

УДК 621.825.54.001.2

Н.А.Вольченко, В.Я.Малык, П.С.Красин
Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа
К ВОПРОСУ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ТОРМОЗНЫХ БАРАБАНОВ КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ТРАНСПОРТНЫХ
СРЕДСТВ

Проілюстрована методика определения геометрических параметров дисков, являющихся составными элементами ободов тормозных барабанов и шкивов, исходя из их энергоёмкости. На основании данных, полученных теоретическим и экспериментальным путем, построены графические зависимости геометрических и эксплуатационных параметров тормозных барабанов.

Ключевые слова: диск, геометрические параметры, поверхностная температура, тормозные устройства: барабанно,- ленточно,- и дисково-колодочные

Форм 9. Рис. 4. Лит 6.

М.О.Вольченко, В.Я.Малик, П.С.Красин
ДО ПИТАННЯ ПРОГНОЗУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЛЬМІВНИХ
БАРАБАНІВ КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Проілюстрована методика визначення геометричних параметрів дисків, які є складовими елементами ободів гальмівних барабанів та шківів, виходячи із їхньої енергоємності. На основі даних, отриманих теоретичним та експериментальним шляхом, побудовані графічні залежності геометричних та експлуатаційних параметрів гальмівних барабанів.

Ключові слова: диск, геометричні параметри, поверхнева температура, гальмівні пристрої: барабанно,- стрічково,- та стрічково-колодкові.

N.Volchenko, V.Malyk, P.Krasin
ON THE PROBLEM OF FORECASTING MECHANICAL PARAMETERS OF THE
BRAKING DRUMS OF THE BLOCK BRAKES OF THE VEHICLES

The paper demonstrates the methodology of determining the geometric parameters of the disks which are part of the rims of the braking drums and pulleys and are based on their power intensity. There are lots of requirements to the friction assemblies of the braking devices that can provide traffic and braking safety, adherence to the ever-increasing normative requirements to the allowed braking magnitude, braking and deceleration time. The general trend in the development and improvement of the modern vehicles is the increase of the capacity and movement speed. Hence, the problem of the brakes is relevant and it is necessary to create new kinds of friction assemblies and to improve the existing ones. Therefore, the questions related to their strength and reliability are getting more and more important. The attention should be paid to the disks that are largely determined by the values of the mechanical and thermal tension occurring during the braking process in the contact zone of the braking disk and shoe. This tension depends on the external and internal radius of the disk and its thickness. In addition, the article evaluates the energy loading of the disk, the rim components of the braking drum during the braking process with the choice of its rational geometrical parameters. The author carries out theoretical and experimental investigation of the disk energy loading. The study is based on the assumption that the heat, generated during the braking process, is distributed in the disk material in the radial and axial directions simultaneously. It allows to get an accurate image of its distribution and determine the maximum heating temperature. The recommendations to the sequence of the determination of the braking disk size are outlined. Taking into consideration the data obtained experimentally and theoretically, the graphic representation of the geometric and operating parameters of the braking drums are made. The research results are relevant, since they allow to design new friction assemblies of the drum-shoe brakes of the vehicles.

Keywords: disc, geometric parameters, surface temperature, braking devices: drum-brakes, band-brakes and disk-shoe brakes.

Введение. Общей тенденцией развития и усовершенствования современных транспортных средств является повышение мощности и увеличения скорости движения, что обуславливает актуальность проблемы торможения в свете необходимости создания новых и усовершенствование фрикционных узлов тормозов, базирующихся на совершенствование методов их расчета. Благодаря ряду преимуществ по сравнению с барабанно-колодочными тормозами, присущих дисково-колодочным тормозным устройствам, наблюдается расширение их использования в автомобилестроении. Поэтому преобритают первостепенную возможность вопросы, связанные с повышением их прочности и надежности, в первую очередь дисков, которые в значительной мере определяются величинами механического и термического напряжения, возникающих при торможении в зоне контакта тормозного диска и колодки. Указанные напряжения зависят от внешнего и внутреннего радиуса диска и его толщины.

Состояния проблемы. К фрикционным узлам тормозных устройств транспортных средств предъявляется достаточно жесткий перечень требований, который в совокупности

должен обеспечить безопасность движения (сохранность пассажиров и грузов) и безопасность при торможении, соблюдать постоянно возрастающие нормативные требования к величине тормозного пути, времени торможения и замедлению, которые допускаются. В условиях повышения скоростей движения и увеличивающихся удельных нагрузок в парах трения тормоза развиваются поверхностные температуры (300 - 500 °С), повышающие допустимые для материалов фрикционные накладки и как следствие, наблюдается потеря эффективности при нестабильном тормозном моменте [1, 2]. Немаловажную роль в этих условиях отводится тормозному барабану, который имеет завышенную металлоемкость, а следовательно, и энергоемкость.

Расчетам геометрических параметров тормозных барабанов транспортных средств посвящена работа [3]. В последней тормозной барабан разбивался на цилиндрические диски и на основе многокритериального проектирования и геометрического программирования определялись внешний и внутренний радиус и толщина диска. Однако при этом не была учтена энергонагруженность дисков, имеющих рациональные геометрические параметры. Аналогичным образом поступали и применительно к тормозным шкивам буровых лебедок [4]. Последние не только являются энергонагруженными в процессе торможения, но и имеют большие остаточные тепловые напряжения, способствующие зарождению и развитию сетки трещин на рабочей поверхности и в подповерхностных слоях обода шкива, и как следствие, вызывающих его разрыв. Важно знать рациональные геометрические параметры тормозных дисков, которые термоизолированы между собой и являются элементами составного обода шкива в термоэлектродинамической системе его принудительного охлаждения [5]. Наиболее нагруженными являются фрикционные пары дискового тормоза (особенно диск) железнодорожного подвижного состава из-за скоростей движения и развиваемой кинетической энергии, и как следствие, реализуемых удельных нагрузок в трибосопряжении тормоза [6].

Цель работы – оценка энергонагруженности дисков, составляющих обод тормозного барабана в процессе торможения с выбором его рациональных геометрических параметров.

Теоретические и экспериментальные исследования энергонагруженности дисков. Исследование основано на утверждении, что теплота, генерируемая при торможении, распределяется в материале диска одновременно в радиальном и осевом направлениях, что позволяет получить довольно точную картину ее распределения и определить максимальную температуру нагревания. Теплопроводность изотропного твердого тела описывается дифференциальным уравнением, представленному в цилиндрической системе координат:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right),$$

(1)

где T – температура; t – время; λ , c и ρ – коэффициент теплопроводности, теплоемкость и плотность материала диска; r , θ , z – цилиндрические координаты.

Диск в цилиндрической системе координат показан на рис. 1, где обозначено: 1 – диск; 2 – соприкасающиеся диски; p – удельная нагрузка; ω – угловая скорость вращения дисков.

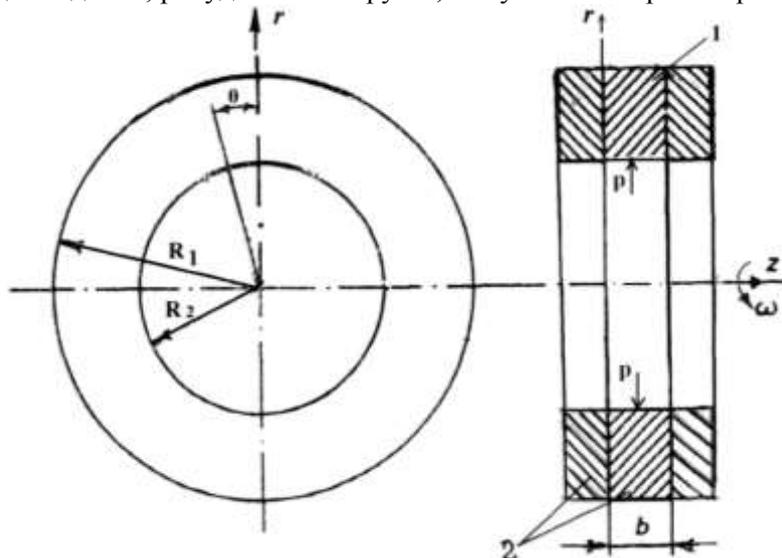


Рис. 1 Цилиндрическая система координат применительно к металлическим дискам

Если за время торможения диски совершают несколько оборотов, то распределение теплоты будет равномерным по окружности, т.е. ни температура, ни поток теплоты не будут изменяться в направлении θ . Тогда уравнение (1) записывается в виде

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (2)$$

т.е. задача из трехмерной превращается в двухмерную с использованием координат r и z , причем площадь поперечного сечения, в котором исследуется распределение теплоты, ограничена радиусом R_1 и толщиной b диска. Уравнения (1) и (2) составлены с учетом предположения, что величина коэффициента теплопроводности λ материала диска не зависит от температуры. Исследования показывают, что температура пропорциональна величине $(\lambda c\rho)^{-0.5}$, а для ряда материалов $(\lambda c\rho)$ почти не зависит от температуры.

Начальными условиями являются: по температуре $T=0$ и по времени $t=0$. Считаем, что объемная температура возрастает. Реальная температура диска определяется перед торможением и считается одинаковой в любой точке сечения диска. Граничное условие при решении уравнения (2) – величина l_n – количество тепловой энергии, протекающей через единицу площади поверхности диска

$$l_n = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n},$$

где n – внешняя нормаль к поверхности; для изолированных поверхностей $l_n = 0$, тогда

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = 0.$$

Для поверхностей, нагреваемых при торможении, $l_n = \frac{E_s}{A}$, где E_s – мощность, передаваемая через единицу поверхности; A – площадь поверхности. В развернутом виде

$$l_n = \frac{2W_s}{\pi(R_1^2 - R_2^2)t_b^2} (t_b - t), \quad (3)$$

где W_s – энергия, передаваемая через поверхность при торможении; t_b – полное время торможения.

В середине диска $z = b/2$, тогда $\frac{\partial T}{\partial z} = 0$. Для использования полученных результатов при исследовании различных типов дисков, уравнения (1), (2) и (3) приведены к безразмерному виду при использовании относительных величин:

$$r_0 = \frac{r}{R_1}, \quad z_0 = \frac{z}{R_1}, \quad t_0 = \frac{t\lambda}{c\rho R_1^2}, \quad (4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t_0} = \frac{\partial^2 T}{\partial r_0^2} + \frac{1}{r_0} \frac{\partial T}{\partial r_0} + \frac{\partial^2 T}{\partial z_0^2}. \quad (5)$$

Из (4)
$$z = z_0 R_1; \quad t = \frac{t_0 c \rho R_1^2}{\lambda}.$$

Приняв $R_0 = \frac{R_2}{R_1}$, можно записать

$$-\frac{\partial T}{\partial z_0} \frac{(1 - R_0^2)t_b^2 \lambda^2}{W_s c \rho R_1} = \frac{2}{\pi} (t_{0b} - t_0). \quad (6)$$

Безразмерная температура

$$T_0 = \frac{T(1 - R_0^2)t_b^2 \lambda^2}{W_s c \rho R_1}. \quad (7)$$

Тогда уравнение (2) может быть записано в виде

$$\frac{\partial T_0}{\partial t_0} = \frac{\partial^2 T_0}{\partial r_0^2} + \frac{1}{r_0} \frac{\partial T_0}{\partial r_0} + \frac{\partial^2 T_0}{\partial z_0^2}. \quad (8)$$

При начальных условиях $T_0 = 0$, $t_0 = 0$ и граничных условиях

©Н.А.Вольченко, В.Я.Малык, П.С.Красин

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial T_0}{\partial z_0} &= \frac{2}{\pi}(t_{0b} - t_b) \text{ при } z_0 = 0 \\ \text{и} \\ \frac{\partial T_0}{\partial z_0} &= \frac{2}{\pi}(t_{0b} - t_0) \text{ при } z_0 = b_0, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где $b_0 = \frac{b}{R}$ - безразмерный параметр диска (относительная толщина диска).

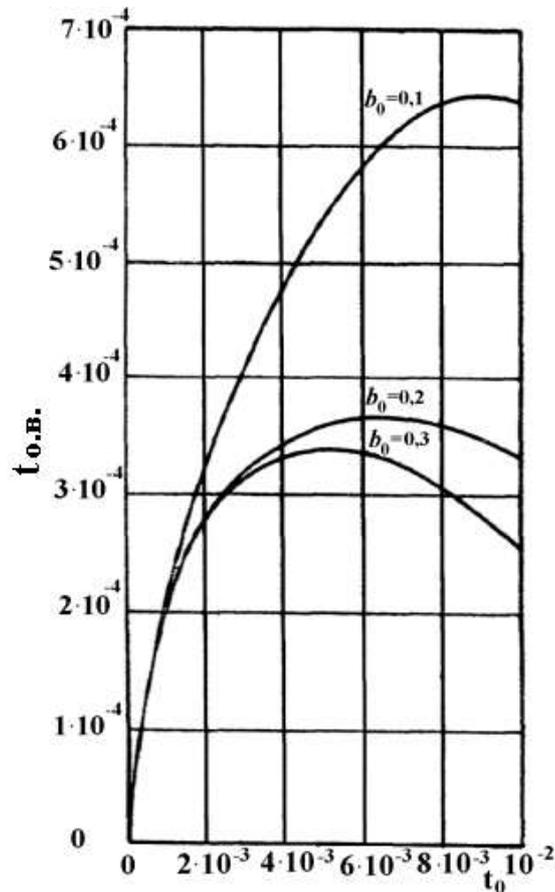


Рис. 2 Закономерность распределения поверхностной температуры за время торможения в функции t_0 для полного времени торможения $t_{0, в.} = 10^{-2}$ при различных относительных толщинах диска

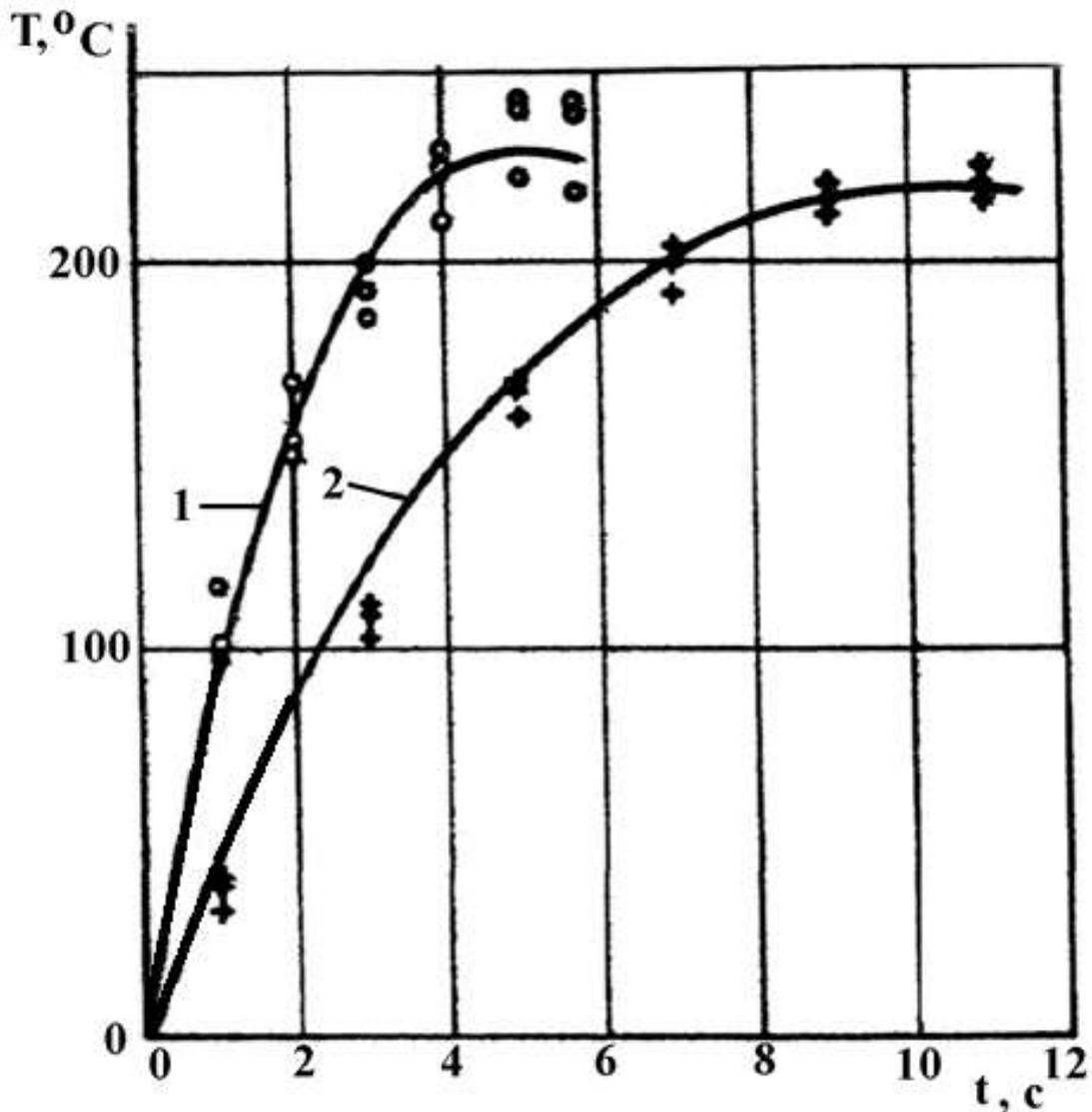


Рис. 3 Закономерности изменения поверхностной температуры диска от времени при: $t_b = 5,75$ с – кривая 1; $t_b = 11,5$ с – кривая 2 (расчетных и экспериментальных данных)

Для значений $b_0=0,2$ и $t_{0.в.} = 10^{-2}$ при различных R_0 и T_{0max} , были выполнены вычисления, показавшие, что T_{0max} почти не зависит от R_0 . При всех вычислениях была получена величина $R_0 = 0,6$ (0,6215).

По результатам вычислений построены графики распределения температуры на поверхности диска. На рис. 2 показано распределение максимальной температуры за время торможения в функции t_0 для полного времени торможения $t_{0b} = 10^{-2}$ при различных относительных толщинах b_0 . На рис. 3 показано распределение температуры T_0 в теле тормозного диска в зависимости от t_0 при $b_0 = 0,2$ и $t_{0.в.} = 10^{-2}$.

Проведенные экспериментальные исследования нагревания тормозных дисков при следующих исходных данных: $R_1=0,136$ м; $R_2 = 0,0858$ м; $R_0=0,63$; $b=0,0128$ м; $b_0 = 0,094$; $W_s = 202500$ Н·м; $\lambda = 59$ Вт/(м·°C); $c=500$ Дж/(кг·°C); $\rho = 7500$ кг/м³. Сравнительные результаты испытаний и вычислений показаны на рис. 3 в виде серий точек и двух кривых, построенных для различного времени торможения $t_b = 5,75$ с (кружочки) и $t_b = 11,5$ с (крестики). Графики показывают хорошую сходимость результатов вычислений и эксперимента. Аналогичные результаты получены также при различных относительных толщинах b_0 .

При наличии ограничений пространства, в котором работает тормоз, и если величины W_S и t_b известны, то определение размеров тормозного диска выполняется в следующей последовательности:

- выбирается максимально возможный радиус R_1 ;
- выбирается наименьший возможный радиус R_0 ;
- выбирается материал диска с максимальными возможными характеристиками c , ρ и λ ;
- вычисляется относительное время торможения по формуле (4), а по рис. 4 определяется величина b_0 ;
- по известным $t_{об}$ и b_0 , используя рис. 4, можно найти T_{0max} и T_{max} ; если найденное T_{max} слишком велико, то изменяют W_S и t_b или ограничения и повторяют вышеприведенные пункты;

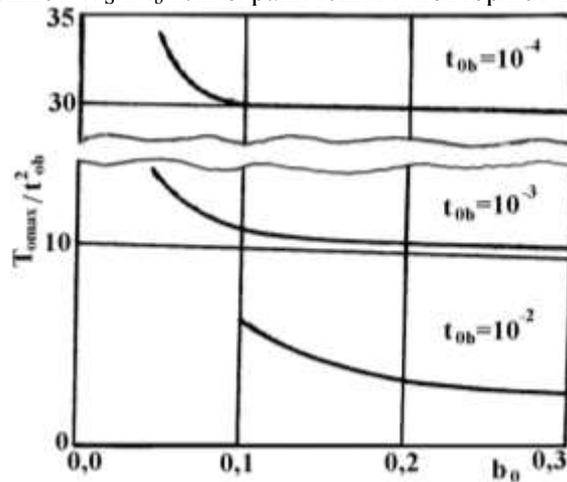


Рис. 4 Закономерности изменения отношения $T_{0max}/t_{об}^2$ от относительной толщины диска b_0

- определяют $b = R_1 \cdot b_0$;
- если найденное T_{max} имеет удовлетворительную величину, то по справочнику определяют материал, динамический коэффициент трения и вычисляют удельные нагрузки, необходимые для торможения.

Выводы. Таким образом, разработана методика позволяющая определять геометрические параметры дисков не только для дисково-колодочных тормозов, но и для набранных из них ободов барабанов и шкивов при их проектировании, исходя из энергонагруженности металлических фрикционных элементов с целью повышения показателей эффективности, энергоемкости и износостойкости узлов трения тормозных устройств.

1. Харламов П. В. Трибоспектральная идентификация и прогнозирование критического состояния подсистемы "тормозной диск – колодка" автомобиля: дисс. ...канд. техн. наук: 05.02.04 / Харламов Павел Викторович. – Ростов на Дону, 2009. – 164 с.
2. Старченко В. Н. исследование теплового состояния колодок автомобильного дискового тормоза, выполненных из разных материалов / В. Н. Старченко, А. В. Кущенко, В. А. Балинский и др. // Вісник СХУ ім. Володимира Даля: зб. наук. пр. – Луганськ. – 2008. - № 11 (141). – С. 52 - 57.
3. Поляков П. А. Повышение эффективности тяжелонагруженных фрикционных узлов тормозных устройств: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Поляков Павел Александрович. – Краснодар, 2013. – 157 с.
4. Выбор рациональных конструктивных параметров тормозного шкива буровой лебедки / Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко, В. Я. Малык [и др.] // Проблеми трибології. – Хмельницький. – 2005. - №2. - С.12 – 22.
5. Пат. 2268416 С2 Российская Федерация МПК⁷F16D 65/813. Система и способ для охлаждения ленточно-колодочного тормоза / Вольченко А. И., Вольченко Д. А., Стебелецкий М. М., Криштопа Л. И., Питровский Е. В.; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. - № 2003130666; заявл. 16.10.2003; опубл. 20.01.2006, Бюл. №9. – 9 с.
6. Турков А. И. Исследование, выбор параметров и разработка основ конструирования фрикционной пары дискового тормоза железнодорожного подвижного состава; дис. ... докт. техн. наук: 05.05.01 / Турков Аркадий Иосифович. – Хабаровск, 1982. – 357 с.

Стаття надійшла до редакції 10.04.2014.