

УДК 629-413-592.112

Возный А.В., к.т.н.

*Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа*

## **ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТЬ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ**

***Аннотация.** В материалах статьи проиллюстрировано влияние на энергонагруженность фрикционных узлов дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства ее механической, электрической и тепловой составляющих. На основании последних представлен энергетический баланс пар трения тормоза с учетом теплообменных процессов, которые сопровождают полированные и матовые поверхности тормозного диска при замкнутых и разомкнутых его парах трения.*

***Анотація.** У матеріалах статті проілюстровано вплив на енерговантажениість фрикційних вузлів дисково-колодочного гальма автотранспортного засобу її механічної, електричної та теплової складових. На підставі останніх представлений енергетичний баланс пар тертя гальма з урахуванням теплообмінних процесів, які супроводжують поліровані і матові поверхні гальмівного диска при замкнутих і розімкнутих його парах тертя.*

***Abstract.** We've illustrated the impact of mechanical, electrical and thermal components on the energy-loading of the friction units of disk-block brake of a motor vehicle. Based on recent we've presented energy balance of the friction pairs of the brake based on heat exchange processes that accompany polished and matte surfaces of the brake discs at the open and closed its friction pairs.*

**Введение.** Анализ используемых моделей и различного рода гипотез, предложенных плеядой советских (Б. И. Костецким, И. В. Крагельским, А. В. Чичинадзе и др.), зарубежных (М. Ричардсона, Р. Крока, А. Х. Джанахмедова и др.) и отечественных (А. И. Вольченко, М. В. Киндрачуком, О. В. Дыхи и др.) ученых позволили сформулировать в зависимости от энергонагруженности поверхностных и приповерхностных слоев металлического фрикционного элемента и фрикционной накладки (ниже и выше допустимой температуры для ее материалов) и рассмотреть взаимосвязанные стадии процесса трения, а именно:

– импульсное взаимодействие микровыступов поверхностей с генерированием электрических и тепловых токов с учетом влияния линии токов скоростного поля омывающих сред [1];

– при различных энергетических уровнях поверхностных и приповерхностных слоев металлополимерных пар трения зарождаются, развиваются и совершаются процессы и явления в строгой последовательности и с соблюдением переходных процессов, принципов суперпозиции и с возникновением побочных эффектов и при этом закономерности изменения линий токов динамического, электрического, магнитного, теплового и химического полей во взаимодействии с линиями токов скоростного поля омывающих сред подчиняются волновой природе со сдвигом по фазе.

**Постановка проблемы.** Основными причинами отказов дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств являются износ рабочих поверхностей фрикционных накладок и выход из строя тормозного диска. Это происходит вследствие тяжелого температурного режима при длительных и аperiодических циклических торможениях, а также в условиях экстренного торможения при высоких начальных скоростях. Исследование процесса износа деталей дисково-колодочного тормоза необходимо вести на основе оценки энергетического баланса его пар трения, решение контактной задачи, а также с учетом динамики распределения температурных полей в диске в процессе торможения.

**Нерешенные части общей проблемы.** При трении металлополимерных пар трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства интенсивное тепловыделение на беговой дорожке трения с незначительным коэффициентом взаимного перекрытия пар трения ( $K_{\text{кр}}=0,1-0,2$ ) приведет к неравномерному нагреванию диска в радиальном, осевом и окружном направлениях. Исходя из этого необходимо оценить энергетический баланс пар трения тормоза и показать влияние на его тепловую составляющую электрической составляющей, а также определить соотношение между нагреваемой и охлаждаемой поверхностями тормозного диска.

**Основной материал.** Для оценки энергонагруженности узлов трения фрикционного взаимодействия контактную температуру измеряют или определяют на основании соответственной математической модели. Максимальную температуру зоны фрикционного контакта измерить сложно, поскольку время существования и размеры фактических пятен контакта микровыступов пар трения, на которых генерируются тепловые токи, слишком малые. В частности, установлено, что форма плоскости близка к круговой со средним диаметром 30...40 мкм, а время ее существования, в зависимости от размеров, составляет от 0,1 до 1,0 мкс [2]. Впрочем, инерционность даже сверхчувствительных термопар превышает время

существования фактических участков контакта более, чем на порядок [3].

Остановимся на конструктивных особенностях и работе фрикционных узлов дисково-колодочного тормоза. На рис. 1 а, б показаны пары трения дисково-колодочного тормоза, состоящие из фрикционных накладок 2, которые находятся в неподвижных тормозных колодках. При фрикционном взаимодействии рабочих поверхностей накладок 2 с вращающимся тормозным диском 1 под действием нормального прижимного усилия  $N$  образуется беговая дорожка трения диска 3.

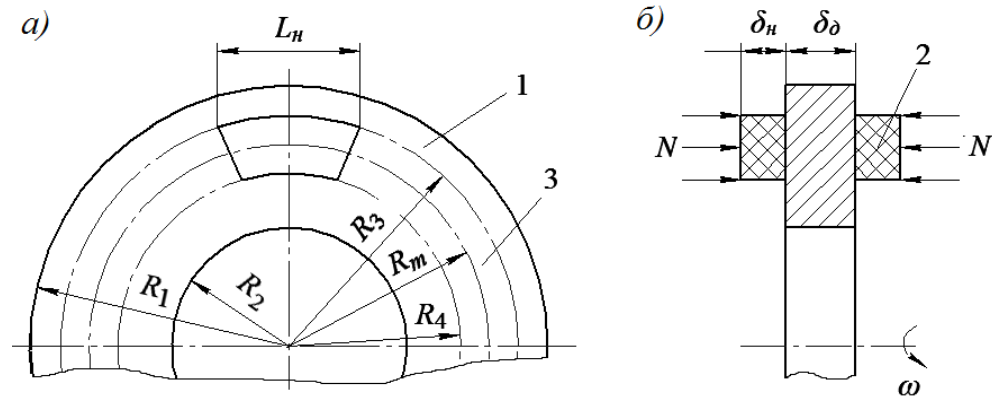


Рисунок 1 а, б – Фрикционные узлы дисково-колодочного тормоза: 1, 3 – тормозной диск и его дорожка трения; 2 – фрикционная накладка;  $N$  – импульсное нормальное прижимное усилие;  $\omega$  – угловая скорость сплошного диска

На рис. 2 а, б, в проиллюстрированы: расчетная схема теплообмена пары «диск – накладка колодки» (а) с теплофизическими

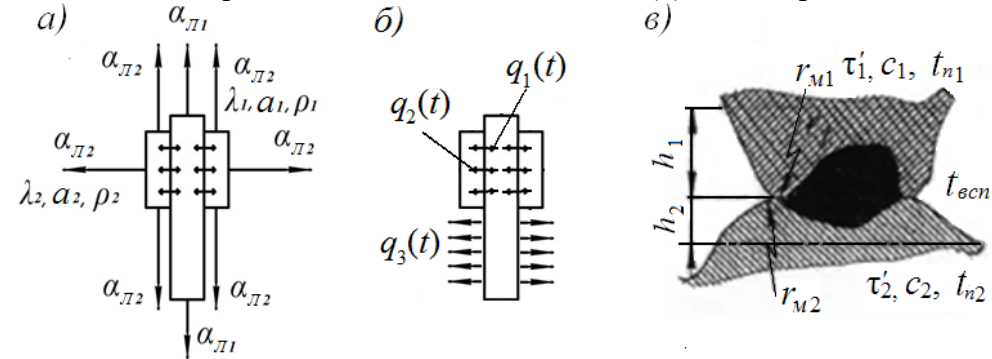


Рисунок 2 а, б, в – Расчетные схемы: теплообмена (а) и распределения тепловых потоков (б) в парах трения и фрикционного взаимодействия их микровыступов (в)

параметрами и распределение тепловых потоков между ними; пятно контакта на микровыступах пары трения (в).

На рис. 2 а, б, в использованы следующие условные обозначения:  $\alpha_L, \lambda, a$  – коэффициенты: теплоотдачи; теплопроводности; температуропроводности;  $c$  – теплоемкость;  $\rho$  – плотность;  $q(t)$  –

плотность теплового потока;  $h_{1, 2}$  – высота микронеровности;  $r_{m1, 2}$  – радиус микронеровности;  $t_{ecn}, t_{n1}, t_{n2}$  – температуры: вспышки; поверхностные;  $\tau'_{1, 2}$  – напряжения среза микронеровностей.

В теплообмене принимают участие: рабочие и нерабочие поверхности тормозного диска, нерабочие поверхности фрикционной накладки и тормозной колодки. При этом кольцевой пояс трения диска, взаимодействующий с фрикционной накладкой колодки, имеет полированные поверхности, а остальные поверхности сплошного диска являются матовыми.

В случае фрикционного взаимодействия пар трения дисково-колодочного тормоза происходит генерирование электрического тока на микровыступах их рабочих поверхностей в результате упругого деформирования поверхностей диска и накладки, а также разрыва адгезионных связей. Плотность тепловыделения на границе фрикционного контакта пропорциональна работе трения при предварительных расчетах

$$q(\tau) = f(\tau) \cdot p(\tau) \cdot V(\tau), \tag{1}$$

где  $\tau$  – время тепловыделения;  $f$  – динамический коэффициент трения;  $p$  – удельная нагрузка на номинальной площади контакта ( $A_a$ );  $V$  – скорость скольжения в узле трения.

Однако тепловыделению предшествует электрическая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза, которая равна

$$W_{эл} = k_э \cdot I \cdot U, \text{ Дж/с}, \tag{2}$$

где  $k_э$  – коэффициент, учитывающий время контакта микровыступов фрикционной накладки с микровыступами металлического фрикционного элемента ( $k_э=2 \cdot 10^2$ );  $I$  – сила тока, генерируемая микровыступами металлополимерных пар трения при условии  $A_r < A_a$ , что фактическая площадь контактирования ( $A_r$ ) мала по сравнению с номинальной ( $A_a$ ), а при  $A_r = A_a$  фиксируется трибоЭДС в сопряжении, А;  $U$  – трибоЭДС в конце процесса торможения, В.

Сила тока  $I$  определяется по зависимости вида

$$I = \sqrt{\frac{T_{max} \cdot \alpha_L \cdot (dt/dl_k) \cdot V_m \cdot \tau}{R_k \cdot \rho_э \cdot N}}, \tag{3}$$

где  $T_{max}$  – максимальная температура на пятне контакта микровыступов, °С;  $\alpha_L$  – коэффициент внешней теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);  $(dt/dl_k)$  – градиент температуры по длине контакта, °С/мм;  $V_m$  – объем микровыступа, м<sup>3</sup>;  $\tau$  – время контактирования, с;  $R_k$  – термическое сопротивление контакта, °С/Вт;  $\rho_э$  – удельное электрическое сопротивление, (Ом·мм<sup>2</sup>)/м;  $N$  – импульсное нормальное усилие, Н.

Действительная тепловая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза равна

$$W_{\text{тепл}} = 0,68 \cdot 10^{-3} \omega \cdot M_T = 0,68 \cdot 10^{-3} \frac{V_{\text{ск}} \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi}, \text{ Дж/с}, \quad (4)$$

где  $M_T$  – тормозной момент, развиваемый парой трения тормоза, Н·м.

Механическая составляющая мощности трения фрикционного узла при заданных параметрах полимерной накладки (на основании расчетно-экспериментальных данных) определяется по следующей зависимости

$$W_{\text{мех}} = 2,63 \frac{r_m V N}{L_n}, \text{ Дж/с}, \quad (5)$$

где  $L_n$  – длина фрикционной накладки по  $R_3$  (см. рис. 1 а).

Как известно, перенос теплоты от пятен контакта микровыступов в глубь их объема, а дальше в тело трущихся тел осуществляется упругими тепловыми колебаниями микрочастиц и механизмом теплового движения электронов и ионов проводимости. В начальные моменты фрикционного взаимодействия происходит прогрев поверхностных слоев, фронт которого распространяется вглубь контактирующих элементов с уменьшающейся скоростью. Последняя зависит от плотности входящего в каждый элемент теплового потока. Распределение тепловых потоков между тормозным диском, фрикционными накладками и окружающей средой составляет

$$q(\tau) = q_1(\tau) + q_2(\tau) + q_3(\tau), \quad (6)$$

где  $q_1(\tau)$  – плотность теплового потока, направленного в тормозной диск;  $q_2(\tau)$  – плотность теплового потока, направленного во фрикционные накладки;  $q_3(\tau)$  – плотность теплового потока, отданная в окружающую среду конвективным теплообменом и теплоотдачей лучеиспусканием от полированной и матовой поверхности тормозного диска.

С поверхностей (полированных и матовых) тормозного диска осуществляется теплоотдача лучеиспусканием обтекающему их воздуху. Согласно закону Стефана-Больцмана [3] коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием определяется из выражения

$$\alpha_{\text{Л}} = \frac{c_{\text{Л}} \left[ \left( \frac{T_n}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_o}{100} \right)^4 \right]}{T_n - T_o}, \quad (7)$$

где  $c_{\text{Л}}$  – коэффициент излучения полированной или матовой поверхности, Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);  $T_n$ ,  $T_o$  – температуры: поверхности диска и окружающей среды, К.

Результаты расчета по формуле (7) показали, что коэффициент  $\alpha_{Л}$  увеличивается с повышением температуры полированных и матовых поверхностей тормозных дисков.

Установлено, что величина отношения коэффициентов излучения матовой и полированной поверхностей должна быть равна отношению площадей охлаждаемой и нагреваемой поверхностей тормозного диска. В виде соотношения имеем [4, 5]

$$\frac{c_{ЛМ}}{c_{ЛП}} = \frac{A_o}{A_n}, \quad (8)$$

Анализ соотношений (8) показывает следующее:

– отношение  $c_{ЛМ}/c_{ЛП}$  является величиной постоянной;

– отношение  $A_o/A_n$  является величиной переменной, поскольку увеличение диаметра тормозного диска приведет, в основном, к увеличению его матовой поверхности при коэффициенте взаимного перекрытия ( $K_{вз}$ ) равном 0,1-0,2;

– оценку составляющих  $A_o/A_n$  необходимо давать отдельно, т.е. охлаждаемую матовую поверхность диска учитывать в процессах теплообмена через каждые 10 оборотов, а охлаждаемую полированную поверхность беговой дорожки трения учитывать в процессах теплообмена также количество оборотов диска без его одного оборота, который отвечает условному полному перекрытию фрикционной накладкой беговой дорожки трения диска (рис. 3).

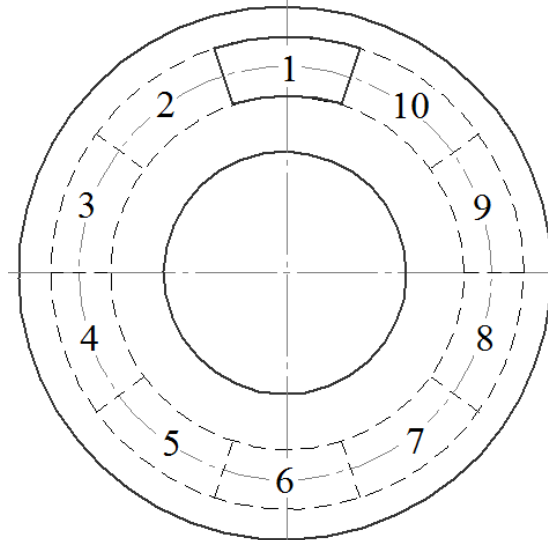


Рисунок 3 – Положение фрикционных накладок на поверхности беговой дорожки трения за одни оборот тормозного диска

Остановимся на определении составляющих выражения (6)

$$q_1(\tau) = \kappa q(\tau); \quad (9) \quad q_2(\tau) = (1 - \kappa)q(\tau), \quad (10)$$

где  $\kappa$  – коэффициент распределения тепловых потоков.

Более подробно определение коэффициентов распределения тепловых потоков между металлическим и полимерным фрикционным элементом приведено в работе [5].

Плотность теплового потока  $q_3$ , отведенного в окружающую среду при конвективном теплообмене, уравнением Ньютона

$$q_3(\tau) = \alpha_{\text{Л}}(\tau)[T_n(0, \tau) - T_o] \quad (11)$$

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{\text{Л}}$  в реальных условиях торможения автотранспортного средства является трудно определяемой величиной. Он зависит от скорости вращения тормозного диска и других часто случайных условий (загрязненность фрикционных элементов, атмосферные условия и др.).

Рассмотрим тепловые процессы, протекающие в системе «диск – накладка – окружающая среда» за время 10-ти оборотов диска

$$\tau = 10 \frac{2\pi}{\omega}, \quad (12)$$

В течении промежутка времени  $\tau$  диск получает количество теплоты

$$Q_1 = 2q_1(\tau)A_{\text{д.м.}} \cdot \tau. \quad (13)$$

За этот же промежуток времени диск теряет с дорожки трения за счет конвективного теплообмена с окружающей средой количество теплоты

$$Q_3 = 2\alpha_{\text{Л}}(\tau)[T_{n10}(0, \tau) - T_o](nA_{\text{д.м.}} - A_{\text{д.м.}})\tau, \quad (14)$$

где  $T_{n10}$  – температура поверхности беговой дорожки трения после 10-ти оборотов диска при торможении, °С;  $n$  – число оборотов диска ( $n=10$ );  $A_{\text{д.м.}}$  – площадь дорожки трения тормозного диска,  $A_{\text{д.м.}} = 2\pi R_4 b$ , м<sup>2</sup>;  $b$  – ширина накладки, м.

Следовательно, суммарное количество теплоты, поступающее в диск за время  $\tau$ , выражается зависимостью вида

$$Q_1 = \left\{ 2q_1(\tau)A_{\text{д.м.}} - 2\alpha_{\text{Л}}(\tau)[T_{n10}(0, \tau) - T_o](9A_{\text{д.м.}}) \right\} 10 \frac{2\pi}{\omega}. \quad (15)$$

Поделив левую и правую части уравнения (15) на  $A_{\text{д.м.}}\tau$ , получим среднее за 10-ть оборотов диска значение плотности теплового потока, аккумулированного в теле диска

$$q'_1(\tau) = 2 \left\{ q_1(\tau) - 9\alpha_{\text{Л}}(\tau)[T_{n10}(0, \tau) - T_o] \right\}. \quad (16)$$

Продолжительность действия теплового потока при торможении дисково-колодочным тормозов характеризуется числом Фурье [2].

$$Fo = \frac{a\tau_m}{\delta_0}, \quad (17)$$

где  $a$  – коэффициент температуропроводности материала тормозного диска,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\tau_m$  – время торможения;  $\delta_0$  – толщина нагреваемого тормозного диска, мм.

При подсчете числа Фурье для колодки иногда рекомендуется учитывать влияние ее накладки. Однако в данном случае рассматривается энергонагруженность поверхности фрикционной накладки ниже допустимой температуры для ее материалов.

При малых числах Фурье  $Fo < 0,01$  теплоотдача с тыловой стороны колодки практически отсутствует, и можно считать, что тормозная колодка нагревается потоком  $q_2(t)$ .

В табл. 1 приведен параметр  $\sigma$ , рассчитанный для фрикционных элементов из различных материалов. Число Фурье определялось по формуле

$$Fo = 10^{-3} \sigma \tau, \tag{18}$$

где  $\tau$  – время действия теплового потока, с.

Таблица 1 – Зависимость параметра  $\sigma$  от толщины нагреваемого тормозного диска

Материал нагреваемого тормозного диска	Параметр $\sigma$ при глубине нагревания $\delta_0$ , мм						
	10	20	30	40	50	60	70
Сталь	114,0	28,5	12,667	4,45	3,167	2,327	1,781
Чугун	104,0	26,0	11,556	4,160	2,889	2,122	1,625

Расчеты показывают, что для реальных условий экстренного торможения автобуса А172  $Fo=1,5$ . При этом необходимо знать не только глубину нагревания тормозного диска, но и прогрев его поверхностных слоев, позволяющих устанавливать, соответственно, термостабилизационный и установившейся тепловые режимы пар трения дисково-колодочного тормоза.

Решение задач о температурном режиме трущихся пар дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства связано с необходимостью выбора расчетных тепловых схем, учитывающих не только их геометрическую форму, но и расположение беговой дорожки трения на поверхности тормозного диска, начальных и граничных условий, а также вида уравнения теплопроводности.

**Выводы.** Таким образом, рассмотрено энергетический баланс пар трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства с учетом генерируемых электрических токов на пятнах контактов их микровыступов, а также теплообменных процессов, сопровождаемых полированные и матовые поверхности сплошного тормозного диска, являющегося аккумулятором энергии.



---

## ЛИТЕРАТУРА

1. Стаднык О.Б. Импульсная и длительная энергонагруженность пар трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства / О. Б. Стаднык // Проблемы трения и изнашивания: науч.-техн. сб. – К.: НАУ, 2015. – Вып. 2 (67). – С. 76-98.
2. Лыков А.В. Теплообмен: Справочник / А. В. Лыков – М.: Энергия, 1972. – 560с.
3. Пехович А. И. Расчеты теплового режима твердых тел / А. И. Пехович, В. М. Жидких. – Л.: Энергия, 1976. – 350с.
4. Пат. 2561415 С2 РФ, МПК F16D 51/08; F16 D 49/19. Способ определения площадей поверхностей металлических фрикционных элементов при различной их энергоемкости в тормозных устройствах / А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, В.В. Костин, А.В. Мойсишин, Н.В. Мойсишин; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. - № 2011101039/11; заявл. 12.01.2011; опубл. 27.08.2015. Бюл. №24. - 11 с.
5. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств / А. И. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стаднык [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 253с.