

Наведений приклад свідчить, що методом індивідуального прогнозування ресурсу насосних штанг можна більш точно визначити ймовірність відмови, ніж за кривою втоми, що має велике значення при проведенні дефектоскопії насосних штанг.

### Література

1 Копей Б.В. Научно-технологические методы комплексного повышения ресурса деталей свердловинного нефтегазового оборудования: Дисс.... докт. тех. наук. – Ивано-Франківськ, 1996. – 478 с.

2 Прейсман В.И. Основы надежности сельскохозяйственной техники. – К.: Вища шк., 1988. – 247 с.

3 Бабюк И.С. Повышение эксплуатационных характеристик замковых резьбовых соединений УБТ: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук – Ивано-Франковск: ИФИНГ, 1990. – 25 с.

4 Ликеш И., Ляга И. Основные таблицы математической статистики. – М.: Финансы и статистика, 1985. – 356 с.

5 Большев Л.Н. Таблицы математической статистики. – М.: Наука, 1983. – 419 с.

УДК 62.592.113

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ БАГАТОРЯДНИХ СТІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

Д.О. Вольченко, Д.Ю. Журавльов, А.В. Лецишин

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42353,  
e-mail: public@nuing.edu.ua

*Рассматриваются экспериментальные исследования многорядных (два бандаж с накладками на шкиве и над ними тормозная лента) ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок.*

*The even experimental researches of multiple-row (two trusses with units on the pulley and over the brake band) of band-shoe brakes of drilling winches are shown.*

Відомо, що в деталях машин використовують багаторядні підшипники, в передавальних пристроях – багатодискові муфти. Широко використовують у техніці багаторядні ланцюгові та поліклінові передачі. Використання багаторядних підшипників пов'язано, в першу чергу, зі зниженням питомих навантажень, які діють на елементи кочення, незважаючи на те, що збільшуються втрати на тертя кочення. Мета зниження питомих навантажень поліклінових та багаторядних ланцюгових передачах при взаємодії їхніх елементів супроводжується ще зростанням несучої здатності, тобто передаванням збільшеного обертового моменту. У багатодискових муфтах, які забезпечують з'єднання та роз'єднання валів механічної системи має місце не тільки зменшення питомих навантажень на взаємодіючих поверхнях дисків, але й передача великих обертових моментів. Крім того, вирішується проблема плавного вмикання у роботу пристроїв механічної системи.

Скористаємося рекомендацією І.В.Крагельського для багаторядного вузла тертя модельного стрічково-колодкового гальма щодо реального зниження жорсткості внутрішньої фрикційної накладки, яка досягається шляхом поділу загальної контурної площі  $A_k$  на два окремі самостійно навантажені елементи. Утворені дві поверхні у фрикційному вузлі гальма, навантажені кожна нормальною силою  $N$ , мають при однакових умовах більшу поверхню взаємодії за рахунок того, що кожна з їхніх робочих

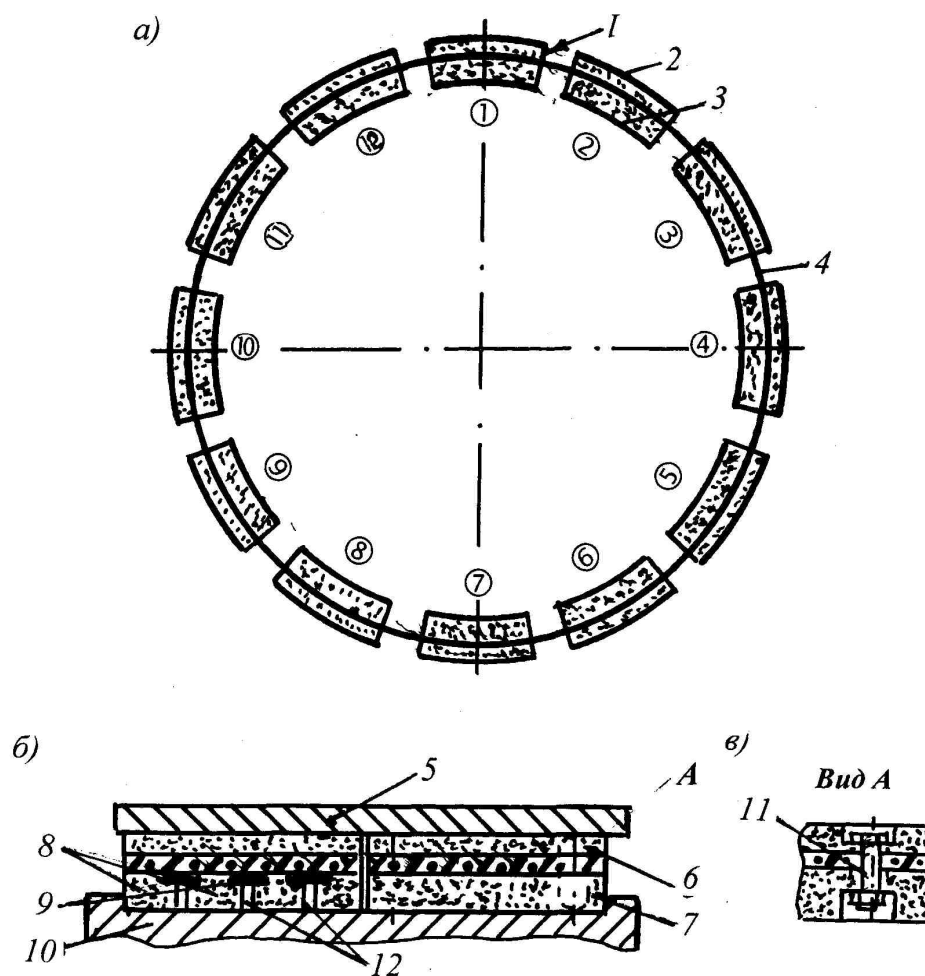
поверхонь самопідлаштовується під робочу поверхню гальмівного шківа [1].

Особливістю конструкції багаторядних вузлів тертя стрічково-колодкового гальма, згідно рис. 1 є те, що на гумотросовому кільці 4 за допомогою болтового з'єднання 11 прикріплені зовнішні 6 та внутрішні 7 фрикційні накладки, які, відповідно, мають зовнішню 2 та внутрішню 3 робочі поверхні. При цьому бандаж з фрикційних елементів 1 посажено з натягом на робочу поверхню гальмівного шківа 10. В даній конструкції багаторядних вузлів тертя використано два бандажі.

Багаторядні вузли тертя гальма працюють на двох стадіях гальмування. Перша стадія – при зтягуванні гальмівної стрічки 5 відбувається взаємодія її внутрішньої поверхні з зовнішніми поверхнями 2 накладок 6 бандажів доки не буде зірвано натяг між внутрішніми поверхнями 3 накладок 7 та робочою поверхнею гальмівного шківа 10. Після цього настає друга стадія гальмування. Її характерним є те, що гальмівна стрічка 5 затискає на кути її охоплення бандажі і вони внутрішніми поверхнями 3 накладок 7 взаємодіють з робочою поверхнею гальмівного шківа 10. При цьому рух шківа 10 сповільнюється і він зупиняється.

Багаторядні вузли тертя стрічково-колодкового гальма проходили випробування у лабораторних умовах на стенді.

Махова маса стенду складала 1,9 кН, швидкість ковзання для усіх модельних випробувань була сталою і змінювалася в інтервалах від 1,0



*a* – багаторядний фрикційний вузол;  
*в* – кріплення зовнішньої та внутрішньої накладок до гумотросової стрічки

1, 2, 3 – фрикційний елемент з зовнішньою та внутрішньою робочими поверхнями; 4 – гумотросове кільце; 5 – гальмівна стрічка; 6, 7 – зовнішня та внутрішня накладки; 8 – внутрішні секційні накладки; 9 – гумові перемички; 10 – гальмівний шків; 11 – болтові з'єднання; 12 – поздовжні пази

**Рисунок 1 – Багаторядні вузли тертя стрічково-колодкового гальма**

до 6,0 м/с. Час гальмування вибирався для багаторядних вузлів тертя з умови ефективності гальмування модельним стрічково-колодковим гальмом і склав на першій стадії 2,8 с, на другій – 6,2 с.

Для подальшої стабілізації термомеханічних властивостей фрикційних накладок у багаторядних вузлах тертя їхні робочі поверхні при гальмуванні підлягали короткотерміновій високотемпературній обробці особливо в діапазоні температур близьких до допустимої для матеріалу накладки. Спосіб високотемпературної обробки робочих поверхонь фрикційних накладок називається «термоударом». У даному випадку досягається стабілізація параметрів гальмівної ефективності без попередньої приробки фрикційних накладок до робочої поверхні гальмівного шківа. Виконання операції «термоудар» досягається за рахунок надійного та рівномірного прилягання поверхонь фрикційних накладок до нагрітих робочих поверхонь гальмівного шківа. При цьому не виникає проблеми газовиділення при вигорянні сполучних компонентів з

приповерхневих шарів накладок, завдяки наявності поздовжніх пазів на їхніх внутрішніх поверхнях, які сприяють газовідведенню у навколишнє середовище.

Таким чином, керувати величиною контурної площі контакту можна змінюючи конструктивні параметри фрикційного вузла та його режим навантаження: початкову швидкість ковзання ( $v_k$ ), питомі навантаження ( $p_n$ ), питому роботу тертя ( $L_T$ ), питому потужність гальмування ( $P_T$ ), коефіцієнт взаємного перекриття елементів фрикційної пари гальма ( $k_{вз}$ ). Вказані параметри визначалися за допомогою залежностей [2].

#### Коефіцієнт взаємного перекриття

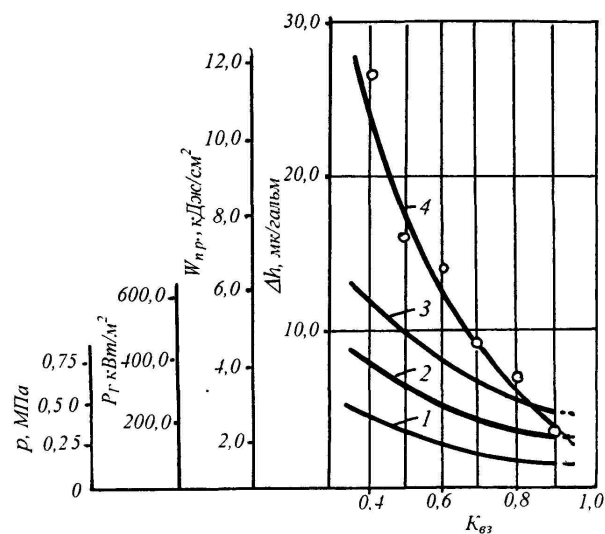
Метою даних досліджень було визначення впливу коефіцієнта взаємного перекриття ( $k_{вз}$ ) як окремих так всіх внутрішніх накладок бандажа багаторядних вузлів тертя модельного стрічково-колодкового гальма на питомі навантаження, роботу тертя, потужність гальмуван-

ня, динамічний коефіцієнт тертя та його стабільність, а також на зношування та його інтенсивність внутрішніх поверхонь накладок.

Відомо, що при дослідженні в серійних фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма загального коефіцієнта взаємного перекриття ( $k_{B3} < 1$ ) гальмівною стрічкою робочої поверхні шківа при одночасному збільшенні різниці натягів між набігаючою та збігаючою гілками стрічки спостерігається збільшення питомих навантажень по куту взаємодії пар тертя, падіння динамічного коефіцієнта тертя від набігаючої ділянки кожної накладки до її збігаючої ділянки, ріст роботи тертя та потужності гальмування, а також збільшення зношування робочих поверхонь накладок.

Перейдемо до аналізу впливу коефіцієнта взаємного перекриття внутрішніми поверхнями фрикційних накладок робочої поверхні гальмівного шківа ( $k_{B3}$ ) у багаторядних вузлах тертя модельного стрічково-колодкового гальма на перераховані вище його експлуатаційні параметри.

На рис. 2 зображено закономірності зміни питомих експлуатаційних параметрів від ( $k_{B3}$ ) внутрішніх поверхонь накладок (матеріал ФК-24А) багаторядних вузлів тертя модельного гальма при сталих величинах тисків ( $p$ ), потужності гальмування ( $P_T$ ) та роботи тертя ( $W_{п.р.}$ ).



**Рисунок 2 – Закономірності зміни питомих експлуатаційних параметрів від ( $k_{B3}$ ) та їхній вплив на зношування ( $\Delta h$ ) внутрішніх поверхонь накладок (матеріал ФК-24А) багаторядних вузлів тертя модельного гальма при сталих величинах тисків ( $p$ ), потужності гальмування ( $P_T$ ) та роботи тертя ( $W_{п.р.}$ )**

При зміні ( $k_{B3}$ ) від 0,9 до 0,17 спостерігалося збільшення в зоні контакту внутрішніх пар тертя багаторядних вузлів тертя гальма питомих навантажень, питомої роботи тертя та питомої потужності гальмування. Пояснюється це суттєвим зменшенням площі взаємодії контактуючих поверхонь тертя гальма.

Закономірності впливу ( $k_{B3}$ ) на питому роботу тертя ( $W_{п.р.}$ ) при різних величинах середньої питомої потужності гальмування ( $P_T$ ) у

внутрішніх парах тертя багаторядних вузлів модельного гальма представлені на рис. 3 а, б. на першому рисунку дані наведені для матеріалу ФК-24А, а на другому – для 1-43-60А. При цьому для двох фрикційних матеріалів накладок графічні залежності 2, 2'; 3, 3' та 4, 4' отримані при  $P_T=300; 250$  та  $150$  кВт/м<sup>2</sup>.

На рис. 3 а, б штриховими лініями проілюстрована можлива зона зміни досліджуваних експлуатаційних параметрів. Інтервал зміни ( $k_{B3}$ ) становив від 0,65 до 0,95. Питома робота тертя в залежності від ( $k_{B3}$ ) носить лінійний характер (прямі 2 та 2') і зі зменшенням ( $k_{B3}$ ) весь час збільшується. Криві 3, 3' та 4, 4' мають експоненційний характер і мало чим відрізняються між собою так як розглядалися малі величини середньої питомої потужності гальмування ( $P_T$ ), які в 12,0 – 23,0 разів є меншими, ніж в серійному стрічково-колодковому гальмі ( $[P_T]=3500$  кВт/м<sup>2</sup>).

Таким чином, із вищенаведеного виходить що збільшення ( $k_{B3}$ ) дозволяє знизити енергонавантаженість одиниці контактної площі багаторядного вузла тертя гальма.

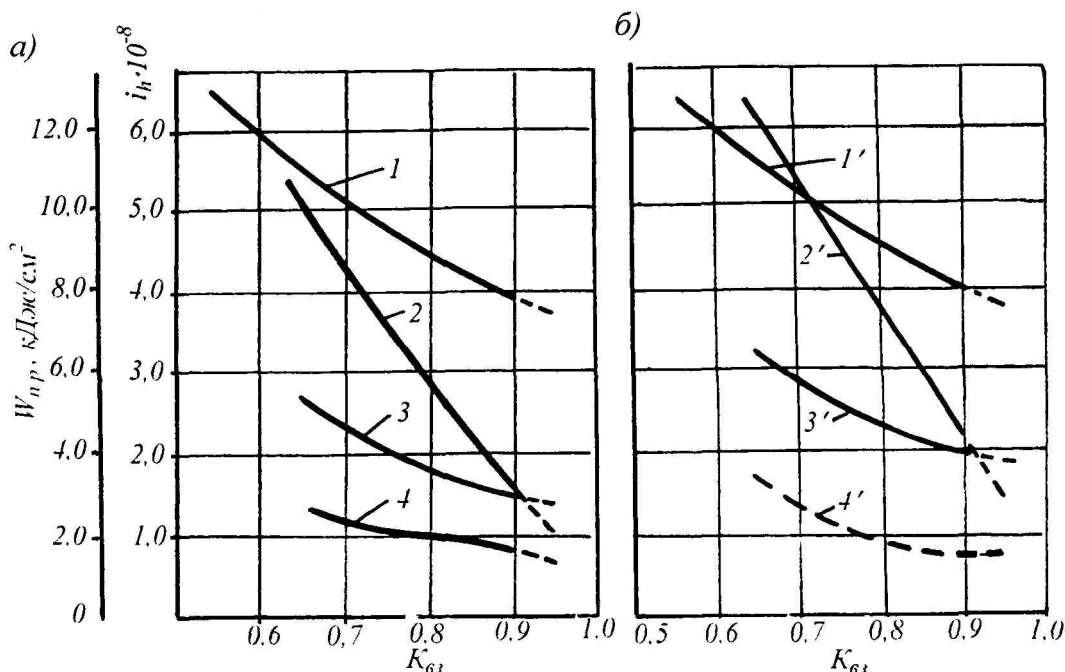
Суттєвий вплив на гальмівний момент, який розвивають багатопарні вузли тертя модельного гальма має динамічний коефіцієнт тертя у їхніх внутрішніх парах.

### Динамічний коефіцієнт тертя та його стабільність

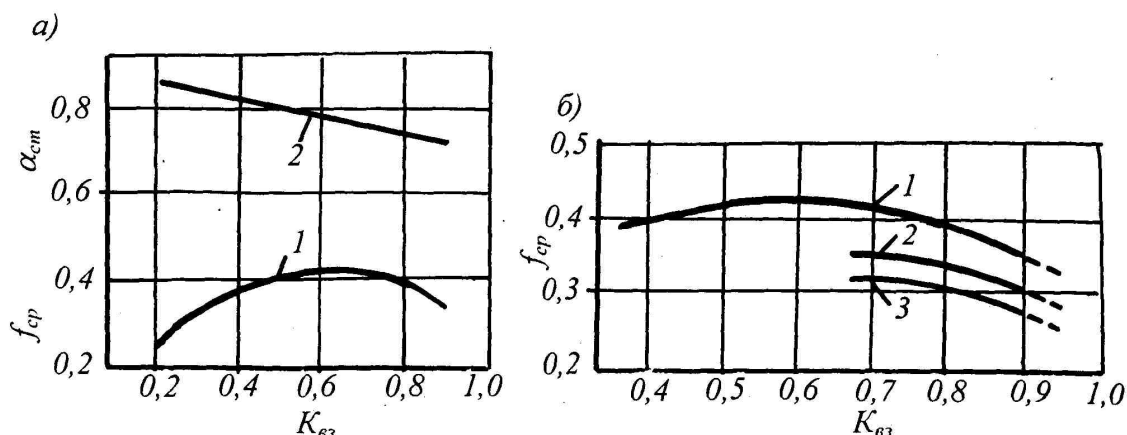
Динамічний коефіцієнт тертя конкретної пари багаторядного вузла тертя модельного стрічково-колодкового гальма залежить головним чином від різниці натягів між набігаючою та збігаючою гілками стрічки, а також від нормального зусилля з якою робоча поверхня внутрішньої накладки взаємодіє з робочою поверхнею гальмівного шківа. Нормальне зусилля може мати попередню величину за рахунок натягу з яким насажені внутрішні поверхні фрикційних елементів на робочу поверхню гальмівного шківа.

Спочатку розглянемо визначення середніх величин динамічного коефіцієнта тертя ( $f_{cp}$ ) та його стабільності у внутрішніх парах тертя багаторядних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма при сталих величинах питомих навантажень, питомої роботи тертя та питомої потужності гальмування. Такий підхід дозволив більш повно прослідкувати вплив ( $k_{B3}$ ) на зносо-фрикційні властивості пари тертя "робоча поверхня внутрішньої накладки-робоча поверхня гальмівного шківа".

На рис. 4 а, б представлені закономірності впливу ( $k_{B3}$ ) на: а – середні величини динамічного коефіцієнту тертя ( $f_{cp}$ ) та його стабільності ( $\alpha_{ст}$ ) при сталих величинах питомих навантажень, питомої роботи тертя та питомої потужності гальмування; б – динамічний коефіцієнт тертя ( $f_{cp}$ ) при різних нормальних зусиллях ( $N$ ) в зоні контакту внутрішніх пар тертя багаторядних вузлів модельного гальма: криві 1, 2, 3 отримані при  $N=0,8; 1,3$  та  $1,7$  кН.



а – фрикційний матеріал ФК-24А; б – фрикційний матеріал 1-43-60А;  
 графічні залежності 2, 2'; 3, 3'; 4, 4' – отримані при  $P_{\Gamma} = 300; 250$  та  $150$  кВт/м<sup>2</sup>  
 Рисунок 3 – Закономірності впливу ( $K_{BZ}$ ) на питому роботу тертя ( $W_{fr}$ ) та інтенсивність зношування ( $i_{fr} \cdot 10^{-8}$ ) при різних величинах середньої питомої потужності гальмування ( $P_{\Gamma}$ ) у внутрішніх парах тертя багаторядних вузлів модельного гальма



криві 1, 2, 3 отримані при  $N = 0,8; 1,2$  та  $1,7$  кН  
 Рисунок 4 – Закономірності впливу ( $K_{BZ}$ ) на середні величини динамічного коефіцієнта тертя ( $f_{cp}$ ) на його стабільність ( $\alpha_{cp}$ ) при сталих величинах питомих навантажень, питомої роботи тертя та питомої потужності гальмування (а); динамічний коефіцієнт тертя ( $f_{cp}$ ) при різних нормальних зусиллях в зоні контакту внутрішніх пар тертя багаторядних вузлів модельного гальма (б)

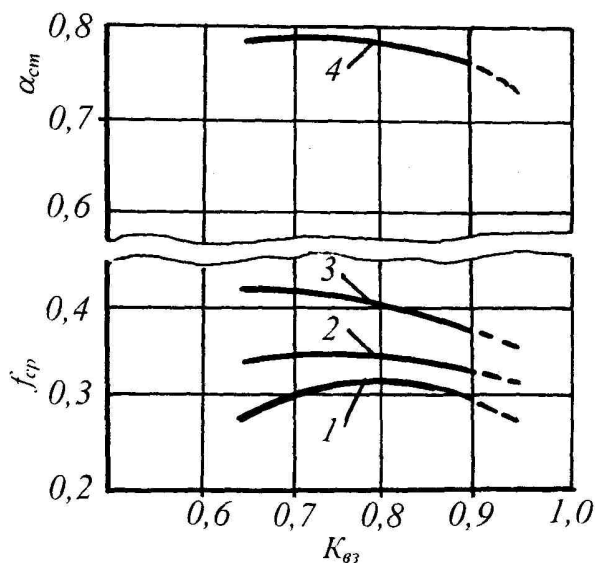
З аналізу кривих, наведених на рис. 3 а видно, що найбільші значення мають середні динамічні коефіцієнти тертя при:  $K_{BZ} = 0,4 - f_{cp} = 0,385$ ;  $K_{BZ} = 0,6 - f_{cp} = 0,415$ ;  $K_{BZ} = 0,8 - f_{cp} = 0,4$ . При цьому коефіцієнт стабільності величин динамічного коефіцієнта тертя змінювався наступним чином при:  $K_{BZ} = 0,4 - \alpha_{cp} = 0,815$ ;  $K_{BZ} = 0,6 - \alpha_{cp} = 0,8$ ;  $K_{BZ} = 0,8 - \alpha_{cp} = 0,77$ .

Таким чином, в даному випадку досягається квазістабілізація величин динамічного коефіцієнта тертя ( $f_{cp}$ ) та його стабільності ( $\alpha_{cp}$ ) в інтервалі зміни коефіцієнтів взаємного перекриття ( $K_{BZ}$ ) внутрішніх пар тертя від 0,4 до 0,7.

Стосовно зміни середніх динамічних коефіцієнтів тертя ( $f_{cp}$ ) від нормального навантаження ( $N$ ) в зоні взаємодії внутрішніх пар тертя багаторядного вузла модельного гальма (рис.3 б), то тут мова ні про яку квазістабілізацію йти не може. Пояснюється це тим, що зі збільшенням, в основному, коефіцієнта взаємного перекриття ( $K_{BZ}$ ) від 0,7 до 0,9 з ростом нормального навантаження в зоні взаємодії пар тертя від 0,8 до 1,7 кН спостерігається падіння динамічного коефіцієнта тертя від 0,415 до 0,27.

На рис. 5 наведені закономірності впливу ( $K_{BZ}$ ) на середні величини динамічного коефіцієнта тертя ( $f_{cp}$ ) при різних нормальних зусиллях в зоні контакту внутрішніх пар тертя багаторядних вузлів модельного гальма.

ента тертя ( $f_{cp}$ ) та його стабільність ( $\alpha_{ст}$ ) при різних нормальних зусиллях в зоні контакту внутрішніх пар тертя багаторядних вузлів модельного гальма: криві 2, 3, 4 отримані при  $N=0,8; 1,4$  та  $2,0$  кН.



криві 1, 2, 3 отримані при  $N=0,8; 1,4$  та  $2,0$  кН

**Рисунок 5 – Закономірності впливу ( $K_{B3}$ ) на середні величини динамічного коефіцієнта тертя ( $f_{cp}$ ) та його стабільність ( $\alpha_{ст}$ ) при різних нормальних зусиллях в зоні контакту внутрішніх пар тертя багаторядних вузлів модельного гальма:**

Величини середніх динамічних коефіцієнтів тертя ( $f_{cp}$ ) зменшуються від 0,415 до 0,3 при зростанні ( $K_{B3}$ ) від 0,65 до 0,9 при збільшенні нормального навантаження у зоні взаємодії внутрішніх пар гальма від 0,8 до 2,0 кН. Стосовно коефіцієнта стабільності ( $\alpha_{ст}$ ) по відношенню до ( $f_{cp}$ ) в інтервалі збільшення ( $K_{B3}$ ) від 0,65 до 0,9, то він змінювався від 0,785 до 0,765. При цьому крива (1) закономірності зміни ( $\alpha_{ст}$ ) носить характер експоненти.

На рис. 4, а та 5 штриховими лініями на сімействі кривих показані можливі закономірності їхньої зміни.

Як видно із закономірностей зміни середніх величин динамічних коефіцієнтів тертя ( $f_{cp}$ ) у внутрішніх парах тертя багаторядних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма в залежності від їхніх коефіцієнтів взаємного перекриття ( $K_{B3}$ ), що при послідовному збільшенні останнього знижується енергонавантаженисть одиниці контактної площі вузла тертя, і як наслідок, має місце зменшення ( $f_{cp}$ ) в результаті погіршення якості поверхні тертя (наволокування, схоплення та ін.). Згідно з роботами [1, 2] ( $K_{B3}$ ) впливає на мікрогеометрію внутрішніх пар тертя модельного гальма.

Контактування та умови теплопередачі в різні напрямки при невеликих ( $K_{B3}$ ) значна частина теплоти, яка генерується при гальмуванні від приповерхневого шару внутрішньої поверхні фрикційної накладки через товщину обода

гальмівного шківів передається омиваючому повітрю його зовнішню поверхню обода, а також розсіюється радіаційним теплообміном від полірованої (робочої) поверхні гальмівного шківів в навколишнє середовище. У випадку ( $K_{B3}$ ) близького до одиниці остання складова не діє і тому створюється жорсткий температурний режим внутрішніх пар тертя гальма, котрий веде до падіння динамічного коефіцієнта тертя в зоні їхнього контакту.

**Довговічність полімерних фрикційних елементів в багаторядних вузлах тертя гальма**

Відомо, що при оцінці серійних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок виділяють елемент, найбільш слабкий до термічної дії. Таким елементом тертя є фрикційна накладка.

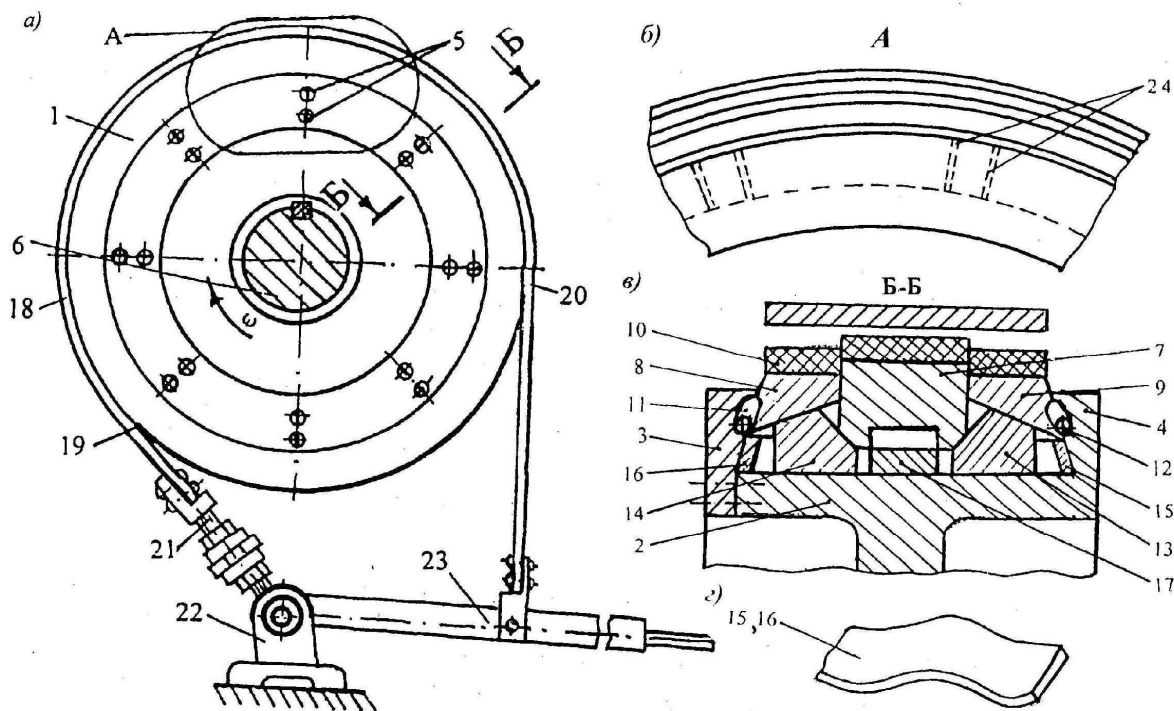
В багаторядних вузлах тертя стрічково-колодкового гальма фрикційний елемент складається із зовнішньої та внутрішньої накладок (див. рис. 2, а). Зношування зовнішньої та внутрішньої накладки відбувається по контурній ділянці контакту, геометрія якого у більшості випадків визначається конструктивними особливостями й поведінням робочих поверхонь гальмівної стрічки та шківів. Порівняно малі теплові деформації вказаних металевих елементів тертя призводять до локалізації навантаження в окремих зонах контакту, що зумовлює інтенсивне зношування робочих поверхонь зовнішньої та внутрішньої накладок [3, 4].

На рис. 3, а, б наведені закономірності впливу коефіцієнта взаємного перекриття ( $K_{B3}$ ) внутрішніми поверхнями фрикційних накладок робочої поверхні гальмівного шківів на зношування ( $\Delta h$ ) внутрішньої поверхні накладки (крива 4) багаторядних вузлів тертя модельного стрічково-колодкового гальма при сталих величинах питомих навантажень ( $p$ ) (крива 1), питомої потужності гальмування ( $P_{г}$ ) (крива 2), питомої роботи тертя ( $W_{п.р.}$ ) (крива 3). Штрихові лінії на кривій 4 вказують на можливу зону існування даної закономірності.

Квазісталі величини питомих навантажень ( $p$ ), питомої потужності гальмування ( $P_{г}$ ) та питомої роботи тертя ( $W_{п.р.}$ ) у багаторядних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма при конкретних величинах ( $K_{B3}$ ) досягалися за рахунок підтримування сталих значень швидкостей ковзання і натягів збігаючої гілки гальмівної стрічки.

Зношування ( $\Delta h$ ) внутрішніх поверхонь накладок (матеріал ФК-24А) зі збільшенням коефіцієнта взаємного перекриття ( $K_{B3}$ ) внутрішніх пар тертя зменшується. Пояснюється це тим, що збільшується поверхня взаємодії внутрішніх пар тертя. В загальному крива 4 має вигляд експоненти. Однак її ділянки в інтервалах зміни  $K_{B3}$  від 0,3 до 0,5; від 0,5 до 0,7 і від 0,7 до 0,9 легко апроксимуються прямими лініями, тобто можна розглядати як лінійну залежність.

На рис. 3, а, б наведені закономірності впливу ( $K_{B3}$ ) на інтенсивність зношування ( $I_n \cdot 10^{-6}$ ) при різних величинах середньої пито-



*а* – загальний вигляд гальма; *б* – вигляд А на вузол тертя; *в* – поперечний переріз вузла тертя; *г* – хвилеподібна пружина

1, 2 та 3, 4; 24 – гальмівний шків з робочою поверхнею та ребордами і обмежувальними перемичками; 5 – кріпильні гвинти; 6 – підйомний вал; 7, 8, 9 та 10 – центральна і бокові секції з фрикційними накладками; 11 – поздовжні пази у бокових секціях та ребордах; 12 – стопорні кульки; 13, 14 – клинові сухарі; 15, 16, 17 – хвилеподібні пружини різної жорсткості; 18, 19, 20 – гальмівна стрічка з набігаючою та збігаючою гілками; 21 – гвинтові стрижні; 22 – опори; 23 – важіль

**Рисунок 6 – Рівнонавантажене стрічково-колодкове гальмо з багаторядними вузлами тертя**

мої потужності гальмування ( $P_T$ ), які розвивають внутрішні пари тертя багаторядних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма: а – фрикційний матеріал ФК-24А; б – фрикційний матеріал 1-43-60А.

Штриховими лініями на кривих 1 та 1' вказані можливі зони існування даних закономірностей. Криві 1 та 1' є ідентичними хоча розглядаються фрикційні матеріали з відношенням

їхньої твердості  $\frac{470,0}{230,0} = 2,04$ . Пояснюється це

тим, що приповерхневий шар фрикційних накладок не був доведений до допустимої температури їхніх матеріалів і випробовування здійснювалися при незначних величинах питомої потужності гальмування (інтервал 300,0 – 150,0 кВт/м<sup>2</sup>). Криві 1 та 1' в інтервалі зміни  $k_{вз}$  від 0,5 до 0,9 легко апроксимуються прямими лініями.

На основі проведених експериментальних досліджень багаторядних вузлів тертя стрічково-колодкового гальма розроблена конструкція рівнонавантажених його фрикційних вузлів.

На рис. 6, а наведено рівнонавантажене стрічково-колодкове гальмо з багаторядними вузлами тертя; на рис. 6, б вигляд А на фрикційний вузол; на рис. 6, в проілюстрований поздовжній розріз по Б-Б фрикційного вузла; на рис. 6, г зображена хвилеподібна пружина. На рис. 7, а, б зображена схема сил при взаємодії

центральної і бічної секцій фрикційного елемента зі спряженими поверхнями двостороннього клинового сухаря без і під навантаженням. При цьому використані наступні умовні позначення:  $\alpha_1, \alpha_2$  та  $\rho_1, \rho_2$  – кути скосів двостороннього клинового сухаря і кути тертя  $\rho_1$  та  $\rho_2$ , на які відхиляються реакції  $F_{r1}, F_{r2}$  та  $F_{r1}', F_{r2}'$  під дією сил тертя виникаючих, відповідно, зі спряженими поверхнями центральної і бічної секцій; NN – нормаль до поверхонь двостороннього клинового сухаря;  $F_{b1}, F_{b2}$  – вага: половини центральної та повної бічної секції;  $F_1, F_2$  та  $F_1', F_2'$  – сили опору переміщенню половини центральної і повної бічної секцій фрикційного

елемента;  $0,5\bar{F}_{\gamma 1}; 0,5\bar{F}_{\gamma 2}; \bar{F}_{\gamma 2}, \bar{F}_{\gamma 2}'$  – сили пружності хвилеподібних пружин, що знаходяться під центральною та бічною секціями фрикційного елемента;  $0,5N_1$  – нормальне навантаження, що припадає на половину робочої поверхні накладки центральної секції фрикційного елемента;  $F_T$  – сила тертя, яка виникає в парі «поверхня двостороннього клинового сухаря – опорна поверхня гальмівного шківа»; Р – зусилля, необхідне для переміщення двостороннього клинового сухаря [5].

Рівнонавантажене стрічково-колодкове гальмо містить гальмівний шків 1, який має циліндричну робочу поверхню 2. По торцям шківа розташовані реборди 3 і 4. Ліва реборда 3 ви-

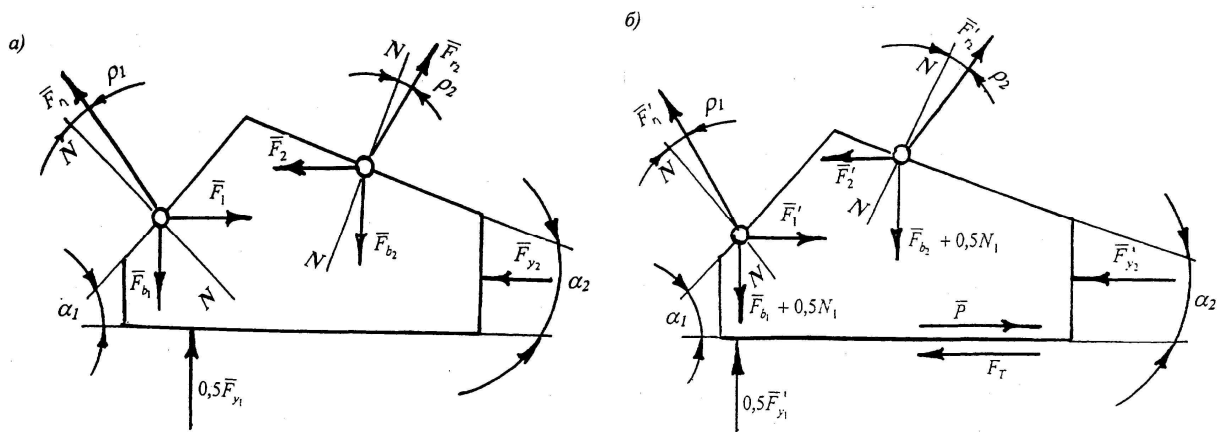


Рисунок 7 – Схема сил при взаємодії центральної та бокових секцій фрикційного навантаження елемента зі спряженими поверхнями двосторонніх клинових сухарів без (а) та під (б) навантаженням

конана знімною, а права складає одне ціле зі шківом 1. Ліва реборда кріпиться до тіла гальмівного шківу 1 з допомогою кріпильних гвинтів 5. Гальмівний шків 1 насаджений на підйомний вал 6. В гальмівному шківі 1 виконано заглиблення, яке з внутрішніми поверхнями реборд 3 і 4, з циліндричною робочою поверхнею шківу 1 і частиною поверхонь бічних секцій 8 і 9, а також частиною поверхонь хвилеподібних пружин 15 і 16 утворює з'єднання типу «ластівчин хвіст з циліндричною робочою поверхнею». В дане заглиблення поміщені три робочі секції фрикційного елемента: центральна 7 і дві бічні 8 і 9. Зі сторони гальмівної стрічки 19 секції 7, 8 і 9 мають циліндричну поверхню, до якої прикріплені фрикційні накладки 10. Центральна секція 7 спирається на намагнічену хвилеподібну пружину. Ефект самогальмування двосторонніх клинових сухарів 13 та 14 полягає в тому, що вони утримуються від повздовжнього переміщення виключно тертям, збудженим на їхніх опорних поверхнях при взаємодії зі спряженими поверхнями центральної 7 та боковими 8, 9 секціями фрикційних елементів. При цьому повинна дотримуватись умова  $\alpha_1 + \alpha_2 < \rho_1 + \rho_2$ , тобто сумарний кут скосів сухарів 13 і 14 не повинен бути більше їхнього сумарного кута тертя.

Кінематичний зв'язок двосторонніх клинових сухарів 13 і 14 з центральною 7 і боковими 8 і 9 секціями здійснюється хвилеподібними пружинами 15 і 16. При цьому хвилеподібні пружини 15, 16 і 17 виконані з різною жорсткістю.

Для запобігання випадання бокових секцій 8 і 9 із заглиблення шківу 1 під дією на них гравітаційних і відцентрових сил в зоні неохопленої гальмівною стрічкою 18, на суміжних конічних поверхнях реборд 3, 4 і бокових секціях 8 і 9 виконані повздовжні пази 11, в які встановлені стопорячі кульки 12. Центральну секцію 7 утримує від випадання із заглиблення шківу 1 сила магнітної взаємодії, що виникає з однієї сторони між зовнішньою поверхнею хвилеподібної пружини 17 та її основою, а з другої сто-

рони – між її внутрішньою поверхнею та робочою поверхнею гальмівного шківу 1.

Робочі секції фрикційного елемента встановлені по периметру гальмівного шківу 1 в п-у кількість секторів, які обмежені перемичками 24. Зовнішні поверхні фрикційних накладок 10 охоплює гальмівна стрічка 18, збігаюча гілка 20, яка кріпиться з допомогою гвинтових стрижнів 21 до опори 22. При цьому набігаюча гілка 19 гальмівної стрічки 18 прикріплена до важеля керування 23. Пари тертя «випукла поверхня фрикційних накладок 10 центральної 7 і бічних 8 і 9 секцій (індекс 1) – внутрішня поверхня гальмівної стрічки (індекс 2)» є зворотніми парами тертя. Для даної пари тертя дотримані наступні умови розташування пар тертя:  $H_2 > H_1$  (твердість) та  $A_{H1} > A_{H2}$  (площі поверхонь дотику).

Рівнонавантажене стрічково-колодке гальмо з багаторядними вузлами тертя працює наступним чином. При натисканні на важіль керування 23 гальмівна стрічка 18 своїми набігаючою 19 та збігаючою 20 гілками починає взаємодіяти з зовнішніми поверхнями фрикційних накладок 10 центральної секції 7 фрикційного елемента. При цьому виникаюча сила тертя під набігаючою 19 і збігаючою 20 гілками гальмівної стрічки 18 буде різною, так як діє умова, що  $S_n \geq S_s$ . При цьому динамічний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя буде однаковим як під набігаючою 19 та збігаючою 20 гілками стрічки 18, але зате будуть різними радіальні переміщення центральних секцій 7 фрикційних елементів під дією неоднакових нормальних сил. Переміщення центральних секцій 7 фрикційних елементів під дією нормальних сил не здатне кінематично вплинути через двосторонні клинові сухарі 13 і 14 на бокові секції 8 і 9 фрикційних елементів.

Такий режим з певною інтенсивністю гальмування викличе пригальмовування шківу 1, що приведе до зниження кутової швидкості його обертання.

При цьому перша стадія гальмування вважається завершеною. Подальше затягування гальмівної стрічки 18 призводить до того, що в багаторядних парах тертя збільшуються нормальні зусилля, що діють на центральну секцію 7 фрикційних елементів. Ця обставина викликає максимальну деформацію хвилеподібної пружини 17 і радіальне переміщення центральних секцій 7. В результаті чого центральні секції 7 через двосторонні клинові сухарі 13 і 14, переборюючи незначне зусилля хвилеподібних пружин 15 і 16, вводять у взаємодію з внутрішньою поверхнею набігаючої гілки 19 стрічки 18 бокові секції 8 і 9 з накладками 10 з виграшним зусиллям натискання.

Необхідною умовою, при якій один із двосторонніх клинових сухарів зможе виштовхнути бокову секцію з приклеєною до неї фрикційною накладкою до рівня робочої поверхні накладки центральної секції, є його переміщення по опорній циліндричній поверхні шківів під дією зусилля  $P$ , яке визначається так:

$$P = (0,5F_{b1} + N_1 + F_{b2}) \times [tg(\alpha_1 - \rho_1) + tg(\alpha_2 - \rho_2)] - 0,5F_{\gamma 1} - F_T - F_{\gamma 2} .$$

Таким чином, правий і лівий скоси сухарів 13 і 14 є площадками для опускання центральної секції 7 під дією притисного зусилля  $N_1$ , діючого зі сторони гальмівної стрічки 18. Верхні скоси сухарів 13 і 14 забезпечують підйом і додаткове (виграшне) підтискання робочих поверхонь накладок 10 бокових секцій 8 і 9 до внутрішньої поверхні стрічки 18. При цьому двосторонні клинові сухарі 13 і 14 забезпечують підйом і додаткове (виграшне) підтискання робочих поверхонь накладок 10 бокових секцій 8 і 9 внутрішньої поверхні стрічки 18. При цьому двосторонні клинові сухарі 13 і 14 є свого роду передавальними пристроями по регулюванню нормального зусилля  $N_1$  від центральної 7 до бокових секцій 8 і 9. Під збігаючою гілкою 20 стрічки 18 центральні секції 7 з накладками 10 поводять себе аналогічним чином, як і при пригальмовуванні гальмівного шківів 1.

На другій стадії гальмування під набігаючою гілкою 19 стрічки 18 динамічний коефіцієнт взаємного перекриття буде більшим, ніж під її збігаючою гілкою 20, що приведе до квазірівнювання питомих навантажень у зворотніх парах тертя гальма. В кінцевому результаті і відбувається зупинка гальмівного шківів 1. Після завершення процесу гальмування гальмівна стрічка 18 розмикається, що призводить до дії хвилеподібних пружин 15, 16, і 17 за рахунок сил пружності і при піднятті центральної секції 7 над боковими секціями 8 і 9 фрикційних елементів, вони займають те положення, яке займали перед першою стадією гальмування.

Демонтаж і монтаж фрикційних елементів на циліндричну поверхню гальмівного шківів 1 здійснюється наступним чином.

Після зношування накладок 10 на центральній 7 і бокових 8 і 9 секціях до допустимої величини відгвинчують гвинти 5 і знімають реборду 3. Після чого виймають центральні 7 і бокові 8 і 9 секції і знімають з них той фрик-

ційний матеріал, що залишився, а на їхнє місце приклеюють нові накладки 10. Після чого здійснюють монтаж фрикційних елементів на опорну поверхню шківів 1, поставивши при цьому на своє місце реборду 3.

В подальшому перша і друга стадія гальмування повторюється.

Таким чином, отримані результати експериментальних досліджень багатопарних вузлів тертя стрічково-колодкових гальм підтвердили працездатність та їхню високу ефективність, що дозволяє перейти до їхньої динаміки.

### Література

- 1 Чичинадзе А.В., Берлинер Э.М., Браун Э.Д. и др. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). – М.: Машиностроение, 2003. – 575 с.
- 2 Тормозные устройства: Справочник / М.П.Александров, А.Г.Лысяков, В.Н.Федосеев, М.В.Новожилов. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
- 3 Крижанівський Є.І., Вольченко М.О., Вольченко Д.О. та ін.. Стрічково-колодкові гальма: Монографія (наукове видання). В 2-х томах. Том 1. – Івано-Франківськ: Факел, 2004. – 230 с.
- 4 Крижанівський Є.І., Вольченко О.І., Вольченко Д.О. та ін.. Стрічково-колодкові гальма: Монографія (наукове видання). В 2-х томах. Том 2. – Івано-Франківськ: Факел, 2007. – 215 с.
- 5 Патент 2295068 С1 России, МПК F16D 49/08, 65/04. Равнонагруженный ленточно-колодочный тормоз / А.И.Вольченко, Е.И.Крыжановский, Н.А.Вольченко, Д.А.Вольченко, Д.Ю.Журавлев. – № 2005100745/11. Заявл. 13.01.2005; Опубл. 20.06.2007. Бюл. №7. – 7 с.