

УДК 621.891

DOI: 10.18372/0370-2197.3(92).15934

Д. А. ВОЛЬЧЕНКО¹, В. С. СКРИПНИК¹, І. О. БЕКІШ¹, А. С. БУРАВА¹,
В. С. НИЦУК¹, В. Я. МАЛИК²

¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Україна

²Дрогобицький фаховий коледж нафти і газу, Україна

ОЦІНКА ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛЕВИХ ФРИКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГАЛЬМ

В матеріалах даної статті дана оцінка енергонавантаженості металевих фрикційних елементів гальм та розглянуті наступні питання: конструкція і робота фрикційних вузлів гальм та їх розрахункові схеми; внутрішні та зовнішні параметри металополімерних пар тертя трибосистем з врахуванням їх енергонавантаженості. Встановлено, що на формування температурного режиму металевих фрикційних елементів (ободів шківів і барабанів, дисків) гальмівних пристроїв помітний вплив справляють такі чинники, як співвідношення між їх масою, площею нагрівання (полірованою) та охолодження (матовою) та темпами протікання даних процесів. Якість і надійність створюваних конструкцій фрикційних вузлів гальмівних пристроїв залежать від процесів, явищ і ефектів, що відбуваються під час фрикційної взаємодії мікроступів їх пар тертя. Контакт мікроступів носить дискретний характер і оцінюється динамічним коефіцієнтом взаємного перекриття пар тертя, а його величина складає до 0,25 (для дисково-колодкових гальм) і до 0,75 (для барабанно- і стрічково-колодкових гальм). Згідно молекулярно-механічної моделі електротермомеханічного тертя взаємодія мікронерівностей поверхонь тертьових тіл можна представити у вигляді вузької ділянки ковзання фактичних областей контакту (адгезійна складова). Це супроводжується деформацією нерівностей (деформаційна складова), що викликає їх напружений стан. Тому тепловиділення при терті обумовлено, з одного боку, руйнуванням адгезійних зв'язків у фактичних зонах контакту, а з іншого боку - напружено-деформованим станом мікронерівностей. Вибір металевих фрикційних елементів різних видів гальмівних пристроїв обумовлений, переважно, рівнем енергонавантаженості та умовами експлуатації гальм. При гальмуванні здійснюється генерація струмів і акумуляція теплоти в поверхневих шарах робочих деталей фрикційного вузла. Найбільші зміни вказані процеси викликають в підповерхневих шарах фрикційних накладок. В процесі пластичної деформації в матеріалах відбувається зміна їх структури і властивостей. Одночасно з цим безперервно змінюються механічні, динамічні і температурні градієнти в поверхневих шарах металополімерних пар тертя, рівень яких залежить від режимів гальмування. У реальних умовах металополімерні пари тертя піддаються наступним термічним навантаженням: імпульсне нагрівання і повільне природне охолодження; нагрівання і охолодження з високим темпом; повільне нагрівання і вимушене охолодження; нагрівання і охолодження з малим темпом. Темпи нагрівання, природного і вимушеного охолодження робочих поверхонь металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв визначаються їх електротермостимульованими процесами поляризації і деполіризації.

Ключові слова: гальмівний пристрій, металеві фрикційні елементи, температурні градієнти, темпи нагрівання та охолодження.

Вступ. Розвиток методів моделювання теплових процесів в металевих фрикційних елементах гальм з врахуванням макро та мікропрофіля їх мікроступів, які створюються в результаті електротермомеханічного тертя, нерегулярної мік-

рогеометрії, описом процесів явищ та ефектів, які спостерігаються в приповерхневих шарах пар тертя, використання розрахунково-експериментальної оцінки інтенсивності зношування та ресурса дозволить істотно покращити якість прогнозування трибологічних характеристик та працездатність фрикційних вузлів гальм [1 - 4].

Оцінка моделювання теплових процесів в трибоспряженнях неможлива без попередньої оцінки їх металевих фрикційних елементів.

Аналіз літературних даних та постановка проблеми. Зупинимось коротко на аналізі енергонавантажності металевих фрикційних елементів гальмівних пристроїв.

В гальмівному барабані зменшення коефіцієнта розподілу теплових потоків спостерігається із збільшенням кількості генерованої теплоти. Це можна пояснити тим, що з ростом збільшується роль бічної стінки барабана, і вона починає впливати на вказану вище стінку барабана. Водночас зі збільшенням маси, в якій розподіляється генероване тепло, збільшується поверхня тепловіддачі барабана за рахунок теплорозсіючої поверхні бічної стінки, в той час як поверхня тепловіддачі колодки з накладкою залишається незмінною [1].

Взагалі, на температурний режим гальмових механізмів впливає низка чинників, наведених в роботі [5]. Експертна оцінка цих чинників дозволила зробити висновок, що температура поверхні тертя дискового гальма $t = f(Q, D, h, \alpha)$, де Q – густина теплового потоку, Вт/м²; D – діаметр диска, м; h – товщина диска; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·°C). Таким чином, слід вивчити вплив даних чинників на температури дискових гальм при випробуваннях. І на основі статистичного аналізу параметрів конструкцій та вірогідних значень коефіцієнтів тепловіддачі наведених вище.

Відносно стрічково-колодкових гальм бурової лебідки, то велика маса обода шківів, з котрим взаємодіють від 18-ти до 26-ти фрикційних накладок гальмівних стрічок спричиняють процеси, які суттєво відрізняються від тих що спостерігаються в барабанах та дисках [6].

Однак в вище перерахованих роботах не було приділено уваги градієнтній теорії та темпам нагрівання та охолодження.

В даній публікації розглянуті наступні питання стосовно до даної проблеми:

- конструкція і робота фрикційних вузлів гальм та їх розрахункові схеми;
- параметри металополімерних пар тертя трибосистем з врахуванням їх енергонавантажності: зовнішніх, внутрішніх.

Мета роботи – оцінити енергонавантажність різних типів металевих фрикційних елементів гальм.

Конструкція і робота фрикційних вузлів гальм та їх розрахункові схеми. Зупинимось на особливостях конструкцій та роботі різних типів фрикційних вузлів гальм.

На рис. 1, а, б показані пари тертя дисково-колодкового гальма. Вони складаються з фрикційних накладок 2, які знаходяться в нерухомих гальмівних колодках. При фрикційній взаємодії робочих поверхонь накладок 2 з обертальним гальмівним диском 1 під дією нормального притискного зусилля N утворюється бігова доріжка тертя 3.

На рис. 1, в зображений фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. При затягуванні гальмівної стрічки 4 під дією нормального

притискного зусилля N робоча поверхня фрикційної накладки 2 взаємодіє з біговою доріжкою тертя обода шківа 5. Останній за допомогою кріпильного виступу 8 з'єднаний з фланцем барабана.

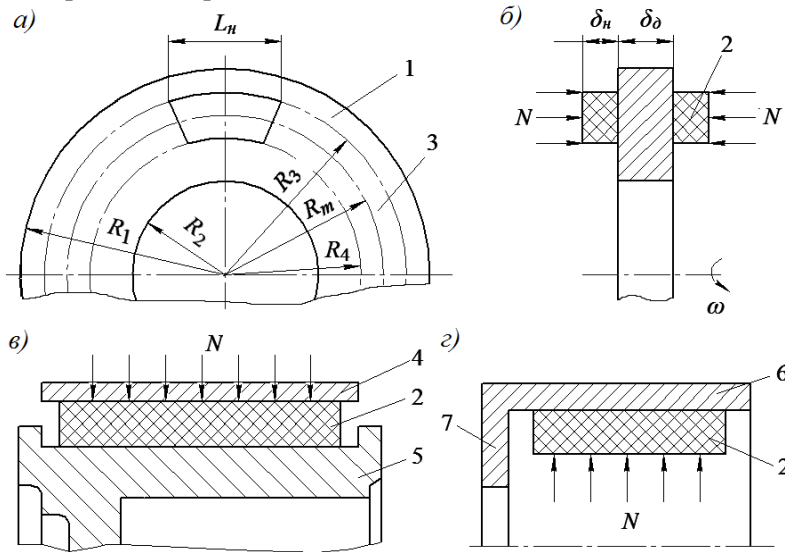


Рис. 1. Схеми різних типів фрикційних вузлів гальмівних пристроїв: a, \bar{b} – дисково-колодкового (поздовжній і поперечний розрізи); c – стрічково-колодкового (поперечний розріз); d – барабанно-колодкового (поперечний розріз)

Фрикційний вузол барабанно-колодкового гальма транспортного засобу наведений на рис. 1, d . Він містить обід гальмівного барабана b з фланцем 7, а також фрикційні накладки 2, що знаходяться на гальмівних колодках. При розтисканні останніх робочі поверхні накладок 2 фрикційно взаємодіють з внутрішньою (робочою) поверхнею обода гальмівного барабана b .

Якість і надійність створюваних конструкцій фрикційних вузлів гальмівних пристроїв залежать від процесів, явищ і ефектів, що відбуваються під час фрикційної взаємодії микровиступів їх пар тертя. Контакт микровиступів носить дискретний характер і оцінюється динамічним коефіцієнтом взаємного перекриття пар тертя, а його величина складає до 0,25 (для дисково-колодкових гальм) і до 0,75 (для барабанно- і стрічково-колодкових гальм).

Згідно молекулярно-механічної моделі електротермомеханічного тертя взаємодія микронерівностей поверхонь тертьових тіл можна представити у вигляді вузького ковзання фактичних областей контакту (адгезійна складова). Це супроводжується деформацією нерівностей (деформаційна складова), що викликає їх напружений стан. Тому тепловиділення при терті обумовлено, з одного боку, руйнуванням адгезійних зв'язків у фактичних зонах контакту, а з іншого боку - напружено-деформованим станом микронерівностей.

Напружено-деформований стан микровиступів пар тертя з різними типами контактів (омічним, нейтральним, блокуючим) призводить до об'ємного тепловиділення в поверхневих і підповерхневих шарах фрикційно взаємодіючих матеріалів. При цьому потужність тертя останніх становить значну частину від сумарної (з урахуванням адгезійної складової) потужності тепловиділення.

У гальмівних пристроях стрічково- і барабанно-колодкового виду обід шківа і барабана в перерізі можна уявити як горизонтальну пластину (рис. 2, a), а

суцільний диск – у вигляді вертикальної пластини (рис. 2, б). При цьому в стрічково-колодковому гальмі верхня поверхня обода шківів є полірованою, а нижня – матовою. У барабанно-колодковому гальмі все навпаки. У розглянутих гальмах здійснюється одностороннє підведення теплоти до полірованих поверхонь обода шківів. Суцільний диск або лівий напівдиск самовентильованого гальмівного диска з шипами має ту конструктивну особливість, що полірований кільцевий пояс тертя оточений матовими поверхнями з боку максимального і мінімального радіусів пояса тертя. Крім того, в дисково-колодковому гальмі до поясів тертя здійснюється двостороннє підведення теплоти.

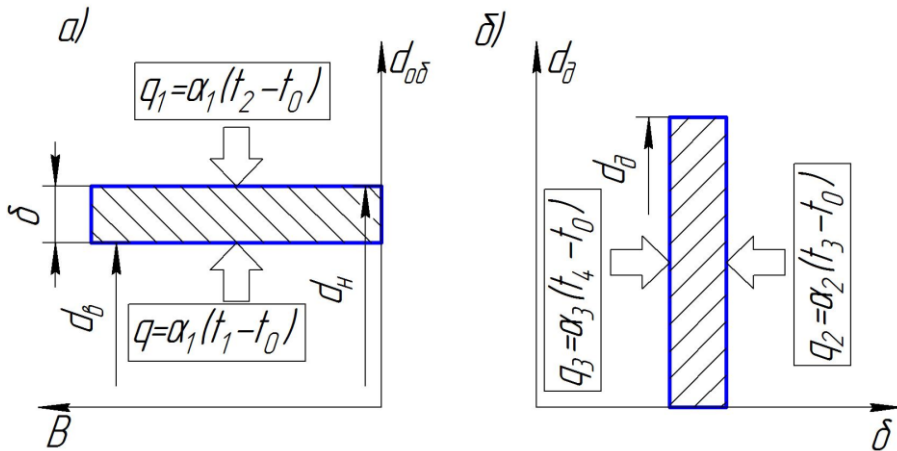


Рис. 2. Конструктивні параметри металевих фрикційних елементів: *a* – робочі поверхні обода шківів і барабана; *б* – поверхні суцільного диска і теплові потоки, які генеруються на їх робочих поверхнях

На рис. 2 використані такі умовні позначення: d_b , d_n , d_o – діаметри: внутрішній барабана; зовнішній шківів; суцільного диска; B , δ – ширина і товщина елементів; q_i – теплові потоки; t_i – температури поверхонь; t_0 – температура навколишнього середовища.

Теплопередача K через ободи, якими є конструктивні елементи (товщини: бічних поверхонь гальмівного диска, обода шківів і барабана) металевих елементів тертя, визначається за залежністю

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1)$$

де $1/\alpha_1$, $1/\alpha_2$ – термічний опір тепловіддачі; δ/λ – термічний опір теплопровідності; λ – коефіцієнт теплопровідності; δ – товщина металевих фрикційних елементів.

Параметри металоолімерних пар тертя трибосистем з врахуванням їх енергонавантаженихості:

Зовнішні

Вибір металевих фрикційних елементів різних видів гальмівних пристроїв обумовлений, переважно, рівнем енергонавантаженихості та умовами експлуатації гальм. При гальмуванні здійснюється генерація струмів і акумуляція теплоти в поверхневих шарах робочих деталей фрикційного вузла. Найбільші зміни вказані процеси викликають в підповерхневих шарах фрикційних накладок. В процесі пластичної деформації в матеріалах відбувається зміна їх структури і

властивостей. Одночасно з цим безперервно змінюються механічні, динамічні і температурні градієнти в поверхневих шарах металополімерних пар тертя, рівень яких залежить від режимів гальмування.

Таблиця 1

Гальмівні диски, барабани та шківні різних типів з їх температурними градієнтами при підведенні теплоти

Вид гальмівного пристрою	Металевий фрикційний елемент:				
	вентильований		суцільний		
Дисково-колодковий	на початку	в кінці	на початку	в кінці	
	гальмування				
	з температурними градієнтами:				
	об'ємними		поверхневими		
	I^*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 5,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 20,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 2,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 10,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$
	II^*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 2,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 10,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 1,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 5,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$
Барабанно-колодковий	сталевий		чавунний		
	на початку	в кінці	на початку	в кінці	
	гальмування				
	з температурними градієнтами:				
	об'ємними		поверхневими		
	I^*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 8,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 30,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 5,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 18,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$
II^*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 4,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 21,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 3,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 9,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	
Стрічково-колодковий	сталь 14ХГ2НМЛ		Сталь 60Г		
	на початку	в кінці	на початку	в кінці	
	гальмування				
	з температурними градієнтами:				
	об'ємними		поверхневими		
	I^*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 9,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 38,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 6,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 32,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$
II^*	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 6,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 22,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 4,5 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	$\frac{\partial t}{\partial \delta} \geq 18,0 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{мм}}$	

*Примітка: I, II – імпульсне і тривале підведення теплоти до тіла гальмівного диска здійснювалось за умови, що в парах тертя досягнута температура $t_{II} = 100^{\circ}\text{C}$

На макрорівні (зовнішні параметри) – це експлуатаційні параметри (швидкість ковзання; податливість елементів пари тертя і її контактного стику; коефі-

цієнти статичного і динамічного взаємного перекриття; питомі навантаження; динамічні коефіцієнти тертя; гальмівний момент; температури: спалаху, поверхневі, об'ємні та ін., які визначаються з урахуванням відомих умов взаємодії [7, 8] і мікроформи поверхонь тертя [9, 10].

Рівень енергонавантаженості металополімерних пар тертя трибосистем залежить від їх поверхневих і об'ємних температурних градієнтів. Зупинимося на поверхневому і об'ємному температурних градієнтах різних типів гальмівних дисків, барабанів та шківів згідно табл. 1. Проведемо аналіз поверхневих і об'ємних температурних градієнтів суцільних і самовентильованих гальмівних дисків в процесі попередніх етапів випробувань типу I і II дисково-колодкових гальм автобуса БАЗ А079.33. При першому типі випробувань мало місце імпульсне підведення теплоти до пар тертя через взаємодію плям контактів їх мікрориступів, а на другому типі випробувань – тривале підведення теплоти.

Умовою виникнення температурних градієнтів в гальмівному диску будь-якого типу є дотримання нерівності $\Delta t_{\text{II}} > \Delta t_{\text{V}}$ (приріст поверхневої температури вищий за об'ємний). При недотриманні даної нерівності можлива інверсія теплових потоків від тіла гальмівного диска до його робочих поверхонь. З табл.1 випливає, що поверхневі температурні градієнти завжди більше об'ємних температурних градієнтів в гальмівних дисках різних типів. Особливо це помітно при імпульсному підведенні теплоти до пар тертя гальма.

Імпульсне підведення теплоти до поверхонь самовентильованого гальмівного диска через його змінний поперечний переріз викликає локальний прогрів бігової доріжки тертя, що призводить до утворення на його поверхні

мікротріщин. Останні викликані аперіодичними циклами «нагрівання (розширення) – вимушене охолодження (стиск) поверхневих і підповерхневих шарів з обох боків гальмівного диска. Крім того, імпульсне підведення теплоти є термоударом, сприяючим стабілізації термомеханічних властивостей робочих поверхонь накладок гальмівних колодок.

Особливістю стрічково-колодкового гальма бурової лебідки є те, що для нього ще не розроблені регламентовані режими випробувань і тому за вибірковими даними енергонавантаженості фрикційних вузлів покажемо зміну поверхневих та об'ємних температурних градієнтів їх елементів. При імпульсному і тривалому режимах підведення теплоти в зону контакту металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма темп нагрівання поверхонь викликає зміну теплових градієнтів в їх товщині наступним чином:

обода гальмівного шківа (рис. 3, а, б)

– при імпульсному режимі підведення теплоти за час $(0,2 - 1,4) \cdot 10^{-4}$ с та різниці температур $(10-15 \text{ }^\circ\text{C})$ і зміні $a_{\text{ш}}$ від $8,7 \cdot 10^{-6}$ до $1,08 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}^2$ температурні градієнти були рівні $(1,4 \cdot 10^3 - 2,4 \cdot 10^3 \text{ }^\circ\text{C}/\text{см})$, тоді як темп нагрівання змінювався від $16,706 \cdot 10^3$ до $11,933 \cdot 10^3 \text{ }^\circ\text{C}/\text{с}$, тобто він зменшувався із збільшенням часу дії теплового імпульсу; при цьому темп нагрівання обода шківа є однаковим за величиною з темпом нагрівання фрикційної накладки у тому випадку, коли є дискретний характер, тобто має місце взаємодія мікрориступів пар тертя;

фрикційної накладки (рис. 3, в, з);

- при імпульсному режимі підведення теплоти за час $(0,2 - 1,4) \cdot 10^{-4}$ та за різниці температур $(10-15 \text{ }^\circ\text{C})$ і зміні $a_{\text{ш}}$ від $6,0$ до $2,0 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ температурні градієнти дорівнювали $(5,3 \cdot 10^3 - 1,7 \cdot 10^4 \text{ }^\circ\text{C}/\text{см})$, тоді як темп нагрівання змінювався від

$16,706 \cdot 10^{-3}$ до $11,933 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C}/\text{c}$, тобто він зменшувався із збільшенням часу дії імпульсного теплового струму;

- при тривалому режимі підведення теплоти за час (2,0-14,0) с при різниці температур (10-15 $^\circ\text{C}$) і зміні $a_{ш}$ від $6,0$ до $2,0 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$ температурні градієнти дорівнювали (53,0 – 170 $^\circ\text{C}/\text{см}$), тоді як темп нагрівання змінювався від 1,67 до 1,19 $^\circ\text{C}/\text{с}$, тобто він залишався майже квазістабільним, не дивлячись на те, що час дії теплового потоку збільшився в 7,0 раз;

- при тривалому режимі підведення теплоти за час (2,0-14,0) с при різниці температур (10-15 $^\circ\text{C}$) і зміні $a_{ш}$ від $8,7 \cdot 10^{-6}$ до $1,08 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ температурні градієнти дорівнювали (13,87 – 23,5 $^\circ\text{C}/\text{см}$), тоді як темп нагрівання змінювався від 1,67 до $1,08 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ і ставав майже квазістабільним.

Перейдемо до визначення внутрішніх параметрів металополімерних пар тертя трибосистем.

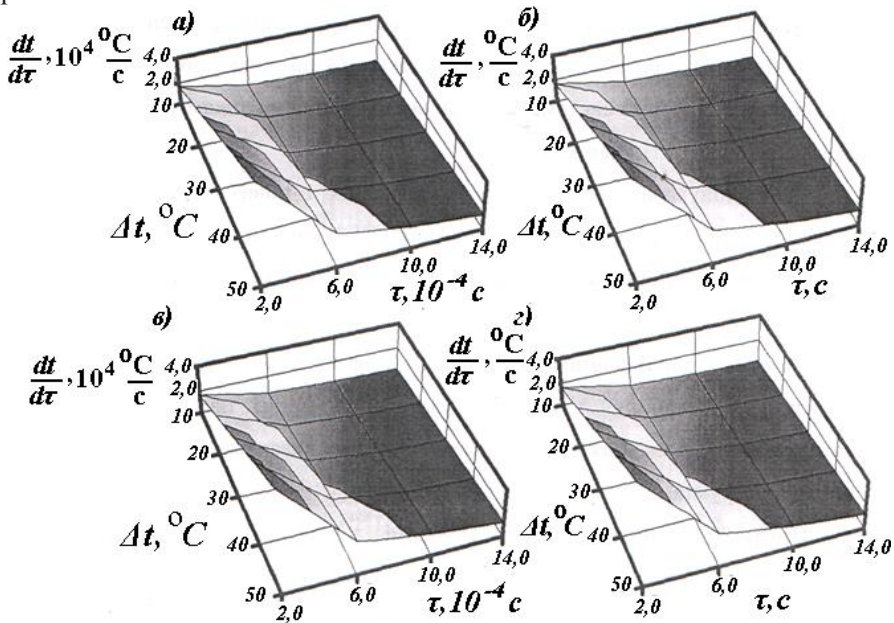


Рис. 3. Закономірності зміни темпу нагрівання - $\frac{dt}{d\tau}$ матеріалів обода шків (а, б) і фрикційної накладки (в, г) від різниці температур (Δt) і часу підведення теплоти на режимах:
 а, в – імпульсному [$\tau = (2,0 - 14,0) \cdot 10^{-4}$, с];
 б, г – тривалому [$\tau = (2,0 - 14,0)$, с] тертя

Внутрішні

Метод визначення внутрішніх параметрів в енергетичних полях металополімерних пар тертя в трибосистемах базуються на підтримці допустимих градієнтів властивостей матеріалів пар тертя, які перебувають під дією механічного, електричного, електромагнітного, теплового та хімічного полів. При цьому необхідно оцінити: енергетичні рівні поверхневих та підповерхневих шарів матеріалів пар тертя трибосистеми; особливості контактної-імпульсної фрикційної взаємодії пари тертя фрикційного вузла; енергетичні рівні під час контактної-імпульсної фрикційної взаємодії мікроставів пар тертя; поляризаційні та деполіаризаційні процеси на плямах контактів мікроставів металополімерного спряження.

У реальних умовах металополімерні пари тертя піддаються наступним термічним навантаженням: імпульсне нагрівання і повільне природне охолодження; нагрівання і охолодження з високим темпом; повільне нагрівання і вимушене охолодження; нагрівання і охолодження з малим темпом. Темпи нагрівання, природного і вимушеного охолодження робочих поверхонь металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв визначаються їх електротермостимульованими процесами поляризації і деполіризації.

Під час контактної-імпульсної взаємодії мікрровиступів поверхонь тертя металополімерних пар гальмівних пристроїв елементи тертя знаходяться в електротермомеханічному напружено-деформованому стані, при цьому відбувається розподіл електричних і теплових полів біля зони контактної взаємодії.

На мікрорівні (внутрішні параметри) – це імпульсно діючі: нормальні сили; питомі навантаження; деформації і внутрішні напруження; електричні і теплові струми і поля, які породжуювані ними; градієнти поверхневих та об'ємних температур, які визначаються на підставі теорії єдиного поля взаємодії [11].

На нанорівні – розглядаються умови рівноваги на енергетичних рівнях при роботі полімерної накладки (її робочого поверхневого шару) в зоні температур, нижче і вище допустимої для її матеріалів; потенційні бар'єри в умовах рівноваги при контактної-імпульсній взаємодії термоелементів мікротермобатарей в парах тертя; контакти між мікрровиступами металевого елемента тертя і напівпровідниковими плівками полімерної накладки; переходи типу *p-n* в мікротермобатареях металевого елемента тертя і напівпровідникових плівок полімерних накладок; взаємодії електричних і теплових полів і ін. Дискретний контакт в металополімерних парах тертя гальмівних пристроїв обумовлений постійною зміною положення його елементарних ділянок. Останні є центрами «електричних» і «термічних» нерівностей з різними енергетичними рівнями.

Мікроконденсатори, які утворені на робочих поверхнях пари тертя «метал-полімер», є джерелом енергії електричного поля. Крім того, електричні центри сприяють генерації електричних струмів за допомогою сформованих мікротермоелектробатарей з матеріалів пари тертя з різними механічними і фізико-хімічними властивостями. Завдяки термічному розширенню і податливості більш розігріті локальні ділянки полімерної поверхні тертя піднімаються над рештою поверхні і починають сприймати все навантаження, що прикладається до фрикційного вузла.

Так продовжується до тих пір, поки зношування цієї ділянки поверхні не зумовить зниження його рівня. Після чого знову відбувається перерозподіл навантаження, яке виявляється прикладеним вже до інших, менш зношених ділянок поверхні. Знос мікрровиступів поверхні тертя супроводжується не тільки перерозподілом навантаження, але і переполяризацією через зміну напрямку мікротермоелектрострумів. Все це впливає на інтенсивність процесів нагрівання елементів тертя фрикційного вузла.

Руйнування матеріалу під час процесу тертя обумовлено контактної-імпульсною взаємодією, що супроводжується сумісною дією механічного, електричного і теплового навантаження. Це викликає зростання поверхневих температур і температурних градієнтів, що призводить до значних термічних напружень в металевому елементі тертя [2, 5, 9]. Теплові напруження, що виникають в елементах пари тертя гальм, є наслідком теплового удару, який викликаний

швидким збільшенням температури. Це супроводжується структурними змінами в матеріалах пари тертя [8].

Рішення проблеми руйнування під час процесу тертя в тонкому поверхневому шарі, який обумовлений дислокацією і дифузійним механізмом пластичності в широкому інтервалі температур, навантажень і швидкостей, пов'язано з труднощами теоретичного і експериментального характеру. Це, з одного боку, викликано суперечливими результатами досліджень стану мікроструктури поверхонь тертя, а з другого боку, визначається відсутністю в літературі критичного аналізу і відповідності різних методів досліджень реальним умовам експлуатації.

З вищевикладеного можна зробити висновок, що для стабілізації знософрикційних властивостей пар тертя гальмівних пристроїв необхідно забезпечувати терморегулювання їх металевих елементів тертя. Динамічний коефіцієнт тертя катодно-поляризованих ділянок робочої поверхні фрикційних накладок завжди менше динамічного коефіцієнта тертя їх анодно-поляризованих ділянок, тобто ($f_{да} > f_{ок}$), при зростанні j_n він змінюється для різних матеріалів по-різному [1, 2, 3]. Таким чином, переполяризація ділянок робочих поверхонь фрикційних накладок в парах тертя гальмівних пристроїв викликає інверсію мікрострумів і зміну їх величин і, як наслідок, зміну динамічного коефіцієнта тертя, що характеризує енергетичні процеси в поверхневих і підповерхневих шарах елементів тертя.

Згідно методу електродинамічного встановлення закономірностей зміни експлуатаційних параметрів металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки під час контактної-імпульсної взаємодії робочих поверхонь гальмівних шківів та фрикційних накладок на їхніх плямах контакту генеруються електричні струми.

Останні описуються синусоїдальним законом зміни плоскої електромагнітної хвилі тліючого та іскрового розрядів. Закономірності зміни експлуатаційних параметрів пар тертя в часі відбуваються з різними амплітудами, які описуються для:

- імпульсних питомих навантажень – періодом π ;
- динамічного коефіцієнта тертя – періодом 2π ;
- зміни поверхневих напружень в матеріалі ободу шківа, які викликані температурами спалаху та температурними градієнтами – періодом π ;
- нагрівання та вимушеного охолодження для поверхневих температур – періодом $\pi/2$;
- солітонів-імпульсів з різною довжиною хвилі, які виникають в між контактному зазорі пар тертя – періодом $\pi/2$;
- зносу робочих поверхонь спряжених пар тертя – періодом π .

Закономірності зміни експлуатаційних параметрів пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок описуються різними амплітудами з періодом від $\pi/2$ до 2π на основі електродинамічної теорії тертя та зносу. Аналіз електро-термомеханічного стану поверхневих і підповерхневих шарів металевих і полімерних елементів тертя в умовах їх градієнтного навантаження дозволяє вибрати оптимальні конструктивні параметри і матеріали елементів тертя. На основі вищевикладеного необхідно перейти до оцінки ефективності та енергонавантажності фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

Висновок. На формування температурного режиму металевих фрикційних елементів (ободів шківів і барабанів, дисків) гальмівних пристроїв помітний вплив справляють такі чинники, як співвідношення між їх масою, площею нагрівання (полірованою) та охолодження (матовою) та темпами протікання даних процесів.

Список літератури

1. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А. Х. Джанахмедов, Дж. Г. Гурбанов, А. И. Вольченко [и др.]; Стандарт. – Баку: «Апострофф», 2016. – 272 с.
2. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, М. Я. Джавадов [и др.]. Баку: «Апостроф-А», том 1, 2020. – 376 с.
3. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев [и др.]; под. общей редакцией академика А. Х. Джанахмедова. Стандарт – Баку: «Апострофф», 2016. – 312 с.
4. Дисково-колодочные тормозные устройства: теория, расчет и конструирование (часть I) / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Э. С. Первердиев [и др.] // Вестник Азербайджанской инженерной академии №1, 2017. – С. 15 – 31.
5. Гудз Г. С., Глобчак Н. В., Коляса А. Л., Яворский Я. П. Тепловой расчет автомобильных дисковых тормозов на типичных режимах испытаний. – Львов: Лига – пресс, 2007. – 126 с. На укр. яз.
6. Электротермомеханический износ и разрушение ободов тормозных шкивов буровых лебедок (часть III) А. Х. Джанахмедов, Э. С. Первердиев, Н. А. Вольченко [и др.] // Вестник Азербайджанской инженерной академии №1, 2016. – С. 27 – 51.
7. Briscoe B.J., Fiori L., Pellino E. Nano-indentation of polymeric surfaces // J. Phys D. Applied Phys. - 1998 (31), 2395-2405.
8. Shulga H., Kovaiev A., Myshkin N., Tsukrak V. V. Some aspects of AFM nanomechanical probing of surface polymer films // European Polymer J. - 2004 (40), 949-956.
9. Kramer I. R., Demer L. J. // Progr. Mater. Science, - 1961. - V.9.-P.131-199.
10. Tanaka K. Kinetic friction and elastic contact behavior of polymers // Wear, - 1984(100). - P. 243-262.
11. Kindrachuk M. V., Volchenko D. A. Volchenko N. A. [et al.] Influence of a water conduit on the wear resistance of materials in friction pairs of brake devices // Phiz.-Khim. mechanics of materials. - 2017. - 53. № 2. P. 135-141.

Стаття надійшла до редакції 20.08.2021.

D. A. VOLCHENKO, V. S. SKRYPNYK, I. O. BEKISH, A. S. BURAVA, V. S. NISHCHUK, MALYK V. Ya.

ESTIMATION OF ENERGY LOADING OF METAL FRICTION ELEMENTS OF BRAKES

In the materials of this article the estimation of energy loading of metal friction elements of brakes is given and the following questions are considered: a design and work of frictional knots of brakes and their settlement schemes; internal and external parameters of metal-polymer friction pairs of tribosystems taking into account their energy load. It is established that the formation of the temperature regime of metal friction elements (rims of pulleys and drums, discs) of brake devices is significantly influenced by such factors as the ratio between their mass, heating (polished) and cooling (matte) and the rate of these processes. The quality and reliability of the created designs of friction units of brake devices depend on the processes, phenomena and effects that occur during the frictional interaction of the microprojections of their friction pairs. The contact of the microprojections is discrete in nature and is estimated by the dynamic coefficient of mutual overlap of friction pairs, and its value is up to 0.25 (for disc brake pads) and up to 0.75 (for drum and tape brake pads).

According to the molecular-mechanical model of electrothermomechanical friction, the interaction of microroughnesses of the surfaces of friction bodies can be represented in the form of a narrow sliding of the actual contact areas (adhesive component). This is accompanied by the deformation of irregularities (deformation component), which causes their stress state. Therefore, heat release during friction is caused, on the one hand, by the destruction of adhesive bonds in the actual contact zones, and on the other hand - by the stress-strain state of microroughnesses. The choice of metal friction elements of different types of brake devices is mainly due to the level of energy load and operating conditions of the brakes. During braking, currents are generated and heat is accumulated in the surface layers of the working parts of the friction unit. These processes cause the greatest changes in the subsurface layers of friction pads. In the process of plastic deformation in materials, their structure and properties change. At the same time, the mechanical, dynamic and temperature gradients in the surface layers of metal-polymer friction pairs, the level of which depends on the braking modes, are constantly changing. In real conditions, metal-polymer friction pairs are subjected to the following thermal loads: pulse heating and slow natural cooling; heating and cooling at a high rate; slow heating and forced cooling; heating and cooling at a low rate. The rates of heating, natural and forced cooling of the working surfaces of metal-lopolymer friction pairs of brake devices are determined by their electrothermally stimulated processes of polarization and depolarization.

Key words: braking device, metal friction elements, temperature gradients, heating and cooling rates.

References

1. Proyeektniy i proverochnyy raschet friktsionnykh uzlov barabanno- i diskovo-kolodochnykh tormozov transportnykh sredstv / A. Kh. Dzhanakmedov, Dzh. G. Gurbanov, A. I. Vol'chenko [i dr.]; Standart. – Baku: «Apostroff», 2016. – 272 s.
2. Diskovyye i diskovo-kolodochnyye tormoza v mashinostroyenii / A. Kh. Dzhanakmedov, D. A. Vol'chenko, M. Ya. Dzhavadov [i dr.]. Baku«Apostrof-A», tom 1, 2020. – 376 s.
3. Proyeektniy i proverochnyy raschet friktsionnykh uzlov lentочно-kolodochnykh tormozov burovikh lebedok / A. Kh. Dzhanakmedov, D. A. Vol'chenko, D. Yu. Zhuravlev [i dr.]; pod. obshchey redaktsiyey akademika A. Kh. Dzhanakmedova. Standart – Baku: «Apostroff», 2016. – 312 s.
4. Diskovo-kolodochnyye tormozne ustroystva: teoriya, raschet i konstruirovaniye (chast' I) / A. Kh. Dzhanakmedov, A. I. Vol'chenko, E. S. Perverdiyev [i dr.] // Vestnik Azerbaydzhanskoy inzhenernoy akademii №1, 2017. – S. 15 – 31.
5. Gudz G. S., Globchak N. V., Kolyasa A. L., Yavorskiy Ya. P. Teplovoy raschet avtomobil'nykh diskovykh tormozov na tipichnykh rezhimakh ispytaniy. – L'vov: Liga – press, 2007. – 126 s. Na ukr. yaz.

6. Elektrotermomekhanicheskiy iznos i razrusheniye obodov tormoznykh shkivov burovykh lebedok (chast' III) A. Kh. Dzhanakhmedov, E. S. Perverdiyev, N. A. Vol'chenko [i dr.] // Vestnik Azerbaydzhanskoj inzhenernoj akademii №1, 2016. – S. 27 – 51.
7. Briscoe B.J., Fiori L., Pellino E. Nano-indentation of polymeric surfaces // J. Phys. D. Applied Phys. – 1998 (31), 2395-2405.
8. Shulga H., Kovaiev A., Myshkin N., Tsukrak V. V. Some aspects of AFM nanomechanical probing of surface polymer films // European Polymer J. – 2004 (40), 949-956.
9. Kramer I. R., Demer L. J. // Progr. Mater. Science, – 1961. – V.9. – P.131-199.
10. Tanaka K. Kinetic friction and elastic contact behavior of polymers // Wear, - 1984(100). – P. 243–262.
11. Kindrachuk M. V., Volchenko D. A. Volchenko N. A. [et al.] Influence of a water conduit on the wear resistance of materials in friction pairs of brake devices // Phiz.-Khim. mechanics of materials. – 2017. – 53. № 2. –P. 135–141.

Вольченко Дмитро Олександрович – докт. техн. наук, професор кафедри видобутку нафти і газу Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 050-373-82-42, E-mail: divo99@ukr.net.

Скрипник Василь Степанович – докт. техн. наук, професор кафедри автомобільного транспорту Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76000, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 050-950-04-18, E-mail: divo99@ukr.net

Бекіш Ирина Орестівна – канд. техн. наук, доцент кафедри інженерної і комп'ютерної графіки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 72 47 19, E-mail: ikg@nung.edu.ua

Бурава Олександр Степанович – старший викладач, підполковник кафедри військової підготовки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 50 25 06, E-mail: burava2012@ukr.net

Ніщук Віктор Вікторович - викладач, майор кафедри військової підготовки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, тел.: +38 0342 50 25 06, E-mail: nviktory@ukr.net

Малик Володимир Якович – канд. техн. наук, доцент кафедри нафтогазових машин і обладнання, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019.