

Машини нафтової та газової промисловості

УДК 621.891

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ У НАФТОГАЗОВІЙ ГАЛУЗІ

М. М. Гнип, Л. І. Криштопа, С. І. Криштопа

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. 0685428262; e-mail: l.i.kryshropa@mail.ru*

Стаття присвячена підвищенню довговічності фрикційних вузлів бурової лебідки за рахунок використання нового виду гальма з багатопарними вузлами тертя.

Зроблено математичний опис динамічних процесів на першій та другій стадії гальмування нової конструкції гальма, встановлені аналітичні залежності для визначення його головних параметрів: сили тертя, сил натягу набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки, гальмівних моментів.

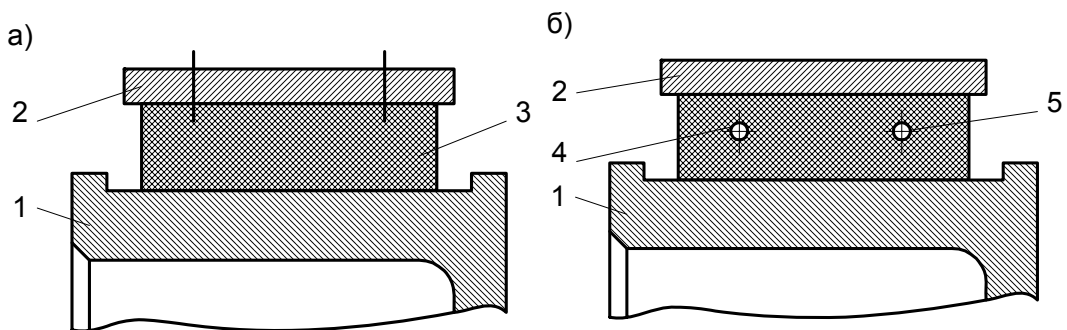
Одержано закономірності зміни зовнішньої температури, коефіцієнтів тертя, зношування зовнішніх і внутрішніх фрикційних поверхонь гальма, статичних і динамічних коефіцієнтів взаємного перекриття внутрішніх і зовнішніх пар тертя і час гальмування на різних стадіях.

Ключові слова: *багатопарні фрикційні вузли, бурова лебідка, динамічна навантаженість, теплова навантаженість, стрічково-колодкове гальмо.*

Для підвищення довговічності фрикційних вузлів гальмівних пристроїв в нафтогазовій галузі пропонувалися різні конструкції стрічково-колодкового гальма з рухомими фрикційними накладками, де теплове розвантаження основних (внутрішніх) пар тертя досягалося за рахунок використання додаткових (зовнішніх) пар тертя. Встановлено, що основним недоліком такого типу стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з рухомими фрикційними накладками, з'єднаними в бандаж за допомогою кільцевих стрижнів та посадженими на робочу поверхню гальмівного шківа з натягом, є можливість його розпаду.

На навантаженість багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм суттєвий вплив чинять: ступені вільностей елементів фрикційного вузла, схема розташування накладок на робочій поверхні ободу гальмівного шківa, закономірності зміни статичного та динамічного коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя на різних стадіях гальмування, а також товщина фрикційної накладки. Розглянемо кожний з перелічених факторів.

Класики сучасної молекулярно-механічної теорії тертя професори І.В. Крагельський і О.В. Чичинадзе довели, що одним із шляхів зменшення навантаженості стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є збільшення числа ступенів вільності елементів їхніх фрикційних. На рис 1 а, б наведені деякі з варіантів конструкцій фрикційних вузлів гальма.



- а – фрикційна накладка жорстко прикріплена до гальмівної стрічки;
 б – бандаж накладок посаджений з натягом на робочу поверхню гальмівного шківa: 1 – гальмівний шків; 2 – гальмівна стрічка; 3 – фрикційна накладка;
 4 – отвори у фрикційній накладці; 5 – циліндричні кільцеві стрижні

Рис. 1а, б. Варіанти конструкцій фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм

Якщо фрикційна накладка 3 жорстко прикріплена до гальмівної стрічки 1 (див. рис. 1а), то, фактично, утворюється кінематична пара з обертально-поступальним відносним рухом. При цьому гальмівний шків обертається, а фрикційна накладка із стрічкою рухається зворотнопоступально у площині, перпендикулярній до осі обертання шківa. Необхідно зауважити, що зазначені рухи елементів тертя на початковій стадії гальмування є незалежними одне від одного. За числом ступенів вільності розглядуваний фрикційний вузол є змінної структури, йому притаманні два кінематичних стани: замкнений і розімкнений.

У випадку коли фрикційні накладки 3 за допомогою кільцевих стрижнів 5 з'єднані у бандаж і між ними встановлені циліндричні пружини стиску (на рис. 1б не показані), то величина попереднього розтягу останніх визначає силу натягу між внутрішньою робочою поверхнею фрикційних накладок 3 бандажа й поверхнею тертя гальмівного шківa.

Дана кінематична пара “внутрішня поверхня бандажа-робоча поверхня гальмівного шків” є трирухомою за умови, що сила натягу, з якою бандаж насаджений на шків, є меншою за силу тертя між зовнішньою поверхнею фрикційної накладки і внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки. У цьому випадку шків і бандаж, складений з накладок, обертаються з різними кутовими швидкостями, окрім того, внаслідок різниці кутових швидкостей зазначених елементів у фрикційних накладках з’являється можливість відносного поступального руху вздовж кільцевих стрижнів.

Такий фрикційний вузол здатний працювати у двох режимах: перехідному та кінцевому. Кінематична пара “зовнішня поверхня фрикційної накладки-внутрішня поверхня гальмівної стрічки” є аналогічною до рис. 1а, проте, на відміну від неї, може працювати також у двох режимах: початковому та перехідному. Кінематична пара фрикційного вузла, наведеного на рис 1б, є трирухомою.

У процесі взаємодії внутрішніх пар тертя гальма полірована поверхня ободу шків майже не бере участі в радіаційному і конвективному теплообміні, оскільки накладка виконує роль теплоізолятора. Значний вплив на навантаженість внутрішніх пар тертя має коефіцієнт взаємного перекриття, який для зовнішніх фрикційних вузлів гальма на цій стадії гальмування дорівнює динамічному коефіцієнту кінця попередньої стадії. У той же час динамічний коефіцієнт взаємного перекриття внутрішніх пар тертя зменшується на величину кута недокриття гальмівною стрічкою накладок бандажа, не охоплених нею. Окрім того, внаслідок дії відцентрових сил може відбуватися відхід накладок від робочої поверхні гальмівного шків, що також негативно впливає на величину динамічного коефіцієнта взаємного перекриття.

Внутрішні поверхні фрикційних накладок зношуються нерівномірно, отже, утворені зазори мають змінний переріз і їх можна розглядати як сопла, а всю систему вимушеного конвективного охолодження – як багатострумний ежектор. Якщо зазначений зазор відсутній (за умови незначних кутових швидкостей), то стабільний контакт внутрішніх поверхонь фрикційних накладок, що ковзають по робочій поверхні гальмівного шків, спричинює підвищення їхньої поверхневої температури, яка, у свою чергу, призводить до прискореного зношування поверхонь тертя.

Збільшення фактичної площі контакту, за тієї ж величини нормального питомого навантаження, призводить до підвищення коефіцієнта тертя. Реальним засобом збільшення фактичної площі контакту є забезпечення максимально повного взаємного прилягання спряжених поверхонь шляхом реалізації загальної поверхні тертя, складеної з окремих елементів, навантажених незалежно один від одного. Така конструкція в усіх випадках призводить до збільшення фактичної площі контакту. Доведено, що дві поверхні, які навантажені нормальними силами N , мають

фактичну площу контакту більшу, ніж подвоєна за площею поверхня, навантажена силою $2N$.

Оскільки на початку першої стадії гальмування площі взаємодії у внутрішніх парах тертя є більшими, ніж у зовнішніх, а отже, і відповідні їм сили тертя, то бандаж із накладок буде обертатися разом із шківом із тією ж кутовою швидкістю. При взаємодії зовнішніх поверхонь накладок, що обертаються, з внутрішньою поверхнею нерухомої гальмівної стрічки динамічний коефіцієнт взаємного перекриття зовнішнього фрикційного вузла гальма весь час зростатиме й досягне свого максимального значення у кінці першої стадії гальмування.

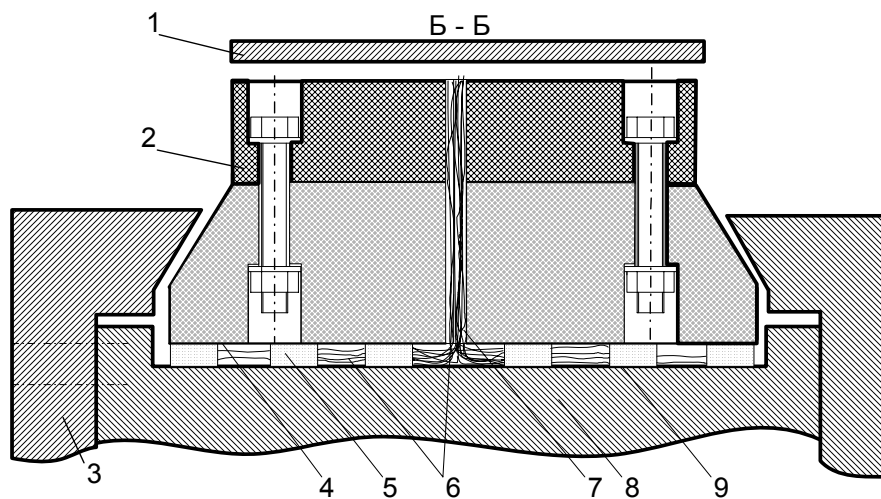
На початку другої стадії гальмування сила тертя в зовнішніх фрикційних вузлах стає більшою, ніж у внутрішніх, внаслідок чого фрикційні накладки відносно гальмівної стрічки стають нерухомими. Співвідношення тривалості гальмування на першій та другій стадіях можна регулювати зміною коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх і внутрішніх пар тертя. На рис. 2 штриховими лініями показані можливі зміни статичних і динамічних коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх і внутрішніх пар тертя від часу гальмування на початковій та кінцевій стадіях.

Гальмівний момент, який створюють багатопарні фрикційні вузли гальма за рівних інших умов, залежить не тільки від площі взаємодії пар тертя, але й товщини h їхніх двоповерхових накладок $R_s - R_g = h$. Теоретично, при зміні цієї різниці у межах від 0,03 до 0,05 м, при радіусі модельного гальмівного шківа 0,25 м, гальмівний момент може збільшитися у 1,2 рази (за умови, що коефіцієнт тертя буде сталим). Різниця $(R_s - R_g)$ повинна задаватися такою, щоб розрахункові параметри (питома робота тертя, температура робочих поверхонь і т. д.), які залежать від неї і характеризують працездатність багатопарних фрикційних вузлів гальма, мали раціональні значення для даних пар тертя. Якщо величина $(R_s - R_g)$ є дуже малою, то значно погіршуються умови теплообміну внаслідок великої різниці в інтенсивностях теплових потоків, що виділяються зовнішніми й внутрішніми фрикційними вузлами. За великої різниці $(R_s - R_g)$ збільшується маса фрикційної накладки стрічково-колодкового гальма та питомі навантаження на зовнішніх і внутрішніх поверхнях тертя і, як наслідок, підвищуються інтенсивності їхнього зношування.

Вимірювання нормальних сил, які діють на зовнішні та внутрішні поверхні двоповерхових фрикційних накладок, є необхідною умовою розрахунку питомих навантажень та коефіцієнтів тертя у багатопарних фрикційних вузлах модельного стрічково-колодкового гальма.

Для вимірювання нормального зусилля взаємодії внутрішньої поверхні двоповерхової фрикційної накладки з робочою поверхнею галь-

мівного шківа використовувались п'єзоелектричні давачі. Останні працюють на п'єзоєфекті, основою якого є значочутливість, при якій відбувається зміна знаку заряду при зміні напрямку зусиль (стискання-розстискання), і як наслідок, зміна знаку величини деформації при зміні напрямку поля. У даному випадку використовувався прямий п'єзоелектричний ефект для вимірювання нормального зусилля. При цьому загальна похибка п'єзоелектричного датчика не перевищувала 5,0%. Похибка включала в себе наступні складові від: вимірювального кола; температури; зміни п'єзоелектричної сталої через неправильне встановлення пластин; чутливості до сил, які діють перпендикулярно до вимірювальної осі давача; частоти коливань електричного струму.



- 1 – гальмівна стрічка; 2 – двоповерхова фрикційна накладка; 3 – реборда;
 4 – внутрішня поверхня фрикційної накладки; 5 – п'єзоелектричний давач;
 6 – виводи давачів; 7 – канал для відвідних дротів п'єзоелектричних давачів;
 8 – гальмівний шків; 9 – робоча поверхня гальмівного шківа

Рис. 2 Схема встановлення п'єзоелектричних давачів на деталі фрикційного вузла:

На рис. 2 зображена схема встановлення п'єзоелектричних давачів на деталі модельного стрічково-колодкового гальма. Тарування давачів відбувалося у два етапи. Перший етап – перед встановленням на робочу поверхню 9 гальмівного шківа 8 шляхом їхнього вагового навантаження. Другий етап – після встановлення давачів на робочу поверхню 9 гальмівного шківа 8. Встановлення відбувалося наступним чином. На внутрішню робочу поверхню 4 двоповерхової фрикційної накладки 2 за допомогою клею БФ-2 наклеювали п'єзоелектричні давачі 5 з виводами 6. Встановлення давачів велося з урахуванням їхньої поляризації. Виводи п'єзоелектричних 6 приєднували до клем струмознімача через відповідні отвори у накладках 7.

Питомі навантаження на внутрішніх парах гальма визначали наступним чином. Після отримання експериментальних даних за величинами нормальних зусиль притискання внутрішньої поверхні двоповерхової фрикційної накладки до робочої поверхні гальмівного шківів та знання площі контакту кожного давача розраховували питомі навантаження, які розвиваються під досліджуваною ділянкою накладки.

Величину питомих навантажень у зоні контакту внутрішньої поверхні гальмівної стрічки із зовнішньою поверхнею двоповерхової фрикційної накладки визначали аналітичним шляхом за залежністю вигляду

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot A_1}{A_2}, \quad (1)$$

де p_1 , p_2 – питомі навантаження в зовнішніх та внутрішніх парах тертя гальма;

A_1 , A_2 – контактні площі взаємодії зовнішньої та внутрішньої поверхні двоповерхової фрикційної накладки.

При дослідженні зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок на зношування у модельному стрічково-колодковому гальмі визначались:

- зносостійкість поверхонь як однієї, так і всіх накладок, встановлених на гальмівному шківі;

- зношування поверхонь накладок у залежності від місця їхнього розташування під гальмівною стрічкою у кінці другої стадії гальмування, що визначає закономірність розподілу питомих навантажень на ободі гальмівного шківів;

- гальмівний момент, який розвивається модельним стрічково-колодковим гальмом, що визначає величину сили тертя наприкінці другої стадії гальмування у внутрішніх багатопарних фрикційних вузлах.

Зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок у залежності від місця їхнього розташування під гальмівною стрічкою наприкінці другої стадії гальмування після 150-ти циклів навантаження визначалося наступним чином.

Фрикційні накладки до встановлення на робочу поверхню ободу гальмівного шківів зважувались, нумерувались та встановлювались на шків у строгій послідовності, а потім на цих фрикційних накладках робилось 150 повних циклів навантаження (час циклу складав 10,0 с) на модельному стрічково-колодковому гальмі після чого знімалися бокові реборди, а потім накладки з робочої поверхні обода шківів. Після цього фрикційні накладки удруге зважувались для визначення вагового зношування кожної з них.

Після завершення 150-ти повних циклів навантаження багатопарних фрикційних вузлів гальма робили вимірювання опору резисторного шару у кожній фрикційній накладці та згідно тарувального графіка визначали вагове зношування. Різниця між сумарним ваговим зношуван-

ням поверхонь кожної накладки та ваговим зношуванням внутрішньої поверхні кожної накладки – це вагове зношування зовнішньої поверхні кожної фрикційної накладки. Після цього визначається лінійне зношування за формулою:

$$\Delta h = \frac{G_n - G_k}{\rho \cdot A_2}, \quad (2)$$

де G_n , G_k – маса двоповерхової фрикційної накладки перед та після дослідження у мг;

ρ – густина матеріалу у зовнішньому поверхневому зношуваному шарі двоповерхової накладки;

A_2 – площа зовнішньої поверхні накладки.

При використанні методики термометрування зовнішніх багатопарних фрикційних вузлів гальма поверхневі температури досягали 250°C (термопари типу хромель-алюмель діаметром 0,5 мм в ізоляції з кремнієвоземлистої нитки, просякнуті термостійким лаком), похибка вимірювань не перевищувала 1°C завдяки індивідуальному таруванню кожної термопари.

У процесі гальмування в даній конструкції поверхні накладок працюють по чергово. На першій стадії при замиканні стрічкою гальма відбувається взаємодія між внутрішньою поверхнею стрічки і зовнішніми поверхнями накладок. На кінцевій стадії зовнішні поверхні фрикційних накладок стають нерухомими відносно робочої поверхні стрічки, а їхні внутрішні поверхні взаємодіють з біговою доріжкою шківа.

На протязі кожного циклу вмикання багатопарних фрикційних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма на першій стадії його роботи швидкість ковзання змінювалась від максимального до деякого проміжного значення. На другій стадії гальмування швидкість ковзання змінювалась від деякого проміжного значення до нуля у кінці циклу, тобто коли зовнішні поверхні фрикційних накладок ставали нерухомими відносно внутрішньої поверхні гальмівної стрічки при її затягуванні. При цьому гальмівний шків обертався з уповільненням та у кінці кінців зупинявся.

Проковзування зовнішніх та внутрішніх поверхонь фрикційних накладок, що мають різні площі взаємодії, відповідно, із внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки та робочою поверхнею гальмівного шківа на першій стадії гальмування, при зростаючому зусиллі затягування гальмівної стрічки, що змінюється від нуля до деякого значення, залежить від особливостей конструкції багатопарних фрикційних вузлів гальма.

На другій стадії гальмування накладки затиснуті гальмівною стрічкою стають нерухомими, що сприяє взаємодії їхніх внутрішніх поверхонь із робочою поверхнею шківа, що обертається. Проковзування поверхонь накладок відносно металевих елементів у багатопарних фрикційних вузлах на різних стадіях гальмування викликає підвищення тем-

ператури поверхонь взаємодії, причому при більших швидкостях ковзання відбувається інтенсивніше нагрівання поверхонь тертя. Тому у багатопарних фрикційних вузлах із зовнішніми та внутрішніми парами тертя коефіцієнти тертя та зношування зовнішніх та внутрішніх поверхонь накладок одночасно залежать від швидкості ковзання, питомих навантажень та поверхневих температур. Ця обставина створює певні труднощі при вивченні залежності коефіцієнтів тертя та зношування зовнішньої та внутрішньої поверхонь накладок від швидкості ковзання.

На рис. 3 зображені результати досліджень двоповерхових фрикційних накладок, виготовлених з матеріалу ФК-24А, що взаємодіють своїми внутрішніми поверхнями з робочою поверхнею гальмівного шківва (матеріал – сталь 35ХНЛ) при питомих навантаженнях 0,6 МПа та поверхневих температурах 200 °С та 400 °С.

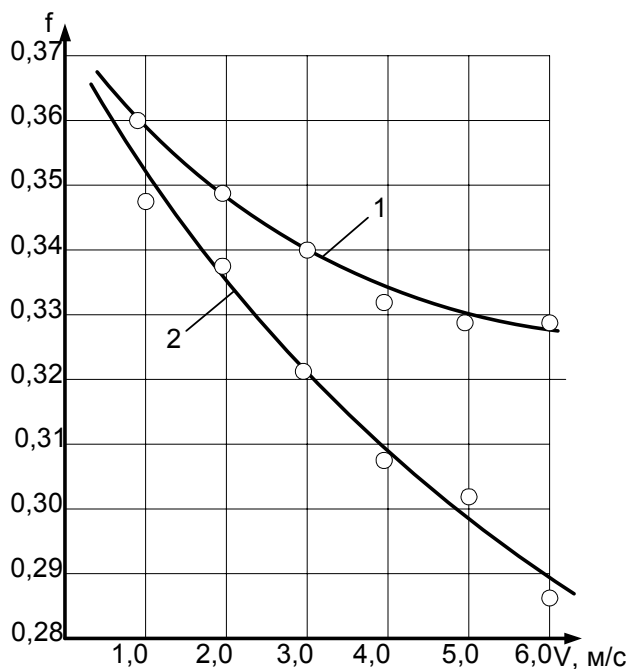


Рис. 3. Закономірності зміни коефіцієнта тертя (f) внутрішніх пар тертя (матеріал сталь 35ХНЛ – ФК-24А) у залежності від швидкості ковзання (V) при питомих навантаженні 0,6 МПа та поверхневих температурах 200 °С (крива 1) та 400 °С (крива 2) модельного стрічково-колодкового гальма

Аналіз наведеної графічної залежності показує наступне: із збільшенням швидкості ковзання внутрішніх пар тертя модельного стрічково-колодкового гальма та при рівнях нижче (крива 1) та вище (крива 2) допустимої температури для матеріалу фрикційної накладки зміна коефіцієнтів тертя виражається спадними криволінійними залежностями.

При цьому розходження у значеннях коефіцієнтів тертя складає 0,015 при $V=1,0$ м/с та 0,041 при $V=6,0$ м/с, тобто при збільшенні швидкості ковзання у шість разів, поверхневої температури – у два рази при постійних питомих навантаженнях, що дорівнюють 0,6 МПа, а величина зміни коефіцієнта тертя збільшилась у 2,8 рази. Це пояснюється різною зміною інтенсивності теплового потоку та, як наслідок цього, різними фізико-хімічними змінами, що відбуваються у поверхневих шарах внутрішніх пар тертя гальма.

На основі результатів експериментальних досліджень динамічної та теплової навантаженості багатопарних вузлів модельного стрічково-колодкового гальма встановлено наступне: закономірності зміни основних експлуатаційних параметрів на зовнішніх парах тертя (питомих навантажень, швидкостей ковзання, коефіцієнтів тертя, поверхневих температур, лінійних зношувань поверхонь накладок); питомі навантаження нового стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними накладками, посадженими на робочу поверхню гальмівного шківa без натягу та без зазору, є обернено пропорційними коефіцієнту тертя.

Теоретичні та експериментальні дослідження теплової навантаженості зовнішніх та внутрішніх багатопарних фрикційних вузлів гальма, на контурні площі яких діють різні за величиною нормальні сили та питомі навантаження, а також розвиваються різні динамічні коефіцієнти тертя ковзання, показали, що підвищення поверхневої температури у зовнішніх парах тертя є пропорційним до кореня квадратного з величини відносної швидкості ковзання, а у внутрішніх – пропорційним до цього параметра.

Література

1. Крагельский И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский // Машиностроение. – М., 1986. – 480 с.
2. Крагельский И.В. Основы расчета на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычик, В.С. Камбалов // Машиностроение. – М., 1977. – 530 с.
3. Чичинадзе А.В. Износостойкость фрикционных полимерных материалов / А.В. Чичинадзе, В.Я. Белоусов, И.М. Богатчук // Вища школа. – Львов., 1989. – 144 с.
4. Чичинадзе А.В. Материалы в триботехнике нестационарных процессов / А.В. Чичинадзе, Р.М. Матвеевский, Э.Д. Браун // Наука. – М., 1986. – 248 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії 15.11.2016

*Рекомендовано до друку д.т.н., професором **Вольченком О.І.**,
д.т.н., професором **Кіндрачуком М.В.** (м. Київ)*

**INCREASED DURABILITY OF FRICTION UNITS
IN OIL AND GAS INDUSTRY****M. M. Hnyp, L.I. Kryshtopa, S. I. Kryshtopa**

*Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;
76019, Ivano-Frankivs'k, Carpathians str., 15;
ph. 0685428262; e-mail: l.i.kryshtopa@mail.ru*

This article is devoted to decrease of durability of dynamic and thermal loading of band-block brakes of drilling hoists of drill units at the expense of usage new type of a band-block brake with multipair friction units.

The mathematic description of dynamic processes at the beginning and second stages of braking of a new type of a brake is made and the analytical dependences for definition its main operation and design parameters are obtained: friction forces, efforts of pulls filling and unfilling of branches of a band, brake moments.

As a result of the held experimental researches of a new brake are obtained: legitimacies of change of unit loads, surface temperatures, friction coefficients, wear of external and internal surfaces of frictional sites of a brake; legitimacies of influencing of static and dynamic coefficients of a mutual overlap internal and external pairs of abrasion on values of friction forces, friction coefficients, surface temperatures and braking time at different stages.

Key words: *multipair friction units, drilling hoist, dynamic loading, band-block brake, thermal loading.*