mu_n \cdot \frac{2 \cdot b}{B_n} \right) \cdot dB$  - функція розподілу температури по ширині накладки в початковий момент часу;

$\int_{-l}^{+l} F(l)_{t=0} \cdot \cos \left( \mu_n \cdot \frac{2 \cdot l}{L_n} \right) \cdot dL$  - функція розподілу температури по довжині накладки в початковий момент часу.

Поширення тепла по глибині матеріалу накладки і контргіла в період природного охолодження, поверхонь що труться дорівнює:

$$\theta_{r1,r2} = \frac{\left( \sum_{n=1}^{n \rightarrow \infty} \frac{2}{r_0^2 \cdot (J_0^2(\mu_n) + J_1^2(\mu_n))} \times \left( \int_0^{r_0} r \cdot F(r)_{t=0} \cdot J_0 \cdot \left( \mu_n \cdot \frac{r}{r_0} \right) \cdot dr \right) \times J_0 \cdot \left( \mu_n \cdot \frac{r}{r_0} \right) \cdot e^{-\mu_n^2 \frac{a \cdot t}{r_0^2}} \right)}{\tau_H} \quad (14)$$

де  $\int_0^{r_0} r \cdot F(r)_{t=0} \cdot J_0 \cdot \left( \mu_n \cdot \frac{r}{r_0} \right) \cdot dr$  - функція розподілу температури по глибині накладки в початковий момент часу.

Коефіцієнти безрозмірною температури  $\theta_b$  і  $\theta_l$  визначаються за виразами (12), (13) з новими розподілами початкової температури вздовж і впоперек накладки, які фактично є розподілами температури в кінцевий період часу попереднього етапу процесу гальмування.

Наведений вище алгоритм розрахунку повторюється n-ну кількість разів з відповідними початковими вхідними параметрами до моменту досягнення теплового балансу, при якому кількість поглиненої енергії, яка виділяється при гальмуванні, дорівнює кількості енергії, що виділилася в навколишнє середовище. На рис. 4, 5 показано розподіл температури поверхні тертя для асбофрикційного матеріалу ЕМ-2, що має такі характеристики:  $\lambda=0,00011$  ккал/м·с·°С,  $\Gamma=2000$  кг/м<sup>3</sup>,  $3=0,0245$  ккал /кг·°С, і нового фрикційного матеріалу з характеристиками:  $\lambda=0,0024$  ккал/м·с·°С,  $\Gamma=1750$  кг/м<sup>3</sup>,  $c=0,71$  ккал/кг·°С. Після здійснення 96

гальмувань. З правого боку наведені експериментальні, а з лівого - теоретично отримані дані температурного стану фрикційного матеріалу гальмівного пристрою, що працює в повторно короткочасному режимі.

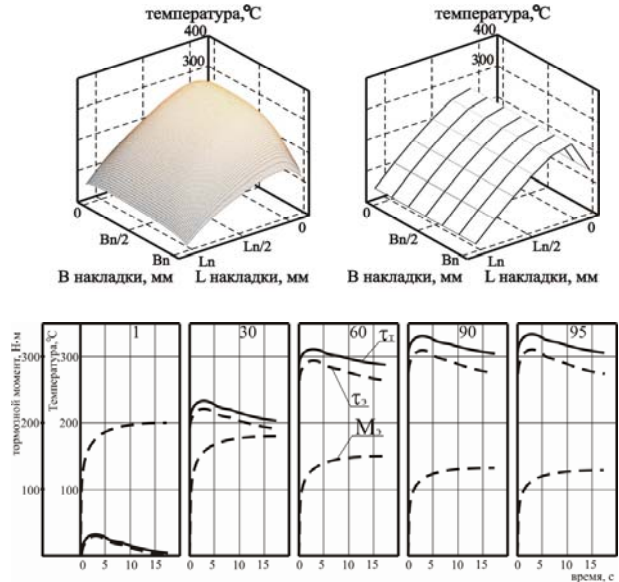


Рис. 4. Результати теоретичного та експериментального дослідження об'ємного температурного стану фрикційного матеріалу ЕМ-2 гальмівного пристрою що працює, в повторно-короткочасному режимі;  
 — — — — — теоретично результати,  
 - - - - - експериментальні результати

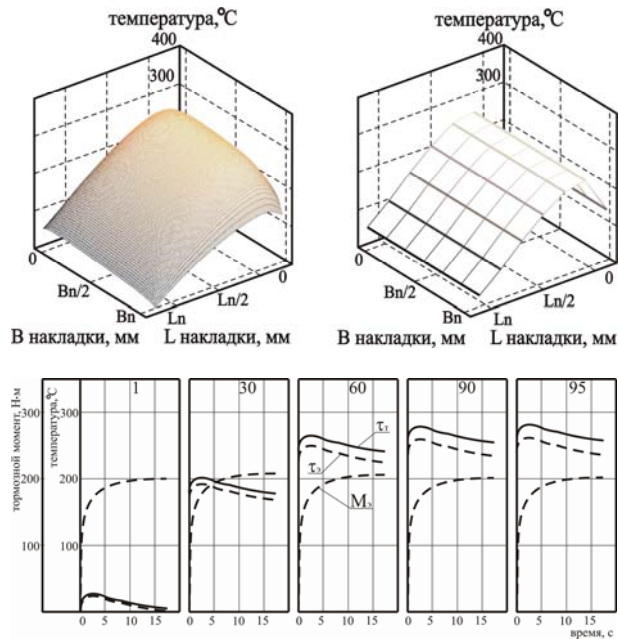


Рис. 5. Результати теоретичного розрахунку об'ємного температурного стану фрикційного матеріалу з поліпшеними теплофізичними параметрами гальмівного пристрою, що працює в повторно-короткочасному режимі;  
 — — — — — теоретично результати,  
 - - - - - експериментальні результати

Таким чином, при проектуванні нових фрикційних матеріалів, знаючи основні геометричні параметри гальмівних пристроїв, режими роботи механізмів і умови охолодження, можна здійснити підбір раціональних теплофізичних параметрів фрикційного матеріалу, які б забезпечували більш сприятливі теплові умови роботи фрикційного вузла гальмівного пристрою. Переймаючись різними теплофізичними параметрами існуючих фрикційних матеріалів, дана методика розрахунку з достатньою точністю дозволяє визначити характер розподілу температурного поля за обсягом фрикційного вузла і температуру теплового балансу. Що в свою чергу дає можливість зробити висновки про придатність того чи іншого фрикційного матеріалу для застосування в новому проектованому або в уже існуючому гальмівному пристрої.

**Висновок.** На підставі дослідження умов роботи вантажних автомобілів уточнена закономірність нестационарного режиму зміни температури, поверхонь гальма що труться, яке працює у повторно-короткочасному режимі, за рахунок виділення основних процесів теплообміну, що виникають на всіх етапах одного циклу роботи гальмівного пристрою. Отримано аналітичний вираз щільності теплового потоку при реальному розподілі питомої тиску в зоні контакту поверхонь тертя і вектора приросту температури уздовж поверхні тертя. На основі загальної теорії теплопровідності, розроблена математична модель об'ємного температурного стану фрикційного матеріалу гальмівного пристрою, що працює в повторно-короткочасному режимі, що враховує відмінність його теплофізичних параметрів за різними напрямками.

#### Література

- Германчук Ф. К. Долговечность и эффективность тормозных устройств.- М.: Машиностроение, 1973.- 176 с.
- Иноземцев В. Г. Тормоза железнодорожного подвижного состава.-М.: Транспорт, 1979. – 424 с., ил. табл. – Библиограф.: с. 422.
- Костерин Ю. И. Некоторые методические вопросы натуральных испытаний автомобильных тормозных накладок // Расчёт и испытание фрикционных пар: Сб. науч. работа. – М.: Машиностроение, 1974.
- Крагельский И. В., Добычин М. М. Комбалов В. С. Основы расчётов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. - 523 с.
- E. Fitzer, The future of carbon-carbon composites, Carbon, v.25, №2, 1987, p.p 13-190.
- E. Bruneton, B. Narcis and A. Oberlin, Carbon-carbon composites prepared by a rapid densification prose: 1. Syntesis and phisico-chemical data, Carbon, v.35, №10-11, 1997, p.p. 1593-1599.
- V.A. Gurin. Researches and development of the production technologies of brake discs for aircraft, crucibles, tubes, thin walled cylinders, cones and other technological rigging for the electrothermal equipment. STCU, project 293-technical report on stage 4, 1997, p.p. 1-49.
- Berg Ю., Калининский А. Испытания тормозных накладок из композиционных материалов // ЖЕЛЕЗНЫЕ ДОРОГИ МИРА. – 1985. – №6. – С. 39-42.
- Цудзимура Т. И др. Тормозные колодки из специального чугуна // ЖЕЛЕЗНЫЕ ДОРОГИ МИРА. – 1992. – №6. – С. 30-34.
- Гинзбург А. Г., Чичинадзе А. В. Исследование зависимости коэффициента трения от температуры при нестационарном режиме трения // Расчет и моделирование режима работы тормозных и фрикционных устройств: Сб. науч. работ. – М., Нука, 1974. – С. 24-28.
- Крагельский И. В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. -480 с.
- Тормозные устройства: [Справочник] / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев, М. В. Новожилов; Под общ. ред. М. П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985. –312 с., ил.
- Иноземцев В. Г. Тепловые расчёты при проектировании и эксплуатации тормозов. – М.: Транспорт, 1966, -40 с.

#### References

- Germanchuk FK Durability and efficiency of braking devices.- М.: Mashinostroenie, 1973.-176 p.
- Inozemtsev VG Brakes of railway rolling stock. -М.: Transport, 1979. - 424 p., Ill. Table. - Bibliography.: p. 422.
- Kosterin Yu. I. Some methodical questions of full-scale tests of automobile brake linings // Calculation and testing of friction pairs: Sat. sci. Job. - Moscow: Mashinostroenie, 1974.
- Kragelskiy IV, Dobychin MM Kombalov VS The basics of calculations for friction and wear. - Moscow: Mechanical Engineering, 1977. - 523 p.
- E. Fitzer, The future of carbon-carbon composites, Carbon, v.25, No. 2, 1987, pp. 13-190.
- E. Bruneton, B. Narcis and A. Oberlin, Car-bon-carbon composites prepared by a rapid densification: 1. Syntesis and phisico-chemical data, Carbon, v.35, No. 10-11, 1997, pp 1593-1599.
- V.A. Gurin. Researches and development of the production technologies for brake discs for air-craft, crucibles, tubes, thin walled cylinders, cones and other technological rigging for the electrothermal equipment. STCU, project 293-technical report on stage 4, 1997, p.p. 1-49.
- Berg Yu., Kalinkovsky A. Tests of tormo-patches from composite materials // RAILWAYS OF THE WORLD. - 1985. - №6. - P. 39-42.
- Tsudzimura T. et al. Brake pads made of special cast iron // RAILWAYS OF THE WORLD. - 1992. - № 6. - P. 30-34.
- Ginzburg, AG and Chichinadze, AV, Investigation of the friction coefficient versus temperature for a nonstationary friction regime, in Calculation and Modeling of the Operating Conditions of Braking and Frictional Devices: Sat. sci. works. - М., Nuka, 1974. - P. 24-28.
- Kragelsky I. V. Friction and wear. - Moscow: Mashinostroenie, 1968. -480 p.
- Brake devices: [Reference book] / MP Aleksandrov, AG Lysyakov, VN Fedoseev, MV Novozhilov; Under the Society. Ed. MP Aleksandrova. - М.: Mechanical Engineering, 1985. -312 p., Ill.
- Inozemtsev VG Thermal calculations in the design and operation of brakes. - Moscow: Transport, 1966, -40 p.

**Полупан Е.В., Шевченко С.И. Полупан Ю.В.  
Повышение эффективности торможения автомобилей  
путем совершенствования тормозной системы**

*В статье рассмотрены вопросы повышения эффективности и надежности узлов и деталей автомобилей, направленное на интенсификацию их производительности. Выполнен анализ тепловой нагруженности тормозов автомобилей. Предложена модель расчета объемной тепловой нагруженности фрикционных накладок тормозов грузовых автомобилей. Приведены рекомендации направлены на повышение эффективности торможения автомобиля.*

**Ключевые слова:** автомобиль, тормоз, фрикционные накладки, тепловую нагрузку.

**Polupan E., Shevchenko S. Polupan J. Improvement  
of efficiency of braking of cars by increasing the brake  
system**

*The article considers the issues of increase of efficiency and reliability of units and parts of cars, aimed at intensifying their productivity. You-konano analysis of thermal load of brakes of auto-mobiles. The model of calculation of volumetric teplovoy load of friction pads of brake cars of trucks is proposed. The recommendations are directed to increase the efficiency of braking the car.*

**Keywords:** car, brakes, friction masonry, thermal load.

**Полупан Є.В.** – к.т.н., доц. кафедри «Залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин» СНУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк.

**Шевченко С.І.** – к.т.н., доц. кафедри «Залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин» СНУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк.

**Полупан Ю.В.** – к.т.н., доц. кафедри «Програмування та математики» СНУ ім. В. Даля, м. Северодонецьк.

*Рецензент:* д.т.н., проф. **Горбунов М.І.**

Стаття подана 22.03.2018.