

УДК 621.891

А. И. ВОЛЬЧЕНКО<sup>1</sup>, М. В. КИНДРАЧУК<sup>2</sup>, И. О. БЕКИШ<sup>1</sup>, В. Я. МАЛЫК<sup>1</sup>,  
В. И. ШУРНИКОВ<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

<sup>2</sup>Национальный авиационный университет, Украина

## ТЕРМИЧЕСКИЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ОБОДАХ ТОРМОЗНЫХ БАРАБАНОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В материалах статьи произведена оценка термических напряжений в ободах тормозных барабанов (автотранспортных средств), исходя из их конструктивных и теплофизических параметров, а также механических свойств материалов.

**Ключевые слова:** барабанно-колодочный тормоз, тормозной барабан с ободом и боковой стенкой, конструктивные и теплофизические параметры, механические свойства материалов барабанов.

**Введение.** Явления, происходящие при разрушении рабочей поверхности обода тормозного барабана автотранспортного средства при электротермомеханическом трении под действием генерируемых электрических токов и аккумулируемых тепловых токов импульсного и длительного характера в зависимости от режимов торможения, рекомендуемых ЕЭК ООН [1] приводят поверхностные слои пар трения тормоза к неравновесной трибологии. Последняя в значительной степени зависит от поверхностных и объемных градиентов обода тормозного барабана, и как следствие, возникающих в нем термических напряжений.

**Состояние проблемы.** Тормозная колодка с фрикционными накладками и тормозным барабаном являются энергонагруженной системой, в которой энергоемким узлом является тормозной барабан. На рис. 1, а представлены изотермы (в °С) по сечению чугунного тормозного барабана заднего тормоза автобуса семейства ЛАЗ в конце 12-ти минутного нагружения его пар трения полученные электро моделированием [2]. При значительной неравномерности распределения температур по ширине обода 1 барабана 3 температура по его толщине изменяется мало. Что касается фланца 2 тормозного барабана 3, то в него происходит сток теплоты и в нем температуры намного ниже, чем в ободу 1 барабана 3.

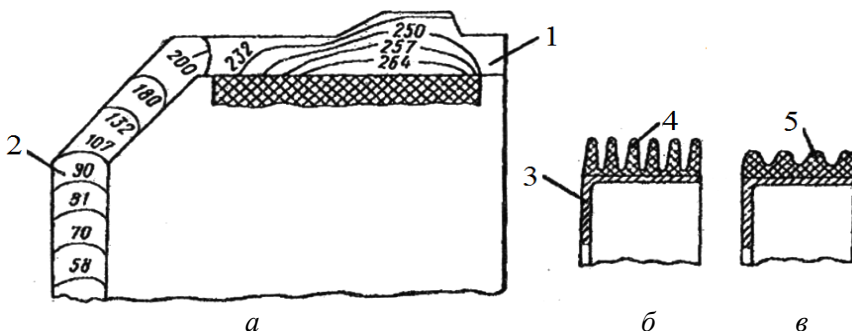


Рис. 1. Распределение изотерм в заднем тормозном барабане автобуса семейства ЛАЗ, полученных электро моделированием (а) и тормозные биметаллические барабаны с высокими (б) и низкими (в) ребрами на их ободах: 1, 2 – обод и боковая стенка обода тормозного барабана; 3 – чугунный барабан; 4, 5 – венец с ребрами, изготовленными из алюминиевого сплава

Более низкая объемная температура боковой стенки обода тормозного барабана объясняется тем, что внешняя его поверхность (полированная) примыкает к ступице колеса и принимает участие в кондуктивном теплообмене, а наружная (матовая) - является свободной и омывается воздушными потоками, циркулирующими в полости барабанно-колодочного тормоза, т. е. принимает участие у вынужденном конвективном теплообмене.

Отвод теплоты с поверхности трения тормозного барабана может быть улучшен: применением для его ободов металлов, имеющих высокий коэффициент теплопроводности; увеличением площади наружной поверхности обода барабана вынужденным охлаждением за счет оребрения; улучшения вентиляции рабочих и нерабочих поверхностей тормозного барабана.

В [3] исследовано влияние различных факторов (удельной нагрузки, возникающей в парах трения при их взаимодействии; коэффициента взаимного перекрытия трущихся поверхностей; поверхности теплоотдачи, т.е. наружной поверхности обода тормозного барабана; площади вентиляционных отверстий диска колеса; площади сечения воздушного зазора между наружной поверхностью обода тормозного барабана и ободом колеса; площади стыковки барабана и ступицы колеса) на теплонагруженность пар трения тормозов автотранспортных средств. Установлено, что увеличение удельных нагрузок в паре трения и коэффициента ее взаимного перекрытия вызывает некоторое повышение температуры фрикционных пар тормозов. В свою очередь, уменьшение площади сечения воздушного зазора между барабаном и ободом колеса ведет к увеличению поверхностных температур рабочих деталей тормозов. И наконец, увеличение поверхности теплоотдачи барабана, площади вентиляционных отверстий диска колеса, площади стыковки боковой стенки барабана к фланцу ступице колеса с учетом условия нормальной работы ее подшипников способствует снижению теплонагруженности трущихся поверхностей тормозов автотранспортных средств.

Оценка влияний толщины обода тормозного барабана, теплоемкости, плотности и коэффициента теплопроводности его материала, длительности торможения, удельного теплового потока и коэффициента теплоотдачи от наружной поверхности обода тормозного барабана на поверхностные температуры фрикционных пар барабанно-колодочных тормозов в стендовых условиях приведена в [3]. Получены зависимости для определения температур трущихся поверхностей тормозов при кратковременном и длительном режимах их нагружения. Расхождение расчетных и экспериментальных значений температур в пределах 80–430 °С не превышало 8-10%.

Однако в представленных исследованиях не было уделено внимание влиянию конструктивных и теплофизических параметров, а также механических свойств материалов тормозных барабанов и стыковки боковых стенок их ободов с фланцем ступицы заднего моста автотранспортного средства на термонагруженность ободов барабанов.

**Постановка задачи.** В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к исследуемой проблеме:

- циркуляция тепловых токов в элементах тормозных барабанов;
- термонапряжения в ободах тормозных барабанов: математическое описание;
- результаты исследований.

**Цель работы.** Оценить термонапряжения в ободу тормозного барабана ав-

тотранспортного средства, исходя из конструктивных, теплофизических и механических свойств материалов барабанов.

**Циркуляция тепловых токов в элементах тормозных барабанов.** Нагревание при электротермомеханическом трения и связанные с ним термомеханические явления могут значительно влиять на трибологическое поведение скользящих элементов. Эти эффекты включают тепловую деформацию и термоупругую неустойчивость, а также термомеханические напряжения и терморастрескивание.

Тепловые деформации и напряжения обода тормозного барабана возникают в результате перепада температур в радиальном и осевом направлениях; кроме того, они зависят от того, с какой интенсивностью происходит сток теплоты от обода к боковой стенке барабана и далее в зависимости от его толщины. Температуры наружной и внутренней поверхностей обода тормозного барабана различаются незначительно. Перепад температур по образующей обода, т. е. в осевом направлении, бывает существенным, что и вызывает значительные термические деформации и напряжения. В этом случае функциональная зависимость температуры обода барабана от линейной координаты определяется опытным путем и может быть аппроксимирована некоторой аналитической функцией, обусловленной графиком распределения температур.

После завершения подготовки модели обода тормозного барабана и ее рабочую поверхность нагружали тепловым потоком, вызвавшим поверхностную температуру  $400^{\circ}\text{C}$ , равную допустимой температуре для материалов фрикционной накладки при коэффициенте теплоотдачи от матовых поверхностей барабана равному  $11,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$  и температуре окружающей среды  $22,0^{\circ}\text{C}$ . В результате получили распределение объемных температур (рис. 2, *а*) и тепловых потоков (рис. 2, *б*) по толщине обода барабана с рабочей 1 и нерабочей 2 поверхностью, а также его боковой стенки *б* и фланца ступицы колеса 7. При этом левая сторона обода является заземленной 3, поскольку сопряжена с его боковой стенкой *б*, а правая сторона – незаземленной 4, т.е. свободной. Такое размещение краев обода барабана свидетельствует о максимальных величинах удельных нагрузок на левой стороне обода барабана, уменьшающихся к его правой стороне. Последняя со своей рабочей поверхностью обода 1 под действием термомеханического явления испытывает механические и тепловые деформации, и как следствие, механотермоупругую неустойчивость. Несовместимость весовых характеристик подкрепляющего кольца 5, находящегося на нерабочей поверхности 2 обода со стороны его свободного края в сравнении из сопряжением обода барабана с боковой стенкой *б* оказывает существенное влияние на распределение объемных температур в рабочей части обода барабана. Кроме того, необходимо учитывать тот факт, что боковая стенка обода *б* своей поверхностью, соприкасается не полностью с поверхностями фланца ступицы заднего моста 7, что также существенно влияет на величины объемной температуры в фланце *б* обода барабана.

Для исследования тепловых потоков в ободке тормозного барабана его боковая стенка *б* с помощью теплоизоляции 8 отделен от поверхностей фланца ступицы 7 колеса (рис. 2, *б*). На рабочей поверхности 1 обода барабана на участке I-I и II-II развивается максимальные основные тепловые потоки, которые распространяются от границ I-I и II-II вправо и влево, соответственно, в сторону

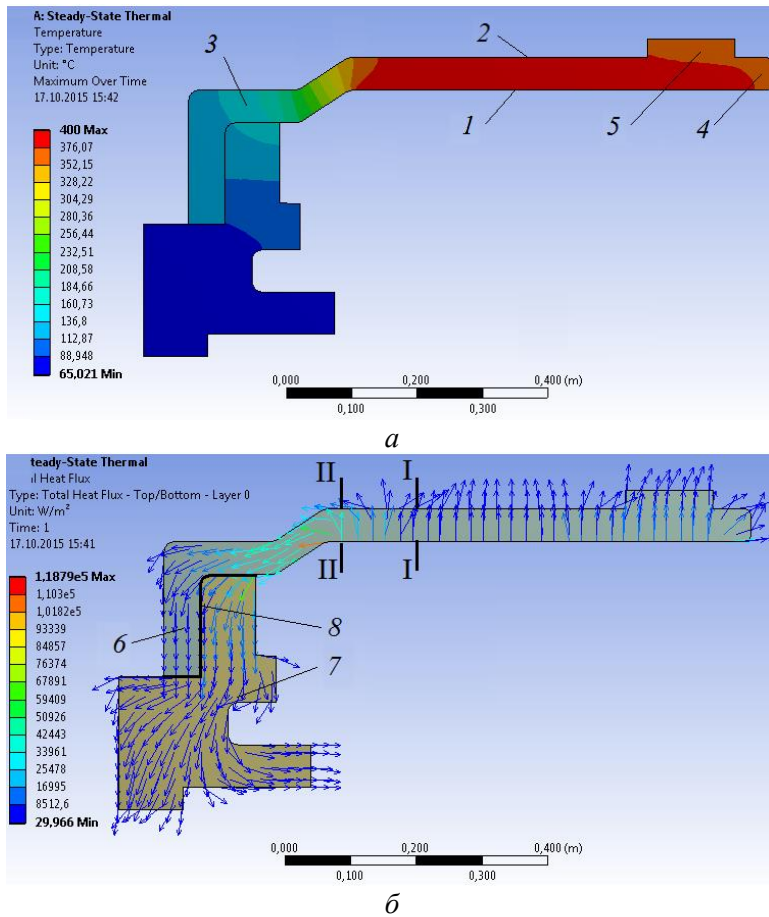


Рис. 2. Распределение тепловых токов в серийном тормозном барабане автомобиля КраЗ-250: *а* – с нетеплоизолированной ступицей колеса от боковой стенки барабана; *б* – с теплоизолированной ступицей колеса от боковой стенки барабана; 1, 2 – рабочая и нерабочая поверхности обода барабана; 3, 4 – защемленный и незащемленный край обода барабана; 5 – подкрепляющее кольцо; 6 – боковая стенка обода барабана; 7 – фланец ступицы заднего моста; 8 – теплоизоляция

свободного края обода с подкрепляющим кольцом 5 и к боковой стенки 6 обода. В боковую стенку 6 обода основные тепловые потоки попадают напрямую, а в правой части основные потоки тормозятся дополнительными тепловыми потоками, которые возникают на остальной площади полированной рабочей поверхности 1 обода тормозного барабана при электротермомеханическом трении. При этом дополнительные тепловые потоки от границы участка II-II идут на нагревание обода барабана. При этом необходимо учитывать тот факт, что интенсивность теплообмена от полированной рабочей поверхности 1 обода барабана намного выше, нежели от его боковой стенки 6 и нерабочей поверхности 2 при условии, что рассматриваемые поверхности теплообмена имеют различные площади. Что касается фланца ступицы 7 заднего моста, то она является накопителем тепловой энергии из-за слабой вынужденной конвекции от его матовых поверхностей.

**Термонапряжения в ободах тормозных барабанов: математическое описание.** Прежде чем рассмотреть термонапряжения в ободу тормозного бара-

бана оценим тепловые деформации. Последние сдвинуты по фазе на  $\pi/2$  по отношению к термонапряжениям обода тормозного барабана при их волновой природе изменения.

Пусть  $t_n=F_{(x)}$  представляет собой поверхностные температуры оболочки, отсчитываемые от некоторой постоянной начальной температуры. Предположим, что оболочка разделена плоскостями, перпендикулярными оси  $x$ , на бесконечно тонкие кольца, тогда радиальное расширение колец вследствие изменения температуры будет  $2R_c F_{(x)}$ , где  $R_c$  – радиус срединной поверхности оболочки (рис. 3, а). Это расширение можно устранить, вернув оболочку к ее начальному диаметру путем наложения внешней удельной нагрузки следующей интенсивности  $z_n$ :

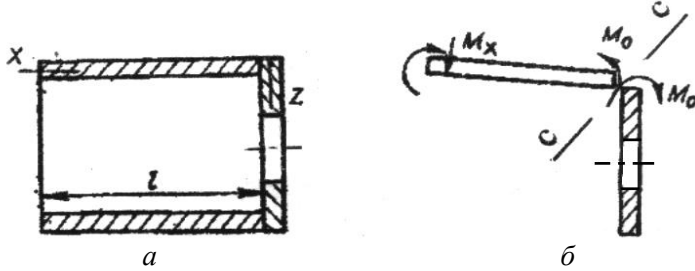


Рис. 3. Расчетная схема тормозного барабана (а) и его обода в сопряжении с боковой стенкой (б)

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

где  $\delta$  – средняя толщина стенки обода барабана;  $\alpha_l$  – коэффициент линейного расширения материала обода тормозного барабана;  $E$  – модуль упругости материала оболочки.

Нагрузка интенсивности  $z_n$  полностью устраняет температурные расширения оболочки, вызывающие в ней лишь окружные напряжения величин

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

Чтобы получить полные температурные напряжения, нужно на напряжения (2) наложить напряжения, вызываемые в оболочке нагрузкой интенсивности  $z_n$ . Последнюю прикладывают для того, чтобы разгрузить боковую поверхность оболочки от внешней нагрузки, описываемой зависимостью (1). Напряжения, вызванные нагрузкой определяются посредством интегрирования дифференциального уравнения

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

где  $\beta_0$  – параметр оболочки;  $\beta_0 = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/(R_c^2 \delta^2)}$ ;  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $D$  – цилиндрическая жесткость оболочки;  $D = E\delta^3 / 12(1-\mu^2)$ .

Обычно для данной подкатегории автотранспортных средств устанавливается значение параметра  $\beta_0 l \geq 1,7$ .

После преобразований получаем

$$\frac{d^4 W}{dx^4} + 4\beta_0^4 W = -\frac{E\delta\alpha_l}{DR_c} F_{(x)}. \quad (4)$$

Рассмотрим случай изменения температуры по толщине оболочки на основании линейного закона

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

где  $t_2$  и  $t_o$  – температуры усредненная поверхности трения обода тормозного барабана после торможения и окружающего воздуха;  $l$  – длина оболочки.

После подстановки уравнения (5) в (4) имеем

$$\frac{d^4 W}{dx^4} + 4\beta_0^4 W = -\frac{E\delta\alpha_l}{DR_c l} (t_2 - t_o)x.$$

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

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

Угол разрыва в сечении (с) при  $t=t_o$  (рис. 3 б) выражается зависимостью

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

При граничном условии  $x = 0$  получаем

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

Чтобы устранить показанный на рис. 3 б разрыв, необходимо приложить момент  $M_0$  [4]:

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

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

при

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

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

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

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

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

где  $C'_1, C'_2, C'_3, C'_4$  – постоянные интегрирования.

Деформации, возникающие от теплового воздействия по длине обода барабана, будут распределяться по следующему закону:

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

При нелинейном законе распределения температур по ширине обода барабана, описываемого  $t = a'l^{b'x} + c'$ , где  $a'$ ,  $b'$  и  $c'$  – постоянные, определяемые в каждом конкретном случае из графических зависимостей, полученных экспериментально:

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

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

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

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

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

при

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

Для тормозных барабанов задней оси автобусов можно в пределах 10 % ошибки считать барабан длинной оболочкой, тогда

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

Используя граничные условия (7), определяем постоянные интегрирования:

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

Подставляя  $C'_3$  и  $C'_4$  в уравнение (8), получаем зависимость, позволяющую определять температурные деформации обода барабана. Последние вызывают в ободу тормозного барабана термические напряжения. Последние определяем по зависимости вида

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

Напряжения от действия поверхностного температурного градиента

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

где  $t_1, t'_1$  - температуры: рабочей и внешней поверхности обода барабана.

Напряжения от действия температуры по толщине обода барабана

$$\sigma_2 = \frac{\alpha E (t_{1cp} - t_{2cp})}{1 + A_1 / A_2}, \quad (11)$$

где  $t_{1cp}, t_{2cp}$  - объемная температура боковой стенки обода барабана и фланца заднего моста автотранспортного средства;  $A_1, A_2$  - площади поперечных сечений боковой стенки обода барабана и фланца заднего моста автотранспортного средства.

На основании вышеизложенного перейдем к анализу результатов исследований термонапряжений ободов тормозных барабанов.

**Результаты исследований.** На основании имеющихся многочисленных экспериментальных данных, касающихся энергонагруженности автотранспортных средств, были выполнены расчеты по зависимостям (9)-(11). Результаты расчетов приведены в табл., из которой следует: при переменных конструктивных ( $R_{об}$  и  $\delta$ ) и постоянной величине ( $A_1/A_2$ ) параметров, квазипостоянном теплофизическом ( $\alpha_{\perp}$ ) параметре и механических свойств ( $E$  и  $\mu$ ) материала ободов тормозных барабанов и переменных параметрах энергонагруженности [ $t_v, (t_1 - t'_1)$  и ( $t_{1cp} - t_{2cp}$ )] ободов тормозных барабанов и его боковой стенки, а также фланца

Таблица

**Конструктивные и теплофизические параметры тормозных барабанов и механических свойств материалов при оценке термонапряжений их ободов**

$t_v, \text{ }^\circ\text{C}$	$R_{об}, \text{ м}$	$\delta, \text{ м}$	$\alpha_t \cdot 10^{-6}, \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	$E \cdot 10^5, \text{ МПа}$	$\mu$	$t_1 - t_1', \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{1cp} - t_{2cp}, \text{ }^\circ\text{C}$	$A_1/A_2$	$\sigma_{терм}, \text{ МПа}$	
30	0,15	0,012	11,3	2,15	0,26	20,0	15,0	0,5	57,13	
		0,016							73,54	
		0,02							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	0,26	20,0	30,0	0,5	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	0,26	20,0	40,0	0,5	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	0,26	20,0	50,0	0,5	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	



ступицы заднего моста при условии, что приращение температуры рабочей поверхности обода всегда больше приращения его объемной температуры, получены величины термонапряжений, развивающихся в ободах тормозных барабанов автотранспортных средств. Анализ величин термонапряжений ободов тормозных барабанов автотранспортных средств, приведенных в табл., позволил сделать следующие выводы:

– увеличение радиусов рабочих поверхностей ободов тормозных барабанов способствует увеличению работы трения фрикционными узлами тормоза при непременном росте тормозного момента, и как следствие, поверхностных и объемных температур, и в конечном итоге термонапряжений;

– увеличение толщины обода тормозного барабана при постоянном радиусе его рабочей поверхности способствует увеличению энергоемкости, т.е. градиента температуры между внутренней и наружной поверхностью обода, и как следствие, термонапряжений;

– при постоянной величине  $A_1/A_2$  (отношение поверхностей боковой стенки обода барабана к фланцу ступицы моста) и с уменьшением градиента объемной температуры при увеличении  $R_{об}$  и  $\delta$  наблюдается увеличение термонапряжений обода барабана, поскольку уменьшается кондуктивный теплообмен между указанным выше сопряжением.

**Выводы.** Таким образом, произведена оценка термонапряжений, развивающихся в обode тормозного барабана, и установлено влияние конструктивных, теплофизических параметров и механических свойств материалов на их величины.

#### Список литературы

1. ГОСТ Р 41.13 – 2007 (Правила №13 ЕЭКНООН). Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения. – М.: Стандартформ, 2009. – 170с.
2. Бухарин Н. А. Автомобили / Н. А. Бухарин, В. С. Прозоров, М. М. Щукин. – Л.: Машиностроение, 1973. – 504с.
3. Гудз Г. С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств. / Г. С. Гудз. – Харьков: ХГАДТУ, 1998. – 139с.
4. Барабанно-колодочные тормозные устройства / [А. А. Петрик, А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко]. Монография (научное издание). В 2-х томах. Том 1. Кубанск. государств. технологич. ун-т (Россия) – Краснодар, 2006. – 264с.

*O. I. ВОЛЬЧЕНКО, М. В. КИНДРАЧУК, І. О. БЕКИШ, В. Я. МАЛИК,  
В. І. СНУРНИКОВ*

### **ТЕРМІЧНІ НАПРУЖЕННЯ В ОБОДАХ ГАЛЬМІВНИХ БАРАБАНІВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

В матеріалах статті здійснена оцінка термічних напружень в ободах гальмівних барабанів (автотранспортних засобів), виходячи із їх конструктивних и теплофізичних параметрів, а також механічних властивостей матеріалів.

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

*A. I. VOLCHENKO, M. V. KINDRACHUK, I. O. BEKISH, V. Y. MALIK,  
V. I. SNURNIKOV*

### **THERMAL STRESSES OF THE RIMS OF BRAKE DRUMS IN VEHICLES**

We've assessed thermal stresses in the rims of brake drums (vehicles), based on their structural and thermal parameters and mechanical properties of materials. We've discussed the following questions: circulation of the thermal currents in the elements of the brake drum; thermal stresses in the rims of brake drums: mathematical description; the results of research.

**Keywords:** drum brake, brake drum with the rim and the side surface, structural and thermal parameters, mechanical properties of the materials of the drums.

**Вольченко Александр Иванович** – доктор техн. наук, профессор кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 03427 2 71 47, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.

**Киндрачук Мирослав Васильевич** – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедры машиноведения, Аэрокосмический институт, Национальный авиационный университет, пр. Космонавта Комарова, 1, г. Киев, Украина, 03058, тел.: +38 04440 6 74 10, E-mail: nau12@ukr.net.

**Бекиш Ирина Орестовна** – канд техн. наук, доцент кафедры инженерной и компьютерной графики, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск Украина, 76019, тел.: +38 03427 2 47 19, E-mail: ikg@nung.edu.ua

**Малык Владимир Ярквич** – канд техн. наук, доцент кафедры нефтегазового оборудования, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск Украина, 76019, тел.: +38 03427 2 71 01, E-mail: po@nung.edu.ua

**Снурников Владимир Игоревич** – аспирант кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 066 102 19 11, E-mail: v.snurnikov@gmail.com.