

УДК 621.891

Н. А. ВОЛЬЧЕНКО¹, А. В. ВОЗНЫЙ², О. Б. СТАДНЫЙ², А. Н. ВУДВУД³¹Кубанский государственный технологический университет, Россия²Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина³Одесский национальный политехнический университет, Украина

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАР ТРЕНИЯ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

Оптимизированы конструктивные параметры фрикционной накладки (площадь рабочей поверхности и длина) и радиусы микровыступов беговой дорожки трения диска в дисково-колодочном тормозе при энергетической интенсивности изнашивания рабочей поверхности накладки. Оценен фактический ресурс фрикционной накладки в паре трения дисково-колодочного тормоза автотранспортного средства.

Ключевые слова: дисково-колодочный тормоз, пара трения, тормозной диск, фрикционные накладки, составляющие мощности трения: механическая, электрическая и тепловая, энергетическая интенсивность изнашивания рабочей поверхности накладки.

Введение. Решающее влияние на работоспособность узла трения оказывает правильный выбор материала фрикционных накладок. Условия работы фрикционных материалов в дисково-колодочных тормозах отличаются от аналогичных условий работы в тормозных устройствах других видов. Материалы накладки должны обладать высоким (0,3 и выше) и стабильным в диапазоне рабочих скоростей, удельных нагрузок и поверхностных температур, динамическим коэффициентом трения; высокой (в 3...6 раз большей, чем у барабанно-колодочных тормозов) механической прочностью; износостойкостью, сопоставимой со сроком службы узла трения барабанно-колодочного тормоза равной мощности трения в аналогичных условиях эксплуатации.

Состояние проблемы. Остановимся на работах [1; 2; 3], посвященных оптимизации конструктивных параметров пар трения дисково-колодочного тормоза.

Известна оптимизация пары трения дискового тормозного устройства путем определения конструктивных параметров фрикционной накладки тормозных колодок, основанная на расчете площади поверхности накладки путем получения отношения полной работы трения к произведению продолжительности единичного торможения и допустимой удельной мощности трения и длины накладки путем получения произведения среднего радиуса накладки на центральный угол, выраженный в радианах [1]. Указанная оптимизация не позволяет определять срок службы пар трения тормозного устройства и получать рациональные значения конструктивных параметров фрикционных накладок колодок, которая обеспечивает повышение их ресурса в парах трения тормозного устройства.

Известна оптимизация ширины фрикционной накладки тормозного устройства, которая заключается в определении эффективной площади трения фрикционной накладки по отношению тормозного момента к произведению радиуса, динамического коэффициента трения и удельной нагрузки и затем в определении ширины фрикционной накладки по отношению найденного значения эффективной площади трения накладки на произведение коэффициента взаимного перекрытия и периметра центральной линии накладки [2]. Недостатком данной оптимизации явилась невозможность получения рациональных величин кон-

структивных параметров фрикционных накладок, обеспечивающих повышение их ресурса в парах трения дисково-колодочного тормоза.

Известна оптимизация параметров дискового тормозного устройства [3] согласно которой определяют механическую составляющую мощности трения при исходных параметрах фрикционной накладки, по которой находят ее объемную интенсивность изнашивания, по найденной величине интенсивности изнашивания определяют фактический ресурс фрикционной накладки, затем задают величину приращения ресурса и определяют оптимальные значения площади (S_n) и длины (L_n) фрикционной накладки и радиуса шероховатости (r) диска по следующим зависимостям

$$S_n = \sqrt{\frac{0,6 \cdot 10^{-4} \cdot I_W \cdot r \cdot V \cdot N^2 \cdot n(t) \cdot t}{H_n \cdot L_n}}; \quad r = \sqrt{\frac{S_n^2 \cdot H_n \cdot L_n}{n(t) \cdot t \cdot 0,6 \cdot 10^{-4} \cdot I_W \cdot V \cdot N^2}};$$

$$L_n = \sqrt{\frac{0,6 \cdot 10^{-4} \cdot I_W \cdot r \cdot V \cdot N^2 \cdot n(t) \cdot t}{S_n^2 \cdot H_n}},$$

где S_n – площадь фрикционной накладки, м²; I_W – энергетическая интенсивность изнашивания, Дж/м³; V – скорость скольжения, м/с; N – нормально направленное прижимное усилие, Н; $n(t)$ – коэффициент требуемого приращения ресурса; t – фактический ресурс фрикционной накладки, с; H_n – высота фрикционной накладки, м. Недостатком данного способа является то, что в нем рассматривается только механическая составляющая мощности трения и не учитываются электрическая и тепловая.

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

- оценка механической составляющей мощности трения;
- оценка электрической и тепловой составляющей мощности трения;
- микронеровности выступов беговой дорожки трения тормозного диска;
- определение конструктивных параметров фрикционной накладки в паре трения дисково-колодочного тормоза.

Цель работы. Повышение ресурса фрикционных накладок дисково-колодочного тормоза за счет оптимизации их конструктивных параметров.

Оценка механической составляющей мощности трения. Прежде чем приступить к оценке механической составляющей мощности трения фрикционных элементов дисково-колодочного тормоза рассмотрим конструкцию его пар трения (рис. 1) и их работу. Последние состоят 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 возникает беговая дорожка трения диска 3.

В суммарную составляющую мощности трения фрикционного узла тормоза входят механическая, электрическая и тепловая компоненты. На основании расчетно-экспериментальных данных определяют механическую составляющую мощности трения фрикционного узла при заданных параметрах полимерной накладки по следующей зависимости

$$W_{\text{мех}} = 0,6 \frac{rVN}{L_n}, \text{ Дж/с.} \quad (1)$$

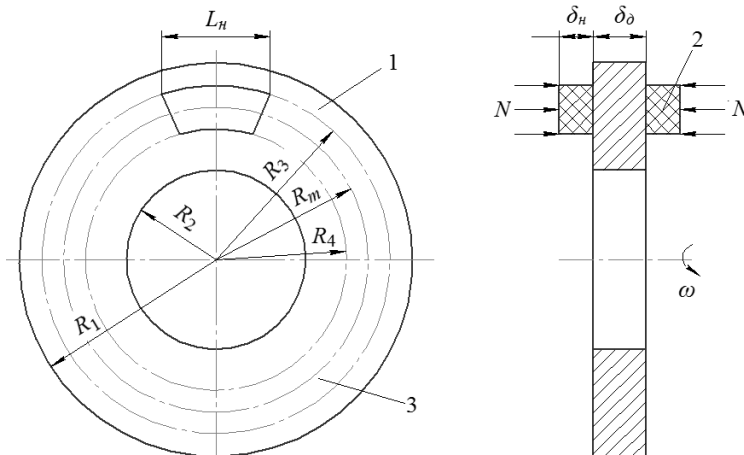


Рис. 1. Схема фрикционного взаимодействия пар трения дисково-колодочного тормоза: 1, 3 – тормозной диск и его беговая дорожка трения; 2 – фрикционные накладки

При выполнении исследований считалось, что скорость транспортного средства при торможении изменялась по линейному закону

$$V(\tau) = V_0(1 - \tau / \tau_0), \quad (2)$$

где V_0 – начальная скорость процесса торможения; τ , τ_0 – время: установившегося режима торможения; до полной остановки транспортного средства.

Следующей составляющей мощности трения является электрическая составляющая.

Оценка электрической и тепловой составляющей мощности трения.

Электрическая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза равна

$$W_{эл} = k_g \cdot I \cdot U, \text{ Дж/с}, \quad (3)$$

где k_g – коэффициент, учитывающий время контакта микровыступов фрикционной накладки с микровыступами тормозного диска ($k=2 \cdot 10^2$); 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, а при $A_r = A_a$ фиксируется трибоЭДС в сопряжении, A ; U – трибоЭДС в конце процесса торможения, В.

Связь между микротоками генерируемых на пятнах контактов микровыступов трибосопряжения, в зависимости от поверхностной температуры (t_{max}) и температурного градиента по длине пятна контакта (dt_n/dl_k) при различном времени (τ) электротермомеханическом фрикционном взаимодействии при постоянной импульсной нормальной нагрузке (N) установлена с помощью зависимости вида

$$I = \sqrt{\frac{t_{max} \cdot \alpha_T \cdot (dt_n/dl_k) \cdot V_M \cdot \tau}{R_k \cdot \rho \cdot N}}, \quad (4)$$

где t_{max} – максимальная температура на пятне контакта микровыступов, °С; α_T – коэффициент внешней теплоотдачи, Вт/(м²·°С); (dt_n/dl_k) – градиент температуры по длине контакта, °С/мм; V_M – объем микровыступа, м³; τ – время контакти-

рования, с; R_k – термическое сопротивление контакта, °C/Вт; ρ – удельное электрическое сопротивление, (Ом·мм²)/м; N – импульсное нормальное усилие, Н.

По зависимости (4) были произведены расчеты, по которым были построены графические зависимости (рис. 2). Выполненный анализ последних показал следующее:

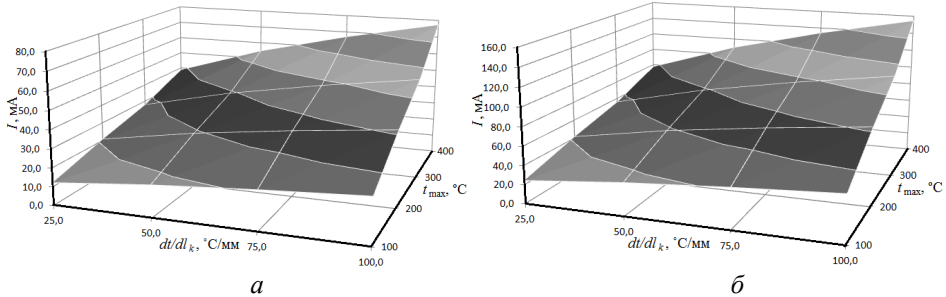


Рис. 2. Закономерности изменений микротоков на пятне контактов микровыступов трибосопряжения в зависимости от поверхностной температуры (t_{max}) и температурного градиента по длине пятна контактов (dt_w/dl_k) при различном электротермомеханическом фрикционном взаимодействии ($a - \tau = 0,005$ с; $b - \tau = 0,02$ с) при постоянной импульсной нормальной нагрузке на пятна контактов ($N=4,0$ кН)

– с увеличением поверхностной температуры при постоянных значениях α_T , R_k и ρ при $t_n=100; 200; 300$ и 400 °C и постоянных значениях V и N наблюдалось увеличение микротоков (I);

– увеличение времени торможения с $0,005$ с до $0,02$ с, т.е. в четыре раза, а микротоки увеличились в два раза, что свидетельствует о воздействии тепловых токов на зарядно-разрядные свойства пятен контакта микровыступов трибосопряжения.

Тепловая составляющая мощности трения фрикционного узла трения тормоза равна

$$W_{менл} = 10^{-3} \omega \cdot M_T = 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi}, \text{ Дж/с}, \quad (5)$$

где ω – угловая скорость вращения диска, с⁻¹; M_T – тормозной момент, развиваемый парой трения тормоза, Н·м; f – динамический коэффициент трения.

Рассмотрим взаимосвязь эксплуатационных параметров дисково-колодочного тормоза автобуса А172 $f = \varphi(W, p)$, $M_T = \varphi(W, p)$ и $M_T = \varphi(K_{эз}, t_n)$. Перейдем к анализу каждой из функциональных зависимостей.

Согласно рис. 3, a увеличение динамического коэффициента трения способствует как росту работы трения, так и импульсных удельных нагрузок. Такая закономерность изменения перечисленных параметров связана с тем, что в них входят составляющие динамического коэффициента трения, т.е. импульсная сила трения и импульсное нормальное прижимное усилие, действующие в парах трения [4].

Остановимся на второй функциональной зависимости $M_T = \varphi(W, p)$, в которой эксплуатационные параметры связаны непосредственно и косвенно через N (импульсное нормальное прижимное усилие) и динамический коэффициент трения f , а также импульсную силу трения F_T . Кроме того, на величину тормозного момента M_T существенное влияние оказывает средний радиус r_m беговой дорожки трения тормозного диска. Резкое увеличение тормозного момента, развиваемого парами трения дисково-колодочного тормоза, связано с ростом работы трения выполняемой его фрикционными узлами, а также реализуемыми удельными нагрузками в их парах трения.

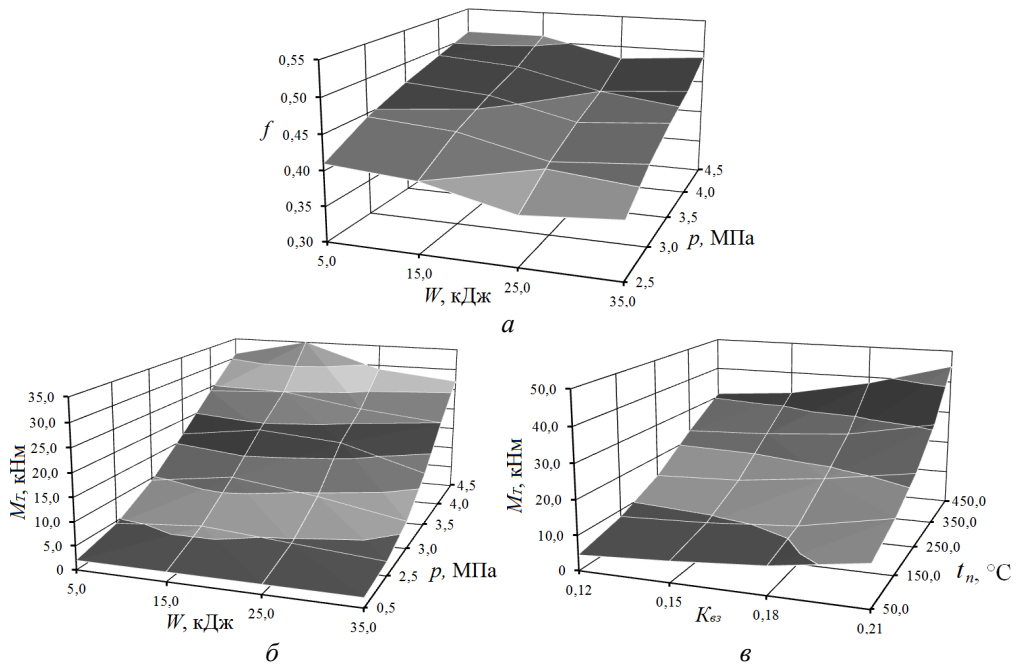


Рис. 3. Закономерности изменения: динамического коэффициента трения f (а) и тормозного момента (б и в) от работы трения W при разных значениях импульсных удельных нагрузок p и от коэффициентов взаимного перекрытия пар трения K_{63} при разных значениях поверхностных температур t_n фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов автобуса А 172

Третья функциональная зависимость имеет вид $M_T = \varphi(K_{63}, t_n)$ и является особенной, поскольку между M_T и t_n находится K_{63} . Коэффициент взаимного перекрытия характеризует отношение фактических площадей взаимодействия (непосредственных и косвенных), от величины которого зависят импульсные удельные нагрузки (составляющая – импульсное прижимное усилие), а также работа трения W . Увеличение последней ведет к росту поверхностной температуры пар трения. Кроме того, увеличение K_{63} способствует значительному росту количества зарядов (электронов и ионов) на фрикционных поверхностях узлов трения тормоза. Таким образом, увеличение K_{63} способствует росту поверхностной температуры t_n пар трения при замедленном увеличении развиваемого тормозного момента тормозом.

Выходит, что суммарная составляющая мощность трения фрикционного узла тормоза равна

$$\sum W = W_{\text{мех}} + W_{\text{тепл}} + W_{\text{эл}}, \text{ Дж/с}, \quad (6)$$

Микронеровности выступов беговой дорожки трения тормозного диска.

При исследовании электротермомеханического трения рассматривают механические, электрические и тепловые нагрузки, отнесенные к номинальной, контурной и фактической площадям контакта. Так, например, суммирование составляющих генерируемых токов на пятнах фрикционного контакта осуществляется до тех пор, пока сохраняется дискретность контакта и фактическая площадь контактирования мала по сравнению с номинальной ($A_r < A_n$).

Контурная площадка на полимерном элементе пары трения подвергается к множественному импульсному воздействию на пятна касания со стороны сопряженного с ним металлического элемента. Это воздействие воспринимается всей контурной площадью как нормальная сила, представляющая собой некоторую случайную функцию времени. При этом материалы проявляют различные реологические свойства под нагрузкой на пятна контактов микровыступов под воздействием нормальных и тангенциальных нагрузок, у одних проявляются свойства сверхпластичности материалов, у других контурные площадки сохраняют упругие свойства (термоупругость волн микронеровностей). При достаточно высоких механических, электрических и тепловых нагрузках следует ожидать на поверхности трения явления ползучести материалов. При этом процессы формирования макрогеометрии контакта, процессы контактирования и другие процессы при электротермомеханическом трении приобретают своеобразный характер [4]. Основная особенность происходящих явлений связана со специфическими закономерностями перемещения контурных площадок, образованных в результате ползучести материалов.

На рис. 4 проиллюстрирована зависимость площадей (A_k) пятен контактов металлических микровыступов и количества (n) от действующих импульсных нормальных усилий (N). Данные зависимости получены аналитическим путем.

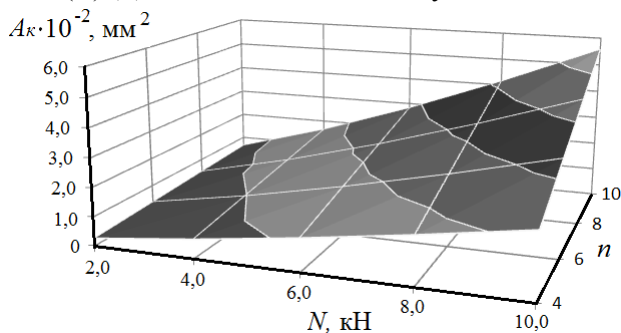


Рис. 4. Зависимость площадей (A_k) пятен контактов металлических микровыступов и их количества (n) от действующих импульсных нормальных усилий

При этом были использованы следующие данные: характеристики микрогеометрии поверхностей микровыступов над средней линией профиля R_p и максимальный радиус закругления выступов r_{max} ; a – расстояние между микровыступами: физико-механических характеристик материала – модуль упругости E (модуль Юнга), коэффициент Пуассона μ , удельное электрическое сопротивление материала ρ' , импульсная нормальная сила N , сжимающая контакт. Анализ данных, приведенных на рис. 4 показал следующее:

- увеличение расстояния между микровыступами и площади пятен их контакта при одновременном увеличении их импульсных нормальных усилий способствовало уменьшению удельных загрузок в зонах пятен контактов;
- количество пятен контактов способствовало увеличению их площадей, и как следствие, уменьшению удельных нагрузок.

В реальных условиях микровыступы металлополимерных пар при электротермомеханическом трении могут подвергаться следующим термическим нагрузкам: ударное импульсное нагревание и медленное вынужденное охлаждение; нагревание и вынужденное охлаждение с большими темпами; медленное

нагревание и интенсивное вынужденное охлаждение; нагревание и охлаждение с малыми темпами.

Приведенный радиус микровыступов поверхностей тормозного диска, обеспечивающих прогнозируемый ресурс накладки определяем по зависимости вида

$$r = \frac{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_{\epsilon} \cdot I \cdot U \right) \cdot L_n}{0,6 \cdot V \cdot N}, \quad (7)$$

где δ_n – толщина фрикционной накладки, м; $n(t_r)$ – коэффициент требуемого приращения ресурса; t_r – фактический ресурс фрикционной накладки, с.

Определение конструктивных параметров фрикционной накладки в паре трения дисково-колодочного тормоза. По найденной величине энергетического баланса фрикционного узла тормоза определяют объемную интенсивность изнашивания рабочей поверхности накладки по формуле

$$u_v = I_W^{-1} \cdot \sum W = i_h \cdot \frac{\sum W}{f \cdot HB}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (8)$$

где i_h – удельная линейная интенсивность изнашивания, м/м; HB – твердость материала диска, МПа.

Затем по величине объемной интенсивности изнашивания рабочей поверхности накладки определяют ее фактический ресурс по следующей формуле

$$t_r = \frac{L_n \cdot H_n \cdot 2/3 \delta_n}{u_v}, \text{ с} \quad (9)$$

где $2/3 \delta_n$ – допустимая толщина износа накладки, м.

Затем в зависимости от прогнозируемой долговечности фрикционной накладки пары трения тормозного устройства задают величину требуемого приращения ее ресурса $n(t_r)$ [5].

Определение рациональных значений площади, длины фрикционной накладки и приведенного радиуса микровыступов диска осуществляют по эмпирическим формулам, полученным в ходе экспериментальных исследований дисковых тормозных устройств.

Рабочую площадь накладки, обеспечивающую прогнозируемый ресурс, находим по формуле

$$S_n = \frac{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1} \cdot \left(10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} + k_{\epsilon} \cdot I \cdot U + 0,6 \cdot \frac{r \cdot V \cdot N}{L_n} \right)}{2/3 \cdot \delta_n}. \quad (10)$$

Длину накладки, обеспечивающую ее прогнозируемый ресурс определяем по зависимости вида

$$L_n = \frac{0,6 \cdot r \cdot V \cdot N}{\left(\frac{2/3 \cdot \delta_n \cdot S_n}{n(t_r) \cdot t_r \cdot I_W^{-1}} - 10^{-3} \frac{V \cdot f \cdot N}{2 \cdot \pi} - k_{\epsilon} \cdot I \cdot U \right)}. \quad (11)$$

В дальнейшем уточняем ширину беговой дорожки трения диска по зависимости вида

$$b_d = \frac{S_n}{K_{\epsilon 3} 2\pi(R_3 - R_4)}, \quad (12)$$

где $K_{\text{вз}}$ – коэффициент взаимного перекрытия пар трения тормоза; R_3, R_4 – верхний и нижний круг беговой дорожки трения диска, м.

После чего осуществляем проверку пар трения тормоза с новыми конструктивными параметрами фрикционных накладок на реализуемый тормозной момент

$$M_{T1} = S_n f p r_m, \quad (13)$$

где p – удельные нагрузки в парах трения тормоза, МПа; r_m – средний радиус беговой дорожки трения диска, м.

При условии, что M_T (тормозной момент, заложенный в тепловую составляющую мощности трения) примерно равен M_{T1} и завершается оптимизация конструктивных параметров фрикционных накладок колодок. В случае если M_{T1} отличается на более чем 10,0% от M_T необходимо провести новые расчеты с откорректированными конструктивными и эксплуатационными параметрами.

Приведем пример для фрикционного узла дисково-колодочного тормоза легкового автомобиля ВАЗ-2110 при следующих исходных данных: приведенный радиус микровыступов поверхности тормозного диска – 1,0 мкм; скорость скольжения – 20 м/с; нормально направленная прижимная нагрузка – 15,0 кН; динамический коэффициент трения – 0,4; площадь фрикционной накладки – 0,005 м²; геометрические параметры фрикционной накладки: длина – 0,1 м; ширина – 0,05 м; толщина – 0,02 м; удельная линейная интенсивность изнашивания – 10⁻⁹; твердость материала диска – 400,0 МПа.

По заданным значениям были определены следующие фактические характеристики фрикционного узла тормоза:

- составляющие мощности трения:
- механическая – 1,8 Дж/с;
- электрическая – 0,49 Дж/с;
- тепловая – 19,1 Дж/с;
- объемная интенсивность изнашивания фрикционной накладки – 13,37·10⁻¹¹ м³/с;
- фактический ресурс – 138,5 ч;

Для увеличения в 1,5 раза ресурса фрикционной накладки необходимо соблюдать регламентируемые величины коэффициентов взаимного перекрытия пар трения, но при этом представляется возможным:

- в 1,5 раза увеличить площадь фрикционной накладки при сохранении неизменным отношения ее длины к ширине. При этом она составит 0,0075 м²;
- в 1,3 раза увеличить длину фрикционной накладки за счет уменьшения ее ширины при сохранении площади на прежнем уровне. Новые геометрические параметры составят: длина 0,13 м, ширина 0,038 м;
- в 0,78 раза уменьшить приведенный радиус микровыступов поверхностей тормозного диска за счет повышения чистоты обработки его боковых поверхностей.

Отклонение M_{T1} , полученного значения по зависимости (13) от M_T , фигурирующего в зависимости (5) составляет всего 0,5%, что для подобных расчетов является хорошим результатом.

Выводы. Таким образом, предлагаемый метод определения конструктивных параметров фрикционного узла тормоза позволяет рассчитывать по его суммарной (механической, тепловой и электрической) мощности трения и объемной интенсивности изнашивания рабочей поверхности накладки регламентируемый ее ресурс, а затем путем изменения конструктивных параметров пары трения (приведенного радиуса микровыступов беговой дорожки трения диска, длины и площади накладки) достигать увеличение ресурса накладки.

Список литературы

1. Александров М. П. Тормозные устройства / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев, М. В. Новожилов / М.: Машиностроение, 1985, С. 298–312.
2. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х томах, том 2, под редакцией И. В. Крагельского и В. В. Алисина, 1979. – М.: Машиностроение. – С. 253.
3. Пат. 2522663 России, МПК F16D 55/22, В60Т 1/06. Способ оптимизации параметров дискового тормозного устройства / О. Ю. Елагина, К. О. Томский, Б. М. Гантимиров, А. В. Мурадов, А. К. Прыгаев. – Заявитель и патентообладатель Российский государтв. ун-т нефти и газа им. И. М. Губкина. – Заявл. 14.12.2012; Опубл. 20.07.2014, Бюл. № 20.
4. Трибология / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Н. А. Вольченко [и др.]. – Киев-Краснодар: Из-во «Глай», 2015. – 371с.
5. Основные тенденции развития фрикционных материалов тормозных накладок / В. Н. Дугельный, Д. В. Савенюк, А. Ю. Логунов, Е. К. Ровный // Вісн. Донецької академії автомобільн. Транспорту. – Донецьк, 2013. – С. 65-69.

Стаття надійшла до редакції 25.08.2015.

М. О. ВОЛЬЧЕНКО, А. В. ВОЗНИЙ, О. Б. СТАДНИК, О. М. ВУДВУД

ДО ПИТАННЯ ОПТИМІЗАЦІЇ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПАР ТЕРТЯ ДИСКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

Оптимізовано конструктивні параметри фрикційної накладки (площа робочої поверхні і довжина) і радіуси мікроступів бігової доріжки тертя диска в дисково-колодковому гальмі при енергетичній інтенсивності зношування робочої поверхні накладки. Оцінений фактичний ресурс фрикційної накладки в парі тертя дисково-колодкового гальма автотранспортного засобу.

Ключові слова: дисково-колодкове гальмо, пара тертя, гальмівний диск, фрикційні накладки, складові потужності тертя: механічна, електрична та тепла, енергетична інтенсивність зношування робочої поверхні накладки.

N. A. VOLCHENKO, A. V. VOZNYI, O. B. STADNYK, A. N. VUDVUD

THE QUESTION OF OPTIMIZATION OF THE DESIGN PARAMETERS OF THE FRICTION PAIRS OF THE DISK BRAKE

We've optimized design parameters of the brake pads (surface area and length) and radius of the micropoints of the treadmill of friction of the disk of the disk brakes in the energy intensity of wear of the working surface of the pad. We've estimated actual life of friction pads in friction pair of the disk brake of the vehicle. We've discussed the following questions: evaluation of mechanical power component of friction; evaluation of electric and thermal power component of friction; microroughnesses of the projections of the treadmill of friction of the brake disk; determination of the design parameters of the friction pad in the friction pair of the disk brake. Objective: improving the life of the friction pads of the disk brake by optimization of the design parameters.

Keywords: disk brake, friction pair, brake disc, friction pads, power friction components: mechanical, electrical and thermal, the energy intensity of wear of the working surface of the pad.

Вольченко Николай Александрович – канд. техн. наук, доцент кафедры материаловедения и автосервиса, Кубанский государственный технологический университет, Красная, 135, ауд. К-51, г. Краснодар, Россия, 350004, тел.: +7861 255 99 26.

Возный Андрей Владимирович – канд. техн. наук, научный сотрудник Научно-исследовательского института нефтегазовой энергетики и экологии, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 03422 4 51 14, факс: +38 03422 4 00 89, E-mail: anark11@i.ua.

Стадник Олег Богданович – аспирант кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.

Вудвуд Александр Николаевич – старший преподаватель кафедры подъемно-транспортного и робототехнического оборудования, Одесский национальный политехнический университет, пр. Шевченко 1, г. Одеса, Украина, 65044, тел.: +38048 705 86 00, E-mail: alex.vudvud@gmail.com