

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.

К 82
Науковий керівник: доктор технічних наук,
професор **Вольченко Олександр Іванович**,
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу,
професор кафедри механіки машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Копей Богдан Володимирович,
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу,
професор кафедри нафтогазового обладнання

кандидат технічних наук, доцент
Бондаренко Леонід Миколайович
Придніпровська державна академія
будівництва та архітектури,
доцент кафедри будівельних та дорожніх машин

Провідна установа: Національний університет “Львівська політехніка”,
м. Львів.

Захист відбудеться 30 червня 2006 р. о 14 год. на засіданні спеціалізованої
вченої ради Д 20.052.04 у Івано-Франківському національному технічному
університеті нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ,
вул. Карпатська,

З дисертації
Франківського н
76019, м. Івано-с

і Івано-
дресою:

Автореферат роз

Вчений
спеціалі
канд. те

а О.В./

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Інтенсифікація спуско-підйомних операцій з метою збільшення швидкості буріння призводить до підвищення динамічної і теплової навантажених пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Аналіз виконаних науково-дослідних робіт показав, що існує резерв для вдосконалення конструкцій стрічково-колодкових гальм за рахунок застосування багатопарних фрикційних вузлів, які дозволяють використовувати дві поверхні накладок, що взаємодіють по чергово з робочими поверхнями стрічки та гальмівного шківів. Проте, кріплення накладок в таких вузлах виявилось недостатньо надійним. Тому вирішення завдання розробки нової конструкції стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з багатопарними фрикційними вузлами, з'єднаними по типу „ластівчин хвіст”, з метою зниження навантажених фрикційних вузлів, є актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи є частиною планових державних науково-дослідних робіт із розвитку нафтопромислового комплексу України і базується на результатах держбюджетної науково-дослідної роботи Д-7-01-П “Наукове обґрунтування створення мобільних установок і інструменту для буріння та ремонту свердловин вантажопідйомністю до 1470 кН”, номер державної реєстрації № 0204U003203. Виконання цієї роботи передбачене координаційним планом Міністерства освіти і науки у галузі “Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу, газопромислового обладнання, поглибленої переробки нафти й газу з метою одержання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і необхідної сировини”.

Мета й задачі дослідження. Мета роботи – підвищення ефективності роботи стрічково-колодкових гальм бурових лебідок шляхом зниження динамічної і теплової навантажених за рахунок використання багатопарних фрикційних вузлів.

На захист виносяться наступні задачі:

- розробити елементи теорії взаємодії багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма;
- встановити закономірності зміни основних експлуатаційних параметрів багатопарних фрикційних вузлів гальма;
- виконати розрахунок основних раціональних конструктивних параметрів гальмівних шківів стрічково-колодкового гальма;
- розробити метод розрахунку теплових втрат від гальмівних шківів бурових лебідок;
- оцінити зношування накладок у багатопарних фрикційних вузлах гальма;
- уточнити метод зниження навантажених пар тертя стрічково-колодкових гальмівних шківів на поверхнях пар тертя ермоелектричного ефекту.



Об'єкт дослідження. Багатопарні фрикційні вузли стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, особливості конструкції та умови роботи їхніх внутрішніх та зовнішніх пар тертя.

Предмет дослідження. Навантаженість багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

Методи дослідження. Дослідження проводилися з використанням числових методів, методів математичної статистики та регресивного аналізу, а також оригінальних методик експериментальних досліджень. Зокрема, використовувались методи розрахунку: тертя гнучких елементів, що охоплюють гальмівний шків та його фрикційні накладки; кінетостатики при оцінюванні динамічної навантаженості багатопарних фрикційних вузлів гальма; теплових втрат від гальмівних шківів при їхньому прогнозованому нагріванні та охолодженні у лабораторних та промислових умовах; лінійного програмування при визначенні раціонального значення основних конструктивних параметрів – ширини та радіуса робочої поверхні гальмівного шківа; динамічної та теплової навантаженості при прийнятті оптимальних рішень при конструюванні різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок з покращеними експлуатаційними параметрами.

Наукова новизна отриманих результатів. Вперше сформульовані умови роботи та теоретично обґрунтовані особливості навантаженості нового типу фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, що зумовило зменшення та вирівнювання динамічної та теплової навантаженостей в парях тертя гальм бурових лебідок. Дістали подальший розвиток елементи теорії визначення експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Удосконалена теорія раціонального вибору конструктивних параметрів стрічково-колодкових гальм. Вперше запропоновано метод визначення всіх теплових втрат від гальмівних шківів бурових лебідок. Уточнено метод зниження теплової навантаженості на поверхнях пар тертя стрічково-колодкових гальм шляхом використання термоелектричного охолодження.

Практичне значення одержаних результатів. Запропоновані конструкції рівнонавантажених багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок із високою ефективністю та надійністю. Рекомендації, викладені у роботі, можуть бути використані у конструкторських бюро заводів нафтогазового обладнання при проектуванні нових та удосконалені існуючих фрикційних вузлів гальм. Результати теоретичних та експериментальних досліджень багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок використані на Стрийському заводі „Металіст” (м. Стрий, Львівська обл.), у цеху капремонту свердловин НГВУ „Львівгазвидобування” (с. Пукеничі, Стрийський район, Львівська обл.), у навчальному процесі кафедри механіки машин ІФНТУНГ при читанні лекцій з дисципліни “Основи

теорії і розрахунку засобів механізації переміщення вантажів” та кафедри нафтогазового технологічного транспорту і теплотехніки ІФНТУНГ при читанні лекцій з дисципліни „Устаткування нафтогазового технологічного транспорту”, а також у курсовому та дипломному проектуванні.

Особистий внесок здобувача. Основні положення й результати дисертаційної роботи отримані здобувачкою самостійно. В спільних публікаціях автору належать: розробка нового типу багатопарних фрикційних вузлів гальмівних систем бурових лебідок [7, 8]; теоретичне обґрунтування та експериментальне підтвердження працездатності багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок [6]; дослідження динамічної та теплової навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок [1, 3, 10, 11, 13]; встановлення закономірностей зміни основних експлуатаційних параметрів багатопарних фрикційних вузлів гальма [12]; розробка нового методу розрахунку теплових втрат від гальмівних шківів у лабораторних та промислових умовах [4, 5]; розробка нового методу зниження теплової навантаженості на поверхнях пар тертя стрічково-колодкових гальм шляхом використання термоелектричного ефекту [2, 9]; оцінка інтенсивності зношування робочих поверхонь фрикційних накладок багатопарних фрикційних вузлів гальма [14].

Апробація роботи. Основні положення роботи доповідались та обговорювались на: 6-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків (м. Львів, 2003р.); V міжнародному симпозиумі з трибології фрикційних матеріалів (м. Ярославль, Росія, 2003р.); міжнародному конгресі „Механіка та трибологія транспортних систем – 2003” (м. Ростов-на-Дону, 2003р.); міжнародній конференції „Зносостійкість та надійність вузлів тертя машин” (м. Хмельницький, 2003р.); міжнародній науково-технічній конференції „Сучасні проблеми машинознавства” (м. Луганськ, 2003р.); міжнародному науково-технічному симпозиумі „Словянтрибо-6. Інтегроване науково-технічне забезпечення якості трибооб’єктів, їхнього виробництва та експлуатації” (Рибінск – Санкт-Петербург – Пушкін, 2004р.); кафедрі механіки машин ІФНТУНГ (м. Івано-Франківськ, 2005р.); розширеному науковому семінарі за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості (м. Івано-Франківськ, 2005р.).

Публікації. За темою дисертації опубліковано 14 наукових праць, із них 6 – статей у фахових виданнях України, 5 – матеріалів та тез конференцій, два деклараційні патенти на винаходи України та один патент на винахід Росії.

Структура й обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел, який містить 149 найменувань на 17 аркушах і 20 додатків на 56 аркушах. Текстова частина дисертаційної роботи викладена на 121 сторінках і містить 34 рисунки і 15 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтована необхідність теоретичних та експериментальних досліджень багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок для зменшення навантаженості їхніх фрикційних вузлів. Наведені: мета роботи, зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами, задачі, об'єкт, предмет та методи досліджень, наукова новизна, практичне значення отриманих результатів, особистий внесок здобувача, перелік місць апробації роботи, а також структура й обсяг дисертації.

У першому розділі проілюстровані конструктивні особливості різних типів фрикційних вузлів у стрічково-колодкових гальмах та режими їхньої роботи; проаналізовані методики розрахунку динамічної та теплової навантаженостей фрикційних вузлів гальм бурових лебідок; оцінено зношування основних елементів стрічково-колодкових гальм. Проілюстровані недоліки гальмівних механізмів бурових установок, основними з яких є: значна нерівномірність розподілу питомих навантажень по гілках гальмівної стрічки, що призводить до низького ресурсу фрикційних накладок через нерівномірне зношування їхніх робочих поверхонь; недостатня ефективність фрикційних вузлів при високій динамічній та тепловій навантаженості пар тертя гальма при спуску колони бурильних труб у свердловину.

Фундаментальний внесок у теорію, розрахунок та конструювання різних видів гальмівних пристроїв зробили М.П. Александров, В.І. Белобров, О.І. Вольченко, Г.С. Гудз, В.А. Дем'янок, Є.І. Крижанівський, В.І. Самуся, О.С. Федоров, Г. М. Шахмалієв, Б. Горст, Т. Ньюкомб, Г. Фазекас та інші вчені. Але, жоден з дослідників не займався конструкціями, теорією та розрахунком багатопарних фрикційних вузлів для стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

Другий розділ стосується теоретичних досліджень навантаженості нового типу стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними вузлами, з'єднаними по типу „ластівчин хвіст“, бурової лебідки.

Обгрунтуванням даному конструктивному рішення є те, що дві поверхні у багатопарних фрикційних вузлах, мають більшу фізичну площу взаємодії, ніж сумарна площа взаємодії фрикційних вузлів у серійному гальмі, що дозволяє зменшити динамічні та теплові навантаження в парах тертя гальм.

Новий багатопарний фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма зображено на рис. 1. Конструктивною особливістю даного вузла є те, що у ньому використані знімні реборди 5 та двоповерхові фрикційні накладки з фаскою на основній накладці 3. При цьому робочі поверхні 8 та 9 двоповерхової фрикційної накладки мають різні площі взаємодії, відповідно, з робочою поверхнею 7 гальмівного шківів 1 та гальмівною стрічкою 2, що дозволяє мати різні за величиною коефіцієнти тертя та питомі навантаження. Перші більші на внутрішніх парах тертя, а другі більші на зовнішніх парах тертя.

Принцип дії гальма з багатопарними фрикційними вузлами полягає у наступному. При розімкненому гальмі двоверхові фрикційні накладки обертаються разом із шківом 1. При замиканні гальмівної стрічки 2 двоверхові накладки деякий час, за рахунок того, що статичний коефіцієнт тертя у внутрішніх парах тертя більший, за динамічний у зовнішніх парах, продовжують обертатися разом із шківом 1 і робочими парами є „внутрішня поверхня гальмівної стрічки – зовнішні поверхні накладок”. Так працює гальмо на першій стадії. При подальшому затягуванні гальмівної стрічки 2 накладки стають нерухомими відносно неї і робочими парами стають внутрішні поверхні накладок та поверхня шківів 1. В цьому випадку гальмо починає працювати на другій стадії. Робота гальма можлива за умови, коли $f_1 > f_2$, де f_1 і f_2 – коефіцієнти тертя ковзання у внутрішніх та зовнішніх парах тертя гальма.

Сили, що діють на фрикційну накладку, яка з'єднана зі шківом за допомогою з'єднання “ластівчин хвіст”, зображені на рис. 2, де використані наступні позначення: F_{T1}, F_{T2} – сили тертя у внутрішніх та зовнішніх парах тертя гальма; N_1, N_2 – рівнодійні питомих навантажень, які діють на внутрішні та зовнішні робочі поверхні фрикційної накладки; F_t, F_n – дотична та відцентрова сила інерції накладки; R_0, R, R_1 – радіуси: зовнішньої, внутрішньої поверхонь накладки та її центра ваги.

Сила тертя на зовнішній поверхні накладки визначається за залежністю

$$F_{T2} = S_{i+1} - S_i, \quad (1)$$

де S_{i+1}, S_i – зусилля натягу на набігаючій та збігаючій ділянці гілок гальмівної стрічки над i -ою накладкою фрикційного вузла.

При цьому сила тертя у внутрішніх парах тертя буде рівна

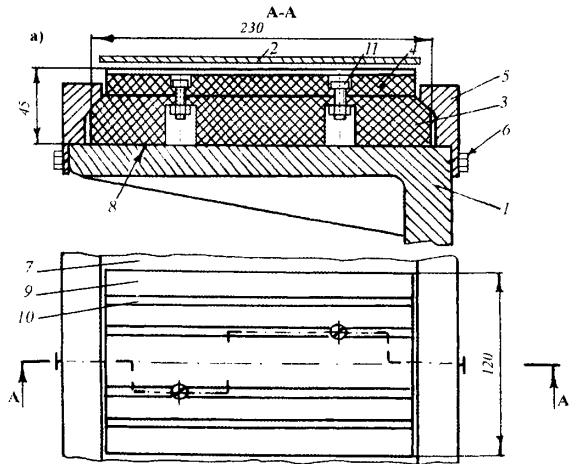


Рис. 1. Багатопарний фрикційний вузол модельного стрічково-колодкового гальма: 1 – гальмівний шків; 2 – гальмівна стрічка; 3, 4 – основна та додаткова фрикційні накладки; 5 – знімні реборди; 6 – болти кріплення реборд; 7, 8, 9 – робочі поверхні вузла: шківів, основної та додаткової накладок; 10 – вентиляційні пази; 11 – гвинтові з'єднання

$$F_{T1} = \left(N_2 - \frac{G}{g} \omega_0^2 R_1 \right) \cdot f_1. \quad (2)$$

де G – вага накладки; g – прискорення вільного падіння; ω_0 – кутова швидкість гальмівного шківa; f_1 – коефіцієнт тертя на внутрішніх поверхнях.

Зусилля натягу набігаючої гілки стрічки буде дорівнювати

$$S_n = S_3 \left(e^{f_{21}\alpha_1} + \dots + e^{f_{2n}\alpha_n} \right), \quad (3)$$

де α_n – центральний кут n -ої накладки, яка охоплена гальмівною стрічкою; S_3 – зусилля натягу на збігаючій гілці гальмівної стрічки; f_{2n} – коефіцієнт тертя ковзання між поверхнями гальмівної стрічки та n -ої накладки.

Виходячи з того, що можна розрахувати зусилля натягу набігаючої та збігаючої гілки стрічки переходимо до визначення гальмівного моменту, який розвивається зовнішніми парами тертя гальма на початковій стадії гальмування

$$M_{\Gamma} = \sum_{i=1}^n (S_{i+1} - S_i) R_0, \quad (4)$$

де n – кількість накладок, яка одночасно охоплюється гальмівною стрічкою;

R_0 – радіус зовнішньої поверхні накладки.

Якщо прийняти, що $\alpha_1 = \alpha = \text{const}$, а $f_{21} = f = \text{const}$, то можна записати

$$S_n = S_3 \cdot e^{nf\alpha}. \quad (5)$$

Тоді гальмівний момент буде визначатися залежністю вигляду

$$M_{\Gamma} = S_3 R_0 \left(e^{f\alpha} - 1 \right) \left(1 + e^{f\alpha} + e^{2f\alpha} + \dots + e^{(n-1)f\alpha} \right). \quad (6)$$

На кінцевій стадії гальмування зусилля натягу набігаючої та збігаючої гілки стрічки можна визначити із залежностей (3) та (5), якщо коефіцієнт тертя ковзання f_{21} замінити на коефіцієнт тертя ковзання між робочою поверхнею шківa та накладкою (f_1).

Гальмівний момент, який розвивається внутрішніми парами тертя гальма під час кінцевої стадії гальмування

$$M_{\Gamma 1} = S_3 \left(e^{f_1 \alpha n} - 1 \right) \frac{1}{k} R, \quad (7)$$

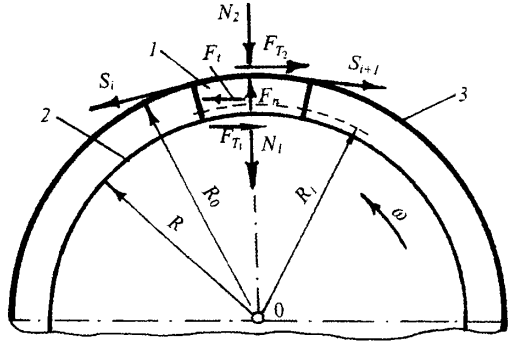


Рис 2. Схема сил, що діють на фрикційну накладку в багатопарному фрикційному вузлі гальма: 1 – фрикційна накладка; 2 – гальмівний шків; 3 – гальмівна стрічка

де k – співвідношення коефіцієнтів тертя ковзання: $k = f_2 / f_1$.

Розглянемо умови реалізації гальмування на першій та другій стадіях. Перша стадія гальмування спряженими поверхнями гальмівної стрічки та фрикційної накладки можлива при виконанні умови

$$M_{01} > M_{02}, \quad (8)$$

де M_{01} , M_{02} – моменти опору сил, що діють на внутрішній та зовнішній поверхнях накладки.

Визначивши M_{01} та M_{02} через конструктивні та експлуатаційні параметри гальма та здійснивши ряд перетворень для першої стадії гальмування одержимо

$$\left(\frac{S_{i+1} - S_i}{f_2} - \omega^2 \cdot R_1 \cdot m \right) \cdot f_1 \cdot R - \varepsilon \cdot m \cdot R_1^2 > (S_{i+1} - S_i) \cdot R_0, \quad (9)$$

де m – маса накладки; ω – кутова швидкість обертання гальмівного шківів.

Прийнявши закон гальмування лінійним після перетворень тривалість першої стадії гальмування визначається за допомогою залежності вигляду

$$t = \frac{\omega_0 \cdot \sqrt{(S_{i+1} - S_i) \cdot \left(\frac{f_1}{f_2} \cdot R - R_0 \right) - \varepsilon \cdot m \cdot R \cdot R_1}}{m \cdot f_1 \cdot R \cdot R_1} \cdot \varepsilon, \quad (10)$$

де ε – кутове прискорення фрикційної накладки під час гальмування.

Друга стадія гальмування, коли фрикційна накладка стає нерухомою по відношенню до гальмівної стрічки та рухомою відносно гальмівного шківів можлива при виконанні умови

$$M_{02} > M_{01}. \quad (11)$$

Така умова призводить до того, що фрикційна накладка стає нерухомою по відношенню до гальмівної стрічки та рухомою відносно гальмівного шківів.

Таким чином, в цьому разі $F_n = 0$ та $F_t = 0$.

Умова (9) матиме наступний вигляд

$$(S_{i+1} - S_i) \cdot R_0 > \frac{S_{i+1} - S_i}{f_2} \cdot f_1 \cdot R, \quad (12)$$

Після відповідних перетворень одержимо умови реалізації процесу гальмування нового типу гальма, при яких фрикційні пари тертя “стрічка-накладка” та “накладка-шків” періодично змінюються:

$$f_2 > f_1 \cdot \frac{R}{R_0}. \quad (13)$$

Розрахунки виконані згідно залежностей (4 та 6) стосовно гальмівного моменту на стадіях гальмування для модельного та серійного стрічково-колодкового гальма дозволили встановити наступне: спочатку зовнішніми парами тертя розвивається малий гальмівний момент; далі гальмування відбувається внутрішніми парами тертя, якими розвивається максимальний гальмівний момент, здатний пригальмовувати та зупинити барабан лебідки. Таким чином, у запропонованому стрічково-колодковому гальмі з багатопарними фрикційними накладками реалізується двоступеневе збільшення гальмівного моменту.

Стосовно теплової навантаженості фрикційних вузлів гальма огляд літератури показав, що оцінка теплових втрат у тепловому балансі стрічково-колодкових гальм бурових лебідок носить суперечливий характер. Так, кількість теплоти, яка генерується, а потім акумулюється та розсіюється в навколишнє середовище при кондуктивному, радіаційному, конвективному (природному та вимушеному) охолодженні залежать від значень коефіцієнтів, які не відповідають реальним тепловим умовам експлуатації гальмівного шківа. Виходячи з цього, був запропонований метод визначення теплових втрат від гальмівного шківа шляхом його нагрівання та охолодження, яка була використана для нової конструкції фрикційних вузлів гальма і може бути використана для традиційних стрічково-колодкових гальм. Даний метод передбачає розгляд теплового стану шківа як у статиці, так і у динаміці. Метод реалізується у чотири етапи. На першому етапі здійснюється нагрівання теплоізольованого від навколишнього середовища та нетеплоізольованого шківів. Різниця кількостей теплоти складе її втрати на радіаційний та природний конвективний теплообмін у навколишнє середовище. На другому етапі визначаються теплові втрати від вже нагрітого шківа в навколишнє середовище радіаційним та природним конвективним теплообміном. На третьому етапі відбувається нагрівання теплоізольованого від фланця барабану та нетеплоізольованого шківа, що дозволяє визначити втрати теплоти кондуктивним теплообміном. На четвертому етапі здійснюється вимушене охолодження шківа від його заданого теплового стану при постійних частотах обертання шківа, визначаючи таким чином інтенсивність радіаційного та вимушеного охолодження матових та полірованих поверхонь гальмівних шківів.

На основі вищевикладеного переходимо до експериментальних досліджень навантаженості багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Третій розділ присвячений експериментальним дослідженням навантаженості нового типу багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Метою експериментальних досліджень є одержання даних з динамічної та теплової навантаженостей багатопарних фрикційних вузлів модельного гальма, у відповідності з якою і були сформульовані наступні задачі:

дослідити закономірності зміни основних експлуатаційних параметрів гальма, а саме: питомих навантажень, коефіцієнтів тертя, часу гальмування на першій і другій стадіях; зношування поверхонь фрикційних накладок; поверхневих температур нових фрикційних вузлів.

Для гальмівного стенда в якості об'єкта досліджень була вибрана геометрична модель стрічково-колодкового гальма бурової лебідки ЛБУ-1100 із масштабом геометричної подібності $\mu_{II} = 2,9$. Бандаж з 13-ти двоповерхових накладок був змонтований на шківі зі спеціальними ребордами. При цьому матеріали гальмівного шківів та накладок модельного стрічково-колодкового гальма були такими ж, як і у серійного. Кількість циклічних гальмувань дорівнювала 150. Наведено детальний опис випробувального обладнання та вимірювальної апаратури. Викладена послідовність монтування і тарування датчиків для вимірювання зусиль і питомих навантажень у парах тертя, поверхневих температур та величин зношування поверхонь накладок.

За отриманими експериментальними даними після їхньої статистичної обробки з допомогою комп'ютерної техніки при довірчій ймовірності 0,95 були одержані аналітичні та побудовані графічні залежності зміни: коефіцієнтів тертя, поверхневих температур, питомих навантажень і величин зношування

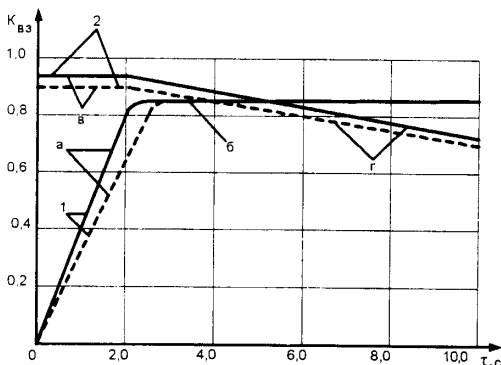


Рис. 3. Залежності динамічного (а, г) і статичного (б, в) коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх (1) і внутрішніх (2) пар тертя багатопарних фрикційних вузлів на першій та другій стадіях гальмування

цих вузлів та коефіцієнтів тертя. Статичний коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя характеризує геометричні площі їхньої взаємодії, а динамічний – фізичні площі. На рис. 3 проілюстровані закономірності зміни динамічних (а, г) та статичних (б, в) коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх (1)

поверхонь фрикційних накладок у залежності від числа циклів гальмування при різних натягах збігаючої гілки гальмівної стрічки, а також коефіцієнтів тертя при різних питомих навантаженнях у залежності від поверхневих температур і швидкостей ковзання пар тертя.

У результаті експериментальних досліджень модельного стрічково-колодкового гальма було встановлено, що тривалості гальмування на першій та другій стадіях залежать від динамічних та статичних коефіцієнтів взаємного перекриття елементів фрик-

та внутрішніх (2) пар тертя багатопарних фрикційних вузлів на першій та другій стадіях гальмування.

Аналіз експериментальних досліджень теплової навантаженості багатопарних фрикційних вузлів у залежності від кількості циклів гальмувань при різних напругах стрічки показав, що поверхневі температури на внутрішніх парах тертя на 10-20 % перевищують поверхневі температури на зовнішніх поверхнях (рис. 4). Встановлено, що поверхневі температури фрикційних вузлів нового типу, у порівнянні з серійними, у середньому, зменшуються на 20-25 %.

На підставі аналізу отриманих результатів по питомим навантаженням і зношуванню поверхонь фрикційних накладок одержано розподіл відносних питомих навантажень (p/p_{\max}), діючих у фрикційних вузлах, та відносних лінійних зношувань δ/δ_{\max} внутрішніх та зовнішніх поверхонь накладок по довжині гальмівної стрічки у стрічково-колодкових гальмах (рис. 5). Для кожної з 10-ти накладок, які охоплюються гальмівною стрічкою, на поверхнях 4; 5; 6; та 7-ої накладок спостерігається вирівнювання вказаних вище параметрів у зоні їхніх максимальних значень. У результаті досліджень встановлено, що лінійні зношування внутрішніх поверхонь багатопарних фрикційних накладок є на 20 % більшим, ніж їхніх зовнішніх поверхонь, але зношування фрикційних накладок удосконаленої конструкції фрикційного вузла, навіть у порівнянні з

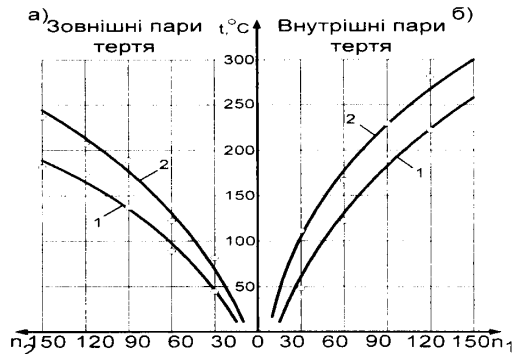


Рис. 4. Закономірності зміни поверхневих температур зовнішньої (а) та внутрішньої (б) пар тертя багатопарних фрикційних вузлів модельного гальма при $S_1 = 400$ Н (1) та $S_1 = 800$ Н (2) після 150 гальмувань

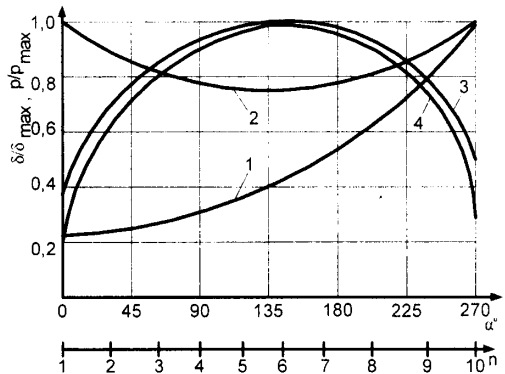


Рис. 5. Розподіл відносних питомих навантажень (p/p_{\max}) та відносних лінійних зношувань (δ/δ_{\max}) внутрішніх (1, 2, 3) та зовнішніх (4) поверхонь накладок по довжині стрічки: 1, 2 – серійна і реверсивна стрічка [за даними проф. С. Борисова]; 3, 4 – гальмо з багатопарними фрикційними вузлами під час одного гальмування

удосконаленої конструкції фрикційного вузла, навіть у порівнянні з

реверсивним встановленням стрічки серійного гальма, зменшується на 15-20 %. Пояснюється це вирівнюванням питомих навантажень на поверхнях накладок по довжині гальмівної стрічки, завдяки їхньої взаємодії з різними гілками стрічки. Закономірності зміни основних експлуатаційних параметрів внутрішніх та зовнішніх пар тертя (питомих навантажень, швидкостей ковзання, коефіцієнтів тертя, поверхневих температур, лінійних зношень поверхонь накладок) показали, що коливання їхніх величин не перевищує 5-8 % від максимальних значень даних параметрів.

У четвертому розділі оцінено динамічну та теплову навантаженість нового типу фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма і розглянуто засоби її зниження, проведено розрахунок експлуатаційних та раціональних конструктивних параметрів. Перед тим, як розглянути засоби зниження навантаженості багатопарних фрикційних вузлів, були сформульовані умови її обмеження. Для цього необхідно було врахувати початкову кутову швидкість гальмівного шківів на початку першої стадії гальмування та закономірності зміни його кутової швидкості під час гальмування, що дозволяє визначити кількість свічок, яку можливо спустити у свердловину за умови досягнення внутрішніми парами гальма допустимої температури для матеріалу фрикційної накладки. Записавши вираз для визначення приросту повної роботи сил тертя за час гальмування при спуску і-ої свічки у свердловину та прирівнявши його до приросту теплової енергії, яка акумулюється у внутрішніх парах тертя, отримали емпіричні залежності для розрахунку кутових швидкостей гальмівних шківів бурових лебідок:

$$\omega = \sqrt{\frac{2[m_{ш}c_3[t](1 - \alpha_{т.п.}) + m_c c'_3 t'(1 - \alpha'_{т.п.})]}{\left[\frac{G + G_c}{g} \left(\frac{R_n}{k} \right)^2 + \sum I_{б.л.} \right]}}, \quad (14)$$

де G – загальна вага, що діє на гак кронблока; G_c – сумарна вага гаку, талевого блоку, штропів, елеватора та канату; k – кратність поліспасти талевої системи; R_n – радіус навивки каната на барабан; $\sum I_{б.л.}$ – сумарний момент інерції бурової лебідки; $m_{ш}$, m_c – маси шківів з рухомими фрикційними накладками та гальмівної стрічки; c_3 , c'_3 – зведені теплоємності матеріалів пар тертя; $[t]$ – допустима температура для матеріалу фрикційної накладки; t' – температура робочої поверхні гальмівного шківів; $\alpha_{т.п.}$, $\alpha'_{т.п.}$ – коефіцієнти розподілу теплового потоку у внутрішні та зовнішні пари тертя.

Наприклад, для бурової лебідки ЛБУ-1100 отримана наступна емпірична залежність:

$$\omega = 18,52 \sqrt{\frac{[t]}{57,95 + N}}, \quad (15)$$

де N – кількість свічок, яка спускається у свердловину.

Зусилля, що прикладається до важеля керування гальмом знайдено за залежністю:

$$F_p = \frac{\left(\frac{G + G_c \omega^2 R_H^2}{2g k^2} + \sum I_{б.л.} \frac{\omega^2}{2} \right)}{i_p \left[\omega R t_k (e^{f_{II} \alpha_1} + \dots + e^{f_{In} \alpha_n} - 1) + \omega_0 R_0 t_{II} (e^{f_{2I} \alpha_1} + \dots + e^{f_{2n} \alpha_n} - 1) \right]}, \quad (16)$$

де i_p – передавальне відношення системи важелів гальмівного механізму; t_k та t_{II} – час гальмування внутрішніми та зовнішніми фрикційними вузлами гальма.

Наприклад, для бурової лебідки ЛБУ-1100 зусилля, прикладене до важеля керування гальмом, визначається за наступною емпіричною формулою:

$$F_p = 39,17 + 3,675N + 7,927\omega. \quad (17)$$

Питому потужність гальмування, що реалізується внутрішніми фрикційними вузлами гальма, знайдемо за наступною залежністю:

$$P_r = f_1 p_1 v_1, \quad (18)$$

де p_1 – питомі навантаження, що діють у внутрішніх парах тертя гальма; v_1 – швидкість ковзання внутрішніх пар тертя гальма.

На підставі проведених розрахунків розроблено метод та побудовані номограми (рис. 6) для вибору гальмівного зусилля F_p , у залежності від глибини буріння (кількості свічок N) та питомої потужності гальмування P_r , яка реалізується на внутрішніх парах тертя стрічково-колодкового гальма.

Визначення раціональних конструктивних параметрів гальмівних шківів радіусу R і ширини B гальмівного шківа проводилось виходячи з умови реалізації фрикційними вузлами гальма максимальних гальмівних моментів, а також з рівня теплового стану поверхонь взаємодії з врахуванням питомих навантажень на їхніх парах тертя:

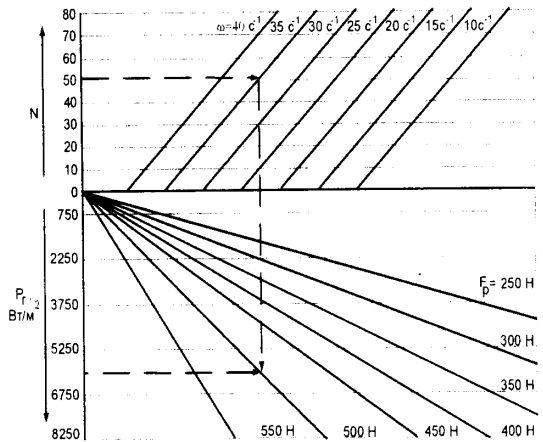


Рис. 6. Номограма для вибору зусилля (F_p), що прикладається до рукоятки важеля керування гальмом, у залежності від кількості свічок (N), швидкості спуску інструмента (ω) та питомої потужності гальмування (P_r), що розвивається внутрішніми парами тертя гальма бурової лебідки ЛБУ-1100

Визначення раціональних конструктивних параметрів гальмівних шківів радіусу R і ширини B гальмівного шківа проводилось виходячи з умови реалізації фрикційними вузлами гальма максимальних гальмівних моментів, а також з рівня теплового стану поверхонь взаємодії з врахуванням питомих навантажень на їхніх парах тертя:

$$R = \frac{M_{r1_{\max}} \cdot f_1}{S_3 \cdot f_2 \cdot (e^{f_1 \alpha n} - 1)}, \quad (19)$$

$$B = \frac{M_{r1_{\max}} \cdot f_1}{2\pi \cdot p_{\max} \cdot R^2 \cdot f_2 \cdot e^{f_1 \alpha} (e^{f_1 \alpha n} - 1)}. \quad (20)$$

Проілюстровано етапи методу нагрівання та охолодження гальмівних шківів стрічково-колодкового гальма бурових лебідок при оцінці їхнього теплового балансу (позитивне рішення на видачу патенту на винахід Росії за №2004126381/11 від 26.01.2006 р.). Температурним методом шляхом нагрівання шківа до заданого теплового стану та різних видів охолодження його поверхонь у лабораторних та промислових умовах встановлено долю теплоти, яка віддається у навколишнє середовище радіаційним, природним та вимушеним конвективним теплообміном, а також передається кондуктивним теплообміном від поверхні виступу шківа до фланця барабана лебідки. При цьому за ефективністю види теплообміну при високих температурах розташовуються наступним чином: радіаційний, кондуктивний, вимушений та природний конвективний; при охолодженні поверхонь гальмівного шківа радіаційний теплообмін реалізується сумісно з кондуктивним, або вимушеним конвективним, або природним конвективним теплообміном. Із аналізу кількості теплоти, що генерується у тілі гальмівного шківа та розсіюється його поверхнею за рахунок різних видів теплообміну випливає, що темп охолодження у десятки разів менший за темп нагрівання.

Для усунення такої диспропорції у тепловому балансі гальмівного шківа теплоту, що генерується у процесі гальмування необхідно відразу ж відводити від його поверхні запропонована конструкція гальма з удосконаленою термоелектричною системою охолодження на основі ефекту Пельтьє.

Особливістю запропонованої конструкції (рис. 7) є те, що обід гальмівного шківа 1 складається з напівкілець 12 і 13 з напівпровідникових елементів n- та p-типів провідності 15 і 16 та сталевих кілець 8, змонтованих з допомогою шпильок 9 на ребрах шківа 2 і 10. При пропусканні електричного струму від джерела живлення 14 через елементи 15 і 16 n- та p-типів провідності робоча поверхня ободу шківа 1 буде охолоджуватись, а теплота буде акумулюватись на радіаторах 5 і від них розсіюватись в навколишнє середовище. Система термоелектричного охолодження дозволяє знизити тепловий стан фрикційних вузлів на 15-20 %. Запропонована конструкція гальмівного шківа має велику площу напівпровідникових елементів, завдяки чому буде інтенсивно охолоджуватись, дозволить підвищити експлуатаційні параметри, знизити термічні напруження в сталевих кільцях обода шківа, а також збільшити ресурс пар тертя фрикційних вузлів гальма.

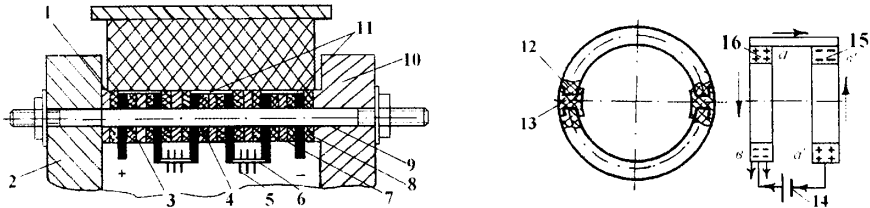


Рис. 7. Стрічково-колодкове гальмо з термоелектричним охолодженням: 1 – робоча поверхня шківів; 2, 10 – ліва та права реборди; 3 – неробоча поверхня шківів; 4 – наскрізні отвори; 5, 6 – теплові радіатори з ребрами; 7, 8 – кільця: ізоляційні та сталеві; 9 – теплоізолювана шпилька; 11 – перемички; 12, 13, 15, 16 – напівпровідникові кільця з елементами р- та n-типів провідності; 14 – джерело живлення

Наприкінці розділу сформульовані задачі подальших досліджень та наведені розрахунки економічної ефективності від використання багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок.

ВИСНОВКИ

При теоретичних та експериментальних дослідженнях навантаженості нових багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок у стендових умовах одержані наступні результати:

1. Доведена необхідність переходу від однієї до двох пар тертя на підставі того, що дві поверхні у багатопарних фрикційних вузлах, мають більшу фізичну площу взаємодії, ніж площа взаємодії фрикційних вузлів у серійному гальмі, що дозволяє зменшити питомі навантаження в парах тертя. Процес гальмування багатопарних фрикційних вузлів гальма складається з двох стадій, першими взаємодіють зовнішні („робоча поверхня гальмівної стрічки – зовнішня поверхня накладки“) пари тертя, а потім – внутрішні („внутрішня поверхня накладки – робоча поверхня шківів“). При цьому питомі навантаження на внутрішніх парах тертя є меншими, ніж на зовнішніх парах тертя, що зумовлено різними площами взаємодії, а коефіцієнт тертя у внутрішніх парах тертя є більшим, ніж у зовнішніх, завдяки реалізації принципу раціонального підбору площ зовнішньої та внутрішньої поверхонь накладки.

2. Удосконалено теорію взаємодії багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурових лебідок на першій та другій стадіях гальмування та отримані аналітичні залежності для визначення сил тертя, зусиль натягів набігаючої і збігаючої гілок стрічки та гальмівних моментів, які розвиваються внутрішніми і зовнішніми парами тертя. На основі динамічної та

теплової навантаженості останніх визначено раціональні конструктивні параметри гальмівного шківa (радіус та ширина ободу).

3. У результаті проведених експериментальних досліджень модельного стрічково-колодкового гальма з багатопарними фрикційними вузлами, накладки в яких на шківі з'єднані по типу „ластівчин хвіст”, встановлені:

- закономірності зміни питомих навантажень, поверхневих температур, коефіцієнтів тертя та інтенсивність лінійного зношування на зовнішніх і внутрішніх поверхнях фрикційних накладок гальма;

- закономірності впливу статичного та динамічного коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх та внутрішніх пар тертя на величини сил тертя, коефіцієнти тертя, поверхневі температури та тривалості гальмування на різних стадіях.

4. Вперше встановлено, що поверхневі температури нової конструкції фрикційного вузла гальма, у порівнянні з серійним гальмом, в середньому, зменшуються на 20-25 %, а зношування фрикційних накладок – на 15-20 %.

5. Вперше запропоновано температурний метод для визначення теплових втрат від поверхонь гальмівного шківa радіаційним, конвективним (природним і примусовим) та кондуктивним теплообміном.

6. Для зменшення теплових напружень у ободі гальмівного шківa запропоновано удосконалену конструкцію охолодження гальмівного шківa за рахунок використання термоелектричного ефекту та розбірної конструкції шківa, складеного з напівкілець з n- та p- типів провідності.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ ВИКЛАДЕНИЙ В НАСТУПНИХ ПУБЛІКАЦІЯХ

1. Крижанівський Є., Вольченко Д., Криштопа Л. Експериментальні дослідження динамічної навантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок// Проблеми трибології. – Хмельницький. – 2003. - №2. – С.183-187.

2. Вольченко А. И., Вольченко Н. А., Криштопа Л. И., Спак М. А. Разработка и анализ конструкций ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок с термоэлектрическим охлаждением// Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Дала. – 2003. - №12/70/. – С.91-97.

3. Крижанівський Є.І., Вольченко Д.А., Вольченко Д.О., Криштопа Л.І. Експериментальні дослідження навантаженості багатопарних фрикційних вузлів гальм бурових лебідок.//Зб. наук. праць: Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. – Львів: Асоціація “Автобус”. – 2004. – Вип.8. – С. 65-71.

4. Вольченко О.І., Вольченко Д. О., Криштопа Л. І. Оцінювання теплових втрат гальмівних шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (перша

- частина)// Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ. – 2005. - №1(14). – С. 74-78.
5. Вольченко О.І., Вольченко Д. О., Криштопа Л. І. Оцінювання теплових втрат гальмівних шківів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок (друга частина)// Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ. – 2005. - №2(15). – С. 45-49.
6. Вольченко Д. О., Криштопа Л. І, Журавльов Д. Ю. Динаміка взаємодії багатопарних фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма (перша частина)// Науковий вісник. – Івано-Франківськ. – 2005. - №1(10). – С. 53-57.
7. Вольченко О.І., Дячук В. В., Вольченко М. О., Вольченко Д. О., Криштопа Л. І., Кулик І. В. Стрічково-колодкове гальмо з двома поверхнями тертя і системою охолодження/ Деклараційний патент 64996А, кл. F16D 49/08, Департамент ІВ, Бюл. №3, 15.03.2004. – 5 с.
8. Крижанівський С. І., Вольченко М. О., Дячук В. В., Вольченко Д. О., Криштопа Л. І. Двоступінчасте стрічково-колодкове гальмо з рухомими фрикційними накладками/ Деклараційний патент 68797А, кл. F16D 49/08, Департамент ІВ, Бюл. №8, 16.08.2004. – 6 с.
9. Пат. 2268416 С2 России, МПК⁷ F16D 65/813. Система и способ для охлаждения ленточно-колодочного тормоза / А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, М.М. Стебелецкий, Л.И. Криштопа, П.В.Пиотровски. – № 2003130666. Заявл. 16.10.03; Опубл. 20.01.06., Бюл. № 02. – 9 с.
10. Вольченко Д., Криштопа Л., Стебелецкий М. Контактно-термічне навантаження стрічково-колодкового гальма бурової лебідки// Тези доповідей 6-го міжнародн. симпоз. українських інженерів-механіків. – Львів. – 2003. – С. 205.
11. Крижанівський С., Вольченко Д., Криштопа Л. Експериментальні дослідження динамічної навантаженості різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкового гальма бурової лебідки// Тези доповідей міжнародн. наук. техн. конф. „Зносостійкість та надійність вузлів тертя машин” ЗНМ – 2003. – С. 6.
12. Крыжановский Е. И., Вольченко Д. А., Криштопа Л. И. Методы и средства повышения эксплуатационных параметров ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок// Сб. доклад. международн. конгр. „Механика и трибология транспортных систем–2003.” – Ростов-на-Дону (Россия). – 2003. – т.2. – С.51-57.
13. Крыжановский Е. И., Вольченко Д. А., Криштопа Л. И. К вопросу теплового расчета ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок// Труды 5-го международн. симпоз. по фрикционным изделиям и материалам. – Ярославль (Россия). – 2003. – С.46-50.
14. Петрик А. А., Вольченко Н. А., Пургал М. П., Криштопа Л. И. Износо-фрикционные свойства пар трения в различных типах фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов// Сб. доклад. научно-практич. симпоз. „Словянтрибо-6. ” – Санкт-Петербург-Пушкин (Россия). – 2004. – т.2. – С.187-192.

АНОТАЦІЯ

Криштопа Л. І. „Навантаженість багатопарних фрикційних вузлів гальмівних систем бурових лебідок”. Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2006.

Дисертаційна робота присвячена зниженню динамічної та теплової навантаженостей стрічково-колодкових гальм лебідок бурових установок за рахунок використання нового типу фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма.

Виконаний математичний опис динамічних процесів на першій та другій стадіях гальмування нового типу фрикційного вузла та отримані аналітичні залежності для визначення його основних експлуатаційних і конструктивних параметрів: сил тертя, зусиль натягів набігаючої і збігаючої гілок стрічки, гальмівних моментів, радіуса та ширини ободу гальмівного шківа. Розроблений метод для визначення теплових втрат від поверхонь гальмівних шківів.

У результаті проведених експериментальних досліджень нового багатопарного фрикційного вузла гальма встановлені: закономірності зміни питомих навантажень, поверхневих температур, коефіцієнтів тертя, зношування зовнішніх і внутрішніх поверхонь фрикційних вузлів гальма; закономірності впливу статичного та динамічного коефіцієнтів взаємного перекриття зовнішніх та внутрішніх пар тертя на величини сил тертя, коефіцієнти тертя, поверхневі температури та тривалості гальмування на різних стадіях.

Для зниження теплової навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, розроблена конструкція охолодження гальмівного шківа за рахунок використання термоелектричного ефекту.

Ключові слова: багатопарні фрикційні вузли, бурова лебідка, гальмівний шків, динамічна навантаженість, стрічково-колодкове гальмо, тепла навантаженість.

АННОТАЦИЯ

Криштопа Л. И. „Нагруженность многопарных фрикционных узлов тормозных систем буровых лебедок”. Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.12 – машины нефтяной и газовой промышленности. Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа. Ивано-Франковск, 2006.

Диссертационная работа посвящена уменьшению динамической и тепловой нагруженостей ленточно-колодочных тормозов лебедок буровых установок за

счет использования нового типа фрикционного узла ленточно-колодочного тормоза.

Диссертация состоит из введения, четырех разделов, общих выводов, списка использованных источников и приложений.

В первом разделе уделено внимание конструктивным особенностям различных типов фрикционных узлов в ленточно-колодочных тормозах и режимам их работы. Проанализированы методы расчета динамической и тепловой нагруженности разных типов фрикционных узлов и сделана оценка их износостойкости. На основании критического анализа известных теоретических и экспериментальных исследований в области тормозных устройств сформулированы задачи исследований.

Второй раздел посвящен теоретическим исследованиям нагруженности многопарных фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровой лебедки. Обусловлено переход от одной к двум парам трения во фрикционных узлах тормозах. Конструктивной особенностью данного тормоза является наличие внешних и внутренних фрикционных узлов, работающих на двух стадиях торможения. Выполнено математическое описание динамических процессов на первой и второй стадиях торможения. Аналитическим путем определены основные эксплуатационные параметры многопарных фрикционных узлов на первой и второй стадиях торможения: натяжения ветвей ленты, статический и динамический коэффициенты взаимного перекрытия пар трения, удельные нагрузки, коэффициенты трения, время торможения и тормозные моменты. Предложено метод определения тепловых потерь от тормозного шкива в статическом и динамическом его состоянии в лабораторных и промышленных условиях.

В третьем разделе работы освещены экспериментальные исследования многопарных фрикционных узлов на модельном тормозе. Исследовался бандаж, составленный из тринадцати двухэтажных фрикционных накладок, установленных с помощью специальных реборд на рабочей поверхности тормозного шкива. Приведены задачи и методики экспериментальных исследований, а также описание тормозного стенда. Дано описание датчиков и измерительной аппаратуры для измерения и определения в узлах тормоза динамических (удельных нагрузок, коэффициентов трения, износов внешних и внутренних поверхностей накладок) и тепловых (удельных тепловых потоков и поверхностных температур) параметров. Произведен анализ полученных экспериментальных данных по динамической и тепловой нагруженности многопарных фрикционных узлов тормоза.

В четвертом разделе работы уделено внимание выбору рациональных конструктивных параметров тормозного шкива и предложены средства снижения динамической и тепловой нагруженностей различных типов фрикционных

узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок. Основными эксплуатационными параметрами, которые определялись, являются: угловая скорость тормозного шкива, тормозные усилия, время торможения, удельная мощность торможения. Основными конструктивными параметрами, которые определялись в диссертации, являются: радиус и ширина тормозного шкива. Предложен метод уменьшения теплонагруженности фрикционных узлов тормозов, оснований на термоэлектрическом эффекте.

Ключевые слова: многопарные фрикционные узлы, буровая лебедка, тормозной шкив, динамическая нагруженность, ленточно-колодочный тормоз, тепловая нагруженность.

THE SUMMARY

L. I. Kryshchop. „ Loading of the Multipair Friction Units of Brake Assemblies of Drilling Hoists”. – The manuscript.

Thesis on competition of a scientific degree of the candidate of engineering science on a speciality 05.05.12 – machines of oil and gas industry. Ivano-Frankivsk national technical university of oil and gas. Ivano-Frankivsk, 2006.

The thesis is devoted to decrease 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, joining for the type of „a swallow's tail”.

The mathematic description of dynamic processes at the maiden 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, radius and width of a hoop of a brake cone. The method for definition of heat losses from surfaces of brake cones is designed.

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.

For decrease dynamic and thermal loading of brakes the construction of chilling of a brake cone is designed at the expense of usage of thermoelectric effect.

Keywords: multipair friction units, drilling hoist, brake cone, dynamic loading, band-block brake, thermal loading.