

УДК 518.5

DOI: 10.18372/0370-2197.2(107).20151

Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ, Я. В. ВАСИЛИШИН, В. Я. ВАСИЛИШИН, В. М. ЧУФУС,
А. В. ПРИСЯЖНИЙ, В. В. НІЩУК

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, Україна

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ І РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПАР ТЕРТЯ ГАЛЬМ

Теоретичні та експериментальні дослідження оптимізації конструктивних та режимних параметрів при експлуатації пар тертя стрічково-колодкових гальм дозволили встановити таке. Запропоновано комплексну оцінку конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя гальм на стадії оптимізаційного проектування. При нестационарному процесі електротермомеханічного тертя яким зазвичай є фрикційна взаємодія спряжених ділянок поверхонь пар тертя «метал – полімер» у часі за зміни параметрів при дотриманні черговості є взаємопов'язаними і взаємообумовленими. Проведено експериментальні дослідження енергонавантаженості пар тертя під навантаженням та визначено нерівномірне лінійне зношування фрикційних накладок по гілках гальмової стрічки. За нерівномірним лінійним зносом набігаючих поверхонь накладок стрічки визначено динамічний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя гальма, який склав 0,42.

Ключові слова: оптимізація, пари тертя, гальмо, параметри: конструктивні, режимні.

Вступ. Фрикційні гальма призначені для гасіння кінетичної енергії рухомих мас за допомогою сил тертя. Гальмо повинно забезпечувати: зупинку машини, що рухається, або вузла на заданому шляху за певний час; надійну роботу у всьому діапазоні навантажень та швидкостей експлуатації; необхідну довговічність роботи в межах не менше заданого ресурсу. При цьому робочі характеристики гальма, а саме: величина та стабільність гальмового моменту, зміна швидкості (допустиме сповільнення та шлях гальмування), температурний режим роботи повинен відповідати вимогам, що впливають із умов експлуатації машини та довговічності роботи фрикційних матеріалів пари. Крім того, необхідно не забувати, що стрічково-колодкове гальмо лебідки бурової установки має парну кількість фрикційних накладок на набігаючій та збігаючій гілці гальмової стрічки. При цьому ділянка стрічки над кожною фрикційною накладкою утворює разом з робочою поверхнею обода шківа окремі гальмові пристрої. Тому вважається, що стрічково-колодкове гальмо є багатофункціональним фрикційним пристроєм.

Аналіз літературних джерел та стан проблеми. Вибору оптимальних параметрів за допомогою математичних моделей у задачах з багатьма критеріями присвячено роботу [1]. Остання має той недолік, що в ній за основу прийнято математичну модель, а не фізичну. Відомо, що математика є лише інструментом для реалізації фізичних моделей у процесах, явищах та ефектах стосовно зовнішніх і внутрішніх параметрів пар тертя гальмових пристроїв [2].

Встановлено невідомі раніше закономірності зміни характеристик механічних гальмових систем бурових лебідок при квазілінійній тахограмі

гальмового шківa, які полягають у тому, що спостерігаються взаємозв'язки експлуатаційних параметрів швидкісного, динамічного і теплового режимів роботи при квазілінійній закономірності їх зміни в деталях, вузлах і пристроях механічної гальмової системи [3, 4].

Мета роботи – оптимізувати конструктивні та режимні параметри пар тертя гальмових пристроїв під час їх експлуатації.

Комплексна оцінка конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя стрічково-колодкових гальм на стадії оптимізаційного проєктування. Починаючи з кінця тисячоліття і по теперішній час розвиток теорії оптимального проєктування йде шляхом удосконалення методів параметричного синтезу з існуючими програмами розрахунку, маючи можливість змінювати десятки постійних і змінних параметрів при множині обмежень, що знаходяться під впливом динамічних і теплових навантажень і дозволяючи знаходити оптимальні розміри виробу [5, 6].

Динаміка процесу гальмування нерозривно пов'язана з фрикційними властивостями матеріалів пари тертя, які у свою чергу залежать від швидкісного, навантажувального та температурного режиму на фрикційному контакті, а також впливу навколишнього середовища. Дія цих чинників на динамічний коефіцієнт тертя різних матеріалів позначається по-різному. Це пов'язано з їх фізико-механічними властивостями, характером та інтенсивністю електротепломеханічних процесів, що протікають у локальних фрикційних контактах мікрровиступів у поверхневих та приповерхневих шарах [7].

У зв'язку з цим при нестационарному процесі тертя, яким є зазвичай фрикційна взаємодія спряжених ділянок поверхонь гальмування, зміна всіх параметрів процесу за часом взаємопов'язана та взаємообумовлена [8]. Іншими словами, зміни швидкості, навантаження, гальмового моменту, температури при гальмуванні взаємопов'язані та залежать від фрикційних, механічних, теплофізичних, електричних властивостей матеріалів фрикційної пари, конструкції фрикційних елементів та режиму експлуатації гальма.

Для скорочення витрат і термінів на доведення, випробування та впровадження дослідного зразка пар тертя гальма необхідно вже на стадії проєктування достатньо надійно оцінити їх робочі характеристики та варіацію при зміні властивостей матеріалів фрикційної пари, конструктивного виконання елементів гальма загалом з метою розробки конструкції, наближеної до оптимальної. Розв'язання цієї задачі неможливе без урахування взаємозв'язку та взаємозумовленості зміни параметрів процесів електротермомеханічної взаємодії спряжених пар тертя гальма при створенні їх нових конструкцій.

У цій роботі викладено два методи. **Перший** призначений як швидкий орієнтовний оцінки енергетичних рівнів роботи поверхневих та приповерхневих шарів елементів фрикційної пари. Це особливо важливо при виборі матеріалів пари тертя.

Другий метод – розрахунок робочих характеристик пар тертя дисково-колодкових гальм при проєктуванні за допомогою узагальнення розмірних та безрозмірних конструктивних та експлуатаційних параметрів шляхом формування їх у ряди за основними характеристиками на підставі експериментальних даних. Після чого проводиться перевірка впливу в натурних умовах параметрів оптимізації на режимах експлуатації запропонованої конструкції фрикційного вузла.

Перевірка в натурних умовах параметри оптимізації при режимах експлуатації вузлів тертя гальма. Сучасні важконавантажені фрикційні пристрої, що працюють в умовах високих температур, вимагають розробки оптимальних режимних параметрів їх конструкцій. Великі швидкості відносного ковзання, навантаження і високі температури потребують стабілізації знософрикційних характеристик трибоспряжень.

Розглянемо визначення оптимальних режимних параметрів конкретної пари тертя гальма бурової лебідки.

Повна робота тертя при гальмуванні дорівнює сумі робіт поступально і обертально рухаючих частин системи і виражається

$$W = \frac{G}{g} \frac{V_{\Gamma}^2}{2} + I_{\text{бв}} \frac{\omega^2}{2} \quad (1)$$

де G - загальна вага, що діє на гак; V_{Γ} - швидкість гака; $I_{\text{бв}}$ - момент інерції підйомного валу відносно його осі; K - кратність поліспасти; R_n - радіус навивки канату на барабан; g - прискорення вільного падіння; $V_{\Gamma} = \omega^2 R_n / K$.

Вважаємо, що під час гальмування повна робота тертя перетворюється на теплоту, можна дотримати рівняння балансу:

$$W \rightarrow Q. \quad (2)$$

Кількість теплоти, що виділяється при гальмуванні, визначаємо за формулою

$$Q = m_{\text{ш}} \cdot c \cdot \Delta \vartheta / \alpha_1, \quad (3)$$

де $m_{\text{ш}}$ - маса обода шківа; c - теплоємність матеріалу обода; $\Delta \vartheta$ - приріст поверхневої температури обода; α_1 - коефіцієнт розподілу теплоти потоку в ободі шківа.

Використовуючи вирази (1) і (3) з урахуванням (2) визначаємо закон зміни кутової швидкості барабана лебідки в залежності від числа свічок, що спускаються в свердловину, обмежуючи на поверхні тертя обода шківа збільшення поверхневої температури умовою $\Delta \vartheta \leq [\Delta \vartheta]$.

$$\omega = \sqrt{\frac{2m_{\text{ш}} \cdot c \cdot [\Delta \vartheta]}{(1 - \alpha_{\text{ТП}}) \left[\frac{G}{g} \left(\frac{R_n}{K} \right)^2 + I_{\text{бв}} \right]}} \quad (4)$$

з урахуванням того, що

$$\frac{G_O + G' \cdot N}{\eta_{\text{т.с.}} \cdot K} R_n = M_O + M' \cdot N$$

вираз (4) набуває наступного вигляду

$$\omega = \sqrt{\frac{2m_{\text{ш}} \cdot c \cdot [\Delta \vartheta]}{\left[\frac{M_O + M' \cdot N}{g} \cdot \frac{R_n}{K} + I_{\text{бв}} \right] \cdot \alpha_{\text{ТП}}}}, \quad (5)$$

де $\eta_{т.с.} = \frac{\eta^K(1-\eta)}{1-\eta^K}$ - коефіцієнт корисної дії талевої системи; η - коефіцієнт

корисної дії одного гальмового пристрою та обважнених бурильних труб; M_o - момент від ваги талевої системи турбобура; M' - момент від ваги однієї свічки (у розчині); N - число свічок, що спускаються у свердловину.

Так як теплоємність і температуропровідність в залежності від температури матеріалу обода шківів змінюється незначно, з достатньою для розрахунків точністю на прикладі бурової лебідки У2-5-5 вираз (5) записуємо у вигляді емпіричної залежності

$$\omega = 63 \sqrt{\frac{[\Delta g]}{508 + N}}.$$

Під час експерименту керування процесом спуску здійснюється зусиллям бурильника, що прикладається до важеля керування гальмом. За час t_T на шляху тертя $l = \omega \cdot R_{ш} \cdot t_T$ силою тертя F_t здійснюється робота

$$W_T = F_t \cdot l = F_t \cdot \omega \cdot R_{ш} \cdot t_T. \quad (6)$$

Сила тертя визначається з формули Ейлера

$$F_t = F_c \left(e^{f\alpha} - 1 \right) = u_p P \left(e^{f\alpha} - 1 \right), \quad (7)$$

де P - зусилля бурильника на важелі гальма; u_p - передавальне число важільної системи гальма; e - основа натурального логарифму; f - динамічний коефіцієнт тертя; α - кут охоплення стрічкою робочої поверхні шківів; F_c - нормальне зусилля притискання накладок до обода шківів.

З рівностей (1) і (7) отримуємо вираз для визначення навантаження, що прикладається бурильником до важеля керування гальмом

$$P = \frac{\left(\frac{G}{g\eta TC} \cdot \frac{R_n^2}{K^2} + I_{бв} \right) \omega}{2u_p R_{ш} t_T \left(e^{f\alpha} - 1 \right)}. \quad (8)$$

Експерименти, проведені іншими дослідниками, показали, що зазвичай $e^{f\alpha} \approx 4,25$. Для бурової лебідки типу У2-5-5 формула (8) має такий емпіричний вигляд

$$P = 70 + 5N + 5,2\omega$$

На основі отриманих формул (5) і (8) побудовані залежності $\Delta g = \Delta g(\omega)$; $\omega = \omega(N)$, $P = \mu(N, \omega, f)$ (рис. 1 а, б і 2)

При натурному випробуванні визначали: знос накладок; температуру на контактній поверхні; швидкість спуску бурильного інструменту.

Вимірювання температури на поверхні тертя проводилося штучними ковзаючими термопарами, а для вимірювання лінійного зносу накладок був використаний диференціальний індуктивний давач з рухомим осердям, що дозволяє визначати допустимий знос накладок без їх знімання зі стрічки.

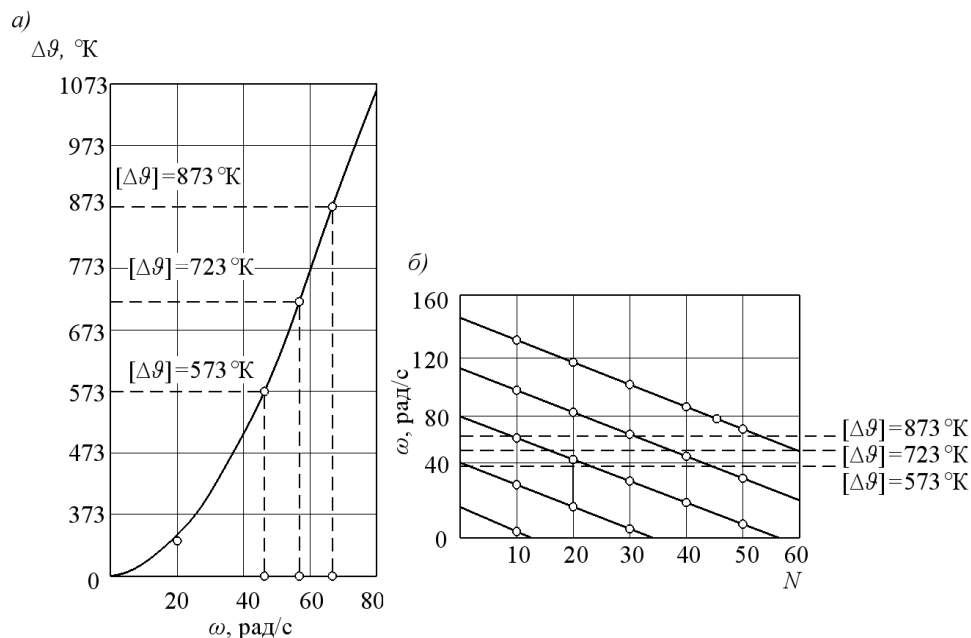


Рис. 1 а, б. Закономірності зміни: а – поверхневої температури в поєднанні пар тертя і б – кількість свічок, що спускаються в свердловину від кутової швидкості обертання обода шківів

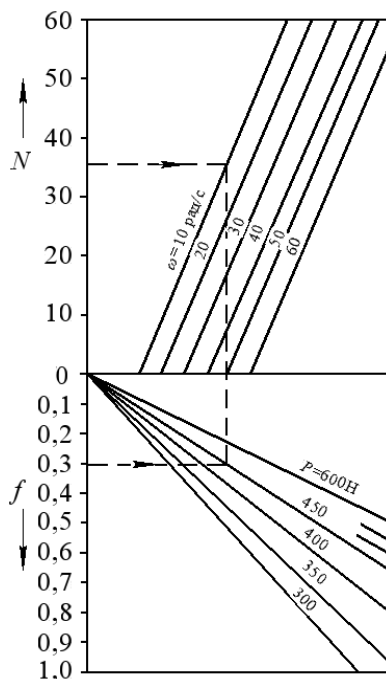


Рис. 2. Нормограма для вибору сили, що прикладається до рукоятки керування гальмом від кількості свічок, швидкості спуску інструменту та динамічного коефіцієнта тертя фрикційної пари

Натурні дослідження щодо перевірки умови оптимізації режимів експлуатації фрикційного вузла, отримані в результаті модельних випробувань, проводилися на серійній буровій №814.

Представлена номограма для вибору сили P , що прикладається до важеля гальма, дозволяє керувати спуском бурильної колони в свердловину з урахуванням фрикційної характеристики тертя: глибини буріння і швидкості обертання барабана лебідки.

Порядок визначення P на рис. 2 показаний пунктирними лініями (для випадку №35 свічок, $\omega = 10$ рад/с і $f = 0,31$, $P = 450$ Н).

З метою обмеження енергонавантаженості поверхні тертя і отже для покращення їх зносо-фрикційних характеристик спряженого вузла впливає, що при проведенні натурних досліджень у відповідності до запропонованої номограми оптимально вибирати режимні параметри.

Результати енергонавантаженості пар тертя «метал - полімер» гальма та лінійного зносу накладок при самоохолоджуваному і без охолодження обода шківів, а також отриманих оптимальних режимних параметрах представлені в табл. 1 та 2.

Максимальне зниження поверхневої температури при спуску 10 свічок, мінімальне - при 40 свічок. Спуск у свердловину з 20 свічки відбувався при деструкційних процесах робочих шарів фрикційних накладок стрічки.

Таблиця 1

Енергонавантаженість пар тертя гальма

Температура поверхні тертя, °K			Кількість свічок, що спускаються в свердловину
без охолодження	самоохолодження	при оптимальному режимі	
623	513	713	10
1005	923	903	20
1010	943	923	30
1020	983	853	40
1040	993	883	50

Таблиця 2

Лінійний знос накладок гілок гальмової стрічки

Номери накладок на стрічці			Лінійний знос, мм	
			без охолодження	самоохолодження
гілки стрічки	збігаючої	3	8,5	6,7
		7	11,2	9,8
		12	14,5	12,2
	набігаючої	16	13,2	10,1
		19	18,6	14,8
		22	16,9	14,4

Відповідно до табл. 2, за даними, які відносяться до нерівномірного лінійного зносу набігаючих поверхонь накладок стрічки визначено динамічний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя гальма, який становив 0,42.

Контактно-імпульсна взаємодія мікровиступів робочих поверхонь пари тертя «шків – накладка». Зміна нормального зусилля N протягом гальмування при контактно-імпульсній взаємодії металополімерних пар тертя стрічково-колодкового гальма наведено на рис. 3. З нього випливає, що закономірність зміни N за часом гальмування має хвилюву природу і наближається до квазісинусоїдального закону.

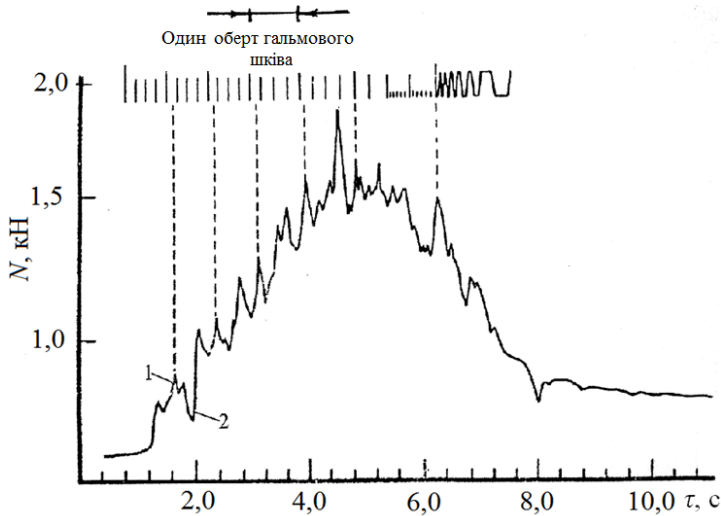


Рис. 3. Фрагмент осцилограми зміни нормального зусилля в контакті пари тертя «шків-накладка» при імпульсній взаємодії (1 – позитивній; 2 – негативній) стрічково-колодкового гальма бурової лебідки з часом гальмування

При цьому підтверджуються результати теоретичних досліджень, згідно з якими мають місце коливальні процеси мікровиступів обода шківа для схем поширення імпульсних моментів з позитивними (крива 1) та негативними (крива 2) складовими (див. рис. 3).

Закономірності імпульсної зміни контактного нормального зусилля в парі тертя «шків-накладка» по довжині накладки в різних зонах взаємодії за її шириною (a) наведені на рис. 4. При цьому накладка шириною умовно розділена на три зони: перша ($a_1=30,0$ мм); друга ($a_2=60,0$ мм) та третя ($a_3=90,0$ мм). Перша і друга зони фрикційної накладки знаходилися на її набігаючій частині, а третя зона розташована на збігаючій частині накладки. Максимальні нормальні зусилля мали місце у першій та другій зонах (криві 1 та 2), а мінімальні – у третій зоні (крива 3). Нормальні зусилля по довжині накладки також змінювалися із боку незакріпленого (вільного) краю обода шківа приблизно однієї третьої його ширині спостерігалось квазівирівнювання нормальних зусиль.

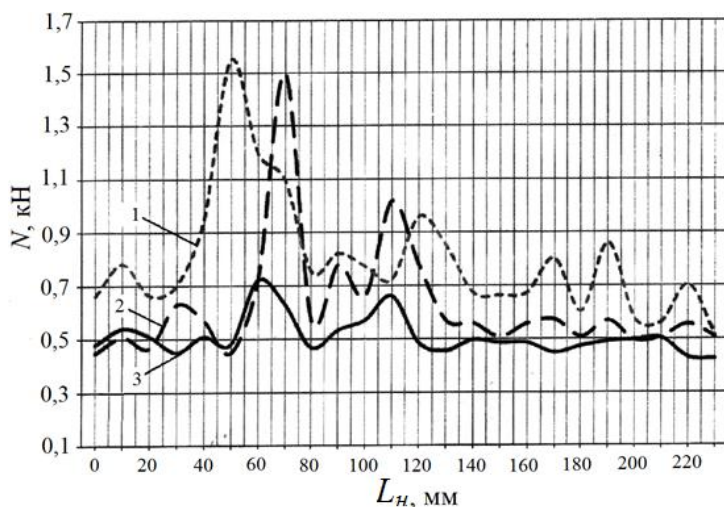


Рис. 4. Імпульсна зміна контактної нормального зусилля в парі тертя «накладка-шків» по довжині накладки в різних зонах взаємодії її шириною (a): крива 1 ($a=30,0$ мм); крива 2 ($a=60,0$ мм); крива 3 ($a=90,0$ мм)

Для оцінки впливу діаметра давача на точність визначення контурної площі контакту проводили випробування пари тертя ковзання на модельному гальмовому стенді при відносній швидкості 2,0...3,5 м/с, номінальному питомому навантаженні 0,3...1,25 МПа та діаметрах давачів 0,19; 0,27; 0,78 мм. За питомого навантаження 1,25 МПа величина відносної площі, виміряна за допомогою давача діаметром 0,78 мм, збільшувалась і визначалась мікрогеометрією поверхонь контактуючих елементів. Відносна площа, одержувана за допомогою вимірювань давачами діаметром 0,19 та 0,27 мм, залежала від номінального питомого навантаження у всьому діапазоні її зміни. Для визначення контурної площі металополімерного контакту рекомендуються давачі діаметром не більше 0,2 мм.

Залежність інтенсивності зносу на контурній площі контакту в металополімерних парах тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки У2-5-5 визначалась за результатами серії випробувань у промислових умовах. Досліджувалась пара тертя фрикційна накладка ФК-24А по сталі 35ХНЛ при коефіцієнті взаємного перекриття $K_{вз}=0,75$. У процесі випробувань реєстрували: питомі навантаження, температуру поверхонь тертя та сумарний час контактування точок робочої поверхні накладки. Знос накладки вимірювали мікрометром з ціною поділки 0,001 мм після її зняття з гальмової стрічки. Результати випробувань свідчать про те, що енергетична інтенсивність зносу I_{aw} залежить від номінальних питомих навантажень і поверхневої температури. При температурі порядку 400 °С інтенсивність зносу катастрофічно зростає. Інтенсивність зносу I_{aw} на контурній площі контакту визначається лише температурою поверхні тертя і практично не залежить від номінальних питомих навантажень, тому параметр I_{aw} є більш універсальною характеристикою.

Для апробації запропонованої методики оцінки рівня навантаження фрикційного контакту проводили випробування металополімерних пар тертя (з $K_{вз}=0,75$) гальма бурової лебідки при спуску колони бурильних труб у свердловину на глибину 4108 м. Колона бурильних труб набиралась з 102 свічок, з яких 6 свічок ОБТ (обваженні бурильні труби), інші свічки ЛБТ (легкі) із загальною вагою 962,23 кН (табл. 3).

Таблиця 3

Результати експериментальних досліджень енергонавантаженості металополімерних пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок

№ дос-ліду	Кіль-кість сві-чок, шт	Початкова частота обертання обода шківa, об/с	Номінальні питомі наванта-ження, МПа	Поверхнева темпера-тура, °С	Час:		Лінійний знос робочої поверхні накладки, мм
					контакту-вання $\tau_{\text{к}}, \text{с}$	спостере-ження $\tau, \text{с}$	
1	24	6,1	0,34	390	47,1	362	2,5
2	42	5,2	0,61	470	90,3	378	5,0
3	57	5,2	0,82	460	124,5	390	7,5
4	78	7,2	0,97	550	158,8	401	10,0
5	87	8,1	1,1	540	193,8	415	12,5
6	96	8,4	1,21	480	241,9	420	15,0

Сумарний час контакту точок робочої поверхні накладки, похідна якого за часом спостереження визначає відносну площу контакту, дорівнює: $\eta_{\text{с}}(t)=(K_1/K_2)\text{tg}\alpha$, де K_1 та K_2 – масштаби сумарного часу контактування та часу спостереження: α – кут між дотичною до кривої сумарного часу контактування та ліній відрахунку.

Як видно з табл. 3 діапазон відхилення розрахункових та експериментальних даних при порівнянні абсолютних значень лінійного зносу не перевищує 10%. Введення відносної контурної площі контакту в методику розрахунково-експериментальної оцінки рівня навантаження пар тертя ковзання підвищує точність прогнозу довговічності фрикційного вузла.

Залежність між зусиллям розтягу набігаючої і збігаючої ділянки гальмової стрічки має вигляд:

$$\ln \frac{F_H}{F_3} = \frac{1}{A^2 + B^2} (A n \varphi_K - 2 \ln |A \cos(n \varphi_K) - 2 \sin(n \varphi_K)|) = \kappa(\varphi),$$

або

$$F_H = F_3 \exp \kappa'(\varphi).$$

При цьому гальмовий момент M_{Γ} дорівнює:

$$M_{\Gamma} = F_3 R_{\text{Cm}} [\exp \kappa'(\varphi) - 1] \tag{9}$$

Безрозмірна форма запису залежності (9) має вигляд:

$$\overline{M}_{\Gamma} = \frac{M_{\Gamma}}{F_3 R_{\text{Cm}}} = \exp \kappa'(\varphi) - 1.$$

Залежність (9) використовується для визначення гальмового моменту у тому випадку, коли фрикційні накладки посаджені на робочу поверхню гальмового шківa з натягом і разом із ним обертаються. При цьому гальмова стрічка звільнена від фрикційних накладок.

Проаналізуємо закономірності зміни гальмових моментів по довжині стрічки гальма, яка умовно поділена на три ділянки: з 1-ої до 7-ої накладки; з 7-ої до 15-ої накладки; з 15-ої до 22-ої накладки (рис. 5). У кожній з ділянок спостерігаються сплески гальмових моментів, що мають максимальні значення на третій, одинадцятій (при $f = 0,2$ максимум зміщеному на 12-ю накладку) і

дев'ятнадцятій накладках. Щодо 19-ої накладки, зміщення максимальних величин гальмових моментів при значеннях $f = 0,2$; $0,25$ та $0,3$ відбувається на двадцятую накладку.

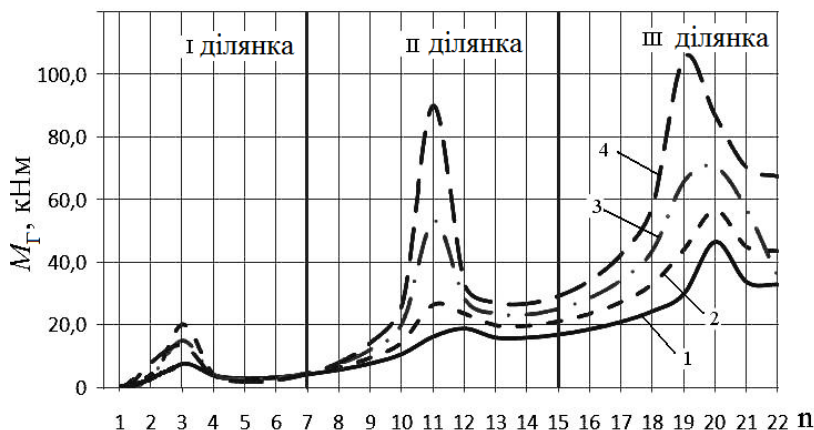


Рис. 5. Закономірності зміни гальмових моментів по довжині стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки ($R_{ш}=0,725$ м; $\varphi = 9,8^\circ$; $S_3 = 50,0$ кН) при різних динамічних коефіцієнтах тертя в парі «гальмовий шків – фрикційні накладки»: 1 – $f = 0,2$; 2 – $f = 0,25$; 3 – $f = 0,3$; 4 – $f = 0,35$

У табл. 4 наведено моментні характеристики накладок стрічки гальма при їх мінімальних та максимальних значеннях.

Проаналізуємо величини гальмових моментів окремо по кожній ділянці гальмової стрічки за конкретними фрикційними накладками при зміні динамічного коефіцієнта тертя від $0,2$ до $0,35$. Визначимо спочатку співвідношення динамічних коефіцієнтів тертя $0,25/0,2=1,25$; $0,3/0,25=1,2$ та $0,35/0,3=1,16$, тобто ці величини зменшуються. За мінімальних значення гальмових моментів їхнє співвідношення на ділянках гальмової стрічки становлять: на першій – $1,56$; $3,23$ та $2,27$; на другій – $1,16$; $1,8$ та $1,08$; на третій – $1,27$; $1,22$ і $1,19$ (при вищезгаданих співвідношеннях динамічних коефіцієнтів тертя). Найбільш стабільними є співвідношення мінімальних гальмових моментів на третій ділянці, оскільки вони майже рівні співвідношенню динамічних коефіцієнтів тертя.

Таблиця 4

Моментні характеристики фрикційних накладок стрічки стрічково-колодкового гальма

Ділянки	Значення f для							
	0,2	0,25	0,3	0,35	0,2	0,25	0,3	0,35
	мінімальних				максимальних			
	величин гальмових моментів, кНм							
I	0,07	1,095	3,54	7,94	7,46	20,01	14,91	13,43
II	5,49	6,35	7,48	8,06	18,78	26,38	53,24	90,04
III	18,52	23,44	28,64	34,23	46,64	56,46	70,54	105,4

Продовження табл. 4

Номера накладок	Значення f			
	0,2	0,25	0,3	0,35
	Значення градієнтів гальмових моментів, кНм/м			
3	62,1	166,8	124,2	111,9
6	25,6	25,46	24,35	19,53
7	33,6	35,83	38,22	36,44
11	134,8	219,8	443,7	750,4
15	140,2	174,6	209,1	243,7
19	249,3	366,2	548,6	878,4
20	388,7	470,5	587,8	723,3

Гальмовий момент, що розвивається кожною фрикційною накладкою гальмової стрічки при їх контактній-імпульсній взаємодії з робочою поверхнею гальмового шківів, має імпульсний характер і хвилову природу через імпульсні зміни його складових (нормального зусилля, сили тертя і динамічного коефіцієнта тертя).

На ефективність гальма впливає спосіб розміщення фрикційних накладок на гальмовій стрічці.

Обговорення результатів. Теоретичні та експериментальні дослідження оптимізації конструктивних та режимних параметрів при експлуатації пар тертя стрічково-колодкових гальм дозволили встановити таке:

- запропоновано комплексну оцінку конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя гальм на стадії оптимізаційного проектування;

- при нестационарному процесі електротермомеханічного тертя яким зазвичай є фрикційна взаємодія спряжених ділянок поверхонь пар тертя «метал – полімер» у часі при зміні параметрів при дотриманні черговості є взаємопов'язаними та взаємозумовленими;

- проведено експериментальні дослідження енергонавантажності пар тертя під навантаженням та визначено нерівномірний лінійний знос фрикційних накладок по гілках гальмової стрічки;

- по нерівномірному лінійному зносу набігаючих поверхонь накладок стрічки визначено динамічний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя гальма, який склав 0,42.

Висновки. Таким чином, встановлена залежність між конструктивними та режимними параметрами при оптимізаційному проектуванні пар тертя стрічково-колодкового гальма бурової установки.

Список літератури

1. Соболев І. М. Вибір оптимальних параметрів у задачах з багатьма критеріями / І. М. Соболев, Р. Ст. Скатніков // М.: Наука, 1981. 103 с.
2. Контактна-імпульсна взаємодія матеріалів типу «метал-метал» та «полімер - полімер» у металополімерних парах тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки / А. Х. Джанахмедов, О. І. Вольченко, М. О. Вольченко, С. І. Криштопа, Д. Ю. Журавльов, Н. М. Стеблецька // Вісник Азербайджанської інженерної академії. – Баку. - 2013. - №5 (2). 29 - 41.
3. Джанахмедов А. Х. Нафтова трибологія / А. Х. Джанахмедов - Баку: Елм, 2003. - 326 с.

4. Темпи нагрівання металополімерних пар тертя при імпульсному та тривалому підведенні теплоти у стрічково-колодковому гальмі / А. Х. Джанахмедов, О. І. Вольченко, Д. О. Вольченко, М. О. Вольченко, Н. М. Стебелецька// Науково-техн. журнал. - Київ: НАУ. - №2(61). - 2013. - С. 20 - 30.

5. Джанахмедов А. Х. Фізико-стохастичне трибомодельювання / А. Х. Джанахмедов. - Баку: Елм, 1988. - 152 с.

6. Промислові полімерні композиційні матеріали/За заг. редакції. М. Річардсон. - М.: Хімія, 1980. - 472 с.

7. Електромеханічне зношування та руйнування ободів гальмівних шківів бурових лебідок (частина перша)/Д. О. Вольченк, М. О. Вольченко, Е. А. Джанахмедов та ін. // Науково-техн. журнал. - Київ: НАУ. - №2 (63). - 2014. 30 - 50.

8. Диплом №444 на відкриття «Явлення теплової стабілізації у металополімерних парах тертя» від 18.01.2013 р. авторів О. І. Вольченко, М. В. Кіндрачук, Д. О. Вольченко, М. О. Вольченко. - М.: Міжнарод. академ. авторів наук. відкриттів. і винаходів. - Експертиза заявки на відкриття №А-558 від 05.09.2012 р.

Стаття надійшла до редакції 14.05.2025

Журавльов Дмитро Юрійович – докт. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76000, тел.: +38 0342 72 71 41, докторант кафедри будівельних і дорожніх машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна, моб. 050- 950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

Василишин Ярослав Васильович – канд. техн. наук, професор кафедри архітектури та містобудування Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76000, тел.: +38 0342 72 71 92, моб. 0975881159, E-mail: yaroslav.vasylyshyn@nung.edu.ua <https://orcid.org/0000-0003-2344-8812>.

Василишин Віталій Ярославович – канд. техн. наук, доцент кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76000, тел.: +38 0342 72 71 41, моб. 095- 312-22-55, E-mail: vitalijulia@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-0367-1198>

Чуфус Василь Михайлович – канд. техн. наук

Присяжний Андрій Володимирович – майор, викладач кафедри військової підготовки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна, 76019, E-mail: pav041284@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-6894-496X>.

Нішук Віктор Вікторович – майор, викладач 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: nviktorv@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-9142-4738>.

D. ZHURAVLOV, Ya. VASYLYSHYN, V. VASYLYSHYN, V. CHUFUS, A. PRYSYAZHYI, V. NISHUK

OPTIMIZATION OF DESIGN AND OPERATING PARAMETERS DURING THE OPERATION OF BRAKE FRICTION PAIRS

Theoretical and experimental studies of optimization of design and operating parameters during operation of friction pairs of band-shoe brakes have allowed to establish the following. A comprehensive assessment of design and operating parameters of brake friction pairs at the stage of optimization design is proposed. In the unsteady process of electrothermomechanical friction, which is usually the frictional interaction of the conjugated sections of the surfaces of the friction pairs "metal - polymer" in time with changes in parameters while observing the sequence are interconnected and mutually conditioned. Experimental studies of the energy load of friction pairs under load were conducted and the uneven linear wear of friction linings along the branches of the brake band was determined. Based on the uneven linear wear of the running surfaces of the band linings, the dynamic coefficient of mutual overlap of the brake friction pairs was determined, which was 0.42.

Key words: optimization, friction pairs, brake, parameters: design, operating.

References

1. Sobol I. M. Selection of optimal parameters in problems with many criteria /I. M. Sobol, R. V. Skatnikov // M.: Nauka, 1981. 103 p.
2. Contact-impulse interaction of materials of the "metal-metal" and "polymer-polymer" types in metal-polymer friction pairs of a belt-pad brake of a drilling winch / A. Kh. Dzhanakmedov, O. I. Volchenko, M. O. Volchenko, S. I. Kryshtopa, D. Yu. Zhuravlev, N. M. Stebletska // Bulletin of the Azerbaijan Engineering Academy. - Baku. - 2013. - No. 5 (2). 29 - 41.
3. Dzhanakmedov A. Kh. Oil tribology /A. Kh. Dzhanakmedov - Baku: Elm, 2003. - 326 p.
4. Heating rates of metal-polymer friction pairs during pulsed and long-term heat supply in a band-pad brake / A. Kh. Dzhanakmedov, O. I. Volchenko, D. O. Volchenko, M. O. Volchenko, N. M. Stebeletskaya// Scientific and Technical Journal. - Kyiv: NAU. - No. 2(61). - 2013. P. 20 - 30.
5. Dzhanakmedov A. Kh. Physical and stochastic tribomodeling / A. Kh. Dzhanakmedov. - Baku: Elm, 1988. - 152 p.
6. Industrial polymer composite materials/Edited by M. Richardson. - Moscow: Chemistry, 1980. 472 p.
7. Electromechanical wear and destruction of rims of brake pulleys of drilling winches (part one)/D. O. Volchenko, M. O. Volchenko, E. A. Dzhanakmedov and others. // Scientific and technical journal. - Kyiv: NAU. - No. 2 (63). - 2014. 30 - 50.
8. Diploma №. 444 for the discovery "Thermal stabilization phenomenon in metal-polymer friction pairs" dated 01/18/2013 by authors O. I. Volchenko, M. V. Kindrachuk, D. O. Volchenko, M. O. Volchenko. - M.: International Academy of Authors of Scientific Discoveries and Inventions. - Examination of the application for discovery No. A-558 dated 09.05.2012.

Dmytro Zhuravlov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Technical Mechanics, Engineering and Computer Graphics Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76000, tel.: +38 0342 72 71 41, Doctoral Student of the Department of Construction and Road Machinery of the Kharkiv National Automobile and Road University, Kharkiv, Ukraine, mob. 050- 950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

Yaroslav Vasylyshyn – Candidate of Technical Sciences, Professor of the Department of Architecture and Urban Planning Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, Ukraine mob. 050- 950-04-18, E-mail: dmytro.2103@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-2045-9631>.

Vitaliy Vasylyshyn – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Technical Mechanics, Engineering and Computer Graphics Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76000, tel.: +38 0342 72 71 41, mob. 095- 312-22-55, E-mail: vitalijulia@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-0367-1198>

Vasyl Chufus – Candidate of Technical Sciences

Andriy Prisyazhny – Major, Lecturer, Department of Military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, E-mail: pav041284@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-6894-496X>.

Viktor Nishchuk – Major, Lecturer, Department of Military Training, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, 15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, Ukraine, 76019, tel.: +38 0342 50 25 06, E-mail: nviktorv@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-9142-4738>.