

УДК 629.413-592.112

О. Б. Стадник

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина
**МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ
 ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

В материалах статьи проиллюстрированы методы и средства повышения эксплуатационных параметров дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств. Повышение эксплуатационных параметров дисково-колодочных тормозов базируется на методах оценки напряженно-деформированного состояния тормозного диска и определении оптимальных его конструктивных параметров. В качестве средств повышения эксплуатационных параметров выступает снижение энергоемкости их тормозных дисков с помощью биметаллического полудиска и охлаждением типа «тепловая труба».

Ключевые слова: дисково-колодочный тормоз, пары трения, напряженно-деформированное состояние, биметаллический полудиск, охлаждение типа «тепловая труба».

О. Б. Стадник

Ивано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна
**МЕТОДИ І ЗАСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВО-
 КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

У матеріалах статті проілюстровані методи і засоби підвищення експлуатаційних параметрів дисково-колодкових гальм автотранспортних засобів. Підвищення експлуатаційних параметрів дисково-колодкових гальм базується на методах оцінки напружено-деформованого стану гальмівного диска і визначенні оптимальних його конструктивних параметрів. Засобами підвищення експлуатаційних параметрів є зниження енергоємності їх гальмівних дисків за допомогою биметалічного напівдиску і охолодженням типу «теплова труба».

Ключові слова: дисково-колодкового гальма, пари тертя, напружено-деформований стан, биметалічний напівдиск, охолодження типу «теплова труба».

O. B. Stadnyk

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
**METHODS AND MEANS OF THE IMPROVING OPERATIONAL PARAMETERS
 OF THE DISK BRAKES OF THE VEHICLES**

In the disk brakes, where the working surface of a contact pad with a running track of disk made by plane, in the axial direction the volume temperatures change less than surface temperatures in the radial direction, so the first temperatures is much less and the second temperatures. Therefore, non-uniformity of the unit loads in width of the pad in disk brakes is less, which allows you to apply a pad in hard materials that allow high specific loads. To ensure the required braking torque at lower coefficients of the overlapping the unit loads must be in 4 ... 6 times higher than in the friction pairs of the drum brakes.

The importance of ensuring the effective and safe operation of the friction pairs of disk brakes of the handling equipment and vehicles is to determine the rational design parameters of various types of brake disks. At the same time in the design of the friction unit of the disk brakes, there is no complex combination of dynamic and thermal calculation to determine the rational design parameters of its elements, which would allow to designing a friction brake assembly on the basis of conditions to ensure the necessary braking torque and efficient energy intension.

We've illustrated the methods and means to improve operational parameters of the disk brakes of the vehicles. Increasing the operational parameters of disk brakes based on the methods of evaluation of the stress-strain state of the brake disc and the determination of its optimal design parameters. As a means of improving the operational parameters are the reduction the energy intensity of the brake discs by the bimetallic half-disks and cooling by "heat pipe".

Keywords: disc brake, friction pairs, stress-strain state, bimetallic half-disk, cooling by "heat pipe"

Состояние проблемы. В дисково-колодочных тормозах, где контакт рабочей поверхности накладки с беговой дорожкой диска осуществляется по плоскости в осевом направлении, объемные температуры изменяются меньше чем в радиальном поверхностные температуры и поэтому первые намного меньше вторых. Поэтому неравномерность удельных нагрузок по ширине накладки в дисково-колодочных тормозах меньше, что позволяет применить накладки из более твердых материалов, допускающих высокие значения удельных нагрузок. Для обеспечения требуемых моментов трения при малых коэффициентах взаимного перекрытия удельные нагрузки в 4...6 раз больше, чем в парах трения барабанно-колодочного тормоза.

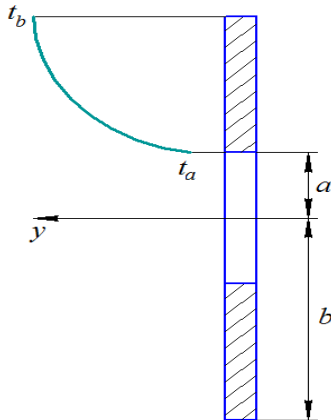
Тонкий поверхностный слой тормозного диска подвергается циклической тепловой нагрузке импульсного типа [1]. При электротермомеханическом нагружении пар трения аккумулируемая теплота не успевает распространиться вглубь толщины диска и рассеяться в окружающую внешнюю среду. Поверхность трения диска разогревается до температур, вызывающих сложные необоротные структурные и химические преобразования – образуются аустенитные структуры, наблюдается рост игл мартенсита, пластин графита и окисление на границах зерен. Эти

преобразования ведут к снижению сопротивляемости материала диска и к электротермоциклическим воздействиям. В результате поверхность трения диска оказывается пораженной микротрещинами глубиной до десятых долей миллиметра. При совместном действии механических, электрических и тепловых нагрузок в результате микропластических деформаций образуется новая поверхность трения, обладающая повышенной износостойкостью. Рациональная структура поверхностного слоя диска образуется лишь при условии замедленного темпа накопления необратимых изменений при циклических торможениях, причем температурная зона при длительной эксплуатации дисков из серого чугуна не должно превышать (по поверхностной температуре) 450...480°C.

Актуальным обеспечением эффективной и безопасной работы пар трения дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортного оборудования и автотранспортных средств является определение рациональных конструктивных параметров тормозных дисков различных типов. В то же время в области проектирования фрикционного узла дисково-колодочного тормоза отсутствует комплексное сочетание динамического и теплового расчета для определения рациональных конструктивных параметров его элементов, что позволило бы спроектировать фрикционный узел тормоза исходя из условия обеспечения необходимого тормозного момента и эффективной энергоемкости.

Методы повышения эксплуатационных параметров дисково-колодочных тормозов. Повышение эксплуатационных параметров дисково-колодочных тормозов базируется на методах оценки напряженно-деформированного состояния тормозного диска и определении оптимальных его конструктивных параметров.

Боковые поверхности сплошных тормозных дисков работают в различных тепловых условиях в связи с тем, что их беговые дорожки, фрикционно взаимодействующие с рабочими поверхностями накладок, находятся у торцов диска. Это обстоятельство требует дифференциального подхода к определению температурных напряжений диска. В зависимости от материала диска, от величины и закона изменения температуры в нем, от длительного и импульсного теплового воздействия определяют напряжения в пределах теории упругости или деформации с учетом текучести материала. Модуль упругости и коэффициент теплового линейного расширения считают постоянными или учитывают их изменение в зависимости от температуры.



Опасность температурных напряжений доказана большим количеством выхода дисков из строя, особенно при хрупком материале (чугун) при большом количестве циклов теплового воздействия, если форма диска в сопряжении с фланцем препятствует пластической деформации.

Температура является логарифмической функцией, убывающей с уменьшением радиуса (рис. 1)

$$t = \frac{t_b - t_a}{\ln \alpha'} \ln \frac{b}{r} + t_a, \quad (1)$$

Рисунок 1. – Расчетная схема напряженно-деформированного состояния тормозного

где $\alpha' = b/a$ – геометрическая характеристика диска; r – текущий радиус диска.

При определении температурных напряжений наружного контура диска можно полагать, что они равной нулю, поскольку напряжения зависят только от разности температур.

Вычисление интегралов, входящих в общие формулы температурных напряжений, приводит к следующему результату:

$$\frac{\Delta t}{\ln \alpha'} \int_a^b \ln \frac{b}{r} r dr = \frac{\Delta t}{2 \ln \alpha'} b^2 \left[\frac{1}{2} - \frac{1}{\alpha'^2} \left(\ln \alpha' + \frac{1}{2} \right) \right]; \quad (2)$$

$$\frac{\Delta t}{\ln \alpha'} \int_a^r \ln \frac{b}{r} r dr = \frac{\Delta t}{2 \ln \alpha'} r^2 \left[\ln \frac{\alpha'}{y} + \frac{1}{2} - \frac{1}{y^2} \left(\ln \alpha' + \frac{1}{2} \right) \right], \quad (3)$$

где $\Delta t = t_b - t_a$ – максимальная разность объемных температур в диске; $y = r/b$ – относительный радиус диска.

Подставив эти выражения в общие формулы для напряжений, после несложных преобразований, получаем

$$\sigma_r = \beta_t E \frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{\ln y}{\ln \alpha'} - \frac{\alpha'^2}{y^2} \frac{y^2 - 1}{\alpha'^2 - 1} \right); \quad (4) \quad \sigma_\theta = \beta_t E \frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1 + \ln y}{\ln \alpha'} - \frac{\alpha'^2}{y^2} \frac{y^2 + 1}{\alpha'^2 - 1} \right), \quad (5)$$

где β_t – коэффициент линейного расширения материала; E – модуль упругости материала диска.

Подставив затем значения напряжений и функцию температуры в общее выражение для определения относительной радиальной деформации, получаем

$$\varepsilon_\theta = \beta_t \frac{t_b - t_a}{2} \left[\frac{1 - (1 + \mu) \ln y}{\ln \alpha'} + \frac{\alpha'^2 (y^2 - 1)(1 + \mu) - 2y^2}{y^2 (\alpha'^2 - 1)} \right] + \beta_t t_b, \quad (6)$$

где μ – коэффициент Пуассона.

Напряжения и радиальное перемещение на внутреннем контуре диска ($r=a; y=1,0$):

$$\sigma_{ar} = 0; \quad \sigma_{a\theta} = \beta_t E \frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2\alpha'^2}{\alpha'^2 - 1} \right); \quad (7) \quad \Delta_a = a \beta_t \left[\frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2 - 1} \right) + t_b \right]. \quad (8)$$

Расчеты, выполненные по зависимостям (7) и (8) (табл. 1) позволили определить температурные напряжения $\sigma_{a\theta}$ и радиальные перемещение Δ_a на внутреннем контуре диска ($r=a; y=1,0$) при различных значениях b и a и установить следующее:

Таблица 1

Напряжения $\sigma_{a\theta}$ и радиальное перемещение Δ_a на внутреннем контуре диска ($r=a; y=1$) при постоянном (b) и различном (a) значениях

$b, \text{ м}$	$a, \text{ м}$	$t_b, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_a, \text{ }^\circ\text{C}$	$E, \text{ Па}$	$\beta_t, \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	$\sigma_{a\theta}, \text{ МПа}$	$\Delta_a, \text{ мкм}$
0,4	0,05	150	60	$9,0 \cdot 10^{10}$	$9,0 \cdot 10^{-6}$	-56,53	76,60
	0,07		80			-42,23	105,76
	0,09		100			-29,08	132,92
	0,11		120			-16,88	157,57

– при $b = \text{const}$ и $t_b = \text{const}$ при изменении a и t_a при постоянных значениях E и β_t наблюдается увеличение как $\sigma_{a\theta}$, так и Δ_a , что свидетельствует о сжатии внутренней части диска, и как следствие, возникновение очагов микротрещин при его соединении со ступицей;

– при переменных значениях b, a, t_b, t_a и постоянных значениях E и β_t также наблюдается увеличение как $\sigma_{a\theta}$, так и Δ_a , что вызвано удлинением величины a от беговой дорожки трения диска.

Напряжения и радиальное перемещение на внешнем контуре диска ($r=b; y=\alpha'$):

$$\sigma_{br} = 0; \quad \sigma_{b\theta} = \beta_t E \frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2 - 1} \right); \quad (9) \quad \Delta_b = b \beta_t \left[\frac{t_b - t_a}{2} \left(\frac{1}{\ln \alpha'} - \frac{2}{\alpha'^2 - 1} \right) + t_b \right]. \quad (10)$$

Расчеты, выполненные по зависимостям (9) и (10) (табл. 2) позволили определить тепловые напряжения $\sigma_{b\theta}$ и радиальные перемещение Δ_b на внешнем контуре диска ($r=b; y=\alpha'$) при различных значениях b и a и установить следующее:

Таблица 2

Напряжения $\sigma_{b\theta}$ и радиальное перемещение Δ_b на внешнем контуре диска ($r=b; y=\alpha'$) при постоянном (b) и различном (a) значениях

$b, \text{ м}$	$a, \text{ м}$	$t_b, \text{ }^\circ\text{C}$	$t_a, \text{ }^\circ\text{C}$	$E, \text{ Па}$	$\beta_t, \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$	$\sigma_{b\theta}, \text{ МПа}$	$\Delta_b, \text{ мкм}$
0,4	0,05	150	60	$9,0 \cdot 10^{10}$	$9,0 \cdot 10^{-6}$	16,37	612,76
	0,07		80			14,47	604,33
	0,09		100			11,42	590,74
	0,11		120			7,42	572,99

– при $b = \text{const}$ и $t_b = \text{const}$ при изменении a и t_a при постоянных значениях E и β_t наблюдается уменьшение как $\sigma_{b\theta}$, так и Δ_b , что свидетельствует о процессе расширения наружной части диска;

– при переменных значениях b, a, t_b, t_a и постоянных значениях E и β_t также наблюдается уменьшение как $\sigma_{b\theta}$, так и Δ_b , что вызвано перераспределением тепловых потоков, идущих в верхнюю и нижнюю части диска, соответственно, от верхнего и нижнего круга беговой дорожки

трения диска.

На оптимизации конструктивных параметров тормозных дисков останавливаться не будем, поскольку она раскрыта в работе [2].

Средства повышения эксплуатационных параметров дисково-колодочных тормозов. В качестве средств повышения эксплуатационных параметров дисково-колодочных тормозов является снижение энергоемкости их тормозных дисков.

Ограничение нагревания дисков дисково-колодочных тормозов является одной из наиболее существенных задач их правильного расчета и конструирования. Понижение температуры, а следовательно, и поверхностных температурных градиентов может быть достигнуто за счет снижения металлоемкости тормозного диска путем его разделения пополам и изготовлением одного из полудисков из материалов с хорошими теплоотводящими свойствами (красная медь, алюминий и др.) [3]. Однако прямая замена стального или чугунного диска на медный или алюминиевый нежелательно из-за низкой износостойкости этих металлов. Поэтому целесообразно изготавливать тормозные диски биметаллическими. На рис. 2 а показан биметаллический тормозной диск в составе дисково-колодочного тормоза. Особенностью биметаллического диска является то, что он состоит из полудиска 2 и биметаллического полудиска с выступами 3. Последний выполнен из алюминия. Между полудиском 2 и биметаллическим полудиском с выступами 3 расположена жесткая теплоизоляционная прокладка 4. Полудиски 2 и 3 соединены между собой специальными винтами по окружностям (на рис. 2 а не показаны).

Биметаллический диск в составе дисково-колодочного тормоза работает следующим образом. При фрикционном взаимодействии накладок 1 с беговыми дорожками трения полудисков 2 и 3 аккумулируется одинаковое количество теплоты в их теле. За счет хорошей теплопроводности полудиска 3 через его выступы путем кондуктивного теплообмена будет передаваться в тело полудиска 2 до тех пор, пока их энергонагруженность не выровняется. Кроме того, наличие двух полудисков 2 и 3 позволит им быстрее прогреваться. Это обстоятельство будет способствовать снижению как поверхностных так и объемных градиентов в полудисках 2 и 3 по сравнению со сплошными (серийным) тормозным диском.

Понижение энергонагруженности тормозного диска может быть достигнуто путем интенсификации его охлаждения за счет эффекта «тепловой трубы». Последний относится к принудительному жидкостному охлаждению.

Дисково-колодочный тормоз с охлаждением «тепловая труба» (рис. 2 б) имеет фрикционные накладки 1, которые с помощью импульсных нормальных усилий N , прижимаются к беговым дорожкам трения диска 2. В теле тормозного диска 2 выполнены в вертикальной и горизонтальной плоскости 5, 6 соответственно, I, III и II, IV, с конфигурацией диффузоров и конфузоров. Полости 5 и 6 являются охлаждающими устройствами, выполненными в виде тепловых труб с зонами конденсации Б и испарения А.

Заправку полостей 5 и 6 теплоносителем 7 на 2/3 их объемов производят поочередно через отверстие 8, после чего оставшийся объем полостей вакуумируют и герметизируют пробкой 9.

В процессе торможения дисково-колодочным тормозом на беговой дорожке трения диска аккумулируется теплота, значительная часть которой поглощается его телом. Это вызывает испарение теплоносителя, находящегося в полостях тепловой трубы диска. При попадании теплоносителя в верхнюю часть тормозного диска (под беговую дорожку трения), т.е. в зону испарения, он нагревается и испаряется. В дальнейшем за счет создаваемого перепада давлений между зонами испарения А и конденсации Б а также различных переменных сечений полостей, имеющих конфигурации диффузоров и конфузоров, теплоноситель из зоны испарения А

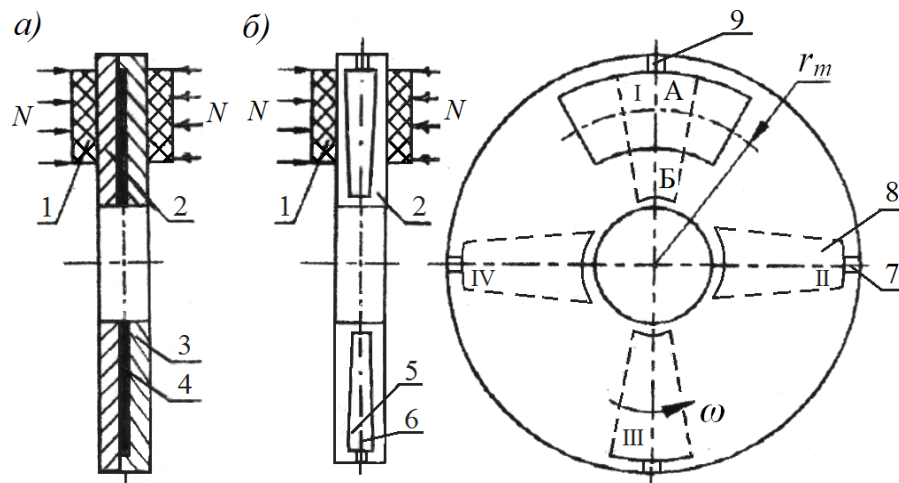


Рисунок 2 а, б. – Схемы фрикционного взаимодействия пар трения дисково-колодочного тормоза: а – биметаллическим полудиском (3); б – охлаждением типа «тепловая труба»: 1 – фрикционные накладки; 2 – полудиск; 4 – теплоизоляционная прокладка; 5, 6 – полости с конфигурацией конфузоров и диффузоров; 7 – теплоноситель; 8 – отверстие; 9 – пробка; N – усилие нажатия; r_m – средний радиус трения; ω – угловая скорость диска

поступает в зону конденсации Б из зоны испарения А он подается центробежными силами, возникающими при вращении диска. В полости I по сравнению с полостью III взаимодействие зон А и Б будет происходить быстрее поскольку в I полости пар будет двигаться все время сжимаясь. В это же время жидкий теплоноситель из зоны конденсации Б (III полость) будет двигаться к зоне испарения А все время расширяясь, и таким образом он будет замедляться. В то же время полости III и IV будут находиться в горизонтальном положении и теплоноситель в них будет циркулировать в двух фазах – жидкой и газообразной. Соотношение вертикальных сечений полостей (тепловой трубы) 1:2 обеспечивает необходимое количество теплоносителя в зоне конденсации для смачивания зоны испарения тепловой трубы под действием центробежных сил. Кроме того, соотношение вертикальных сечений тепловой трубы предотвращает срыв капель под действием центробежных сил.

После завершения процесса торможения действие эффекта «тепловой трубы» на энергосостояние тормозного диска не прекращается до тех пор пока не наступит его тепловое установившееся состояние. При этом необходимо не сбрасывать со счетов вынужденное воздушное охлаждение боковых и торцевых поверхностей тормозного диска.

Выводы. Таким образом, проиллюстрированы методы и средства повышения эксплуатационных параметров дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств.

Литература

1. Стаднык О.Б. Импульсная и длительная энергонагруженность пар трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства / О. Б. Стаднык // Проблемы трения и изнашивания: наук.-техн. сб. – К.: НАУ, 2015. – Вып. 2 (67). – С. 76-98.
2. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств / А. И. Вольченко, Н. А. Вольченко, А. В. Возный [и др.]. – Баку: Апостроф, 2016. – 253с.
3. Томский К. О. Повышение эффективности работы и износостойкости тормозных устройств путем применения биметаллических материалов: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.04 / Томский Кирилл Олегович. – М., 2013. – 152с.

Стаття надійшла в редакцію 22.04.2016