

УДК 629.413-592.112

DOI: 10.18372/0370-2197.4(85).13872

*А. И. ВОЛЬЧЕНКО, В. С. СКРИПНИК, В. Я. ПОПОВИЧ, В. С. ВИТВИЦКИЙ**Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа,
Ивано-Франковск, Украина*

ОЦЕНКА ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАР ТРЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

В статье оценено закономерности изменения эксплуатационных параметров пар трения тормозных устройств с точки зрения их флукации. Особенности быстропеременных процессов, имеющих место, как на поверхностных, так и подповерхностных слоях пар трения тормоза, является исключительное разнообразие возможных форм их проявления и наличие взаимосвязи между ними. Также представлены тепловые характеристики пар трения различных конструкций тормозных механизмов, которые построены по результатам испытаний в нормальных условиях. Приведены закономерности изменения удельной силы трения от удельных нагрузок в интервале объемных температур 50 – 130 °С для фрикционных элементов изготовленных из ретинакса, и зависимости максимальной силы трения от скорости скольжения в паре при различных удельных нагрузках. Также найдены зависимости динамического коэффициента трения от поверхностной температуры для различных материалов пар трения. Максимальные значения динамического коэффициента трения для всех пар трения наблюдались при 100 °С, а минимальные – при 400 °С, когда уже шел крекинг процесс поверхностного слоя фрикционной колодочки. Однако максимальная разность динамического коэффициента трения для первой пары трения достигалась при 400 °С, а для остальных пар трения при 200 °С, из-за того что рассматриваемые фрикционные колодочки имели различные допустимые температуры для их материалов, а минимальная разность для первой и второй пары трения достигалась при 700 °С, несмотря на то, что исследуемые колодочки имели различные допустимые температуры для их материалов, а для третьей пары трения наблюдались при 800 °С. Также исследовано закономерности изменения линейного износа фрикционного материала ФК-24А в зависимости от изменения удельной нагрузки при различных объемных температурах пар трения. Максимальный износ соответствует удельной нагрузке 1,2 МПа, соответственно, при объемных температурах металлического фрикционного элемента от 50 до 120 °С, а при дальнейшем увеличении удельной загрузки начинается уменьшение линейного износа материала ФК-24А, поскольку наблюдается стабилизация динамического коэффициента взаимного перекрытия, и как следствие, уменьшение динамического коэффициента трения.

Ключевые слова: *тормозные устройства, флукации, тепловые характеристики, динамический коэффициент трения.*

Введение. Особенности быстропеременных процессов, имеющих место как на поверхностных, так и подповерхностных слоях пар трения тормоза, является исключительное разнообразие возможных форм их проявления и наличие взаимосвязи между ними. Так, усилия, прикладываемые к тормозной ленте во фрикционном узле (один физический процесс), порождают целую цепочку электротермомеханических процессов, явлений и эффектов (возникновение импульсных нормальных и касательных сил, перераспределение импульсных нормальных нагрузок, переход от статического к импульсному динамическому коэффициенту трения, реализация импульсного тормозного момента, генерирование на

поверхностях микровыступов электрических и тепловых токов с дальнейшим их аккумулярованием и рассеиванием в окружающую среду [1–3], возникновение поверхностных и объемных температурных градиентов, и как следствие, установление температурных пределов, влияющих на переменные термической деформации и напряжения, а также на термоупругую неустойчивость металлического фрикционного элемента). Все это способствует зарождению и развитию сетки микротрещин на рабочей поверхности обода тормозного шкива.

Цель задачи. Оценить закономерности изменения эксплуатационных параметров пар трения тормозных устройств с точки зрения их флуктуиции.

Процессы нагревания и вынужденного охлаждения поверхностей трения различных видов тормозных устройств при циклическом режиме торможения описываются эмпирической экспоненциальной зависимостью вида

$$t = \frac{Q}{A} = \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T}}\right) + t_0 e^{-\frac{\tau}{T}}, \quad (1)$$

где Q – тепловой поток, развивающейся в паре трения тормоза, Дж/с; $A = \alpha F$ – теплоотдача с поверхности трения металлического фрикционного элемента при коэффициенте теплоотдачи α ; $T = \frac{C}{A}$ – постоянная времени нагревания определяющая время, в течении которого материальная точка рабочей поверхности металлического фрикционного элемента достигает установившейся поверхностной температуры; C – теплоемкость зоны трения металлического фрикционного элемента.

Значение постоянной времени нагревания определяется по графическим зависимостям нагревания пар трения различных видов тормозов при их фрикционном взаимодействии.

Для экспоненциальной функции постоянная времени нагревания T должна иметь одно и то же значение в различных точках кривой нагревания. Так как действительные графические зависимости нагревания не полностью соответствуют зависимости (1), постоянная времени нагревания в различные моменты будет иметь различное значение.

Анализ экспоненциальной зависимости показывает, что установившаяся температура, возникающая при бесконечно большом времени работы, не зависит от веса тела, его теплоемкости и начальной температуры, а определяется только количеством выделяющейся теплоты Q в единицу времени, а также конструктивными параметрами и свойствами теплорассеивающей поверхности. Так как тепловой поток Q пропорционален средней мощности торможения, то между установившейся температурой и средней мощностью торможения должна быть непосредственная связь. При обработке результатов эксперимента оказалось, что во всех случаях использования всех типов пар трения тормозов экспериментальные зависимости достаточно точно определяются соотношениями

$$t_{уст} = mA_c^k \text{ и } T = bA_c^{-p} \quad (2)$$

Для каждого случая использования тормозов и для каждого их типоразмера величины m , b , k и p имеют определенные значения. Зависимости установившейся температуры нагревания поверхности трения узлов тормоза и среднего значения постоянной времени нагревания от средней мощности торможения являются тепловыми характеристиками пар трения тормоза (рис. 1).

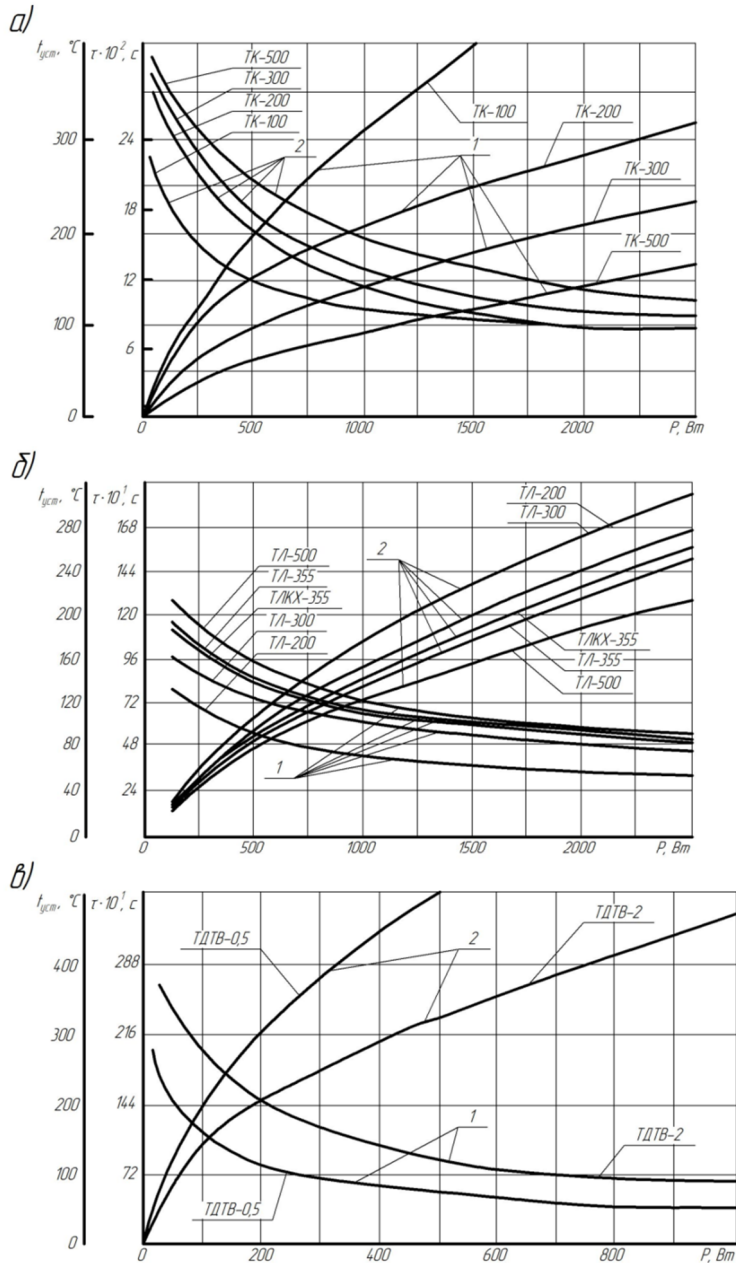


Рис. 1. Основные тепловые характеристики пар трения тормозов: а – барабано-колодочных (ТК); б – ленточно-колодочных (ТЛ и КХ – короткоходовых); в – дисково колодочных (ТД) в электротягах (тип ТВ с грузоподъёмностью): 1 – семейство кривых, описанное соотношением C/A (где C – общая теплоемкость металлического фрикционного элемента; A – общая теплоотдача); 2 – семейство кривых, нагревания металлического фрикционного элемента до установившейся температуры ($t_{\text{ср}}$)

Введение понятия средней мощности торможения и установление тепловых характеристик пар трения тормозов позволяет в некоторой степени обобщить результаты испытаний и выявить влияние различных факторов на нагревание фрикционных узлов тормозов. На рис. 1 представлены тепловые характеристики

пар трения тормозов, построенные по результатам испытаний в нормальных условиях (т.е. при номинальном тормозном моменте и номинальном отходе тормозных колодок, лент и дисков, при работе колодочных и ленточных тормозов без кожуха, а дисковых тормозов – в кожухе и т.п.), эти тепловые характеристики, построенные для случая ПВ = 40 %; и работы со стальным фрикционным элементом и материалами накладок ФК-16Л и ФК-24А, будем считать за основные тепловые характеристики пар трения тормозов.

Как видно по тепловым характеристикам, влияние изменения условий использования пар трения в различных видах тормозов по-разному сказывается, на величине установившейся температуры их пар трения с различными конструктивными параметрами. Так, например, охлаждающие ребра на тормозных шкивах малоэффективны для тормоза со шкивом диаметром 100 мм и имеют большое значение для тормозов со шкивами следующих больших размеров. Вынужденное охлаждение пар трения тормоза при их работе на открытом воздухе, наоборот, более эффективно для тормозов меньших размеров [4].

Таким образом, тепловые характеристики пар трения тормозов дают ясное представление о влиянии изменения условий работы на величину установившейся температуры нагревания поверхности трения тормоза и на темп нарастания температуры, о котором можно судить по постоянной времени нагревания.

Временные закономерности изменения импульсных удельных нагрузок, которые действуют на пятна контактов микровыступов металлополимерного трибосопряжения, с равномерным распределением амплитуды фрикционного взаимодействия (*a*) и переходного электротермосопротивления при этом взаимодействии (*б*) проиллюстрировано на рис. 2 *a, б*.

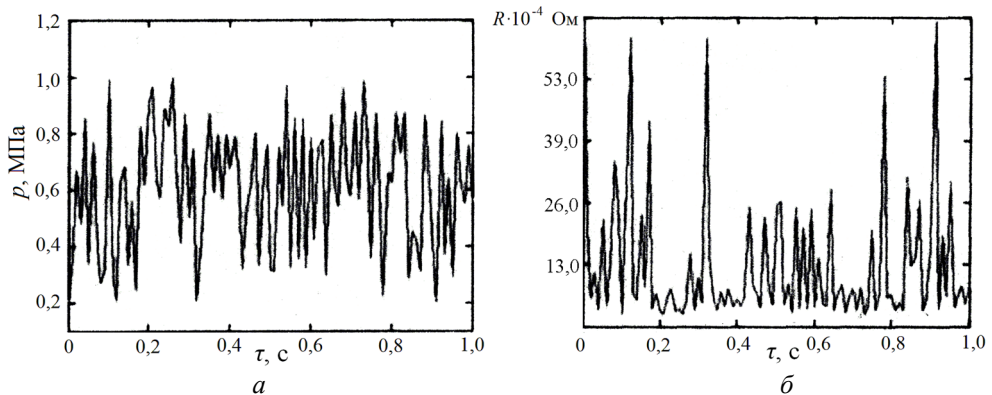


Рис. 2. Временные закономерности изменения импульсных удельных нагрузок на пятнах контактов микровыступов металлополимерного трибосопряжения с равномерным распределением амплитуды фрикционного взаимодействия (*a*) и переходного электротермосопротивления при этом взаимодействии (*б*)

Из рис. 2, *a* следует, что интервал изменения импульсных удельных нагрузок колеблется от 0,2 до 1,0 МПа, а из рис. 2, *б* – интервал изменения переходного электротермосопротивления колеблется в интервале (3,0...60,0) 10^{-4} Ом. В первом случае контролируемый параметр изменяется в 5 раз, а во втором – в 20 раз. При этом минимальные колебания импульсных удельных нагрузок от 0,3 до 0,84 МПа происходили в интервале времени от 0,4 до 0,6 с, что отвечало минимальным колебаниям электротермосопротивлению (от $3,0 \cdot 10^{-4}$ до $26,0 \cdot 10^{-4}$ Ом) на пятнах микровыступов. Отмеченные параметры отвечают установившемуся режиму фрикционного взаимодействия, несмотря на то, что плотность амплитуд импульсных удель-

ных нагрузок почти равномерно распределена от их среднего значения (0,6 МПа). Плотность амплитуд электротермосопротивления пятен микровыступов смещена от его среднего значения ($32,5 \cdot 10^{-4}$ Ом) в зону минимальных величин, то есть до $3,0 \cdot 10^{-4}$ Ом. Следует заметить, что в интервале времени от 0,6 до 1,0 с пики амплитуд удельных нагрузок по времени смещены по отношению к пикам амплитуд электротермосопротивления пятен контактов микровыступов, что свидетельствует о неустановившемся режиме фрикционного взаимодействия.

Из рис. 3, на котором показаны кривые изменения удельной силы трения F_T в функции удельной нагрузки видно, что для исследованных материалов пары трения существует оптимальная удельная нагрузка $p_{\text{опт}}$ (по максимальной силе трения), возрастающая при понижении объемной температуры металлического фрикционного элемента и составляющие 1,6 – 2,0 и 1,2 – 2,0 МПа для ретинакса ФК-16Л и ФК-24А. Указанные значения получены в интервале объемных температур 50 – 130°C и скорости скольжения 3,75 м/с.

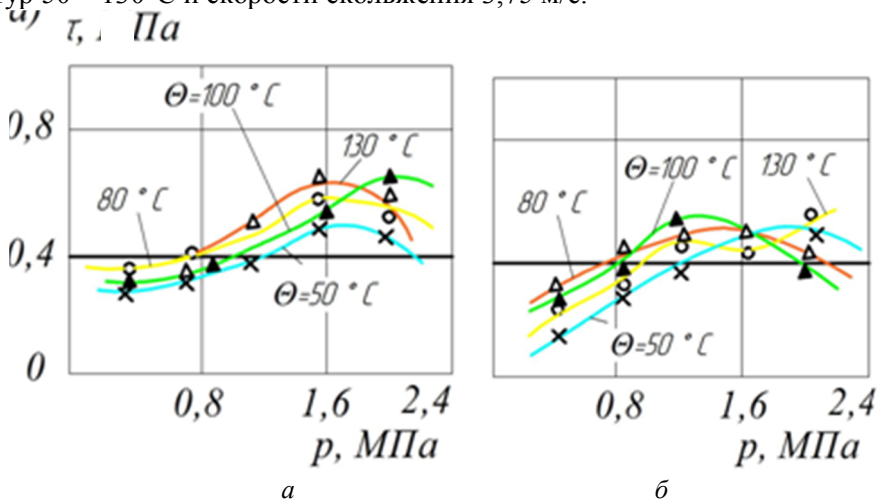


Рис. 3. Закономерности изменения удельной силы трения τ от удельных нагрузок в интервале объемных температур 50 – 130°C для фрикционных материалов: а – ФК-16Л; б – ФК-24А

На рис. 4 проиллюстрированы кривые построенные по результатам экспериментальных исследований и отражающие влияние скорости скольжения на максимальную удельную силу трения F_T' . Как видно из рисунка, с увеличением скорости скольжения величина F_T' уменьшается.

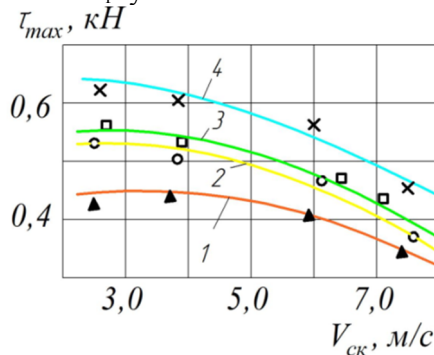


Рис. 4. Зависимость максимальной силы трения τ_{max} от скорости скольжения $V_{\text{ск}}$ в паре трения при: 1 – $p = 0,4$ МПа; 2 – $p = 0,8$ МПа; 3 – $p = 1,2$ МПа; 4 – $p = 1,6$ МПа

На рис. 5 приведена схема двух типов флуктуации динамического коэффициента трения в режиме избирательного переноса при мгновенном приложении и снятии дополнительной нагрузки ΔN . После снятия нагрузки возросший динамический коэффициент трения снижается, причем переходит через границу равновесного состояния (предельного цикла) и снова проходит к этой границе.

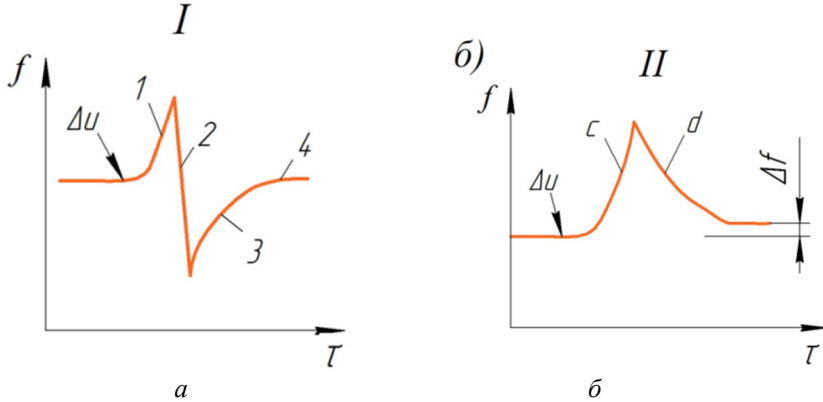


Рис. 5. Закономерности изменения динамического коэффициента трения f (флуктуация) по времени τ при мгновенном нагружении и снятии нагрузки: *I* – на неспадающей ветви; 1 – упрочнение и десорбция; 2 – избирательный знос и разупрочнение; 3 – восстановление равновесной концентрации вакансий; 4 – установившийся режим; *II* – на восходящей ветви; *c* – упрочнение и десорбция; *d* – релаксация и адсорбция; Δu , Δf – изменение: энергии процесса; динамического коэффициента трения

Результаты экспериментальных исследований, касающиеся динамического коэффициента трения, были получены в лабораторных условиях на машине трения и износа для пары трения «колодочка – диск» [5].

У табл. 1 приведены величины динамических коэффициентов трения, находящиеся на верхней и нижней границах эталонной области, для пар трения: «ФК-24А – чугун ЧНМХ», «ФК-16Л – сталь 40ХН» и «ФК-16Л – чугун СЧ15» в зависимости от их поверхностной температуры.

Таблица 1

Зависимости динамического коэффициента трения от поверхностной температуры для различных материалов пар трения

№ п/п	Пары трения	Поверхностная температура, °С									
		100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
		Динамический коэффициент трения									
I	«ФК-24А – чугун ЧНМХ»	0,325–0,480	0,380–0,465	0,310–0,430	0,083–0,346	0,092–0,186	0,132–0,225	0,203–0,295	0,220–0,340	0,217–0,331	0,209–0,308
II	«ФК-16Л – сталь 40ХН»	0,270–0,605	0,160–0,507	0,055–0,408	0,020–0,307	0,040–0,223	0,093–0,252	0,147–0,320	0,200–0,387	–	–
III	«ФК-16Л – чугун СЧ15»	0,290–0,606	0,149–0,506	0,067–0,406	0,022–0,304	0,027–0,217	0,083–0,230	0,133–0,301	0,222–0,373	–	–

В табл. 2 приведены систематизированные данные динамического коэффициента трения по значениям и их разности.

Остановимся на данных табл. 2, касающихся динамического коэффициента трения, анализ которого показал следующее:

– максимальные значения для всех пар трения наблюдались при 100 °С, а минимальные – при 400 °С, когда уже шел крекинг процесс поверхностного слоя фрикционной колодочки;

– максимальная разность для первой пары трения достигалась при 400 °С, а для остальных пар трения при 200 °С из-за того что рассматриваемые фрикционные колодочки имели различные допустимые температуры для их материалов;

– минимальная разность для первой и второй пары трения достигалась при 700 °С, несмотря на то, что исследуемые колодочки имели различные допустимые температуры для их материалов, а для третьей пары трения наблюдалась при 800 °С.

Таблица 2

Систематизированные данные по значениям и их разности динамического коэффициента трения

№ п/п	Пары трения	Динамический коэффициент трения			
		Max	Min	Max	Min
		значения		разность	
I	«ФК-24А – чугун ЧНМХ»	0,480 ($t = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0,063 ($t = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0,263 ($t = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0,092 ($t = 700\text{ }^{\circ}\text{C}$)
II	«ФК-16Л – сталь 40ХН»	0,605 ($t = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0,020 ($t = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0,347 ($t = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0,115 ($t = 700\text{ }^{\circ}\text{C}$)
III	«ФК-16Л – чугун СЧ15»	0,606 ($t = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0,022 ($t = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0,357 ($t = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$)	0,151 ($t = 800\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Закономерности изменения линейного износа фрикционного материала ФК-24А от удельной нагрузки показано на рис. 6. Как видно из графиков максимальный износ соответствует удельной нагрузке 1,2 МПа, соответственно, при объемных температурах металлического фрикционного элемента 50 и 120°С. После удельной загрузки 1,2 МПа начинается уменьшение линейного износа материала ФК-24А, поскольку наблюдается стабилизация динамического коэффициента взаимного перекрытия, и как следствие, уменьшение динамического коэффициента трения.

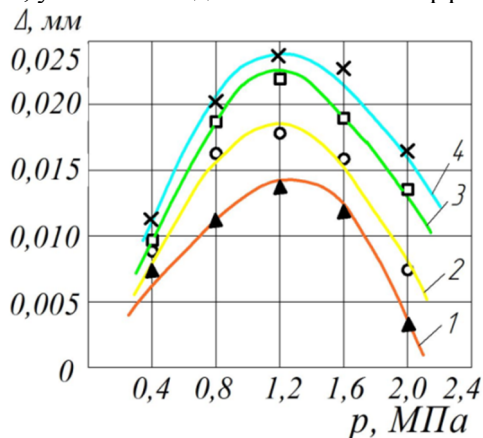


Рис. 6. Зависимость линейного износа Δ от удельных нагрузок p : 1, 2, 3 и 4 – при объемных температурах $t = 50, 80, 100$ и 120°C .

Выводы. В статье оценены закономерности изменения эксплуатационных параметров пар трения тормозных устройств с точки зрения их флуктуиции.

Приведены закономерности изменения удельной силы трения от удельных нагрузок в интервале объемных температур 50 – 130 °С для фрикционных элементов изготовленных из ретинакса, и зависимости максимальной силы трения от скорости скольжения в паре при различных удельных нагрузках.

Исследованы закономерности изменения линейного износа фрикционного материала ФК-24А в зависимости от изменения удельной нагрузки при различных объемных температурах пар трения показано, что максимальный износ соответствует удельной нагрузке 1,2 МПа, а при дальнейшем увеличении удельной нагрузки начинается уменьшение линейного износа.

Список литературы

1. Цветков Ф. Ф., Григорьев Б. А. Теплообмен. М.: Изд-во МЭИ, 2005. 215 с.
2. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко и др. Баку: Апострофф, 2016. 366 с.
3. Витвицкий В. С. Повышение эффективности самовентилируемых дисково-колодочных тормозов автомобилей с учетом энергонагруженности их дисков: дисс. ... канд. техн. наук: 05.22.02 – автомобили и тракторы / НУ «Львовская политехника». Львов, 2019. 258 с. – На укр. яз.
4. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in self-ventilated disk-shoe brakes of vehicles / Volchenko N., Volchenko A. et al. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 1/5 (97). 2019. P. 47–53.
5. ГОСТ 10851-94 ГОСТ 10851-94. Изделия фрикционные из ретинакса. Технические условия. Минск, 1996. 20 с.

Стаття надійшла до редакції 10.09.2019.

Вольченко Александр Иванович – докт. техн. наук, профессор кафедры технической механики Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 050-373-82-42, E-mail: divo99@ukr.net.

Скрыпник Василий Степанович – канд. техн. наук, доцент, преподаватель Надворнянского колледжа при Киевском национальном транспортном университете, Ивано-Франковская обл., г. Надворная.

Попович Василь Ярославович – канд. техн. наук, доцент, зав. кафедры технической механики Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, моб. 050-519-57-44 E-mail: v.popovych1966@gmail.com

Витвицкий Василий Степанович – аспирант кафедры технической механики, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: vytvytskyi.v.s@gmail.com

О. І. ВОЛЬЧЕНКО, В. С. СКРИПНИК, В. Я. ПОПОВИЧ, В. С. ВИТВИЦЬКИЙ

ОЦІНКА ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ЗМІНИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ПАР ТЕРТЯ ГАЛЬМОВИХ ПРИСТРОЇВ

У статті оцінено закономірності зміни експлуатаційних параметрів пар тертя гальмівних пристроїв з точки зору їх флукації. Особливостями швидкозмінних процесів, що мають місце як на поверхневих, так і підповерхневих шарах пар тертя гальма, є виняткова розмаїтість можливих форм їх прояву та наявність взаємозв'язку між ними. Також представлені теплові характеристики пар тертя різних конструкцій гальмівних механізмів, які побудовані за результатами випробувань в нормальних умовах. Наведено закономірності зміни питомої сили тертя від питомих навантажень в інтервалі об'ємних температур 50 - 130 °С для фрикційних елементів виготовлених з ретінакса, і залежності максимальної сили тертя від швидкості ковзання в парі при різних питомих навантаженнях. Також знайдені залежності динамічного коефіцієнта тертя від поверхневої температури для різних матеріалів пар тертя. Максимальні значення динамічного коефіцієнта тертя для всіх пар тертя спостерігалися при 100 °С, а мінімальні - при 400 °С, коли вже йшов крекінг процес поверхневого шару фрикційної колодочки. Однак максимальна різниця динамічний коефіцієнт тертя для першої пари тертя досягалася при 400 °С, а для інших пар тертя при 200 °С, через те що розглядаються фрикційні колодочки мали різні допустимі температури для їх матеріалів, а мінімальна різниця для першої і другої пари тертя досягалася при 700 °С, незважаючи на те, що досліджувані колодочки мали різні допустимі температури для їх матеріалів, а для третьої пари тертя спостерігалася при 800 °С. Також досліджено закономірності зміни лінійного зносу фрикційного матеріалу ФК-24А в залежності від зміни питомого навантаження при різних об'ємних температурах пар тертя. Максимальний знос відповідає питомому навантаженні 1,2 МПа, відповідно, при об'ємних температурах металевого фрикційного елемента від 50 до 120 °С, а при подальшому збільшенні питомої завантаження починається зменшення лінійного зносу матеріалу ФК-24А, оскільки спостерігається стабілізація динамічного коефіцієнта взаємного перекриття, і як наслідок, зменшення динамічного коефіцієнта тертя.

Ключові слова: гальмівні пристрої, флукації, теплові характеристики, динамічний коефіцієнт тертя.

A. I. VOLCHENKO, V. S. SKRYPNYK, V. Ya. POPOVYCH, V. S. VYTVYTSKIY

ASSESSMENT OF PATTERNS OF CHANGE IN OPERATIONAL PARAMETERS OF FRICTION PAIRS OF BRAKE DEVICES

The article assesses the patterns of changes in the operational parameters of friction pairs of brake devices from the point of view of their fluctuation. The peculiarities of rapidly varying processes that occur both on the surface and subsurface layers of brake friction pairs are the exceptional variety of possible forms of their manifestation and the presence of a relationship between them. The thermal characteristics of friction pairs of various designs of brake mechanisms, which are constructed according to the test results under normal conditions, are also presented. The regularities of changes in the specific friction force from specific loads in the range of volumetric temperatures of 50 - 130 °C for friction elements made of retinax, and the dependence of the maximum friction force on the sliding speed in a pair at different specific loads are given. Also found are the dependences of the dynamic coefficient of friction on the surface temperature for various materials of friction pairs. The maximum values of the dynamic coefficient of friction for all friction pairs were observed at 100 °C, and the minimum at 400 °C, when the surface layer of the friction pad was already cracked. However, the maximum difference in the dynamic coefficient of friction for the first friction pair was reached at 400 °C, and for the remaining friction pairs at 200 °C, because the friction pads under consideration had different allowable temperatures for their materials, and the minimum difference for the first and second pairs friction was achieved at 700 °C, despite the fact that the test blocks had different permissible temperatures for their materials, and for the third pair of friction was observed at 800 °C. The regularities of the change in the linear wear of the friction material FK-24A depending on the change in the specific load at various volume temperatures of friction pairs are also studied. The maximum wear corresponds to a specific load of 1.2 MPa, respectively, at volume temperatures of the metal friction element from 50 to 120 °C, and with a further increase in the specific load, the linear wear of the FK-24A material begins to decrease, since the dynamic coefficient of mutual overlap is stabilized, and how consequence, a decrease in the dynamic coefficient of friction.

Key words: braking devices, fluctuations, thermal characteristics, dynamic coefficient of friction.

References

1. Tsvetkov F. F., Grigorev B. A. *Teplomassoobmen*. M.: Izd-vo MEI, 2005. 215 s.
2. *Proektnyy i proverochnyy raschet friktsionnykh uzlov barabanno- i diskovo-kolodochnykh tormozov transportnykh sredstv* / A.H. Dzhahmedov, A.I. Volchenko, N.A. Volchenko i dr. Baku: Apostroff, 2016. 366 s.
3. Vytvytskyi V. S. *Povyshenie effektivnosti samoventiliruemykh diskovo-kolodochnykh tormozov avtomobiley s uchetom energonagruzhennosti ih diskov: diss. ... kand. tehn. nauk: 05.22.02 – avtomobili i traktory* / NU «Lvovskaya politehnika». Lvov, 2019. 258 s. – Na ukr. yaz.
4. Features of the estimation of the intensity of heat exchange in self-ventilated disk-shoe brakes of vehicles / Volchenko N., Volchenko A. at al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 1/5 (97). 2019. P. 47–53.
5. GOST 10851-94 GOST 10851-94. *Izdeliya friktsionnyie iz retinaksa*. Tehnicheskie usloviya. Minsk, 1996. 20 s.