

УДК 621.891

DOI: 10.18372/0370-2197.3(96).16838

О. С. БУРАВА¹, В. В. НИЦУК¹, В. Я. МАЛИК², В. В. ФЕДИК², М. М. ДЖАВАЛА²¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна²Дрогобицький спеціалізований коледж нафти і газу, Україна

ТЕРМІЧНІ НАПРУЖЕННЯ В ОБОДАХ ГАЛЬМІВНИХ БАРАБАНІВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У матеріалах статті проведена оцінка термічних напружень в ободах гальмівних барабанів (автотранспортних засобів), виходячи з їх конструктивних та теплофізичних параметрів, а також механічних властивостей матеріалів. Розглянуто термонапруження в ободі барабана за рахунок теплових деформацій. При цьому барабан розбивався на кільця, а дослідженню піддавалося кільце обода у спряженні з його стінкою. Для того щоб отримати повні температурні напруження довелося накласти напруження, викликані в оболонці навантаженням інтенсивності. Надалі визначено деформації, що виникають від теплової дії по довжині обода барабана. В сумарні напруження увійшли доданки від дії поверхневого температурного градієнта та об'ємної температури по товщині обода барабана.

Ключові слова: барабанно-колодкове гальмо, гальмівний барабан з ободом та боковою стінкою, конструктивні та теплофізичні параметри, механічні властивості матеріалів барабанів.

Вступ. Явища, які відбуваються при руйнуванні робочої поверхні обода гальмівного барабана автотранспортного засобу при електротермомеханічному терті під дією генерованих електричних струмів і теплових струмів та акумульованих теплових струмів імпульсного і тривалого характеру в залежності від режимів гальмування, рекомендованих ЄЕК ООН [1] призводять поверхневі шари пар тертя гальма до нерівноважної трибології. Остання значною мірою залежить від поверхневих і об'ємних градієнтів обода гальмівного барабана, і як наслідок, що виникаючих у ньому термічних напружень.

Стан проблеми. Гальмівна колодка з фрикційними накладками та гальмівним барабаном є енергонавантаженою системою, в якій енергоємним вузлом є гальмівний барабан. На рис. 1 а представлені ізотерми (в °С) по перерізу чавунного гальмівного барабана заднього гальма автобуса сімейства ЛАЗ наприкінці 12-ти хвилинного навантаження його пар тертя отримані електромодельованням [2].

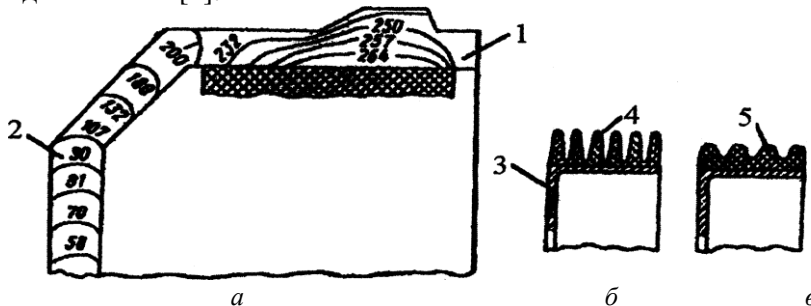


Рис. 1. Розподіл ізотерм у задньому гальмівному барабані автобуса сімейства ЛАЗ, отриманих електромодельованням (а) та гальмівні біметалічні барабани з високими (б) та низькими (в) ребрами на їх ободах: 1, 2 – обід та бічна стінка ободу гальмівного барабана; 3 – чавунний барабан; 4, 5 – вінець із ребрами, виготовленими з алюмінієвого сплаву

Більш низька об'ємна температура бічної стінки обода гальмівного барабана пояснюється тим, що зовнішня його поверхня (полірована) примикає до маточини колеса і бере участь у кондуктивному теплообміні, а зовнішня (матова) - є вільною і омивається повітряними потоками, що циркулюють у порожнині барабанно-колодкового гальма, тобто приймає участь у вимушеному конвективному теплообміні.

Відведення теплоти з поверхні тертя гальмівного барабана може бути покращено: застосуванням для його ободів металів, що мають високий коефіцієнт теплопровідності; збільшенням площі зовнішньої поверхні обода барабану вимушеним охолодженням за рахунок ребер; покращення вентиляції робочих та неробочих поверхонь гальмівного барабана.

В [3] досліджено вплив різних факторів (питомого навантаження, що виникає в парах тертя при їх взаємодії статичного коефіцієнта взаємного перекриття поверхонь, що труться; поверхні тепловіддачі, тобто зовнішньої поверхні обода гальмівного барабана; площі вентиляційних отворів диска колеса; площі перерізу повітряного зазору між зовнішньою поверхнею обода гальмівного барабана та ободом колеса; площі стикування барабана та маточини колеса) на теплонавантаженість пар тертя гальм автотранспортних засобів. Встановлено, що збільшення питомих навантажень у парі тертя статичного коефіцієнта взаємного її перекриття викликає деяке підвищення поверхневої температури фрикційних пар гальм. У свою чергу зменшення площі перерізу повітряного зазору між барабаном і ободом колеса веде до збільшення поверхневих температур робочих деталей гальм. І нарешті, збільшення поверхні тепловіддачі барабана, площі вентиляційних отворів диска колеса, площі стикування бічної стінки барабана до фланця ступиці колеса з урахуванням умови нормальної роботи її підшипників сприяє зниженню теплонавантаженості тертьових поверхонь гальм автотранспортних засобів.

Оцінка впливів товщини обода гальмівного барабана, теплоємності, густини та коефіцієнта теплопровідності його матеріалу, тривалості гальмування, питомого теплового потоку та коефіцієнта тепловіддачі від зовнішньої поверхні обода гальмівного барабана на поверхневі температури фрикційних пар барабанно-колодкових гальм у стендових умовах наведена в [4-6]. Отримані залежності для визначення температур тертьових поверхонь гальм при короткочасному і тривалому режимах їх навантаження. Розбіжність розрахункових та експериментальних значень температур у межах 80-430 °C не перевищувала 8-10%.

Однак у представлених дослідженнях не було приділено уваги впливу конструктивних та теплофізичних параметрів, а також механічних властивостей матеріалів гальмівних барабанів та стикування бічних стінок їх ободів із фланцем маточини заднього мосту автотранспортного засобу на термонавантаженість ободів барабанів.

Постановка задачі. У даній публікації розглянуті такі питання стосовно досліджуваної проблеми:

- циркуляція теплових струмів у елементах гальмівних барабанів;
- термонапруження в ободах гальмівних барабанів: математичний опис;
- результати досліджень.

Мета роботи – оцінити термонапруження в обід гальмівного барабана автотранспортного засобу, виходячи з конструктивних, теплофізичних та механічних властивостей матеріалів барабанів.

Циркуляція теплових струмів у елементах гальмівних барабанів.

Нагрівання при електротермомеханічному терті та пов'язані з ним термомеханічні явища можуть значно впливати на трибологічну поведінку ковзаючих елементів. Ці ефекти включають теплову деформацію і термопружну нестійкість, а також термомеханічні напруження та терморозтріскування.

Теплові деформації та напруження обода гальмівного барабана виникають в результаті перепаду температур у радіальному та осьовому напрямках; крім того, вони залежать від того, з якою інтенсивністю відбувається стік теплоти від обода до бічної стінки барабана і далі, залежно від його товщини. Температури зовнішньої та внутрішньої поверхонь обода гальмівного барабана трохи різняться. Перепад температур по твірній обода, тобто в осьовому напрямку, буває істотним, що і викликає значні термічні деформації та напруження. У цьому випадку функціональна залежність температури обода барабана від лінійної координати визначається дослідним шляхом і може бути апроксимована деякою аналітичною функцією, що обумовлена графіком розподілу температур [7-11].

Після завершення підготовки моделі обода гальмівного барабана її робочу поверхню навантажували тепловим потоком, що викликав поверхневу температуру 400°C , рівну допустимій температурі для матеріалів фрикційної накладки при коефіцієнті тепловіддачі від матових поверхонь барабана $11,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$ і температурі навколишнього середовища $22,0^{\circ}\text{C}$. В результаті отримали розподіл об'ємних температур (рис. 2, *а*) і теплових потоків (рис. 2, *б*) по товщині обода барабана з робочою 1 і неробочою поверхнею 2, а також його бічної стінки 6 і фланця маточини колеса 7. При цьому ліва сторона обода є заземленою 3, оскільки пов'язана з його бічною стінкою 6, а права сторона – незаземленою 4, тобто вільною. Таке розміщення країв обода барабана свідчить про максимальні величини питомих навантажень на лівій стороні обода барабана, що зменшуються до його правої сторони. Остання зі своєю робочою поверхнею обода 1 під дією термомеханічного явища відчуває механічні та теплові деформації, і як наслідок, механотермопружну нестійкість. Несумісність вагових характеристик підкріплюючого кільця 5, що знаходиться на неробочій поверхні 2 обода з боку його вільного краю в порівнянні із спряженням обода барабана з бічною стінкою 6 істотно впливає на розподіл об'ємних температур в робочій частині обода барабана. Крім того, необхідно враховувати той факт, що бічна стінка обода 6 своєю поверхнею торкається не повністю з поверхнями фланця маточини заднього моста 7, що також істотно впливає на величини об'ємної температури у фланці 6.

Для дослідження теплових потоків в обід гальмівного барабана його бічна стінка 6 за допомогою теплоізоляції 8 відокремлена від поверхонь фланця маточини 7 колеса (рис. 2, *б*). На робочій поверхні 1 обода барабана на ділянці I - I і II - II розвиваються максимальні основні теплові потоки, які поширюються від границь I-I і II-II вправо і вліво, відповідно, у бік вільного краю обода з підкріплювальним кільцем 5 і до бічної стінки 6 обода. У бічну стінку 6 обода основні теплові потоки потрапляють безпосередньо, а в правій частині основні потоки гальмуються додатковими тепловими потоками, які виникають на решті площі полірованої робочої поверхні 1 обода гальмівного барабана при електротермомеханічному

терті. При цьому додаткові теплові потоки від границі ділянки II-II йдуть на нагрівання обода барабана. При цьому необхідно враховувати той факт, що інтенсивність теплообміну від полірованої робочої поверхні 1 обода барабана набагато вища, ніж від його бічної стінки б і неробочої поверхні 2 за умови, що поверхні теплообміну, що розглядаються, мають різні площі. Що стосується фланця маточини 7 заднього моста, то вона є накопичувачем теплової енергії через слабку вимушену конвекцію від його матових поверхонь.

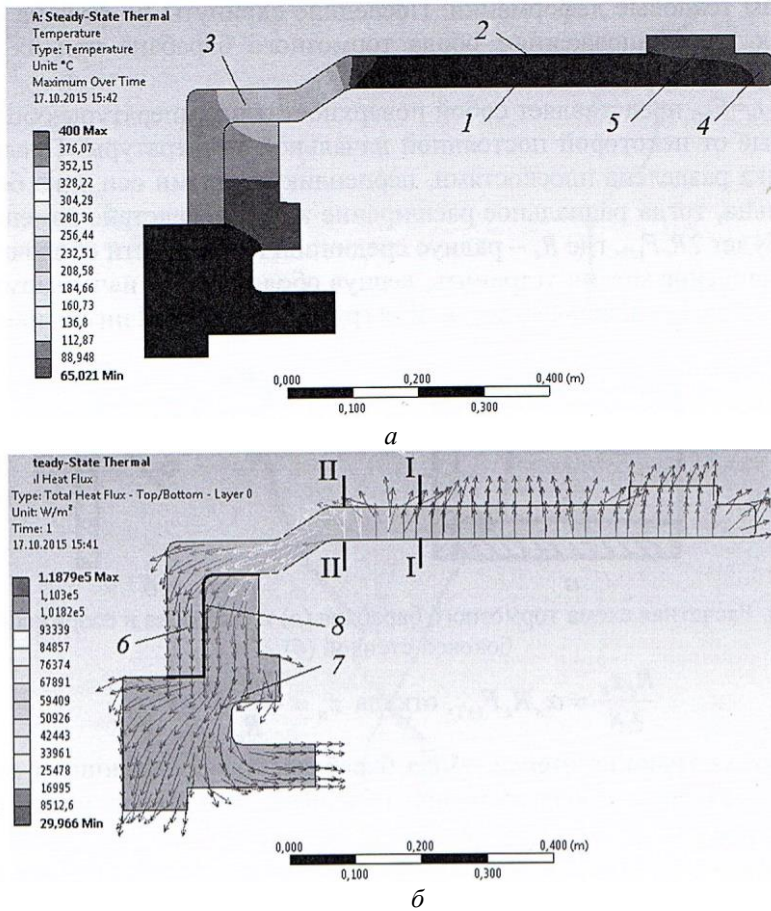


Рис. 2. Розподіл теплових струмів у серійному гальмівному барабані автомобіля КрАЗ-250: а – з нетеплоізолюваною маточиною колеса від бічної стінки барабана; б – з теплоізолюваною маточиною колеса від бічної стінки барабана; 1, 2 – робоча та неробоча поверхні обода барабана; 3, 4 – защемлений і незащемлений край обода барабана; 5 – підкріплююче кільце; 6 – бічна стінка обода барабана; 7 – фланець маточини заднього моста; 8 – теплоізоляція

Термонапруження в ободах гальмівних барабанів: математичний опис.

Перш ніж розглянути термонапруження в ободі гальмівного барабана оцінимо теплові деформації. Останні зрушені по фазі на $\pi/2$ по відношенню до термонапруження обода гальмівного барабана при їх хвильовій природі зміни.

Нехай $t_n = F(x)$ являє собою поверхневі температури оболонки, що відраховуються від деякої постійної початкової температури. Припустимо, що оболонка розділена площинами, перпендикулярними до осі x , на нескінченно тонкі кільця, тоді радіальне розширення кілець внаслідок зміни температури буде

$2R_c F_{(x)}$, де R_c – радіус середньої поверхні оболонки (рис. 3, а). Це розширення можна усунути, повернувши оболонку до її початкового діаметра шляхом накладання зовнішнього питомого навантаження наступної інтенсивності z_n :

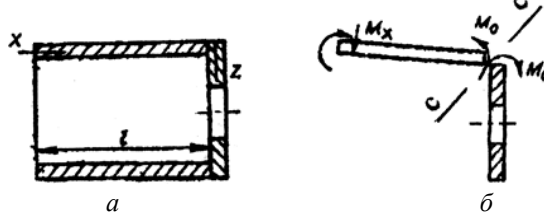


Рис. 3. Розрахункова схема гальмівного барабана (а) та його обода у поєднанні збічною стінкою (б)

$$\frac{R_c z_n}{E \delta} = \alpha_n R_c F_{(x)}, \text{ звідки } z_n = \frac{E \delta \alpha_n}{R_c} = F_{(x)}, \quad (1)$$

де δ – середня товщина стінки обода барабана; α_n – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу обода гальмівного барабана; E – модуль пружності матеріалу оболонки

Навантаження інтенсивності z_n повністю усуває температурні розширення оболонки, що викликають у ній лише колові напруження величин

$$\delta_\varphi = -R_c z_n / \delta = -E \alpha_n F_{(x)}. \quad (2)$$

Щоб отримати повні температурні напруження, потрібно на напруження (2) накласти напруження, що викликаються в оболонці навантаженням інтенсивності z_n . Останню прикладають для того, щоб розвантажити бічну поверхню оболонки від зовнішнього навантаження, що описується залежністю (1). Напруження, викликані навантаженням визначаються за допомогою інтегрування диференціального рівняння

$$\frac{d^4 W}{d_x^4} + 4\beta_0^4 W = \frac{z_n}{D}, \quad (3)$$

де β_0 – параметр оболонки; $\beta_0 = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/(R_c^2 \delta^2)}$; μ – коефіцієнт Пуассона; D – циліндрична жорсткість оболонки; $D = E \delta^3 / 12(1-\mu^2)$.

Зазвичай для цієї категорії автотранспортних засобів встановлюється значення параметра $\beta_0 l \geq 1,7$.

Після перетворень отримуємо

$$\frac{d^4 W}{d_x^4} + 4\beta_0^4 W = -\frac{E \delta \alpha_n}{D R_c} F_{(x)}. \quad (4)$$

Розглянемо випадок зміни температури по товщині оболонки на підставі лінійного закону

$$t = t_o + \frac{(t_2 - t_o)x}{l}; \quad F_{(x)} = \frac{(t_2 - t_o)x}{l}. \quad (5)$$

де t_2 і t_o – температури усередненої поверхні тертя обода гальмівного барабана після гальмування та навколишнього повітря; l – довжина оболонки.

Після підстановки рівняння (5) у (4) маємо

$$\frac{d^4 W}{d_x^4} + 4\beta_0^4 W = -\frac{E \delta \alpha_n}{D R_c l} (t_2 - t_o)x.$$

$$W_1 = A'x; \quad 4\beta_0^4 A' = -\frac{E\delta\alpha_n}{DR_c l} (t_2 - t_o)x.$$

$$A' = -\frac{R_c\alpha_n}{l} (t_2 - t_o); \quad A' = -\frac{R_c\alpha_n}{l} (t_2 - t_o)x.$$

Кут розриву у перерізі (с) при $t=t_o$ (рис. 3 б) виражається залежністю

$$\frac{W_1}{x} = -\frac{R_c\alpha_n}{l} (t_2 - t_o).$$

При граничній умові $x=0$ отримуємо

$$\left(\frac{dW_1}{dx}\right)_{x=0} = -\frac{R_c\alpha_n}{l} (t_2 - t_o) = \frac{1}{2\beta_0^2 D} 2\beta_0 M_0.$$

Щоб усунути показаний на рис. 3 б розрив, необхідно прикласти момент M_0 [4]:

$$M_0 = -\beta_0 D \frac{R_c\alpha_n}{l} (t_2 - t_o); \quad (6)$$

$$W_2 = l^{\beta_0 x} (C'_1 \cos \beta_0 x + C'_2 \sin \beta_0 x) + l^{-\beta_0 x} (C'_3 \cos \beta_0 x + C'_4 \sin \beta_0 x).$$

при

$$x=l; \quad M_0|_{x=0} = 0; \quad Q|_{x=0} = Q_x;$$

$$W_2 = l^{-\beta_0 x} (C'_3 \cos \beta_0 x + C'_4 \sin \beta_0 x);$$

$$M_x = -D \frac{d^2 W_1}{dx^2} = M_0 \varphi(\beta_0 l); \quad Q_x = -D \frac{d^3 W_1}{dx^3} = -2\beta_0 M_0 \xi(\beta_0 l);$$

$$C'_3 = -\frac{1}{2\beta_0^3 D} (Q_x + \beta_0 M_x); \quad C'_4 = -\frac{M_x}{2\beta_0^2 D};$$

$$W = l^{-\beta_0 x} (C'_3 \cos \beta_0 x + C'_4 \sin \beta_0 x),$$

де C'_1, C'_2, C'_3, C'_4 – постійні інтегрування.

Деформації, що виникають від теплової дії по довжині обода барабана, розподілятимуться за таким законом:

$$W = l^{-\beta_0 x} \left[\frac{M_0 \varphi(\beta_0 l)}{2\beta_0^3 D} \sin \beta_0 x + \frac{M_0 \varphi(\beta_0 l) + 2M_0 \xi(\beta_0 l)}{2\beta_0^2 D} \cos \beta_0 x \right]. \quad (7)$$

При нелінійному законі розподілу температур по ширині обода барабана, що описується $a'l^{b'x} + c'$, де a', b' і c' – постійні, що визначаються у кожному конкретному випадку з графічних залежностей, отриманих експериментально:

$$\frac{d^4 W}{dx^4} + 4\beta_0^4 W = (a'l^{b'x} + c') \left(-\frac{E\delta\alpha_n}{DR_c} \right);$$

$$W_2 = l^{-\beta_0 x} (C'_1 \cos \beta_0 x + C'_2 \sin \beta_0 x) + l^{-\beta_0 x} (C'_3 \cos \beta_0 x + C'_4 \sin \beta_0 x);$$

$$W_1 = Al^{-\beta_0 x} + B; \quad Ab'^4 l^{b'x} + 4\beta_0^4 Al^{b'x} + 4\beta_0^4 B = -\frac{E\delta\alpha_n}{DR_c} a'l^{b'x} - \frac{E\delta\alpha_n}{DR_c} c';$$

$$A = -\frac{ES\delta\alpha_n}{DR_c} a' \frac{1}{b'^4 + 4\beta_0^4}; \quad B = -\frac{ES\delta\alpha_n}{DR_c \beta_0^4} c';$$

$$W = l^{\beta_0 x} (C'_1 \cos \beta_0 x + C'_2 \sin \beta_0 x) + l^{-\beta_0 x} (C'_3 \cos \beta_0 x + C'_4 \sin \beta_0 x) + Al^{\beta_0 x} + B,$$

при

$$x = 0, \quad W = 0, \quad dW/dx = 0.$$

Для гальмівних барабанів задньої осі автобусів можна в межах 10% помилки вважати барабан довгою оболонкою, тоді

$$W = l^{-\beta_0 x} (C'_3 \cos \beta_0 x + C'_4 \sin \beta_0 x) + Al^{\beta_0 x} + B. \quad (8)$$

Використовуючи граничні умови (7), визначаємо постійні інтегрування:

$$C'_3 = -(A + B) = \frac{E\delta\alpha_{\lambda}}{DR_c} \left(\frac{a'}{b^4 + 4\beta_0^4} + \frac{c'}{\beta_0^4} \right); \quad C'_4 = \frac{Ab'}{\beta_0^2} = -\frac{ES\delta\alpha_{\lambda} a' b'}{DR_c \beta_0^2} \frac{a'}{b'^4 + 4\beta_0^4}.$$

Підставляючи C'_3 і C'_4 в рівняння (8), отримуємо залежність, що дозволяє визначати температурні деформації обода барабана. Останні викликають в ободі гальмівного барабана термічні напруження. Останні визначаємо за залежністю вигляду

$$\sigma_{терм} = \sigma_1 + \sigma_2. \quad (9)$$

Напруження від дії поверхневого температурного градієнта

$$\sigma_1 = \frac{\alpha_{\lambda} E (t_1 - t'_1)}{2(1 - \mu)}, \quad (10)$$

де t_1 і t'_1 – температури: робочої та зовнішньої поверхні обода барабана.

Напруження від дії об'ємної температури по товщині обода барабана

$$\sigma_2 = \frac{\alpha E (t_{1cp} - t'_{2cp})}{1 + A_1 / A_2}, \quad (11)$$

де t_{1cp} і t_{2cp} – об'ємна температура бічної стінки обода барабана та фланця заднього моста автотранспортного засобу; A_1, A_2 – площі поперечних перерізів бічної стінки обода барабана та фланця заднього моста автотранспортного засобу.

На підставі вищевикладеного перейдемо до аналізу результатів досліджень термонапружень ободів гальмових барабанів.

Результати досліджень. На підставі численних експериментальних даних, що стосуються енергонавантаженості автотранспортних засобів, були виконані розрахунки за залежностями (9) - (11). Результати розрахунків наведено у табл. 1, з якої випливає: при змінних конструктивних ($R_{об}$ і δ) і постійній величині (A_1/A_2) параметрів, квазіпостійному теплофізичному (α_{λ}) параметрі та механічних властивостей (E і μ) матеріалу ободів гальмівних барабанів та змінних параметрах енергонавантаженості $[t_v, (t_1 - t'_1) \text{ і } (t_{1cp} - t_{2cp})]$ ободів гальмівних барабанів та його бічної стінки, а також фланця маточини заднього моста за умови, що збільшення температури робочої поверхні обода завжди більше збільшення його об'ємної температури, отримані величини термонапружень, що розвиваються в ободах гальмівних барабанів автотранспортних засобів.

Аналіз величин термонапружень ободів гальмівних барабанів автотранспортних засобів, наведених у табл.1, дозволив зробити такі висновки:

– збільшення радіусів робочих поверхонь ободів гальмівних барабанів сприяє збільшенню роботи тертя фрикційними вузлами гальма при неодмінному зростанні гальмівного моменту, як наслідок, поверхневих і об'ємних температур, і в кінцевому підсумку термонапружень;

Таблиця 1

Конструктивні та теплофізичні параметри гальмівних барабанів та механічних властивостей матеріалів при оцінці термонапруг їх ободів

$t_v, ^\circ\text{C}$	$R_{\text{об}}, \text{м}$	$\delta, \text{м}$	$\alpha_{\text{л}} \cdot 10^{-6}, ^\circ\text{C}^{-1}$	$E \cdot 10^5, \text{МПа}$	μ	$t_1 - t', ^\circ\text{C}$	$t_{1cp} - t_{2cp}, ^\circ\text{C}$	A_1/A_2	$\sigma_{\text{терм}}, \text{МПа}$
30	0,15	0,012	11,3	2,15	0,26	20,0	15,0	0,5	57,13
		0,016				30,0			73,54
		0,02				40,0			89,96
	0,25	0,012				20,0	10,0		49,03
		0,016				30,0			65,44
		0,02				40,0			81,86
	0,35	0,012				20,0	5,0		40,93
		0,016				30,0			57,34
		0,02				40,0			73,76
60	0,15	0,012	11,5	2,13		20,0	30,0		82,09
		0,016				30,0			98,64
		0,02				40,0			115,19
	0,25	0,012				20,0	20,0		65,76
		0,016				30,0			82,31
		0,02				40,0			98,86
	0,35	0,012				20,0	10,0		49,43
		0,016				30,0			65,98
		0,02				40,0			82,53
90	0,15	0,012	11,7	2,11	20,0	40,0	99,19		
		0,016			30,0		115,87		
		0,02			40,0		132,55		
	0,25	0,012			20,0	30,0	82,73		
		0,016			30,0		99,42		
		0,02			40,0		116,10		
	0,35	0,012			20,0	20,0	66,28		
		0,016			30,0		82,96		
		0,02			40,0		99,64		
120	0,15	0,012	11,9	2,09	20,0	50,0	116,51		
		0,016			30,0		133,32		
		0,02			40,0		150,12		
	0,25	0,012			20,0	40,0	99,93		
		0,016			30,0		116,74		
		0,02			40,0		133,54		
	0,35	0,012			20,0	30,0	83,35		
		0,016			30,0		100,16		
		0,02			40,0		116,96		

– збільшення товщини обода гальмівного барабана при постійному радіусі робочої поверхні сприяє збільшенню енергоємності, тобто градієнта температури між внутрішньою та зовнішньою поверхнею обода, і як наслідок, термонапружень;

– при постійній величині A_1/A_2 (відношення поверхонь бічної стінки обода барабана до фланця маточини моста) і зі зменшенням градієнта об'ємної температури при збільшенні $R_{\text{об}}$ і δ спостерігається збільшення термонапружень обода барабана, оскільки зменшується кондуктивний теплообмін між зазначеним вище спряженням;

– при оцінці теплових деформацій обода гальмівного барабана необхідно враховувати усталений і термостабільний його стан при мінімальних поверхневих та об'ємних температурних градієнтах [5 - 7].

Висновки. Таким чином, проведено оцінку термонапружень, що розвиваються в ободі гальмівного барабана, і встановлено вплив конструктивних, теплофізичних параметрів та механічних властивостей матеріалів на їх величини.

Список литературы

1. ГОСТ Р 41.13 – 2007 (Правила №13 ЕЭКНООН). Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N, и О в отношении торможения. – М.: Стандартформ, 2009. – 170 с.
2. Бухарин Н. А. Автомобили / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. – Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
3. Гудз Г. С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств / Г. С. Гудз. – Харьков: ХГАДТУ, 1998. – 139 с.
4. Барабанно-колодочные тормозные устройства / [А. А. Петрик, А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко]. Монография (научное издание). В2-х томах. Том 1. Кубанск. государств. технологич. ун-т (Россия) – Краснодар, 2006. – 264 с.
5. Трибология: трение, износ, смазка / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко [и др.] // Баку: «Апостроф-А», 2019 – 640 с.
6. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств. Стандарт // А. Х. Джанахмедов, Дж. Г. Гкрбанов, А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко [и др.] / Баку: «Апострофф», 2016. – 272 с.
7. Вольченко Д. А. Напряженно-деформированное состояние различных типов дисков в тормозных устройствах транспортных средств / Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко, В. С. Скрышник, В. Я. Малык, Д. Ю. Журавлев // Проблемы тертя та зношування, 2018. №2(9). С. 16 – 27.
8. Kindrachuk M. V., Vol'chenko D. A., Vol'chenko N. A., Stebeletskaya N. M., Voznyi A. V. Influence of hydrogen on the wear resistance of materials in the friction couples of braking units. Mater. Sci. 2017, 53, 282 – 288.
9. Крагельский И. В. Узлы трения машин: справочник / И. В. Крагельский, Н. М. Михин. – Москва: Машиностроение, 1984. – 280 с.
10. Gautam Sh. P. Finite element analysis of disc brake using Ansys Workbench software / Sh. P. Gautam [et al.] // International Journal of Scientific and Engineering Research. 2015. Vol. 6. Is. 4. Pp. 1954 – 1959.
11. Gupta I. Thermal analysis of rotor disc brake of Baja Sae 2013 car through element analysis / I. Gupta, G. Saxena, V. Modi // International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA): International Conference On Emerging Trends in in Mechanical Engineering (ICETMEE), 13th-14th March. 2014. Pp. 324 – 329.

Стаття надійшла до редакції 15.08.2022.

O. S. BURAVA, V. V. NISCHUK, V. Ya. MALYK, V. V. FEDYK, M. M. DZHAVALA

THERMAL STRESSES IN RIM BRAKE DRUM MOTOR VEHICLES

In the materials of the article, an assessment of thermal stresses in the rims of brake drums (vehicles) was made, based on their design and thermophysical parameters, as well as the mechanical properties of materials. Thermal stresses in the drum rim due to thermal deformations are considered. In this case, the drum was broken into rings, and the ring was subjected to the study, rimmed with its wall. In order to obtain full thermal stresses, it was necessary to impose stresses caused in the shell by an intensity load. Further, the deformations arising from thermal action along the length of the drum rim are determined. The total stresses included the terms from the action of the surface temperature gradient and the bulk temperature across the thickness of the drum rim. A brake shoe with friction linings and a brake drum is an energy-loaded system in which the brake drum is an energy-intensive unit. The lower volume temperature of the side wall of the brake drum rim is explained by the fact that its outer surface (polished) adjoins the wheel hub and takes part in conductive heat exchange, while the outer (matt) surface is free and is washed by air flows circulating in the cavity of the drum-shoe brake, i.e., takes part in forced convective heat transfer. The removal of heat from the friction surface of the brake drum can be improved by: using metals for its rims with a high thermal conductivity; an increase in the area of the outer surface of the drum rim by forced cooling due to fins; improvement of ventilation of working and non-working surfaces of the brake drum. Thermal deformations and stresses of the brake drum rim result from the temperature difference in the radial and axial directions; in addition, they depend on the intensity with which the heat sinks from the rim to the side wall of the drum and further, depending on its thickness. The temperatures of the outer and inner surfaces of the brake drum rim differ slightly. The temperature difference along the generatrix of the rim, i.e., in the axial direction, can be significant, which causes significant thermal deformations and stresses. In this case, the functional dependence of the drum rim temperature on the linear coordinate is determined empirically and can be approximated by some analytical function determined by the temperature distribution graph.

Key words: drum-shoe brake, brake drum with rim and side wall, design and thermophysical parameters, mechanical properties of drum materials.

References

1. GOST R 41.13 – 2007 (Pravila №13 YEEKNOON). Yedinoobraznyye predpisaniya, kasayushchiyesya transportnykh sredstv kategoriy M, N, i O v otnoshenii tormozheniya. – M.: Standartform, 2009. – 170 s.
2. Bukharin N. A. Avtomobili / N. A. Bukharin, V. S. Prozorov, M. M. Shchukin. – L.: Mashinostroyeniye, 1973. – 504 s.
3. Gudz G. S. Temperaturnyye rezhimy friktsionnykh uzlov avtotransportnykh sredstv / G. S. Gudz. – Khar'kov: KHGADTU, 1998. – 139 s.
4. Barabanno-kolodochnyye tormoznyye ustroystva / [A. A. Petrik, A. I. Vol'chenko, N. A. Vol'chenko, D. A. Vol'chenko]. Monografiya (nauchnoye izdaniye). v 2-kh tomakh. Tom 1. Kubansk. gosudarstv. tekhnologich. un-t (Rossiya) – Krasnodar, 2006. – 264 s.
5. Tribologiya: treniye, iznos, smazka / A. KH. Dzhanakhmedov, D. A. Vol'chenko, N. A. Vol'chenko [i dr.] // Baku: «Apostrof-A», 2019 – 640 s.
6. Proyektnyy i proverochnyy raschet friktsionnykh uzlov barabanno- i diskovokolodochnykh tormozov transportnykh sredstv. Standart // A. KH. dzhanakhmedov, Dzh. G. Gkrbanov, A. I. Vol'chenko, N. A. Vol'chenko [i dr.] / Baku: «Apostroff», 2016. – 272 s.
7. Vol'chenko D. A. Napryazhenno-deformirovannoye sostoyaniye razlichnykh tipov diskov v tormoznykh ustroystvakh transportnykh sredstv / D. A. Vol'chenko, N. A. Vol'chenko, V. S. Skrypnyk, V. YA. Malyk, D. YU. Zhuravlev // Problemi tertya ta znoshuvannya, 2018. №2(9). S. 16 – 27.

8. Kindrachuk M. V., Vol'chenko D. A., Vol'chenko N. A., Stebeletskaya N. M., Voznyi A. V. Influence of hydrogen on the wear resistance of materials in the friction couples of braking units. *Mater. Sci.* 2017, 53, 282 – 288.

9. Kragel'skiy I. V. *Uzly treniya mashin: spravochnik* / I. V. Kragel'skiy, N. M. Mikhin. – Moskva: Mashinostroyeniye, 1984. – 280 s.

10. Gautam Sh. P. Finite element analysis of disc brake using Ansys Workbench software / Sh. P. Gautam [et al.] // *International Journal of Scientific and Engineering Research*. 2015. Vol. 6. Is. 4. Pp. 1954 – 1959.

11. Gupta I. Thermal analysis of rotor disc brake of Baja Sae 2013 car through element analysis / I. Gupta, G. Saxena, V. Modi // *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA): International Conference On Emerging Trends in in Mechanical Engineering (ICETMEE)*, 13th-14th March. 2014. Pp. 324 – 329.

Бурава Олександр Степанович – старший викладач, підполковник кафедри військової підготовки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 50 25 06, E-mail: burava2012@ukr.net.

Ніщук Віктор Вікторович – викладач, майор кафедри військової підготовки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 50 25 06, E-mail: nviktorv@ukr.net.

Малик Володимир Якович – канд. техн. наук, доцент, викладач Дрогобицький фаховий коледж нафти і газу, м. Дрогобич, Львівська обл., Україна.

Федик Василь Володимирович – канд. техн. наук, викладач Дрогобицький фаховий коледж нафти і газу м. Дрогобич, Львівська обл., Україна.

Джавала Микола Миколайович – студент спеціальності 274 "Автомобільний транспорт" Дрогобицький фаховий коледж нафти і газу, м. Дрогобич, Львівська обл., Україна.