

022.042.2

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

**Сторож Ярослав Богданович**

УДК 62.592.113

**СТАБІЛІЗАЦІЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ФРИКЦІЙНИХ  
ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ  
БУРОВИХ ЛЕБІДОК**

Ш/ІМВ

Спеціальність 05.05.12 – Машини нафтової і газової промисловості

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук



Івано-Франківськ – 2006

Дисертацією є рукопис.

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

**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 **Ловейкін В'ячеслав Сергійович**, Київський національний університет будівництва і архітектури, професор кафедри основ професійного навчання;

кандидат технічних наук, доцент **Лях Михайло Михайлович**, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, доцент кафедри нафтогазового обладнання.

**Провідна установа**

**Національний університет “Львівська політехніка”**, кафедра “Деталі машин”,  
Міністерство освіти і науки України, м. Львів.

Захист  
вченої ради  
ситеті нафти

пеціалізованої  
чному універ-  
ська, 15.

З дисерт  
льного техніч  
вул.Карпатсь

кого націона  
-Франківськ,

Авторефе



Учений се  
спеціалізо

орнута

✓

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Найбільш простими, надійними, а тому найбільш розповсюдженими головними гальмами лебідок бурових установок у всьому світі є стрічково-колодкові гальма. Умови роботи фрикційних вузлів таких гальм досить складні, а високий рівень нестабільності силового навантаження зумовлює інтенсивне та нерівномірне зношування робочих поверхонь їхніх фрикційних накладок. Разом з тим, збільшення видобутку нафти і газу потребує прискорення глибокого розвідувального та експлуатаційного буріння свердловин, що веде до подальшого ускладнення умов роботи фрикційних вузлів гальм.

Аналіз виконаних науково-дослідних робіт з дослідження конструкції стрічково-колодкових гальм бурових лебідок показав наявність резерву як для удосконалення конструкції їхніх фрикційних вузлів і підвищення ефективності процесу гальмування, так і підвищення точності методик проектного розрахунку. Проте реалізація зазначеного резерву ускладнюється тим, що не існує універсального методу стабілізації навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм.

Тому підвищення ефективності роботи стрічково-колодкового гальма бурових лебідок шляхом стабілізації навантаженості його фрикційних вузлів є актуальною задачею, а її вирішення має важливе народногосподарське значення.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Тематика роботи є частиною планових державних науково-дослідних робіт з розвитку нафтопромислового комплексу України і базується на результатах держбюджетних науково-дослідних робіт „Наукові обґрунтування раціональних режимів роботи та вибір основних параметрів бурового обладнання”, номер державної реєстрації №0195U26337. Виконання цих робіт передбачене координаційним планом Міністерства освіти і науки України в галузі „Наукові основи розробки нових технологій видобутку нафти і газу з метою одержання високоякісних моторних палив, мастильних матеріалів, допоміжних продуктів і необхідної сировини”. Даний план входить до складу національної програми „Нафта і газ України до 2010 року”.

**Мета і задачі дослідження.** Мета роботи – підвищення ефективності роботи фрикційного вузла стрічково-колодкових гальм шляхом стабілізації його навантаженості на основі моделювання напружено-деформованого стану (НДС) та зношування на режимах спуску бурильної колони та буріння й обґрунтування методик розрахунку його конструктивних та експлуатаційних параметрів.

Для досягнення вказаної мети необхідно розв'язати наступні задачі:

1. Створити аналітичну модель напружено-деформованого стану ділянки гальмівної стрічки та дослідити закономірності взаємозв'язку параметрів цього стану з конструктивними та механічними параметрами фрикційного вузла під впливом його силової навантаженості.

2. Розробити скінче встановити закономірності



НДС фрикційної накладки; тажень у парі тертя і процесів

зношування під впливом постійного та змінного навантаження при фіксованих значеннях коефіцієнта тертя.

3. Встановити зв'язок між деформацією фрикційного вузла при регульованих зазорах у парах тертя в розімкненому стані та на початку гальмування із зношуванням робочих поверхонь накладок.

4. Підтвердити експериментальним шляхом на фізичній моделі фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки теоретично встановлений взаємозв'язок між силовою навантаженістю, НДС і зношуванням робочих поверхонь фрикційного вузла та його конструктивними параметрами.

5. Удосконалити конструкції фрикційного вузла гальма й оцінити їхню працездатність.

6. Запропонувати уточнену методику розрахунку конструктивних параметрів фрикційного вузла й експлуатаційних параметрів гальма.

**Об'єкт дослідження** – фрикційний вузол стрічково-колодкового гальма бурових лебідок.

**Предмет дослідження** – напружено-деформований стан фрикційного вузла та зношування його фрикційних накладок, вплив стабілізації силової навантаженості фрикційного вузла на ефективність його роботи.

**Методи дослідження.** Для досягнення поставленої мети використовувались методи:

- теоретичної механіки й опору матеріалів для розв'язку задачі оцінки НДС ділянки гальмівної стрічки, для визначення експлуатаційних параметрів гальма й обґрунтування раціональних конструктивних параметрів фрикційного вузла;
- скінчених елементів для комп'ютерного моделювання НДС фрикційної накладки, фрикційного вузла та дослідної конструкції його ділянки;
- планування багатofакторного експерименту і регресійного аналізу для розробки математичних моделей фрикційного вузла та пошуку його раціональних конструктивних параметрів;
- теорії подібності й аналізу розмірностей для експериментального моделювання роботи фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма;
- експериментальний для вимірювання механічними перетворювачами прогину ділянок гальмівної стрічки та розподілу величини зношування фрикційних накладок по їхній довжині та тензометричний для вимірювання сил, моментів, напружень і визначення питомих навантажень фрикційного вузла.

**Наукова новизна одержаних результатів.** Автором вперше:

- розв'язана статично невизначувана задача щодо НДС ділянки гальмівної стрічки над і між фрикційними накладками, створено її математичну модель, отримано залежності розподілу сил у контакті „стрічка – накладка”, згинальних моментів та еквівалентних напружень від силової навантаженості і конструктивних особливостей ділянки фрикційного вузла;

- промодельовано НДС фрикційної накладки і зношування її робочої поверхні та аналітично оцінено розподіл сил у контакті „накладка – гальмівний шків” при її зношуванні від силової навантаженості, коефіцієнта тертя й особливостей конструкції ділянки фрикційного вузла на стадіях припрацювання й усталеної роботи фрикційної пари;

- одержано залежності розподілу питомого навантаження в контакті „накладка – шків” від зміни навантаженості ділянки фрикційного вузла та її конструкції;

- промодельовано деформацію фрикційного вузла в розімкненому стані та на початку гальмування і встановлено взаємозв’язок між розміщенням і силовою дією пристроїв регулювання зазора між парами тертя і зношуванням накладок.

**Практичне значення одержаних результатів.** Результати досліджень, викладені в роботі, можуть бути використані в проектних організаціях і конструкторських бюро заводів нафтогазового обладнання при проектуванні нових і удосконаленні існуючих конструкцій стрічково-колодкових гальм.

Основні результати досліджень і методики визначення параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок використані у ВАТ “Металіст” (м. Стрий, Львівська обл.) і в навчальному процесі кафедри механіки машин у дисципліні “Основи теорії, розрахунку та переміщення вантажів” (розділ “Стрічково-колодкові гальма”).

#### **Особистий внесок здобувача:**

1. Створено математичну модель НДС ділянки гальмівної стрічки над і між фрикційними накладками з урахуванням розмірів, механічних властивостей матеріалу та силової навантаженості стрічки, встановлено розподіл сил між неробочими поверхнями стрічки та накладки [1].

2. Розроблено та досліджено скінчено-елементну модель НДС фрикційної накладки, встановлено закономірності розподілу питомого навантаження в контакті „гальмівний шків – накладка” при її зношуванні [3].

3. Розроблено та досліджено скінчено-елементну модель деформації фрикційного вузла в розімкненому стані та на початку гальмування. Проаналізовано вплив розміщення пристроїв регулювання зазора між робочими поверхнями накладок і шківів на їхнє зношування на початку гальмування. Отримано аналітичні залежності для визначення впливу нерівномірного зношування робочих поверхонь накладок по довжині на експлуатаційні параметри гальма [8, 9].

4. Отримано аналітичні залежності для удосконаленого розрахунку експлуатаційних параметрів гальма з урахуванням особливостей конструкції його фрикційного вузла, силової навантаженості і коефіцієнта тертя [2, 7, 9].

5. Розроблено й аналітично обґрунтовано нові схеми конструкцій фрикційного вузла, що підвищують його ефективність і ресурс [2, 4-6, 10].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення роботи доповідались та обговорювались на: міжнародному конгресі „Механіка і трибологія транспортних систем 2003” (м. Ростов-на-Дону, Росія, 2003 р.); 5-му міжнародному симпозіумі з

фрикційних виробів і матеріалів (м. Ярославль, Росія, 2003 р.); Conferenței Stiintifice cu participarea internațională, Fascicola: Mecanica, Tribologie, Technologia Construcțiilor de Masini (м. Бая Маре, Румунія, 2003 р.); шостому міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків (м. Львів, 2003 р.); The International Meeting of the Carpathian Region Specialists in the Field of Gears. Advanced Methods and Trends in Production Engineering. (м. Бая Маре, Румунія, 2004 р.); 8-й Міжнародній науково-практичній конференції „Нафта і газ України-2004” (м. Судак, 2004 р.); The National Meeting with International Participation NORDTECH 2004 (м. Бая Маре, Румунія, 2004 р.); розширених наукових семінарах кафедр механіки машин і нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу(м. Івано-Франківськ, 2005 і 2006 рр.).

**Публікації.** По темі дисертації опубліковано 10 наукових праць, з яких 3 статті у фахових виданнях, 6 тез і матеріалів конференцій і один деклараційний патент на винахід України.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація містить: перелік умовних позначень, символів і скорочень, вступ, п'ять розділів, загальні висновки, список використаних джерел із 122 найменувань, 12 додатків. Основна частина дисертаційної роботи викладена на 183 сторінках комп'ютерного набору та містить 57 рисунків і 15 таблиць, які займають 40 сторінок. Загальний обсяг дисертації – 248 сторінок.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано мету і завдання роботи, окреслено методи дослідження, наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, наведено перелік їхньої апробації.

В першому розділі проведено аналіз: сучасних конструкцій фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, їхньої навантаженості і зношування на різних режимах роботи бурової установки, довговічності фрикційних накладок у процесі виконання спуско-піднімальних операцій і буріння, способів зменшення нестабільності їхньої навантаженості та нерівномірності зношування, а також методик розрахунку експлуатаційних параметрів гальм.

Дослідженню довговічності пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових лебідок та інших піднімально-транспортних машин присвячені праці М.Александрова, В.Білоброва, О.Вольченка, А.Джанахмедова, О.Ільського, Є.Крижанівського, У.Ортвейна, Г.Шахмалієва та інших вчених.

Відомо, що фрикційний вузол є найменш довговічною ланкою бурової лебідки, а низький ресурс фрикційних накладок пов'язаний з нестабільністю навантаження ділянок цього вузла по його довжині та радіальними коливаннями в процесі гальмування. Зношування пар тертя залежить і від жорсткості ділянок фрикційного вузла.

Показано, що існуючі конструкції головного механічного гальма бурових лебідок мають значний резерв для їхнього удосконалення, передовсім шляхом

стабілізації силової навантаженості фрикційного вузла, а обґрунтування методів і засобів стабілізації його навантаженості для підвищення ресурсу й ефективності роботи гальма, а також точності проектного розрахунку його конструктивних параметрів, потребує дослідження НДС деталей фрикційного вузла, розподілу питомих навантажень у фрикційних парах і їхнього зношування. Для встановлення умов проведення досліджень і випробувань фрикційних вузлів виконано аналіз функцій та умов роботи стрічково-колодкових гальм бурових лебідок. Показано, що визначальними для характеристики їхніх силових навантажень і зношування є два режими роботи бурової установки – спуск колони бурильних труб і буріння.

На підставі проведеного аналізу сучасного стану проблеми сформульовано задачі дисертаційної роботи.

В другому розділі обґрунтовано вибір аналітичного та скінчено-елементного (СЕ) методів математичного моделювання для дослідження НДС фрикційного вузла та його деталей і зношування фрикційних накладок.

Показано, що для дослідження НДС гальмівної стрічки на дузі охоплення нею гальмівного шків (див. рис. 1 а) достатньо розглянути всього одну її ділянку СА – половину ділянки САС<sub>1</sub>, розміщеної між місцями кріплення двох сусідніх фрикційних накладок (див. рис. 1 б).

Методом сил розв'язана двічі статично невизначувана задача плоскої деформації цієї ділянки стрічки під дією сили її натягу та створена аналітична модель її НДС у вигляді рівняння

$$(XA_3(k_{33} + A) + k_{31} \cdot Q + B)(XA_3 \cdot k_{33} + y_{,1} + k_{21} \cdot Q(x_{,1} - x_{,n}) \cdot \sin \theta_n - (y_{,1} - y_{,n}) \cdot (1 - \cos \theta_n)) + XA_3 \cdot k_{13} + k_{10} - (x_{,1} - x_{,n})(1 - \cos \theta_n - (y_{,1} - y_{,n}) - \sin \theta_n) = 0, \quad (1)$$

де  $A = \delta_{33} - \frac{\delta_{21}^2}{\delta_{22}}$ ;  $B = \delta_{31} \cdot S - \delta_{21} \cdot S \frac{\delta_{21}}{\delta_{22}} - Q(y_{,1} - y_{,n})$ ;  $\theta_n = XA_3 \cdot A + B$ ;  $\theta_n$  – кут повороту перерізу  $B$  стрічки;  $k_{ij}$ ,  $\delta_{ij}$  – коефіцієнти впливу  $j$ -силового чинника в перерізах стрічки  $A$  і  $B$  відповідно на переміщення стрічки в  $i$ -напрямку ( $i, j=1, 2, 3$ ), які визначаються за допомогою інтеграла Мора;  $x_{,1}$ ,  $y_{,1}$ ,  $x_{,n}$ ,  $y_{,n}$  – координати точок  $A$  і  $B$  в системі координат  $x_B O y_B$  (інші позначення див. рис. 1).

Обґрунтовано можливість застосування методики багатофакторного планування експерименту для створення поліноміальних моделей НДС ділянки гальмівної стрічки на основі даних, одержаних розрахунком математичної моделі (1). Складено план багаторівневого модельного експерименту  $5^2 \times 3^2 // 30$  і вибрано межі факторного простору для незалежних чинників: циліндричної жорсткості  $D$  гальмівної стрічки та параметрів  $h$ ,  $L$ ,  $R_{III}$  і  $Q$ .

З метою дослідження НДС фрикційної накладки під дією заданих сил з боку гальмівної стрічки та реакцій у контакті „накладка – шків”, встановлення закономірностей розподілу питомих навантажень у робочому контакті фрикційної накладки та її зношування розроблені її двовимірні скінчено-елементні (СЕ) моделі.

Методика чисельного моделювання деформації накладки при зношуванні ґрунтується на використанні лінійної залежності зношування її робочої поверхні від питомого навантаження з покроковим збільшенням тривалості процесу гальмування. Запропоновано коефіцієнти для кількісного оцінювання ступеня нерівномірності розподілу сил у контактах фрикційної накладки зі стрічкою ( $K_{P,C}$ ) та гальмівним шківом ( $K_{P,ш}$ ).

Для виявлення впливу деформації фрикційного вузла в розімкненому стані та на початку гальмування на його радіальні коливання та зношування окремих накладок створені СЕ-моделі деформації вузла під дією пристроїв регулювання радіального зазора в парах тертя і використані методики багатофакторної оптимізації та дослідження динамічних процесів шляхом покрокової зміни керованих чинників (зміщення рухомого шарніра фрикційного вузла, кутового розміщення пристроїв регулювання радіального зазора та створюваних ними сил).

Третій розділ присвячено результатам оцінювання НДС фрикційного вузла та його деталей, розподілу питомих навантажень на робочій і неробочій поверхнях фрикційної накладки та при її зношуванні за допомогою математичних моделей.

Показано, що наявність проміжку між фрикційними накладками на дузі охоплення гальмівної стрічки зумовлює появу в ній згинального моменту та

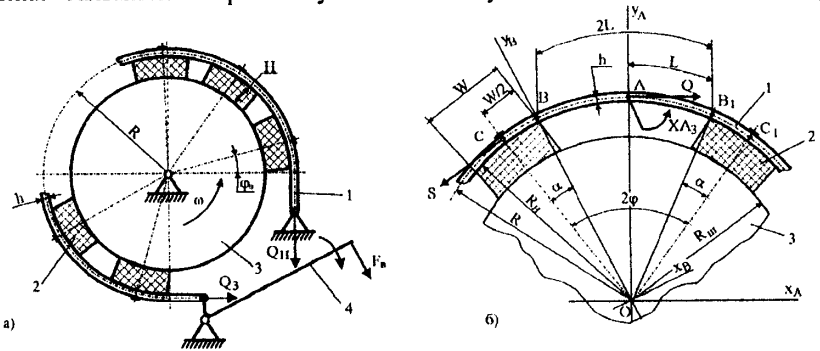


Рис. 1 а, б. Схема стрічково-колодкового гальма бурової лебідки (а) та ділянки САС, гальмівної стрічки його фрикційного вузла (б):

1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційна накладка; 3 – гальмівний шків; 4 – важіль керування гальмом;  $R$ ,  $R_{ш}$  і  $R_{н}$  – радіуси серединної лінії гальмівної стрічки, шківа та неробочої поверхні накладки відповідно;  $F_a$  – зусилля робітника, прикладене до важеля 4;  $Q_1$ ,  $Q_2$  – зусилля натягу набігаючої та збігаючої гілок гальмівної стрічки;  $L$  – довжина досліджуваної ділянки стрічки;  $h$  – товщина гальмівної стрічки,  $W$ ,  $H$  – довжина і товщина фрикційної накладки;  $\varphi$  – половина кутового кроку між осями сусідніх накладок;  $\varphi_0$  – кутове розміщення першої накладки;  $\alpha$  – половина центрального кута охоплення гальмівною стрічкою фрикційної накладки;  $Q$  – сила натягу стрічки;  $S$  – зусилля натягу стрічки на ділянці її контакту з фрикційною накладкою;  $X_A$  – згинальний момент у перерізі А гальмівної стрічки.



додаткових напружень, а також викликає значну нерівномірність розподілу сил у контакті з неробочими поверхнями фрикційних накладок.

За допомогою математичної моделі (1) встановлено залежності кутових і поздовжніх деформацій, згинального моменту, еквівалентних напружень і прогину ділянки стрічки по її довжині від зусилля натягу для гальм бурових лебідок ЛБУ-1200 і У2-5-5. Показано, що на ділянці між накладками координати серединної лінії деформованої стрічки досить точно (середнє квадратичне відхилення складає  $2,348 \cdot 10^{-4}$  мм) описуються рівнянням  $y = 757,481 + 1,221 \cdot 10^{-1} x - 6,039 \cdot 10^{-4} x^2 + 1,012 \cdot 10^{-6} x^3$  в системі координат  $x_A O y_A$  (див. рис. 1 б).

За допомогою поліноміальних моделей другого порядку виду

$$y = a_0 + a_1 X_1 + a_2 X_2 + a_3 X_3 + a_4 X_4 + a_5 X_1^2 + a_6 X_2^2 + a_7 X_3^2 + a_8 X_4^2 + a_9 X_1 \cdot X_2 + a_{10} X_1 \cdot X_3 + a_{11} X_1 \cdot X_4 + a_{12} X_2 \cdot X_3 + a_{13} X_2 \cdot X_4 + a_{14} X_3 \cdot X_4 \quad (2)$$

оцінено вплив конструктивних параметрів гальмівної стрічки та її навантаженості (параметрів  $h, D, L, R_{ш}, Q$ ) на деформацію стрічки над накладкою, коефіцієнт  $K_{P,C}$ , згинальні моменти й еквівалентні напруження в стрічці та відношення згинальних напружень до еквівалентних (параметр  $V$ ). В рівнянні (2)  $X_i$  – керовані змінні моделі в кодованій системі координат (змінна  $X_1$  відповідає параметру  $L$ ,  $X_2$  –  $h$  або  $D$ ,  $X_3$  –  $Q$ ,  $X_4$  –  $R_{ш}$ ;  $a_i$  – коефіцієнти, що характеризують вплив  $i$ -змінної на залежну змінну  $y$ . Зазначені моделі змістовні за критерієм Фішера при 95% довірчій імовірності. За критерієм найбільш ефективного використання матеріалу стрічки ( $V \rightarrow \min$ ) встановлено залежності раціональної товщини гальмівної стрічки при її ширині 220 мм від радіуса гальмівного шківів (рис. 2).

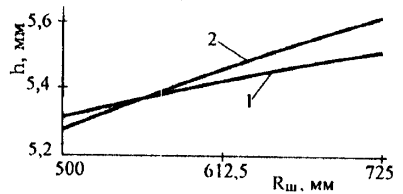


Рис. 2. Залежності раціональних значень товщини  $h$  гальмівної стрічки від радіуса  $R_{ш}$  для перерізів стрічки А (1) і В (2)

Далі за допомогою СЕ-моделей накладки оцінено її НДС і встановлено закономірності розподілу питомих навантажень у парах тертя в процесі зношування накладки під дією постійних сил натягу гальмівної стрічки для фіксованих значень коефіцієнта тертя ковзання і радіусів гальмівного шківів. Показано, що критерієм поділу процесу зношування фрикційної накладки на дві стадії – припрацювання й усталене зношування – може служити розподіл питомих навантажень  $p$  по довжині  $L_H$  їхніх робочих поверхонь. Для стадії припрацювання характерним є істотно нерівномірний розподіл питомих навантажень з найбільшими їхніми значеннями на обох краях накладок. Для стадії усталеного зношування – лінійними залежностями  $p$  від  $L_H$  з найбільшими значеннями  $p$  на краях їхніх набігаючих ділянок. Ці залежності збігаються з рівняннями лінійних регресій, що описують розподіли питомих навантажень на стадії припрацювання:  $p = 0,455 + 2,912 \cdot 10^{-3} \cdot (L_H - 60,145)$  для  $R_{ш}=725$  мм,  $Q_H=55$  кН,  $f=0,25$  і  $p = 1,3063 + 1,174 \cdot 10^{-3} \cdot (L_H - 60,0685)$  для  $R_{ш}=725$  мм,  $Q_H=160$  кН,  $f=0,35$  (рис. 3).

Встановлено, що при навантаженнях, менших за найбільше (3–50%), фактична площа контакту в парі тертя є значно меншою за номінальну (рис. 4), а питомі навантаження в 5-6 разів перевищують розрахункові та є навіть більшими за найбільші при максимальному навантаженні (рис. 5). Причиною такого розподілу питомого навантаження є низька жорсткість при згині ділянки фрикційного вузла разом з накладкою, а наслідком – нерівномірне з підвищеною інтенсивністю зношування фрикційної накладки.

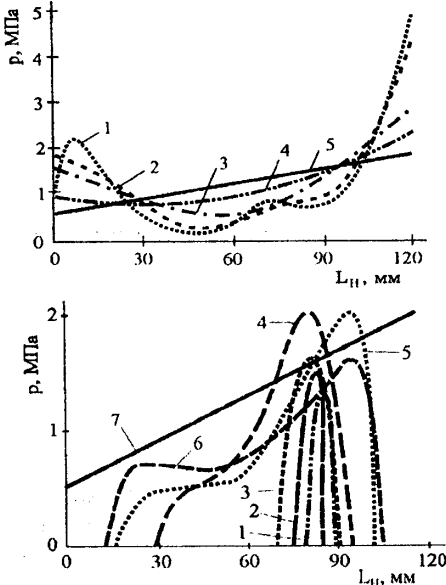


Рис. 4. Зміна розподілу питомого навантаження у фрикційній парі при збільшенні навантаження до 160 кН: 1 – 3%; 2 – 7%; 3 – 13%; 4 – 35%; 5 – 50%; 6 – 75%; 7 – 100%

Відомо, що накладки на середній ділянці стрічки та навіть з боку її збігаючої гілки часто зношуються інтенсивніше за накладки, розташовані біля її набігаючої гілки, тобто там, де питомі навантаження у 3-5 разів більші. Для пояснення цього факту було висунуто припущення, що такий аномальний характер зношування частини поверхонь тертя фрикційного вузла пов'язаний з особливостями його деформації на початку гальмування – неодноточасним входженням накладок у контакт з гальмівним шківом і низькочастотними його радіальними коливаннями. Дослідженнями СЕ-моделей деформації фрикційних вузлів з двома і трьома пристроями регулювання зазора отримано підтвердження цього припущення.

Для фрикційного вузла серійної конструкції отримано змістовну математичну модель його деформації – розсіяння радіального зазора  $\Delta_R$  між робочими

Рис. 3. Розподіл питомого навантаження  $p$  в контакті між шківом і накладкою по її довжині  $L_H$  в діапазоні відносної тривалості  $t$  роботи фрикційної пари ( $R_m=725$  мм,  $Q=160$  кН,  $f=0,35$ ): 1 –  $t=0-2$ ; 2 –  $t=17-23$ ; 3 –  $t=47-57$ ; 4 –  $t=97-111$ ; 5 –  $t=130-155$ , 6 –  $t=96-110$

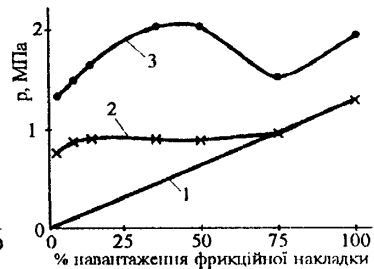


Рис. 5. Зміна питомого навантаження у фрикційній парі від навантаження: 1 – середнього номінального; 2 – середнього з урахуванням реальної поверхні контакту; 3 – найбільшого

поверхнями накладок і шківом та силами дії на стрічку відтяжок  $P_1$  і  $P_2$  (в кодованій системі координат  $X_1$  і  $X_2$  відповідно)

$$\Delta_R = 4,602 - 0,424 \cdot X_1 + 1,900 \cdot X_2 + 8,995 \cdot X_1^2 + 12,650 \cdot X_2^2 - 15,202 \cdot X_1 \cdot X_2. \quad (3)$$

За допомогою оптимізації моделі (3) встановлено раціональні значення сил натягу пружин відтяжок:  $P_1=759,10$  Н і  $P_2=426,13$  Н, які створюють найменше значення  $\Delta_R=4,502$  мм.

Крім того, показані можливості регулювання кутового розміщення першого контакту накладок зі шківом і зміни характеру деформації фрикційного вузла на початку гальмування з утворенням стабільного контакту накладок зі шківом біля набігаючої гілки гальмівної стрічки без радіальних коливань фрикційного вузла.

В четвертому розділі подається обґрунтування вибору й опис методики та результатів проведення експериментальної перевірки на фізичній моделі фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки закономірностей, встановлених у процесі теоретичних досліджень НДС деталей фрикційного вузла, розподілу питомих навантажень у парах тертя та зношування робочих поверхонь накладок, а також перевірки ефективності дослідної конструкції ділянки фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма (рис. 6), розробленої з метою стабілізації навантаженості робочої поверхні накладки по її довжині.

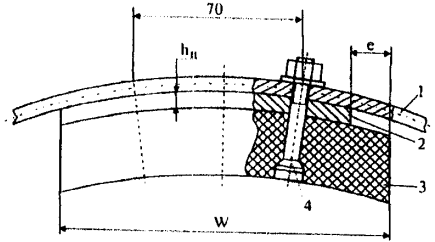


Рис. 6. Схема дослідної конструкції ділянки фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма: 1 – гальмівна стрічка; 2 – стальва прокладка; 3 – фрикційна накладка; 4 – чотири болтових кріплення фрикційного вузла

Випробування здійснювали на гальмівному стенді з масштабами геометричної та динамічної подібності 2 і 20 відповідно. Стенд обладнували гальмівними стрічками, виготовленими зі сталі 50 товщиною 2, 3 і 3,7 мм і шириною 200 мм, і фрикційними накладками, виготовленими з ретинаксу ФК-24А товщиною 15 мм і розмірами в плані 230x120 мм. За допомогою розроблених оригінальних пристроїв і тензометричних схем вимірювали: сили та згинальні моменти в гальмівній стрічці, стрілу прогину стрічки між накладками, лінійне зношування накладок і визначали питомі навантаження в парах тертя до зношування та після їхньої тривалої роботи. Набігаючу гілку гальмівної стрічки навантажували зусиллями в межах 409,6-8298 Н.

Аналіз результатів експериментальних досліджень залежностей стріли прогину стрічки, згинальних моментів в перерізі  $A$  стрічки (див. рис. 1 б) і відношення зусиль її натягу на набігаючій і збігаючій ділянках стрічки біля першої накладки від товщини  $h$  стрічки, довжини  $L$  її ділянки між накладками та сили

натягу стрічки шляхом порівняння з результатами аналітичного визначення таких же параметрів за допомогою моделі (1) показав, що:

- істотна зміна конструктивних параметрів фрикційного вузла та сил натягу стрічки не змінює характеру теоретичних залежностей між досліджуваними параметрами фрикційного вузла;

- для всіх досліджуваних параметрів підтверджена адекватність моделі (1) за критерієм Фішера з 95% довіркою імовірністю;

- відношення зусиль натягу на протилежних ділянках стрічки не залежить від її натягу та товщини (циліндричної жорсткості). Це відношення залежить лише від довжини  $L$ , тобто від кроку розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки.

Стендові випробування підтвердили закономірності, виявлені в ході теоретичних досліджень, стосовно: істотно нерівномірного розподілу питомого навантаження по довжині фрикційної накладки на початку її роботи, переходу до лінійного розподілу питомого навантаження після припрацювання фрикційної пари, збільшеного (на 46,85% порівняно з середнім за 20 год. роботи) зношування накладки на краю набігаючої ділянки й істотного збільшення нерівномірності розподілу питомого навантаження при змінних зусиллях натягу стрічки.

З метою перевірки впливу циліндричної жорсткості ділянки фрикційного вузла разом з накладкою на стабілізацію навантаженості робочого контакту накладки зі шківом та вирівнювання її зношування запропонована дослідна конструкція ділянки гальмівного вузла. Вона відрізняється від серійної збільшеною жорсткістю і зменшеною асиметрією навантаження пари тертя: між стрічкою та накладкою встановлена сталева пластина (коротшою за накладку на 10,8 мм з боку набігаючої гілки стрічки) товщиною 3,7 мм; усі деталі жорстко скріплені чотирма болтами з гайками (рис. 6).

Стендові випробування підтвердили позитивний вплив стабілізації навантаженості ділянки фрикційного вузла на параметри його роботи в режимах як постійного, так і змінного навантаження (рис. 7 а, б). Так, встановлено, що розподіл питомого навантаження у фрикційному контакті дослідної конструкції в умовах постійного навантаження близький до рівномірного з розсіянням значень 3,6% (розсіяння значень питомого навантаження для аналогічних умов роботи серійної конструкції фрикційного вузла склало 63,8%). Істотно знизилась нерівномірність розподілу питомих навантажень при натягах стрічки, менших за найбільше (рис. 7 в, г). При цьому спостерігалось зменшення як середніх, так і найбільших питомих навантажень на всіх досліджуваних ступенях зміни натягу стрічки. Середнє лінійне зношування зменшилось на 8,64% порівняно зі зношенням накладки серійної конструкції. Отже, підвищення жорсткості ділянки гальмівного вузла та зменшення асиметрії навантаження контакту „накладка – стрічка” можна вважати основними напрямками стабілізації навантаженості пари тертя в межах однієї накладки.

Наведена оцінка експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок – згинального моменту стрічки, середнього питомого навантаження фрикційного контакту й інтенсивності зношування фрикційних накладок – із застосуванням даних стендових випробувань і методів аналізу розмірностей і теорії подібності. Похибки оцінювання склали 1,0-8,5%.

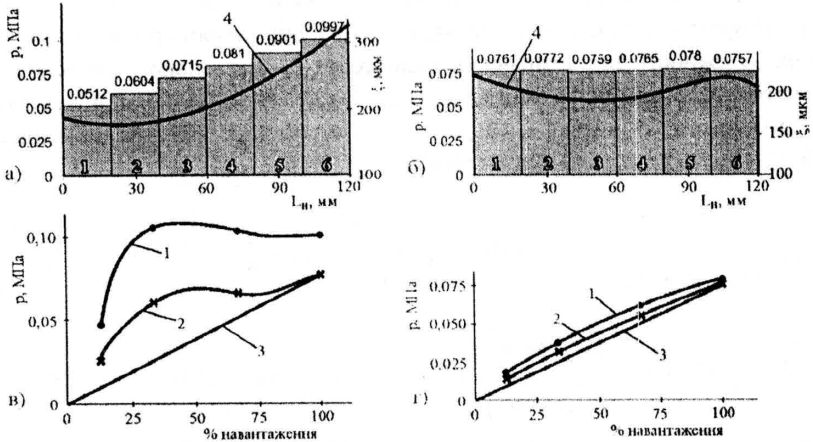


Рис. 7 а, б, в, г. Експериментальні залежності розподілу питомого навантаження  $p$  (стовпчики) і лінійного зношування  $\zeta$  (4) по довжині фрикційної накладки (а і б) і зміни питомого навантаження у фрикційній парі від зміни: найбільшого (1), середнього (2) і середнього номінального (3) питомих навантажень (в, г) для серійної (а, в) і дослідної (б, г) конструкцій

У п'ятому розділі аналізуються й обґрунтовуються напрями удосконалення конструкцій фрикційних вузлів і методик розрахунку експлуатаційних параметрів стрічково-колодкового гальма.

Наведені напрями удосконалення конструкцій фрикційного вузла. Вони зводяться до стабілізації навантаженості його деталей за рахунок підвищення жорсткості ділянки фрикційного вузла та вирівнювання навантаженості по дузі охоплення гальмівної стрічки і по довжині кожної накладки:

- заформування жорсткого металевго каркаса в тіло накладки;
- кріплення до ділянки гальмівної стрічки над накладкою жорсткого металевго каркаса або сталевोї пластини між нею та накладкою;
- виконання фаски на неробочій поверхні накладки з боку набігаючої гілки гальмівної стрічки;
- заміни шарнірного способу кріплення накладки до стрічки жорстким та комбінацією двох або більше названих способів;
- розміщення фрикційних накладок зі змінним кроком по дузі охоплення гальмівної стрічки.

За допомогою результатів теоретичних і експериментальних досліджень, а також аналізу різних розрахункових схем і рівнянь статичної рівноваги показано, що встановлення взаємозв'язку між конструктивними й експлуатаційними параметрами гальма має ґрунтуватися на рівновазі фрикційної накладки під дією сил від спряжених деталей. При цьому однією з умов рівноваги накладки має бути сума моментів усіх сил відносно осі гальмівного шківів. На основі використання уточненої розрахункової схеми та правильного вибору рівнянь рівноваги отримано аналітичні залежності для визначення сили тертя  $F_T$ , гальмівного моменту  $M_T$  та зусиль натягу набігаючої та збігаючої ( $Q_H$  і  $Q_3$ ) гілок гальмівної стрічки для фрикційних вузлів зі змінним ( $2\varphi_i$ ) та постійним ( $2\varphi$ ) кроком розміщення  $n$  фрикційних накладок на гальмівній стрічці:

$$Q_1 = Q_H \prod_{i=1}^n \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_i}; \quad Q_3 = Q_H \cdot \left( \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n; \quad F_T = \frac{R}{R_u} Q_H \left( 1 - \prod_{i=1}^n \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi_i} \right);$$

$$F_T = \frac{R}{R_u} Q_H \left[ 1 - \left( \frac{1 - f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi}{1 + f \frac{R_u}{R} \cdot \sin \varphi} \right)^n \right]; \quad M_T = F_T \cdot R_u = R(Q_H - Q_3). \quad (4)$$

Модельними дослідженнями встановлено, що за рівнем точності відомі методики розрахунку експлуатаційних параметрів гальма можна ранжувати в такій послідовності: В.Костицина-О.Ільського, Л.Ейлера, М.Александрова та найточніша – С.Раджабова. Запропонована методика (формули (4)) порівняно із вказаними підвищує точність розрахунку від 1,1 до 13,2% в діапазоні зміни радіуса гальмівного шківів 500-725 мм при коефіцієнті тертя в гальмівній парі  $f=0,35$ .

Наведено методику обчислення кута  $\lambda$  повороту накладки внаслідок її нерівномірного зношування по довжині. Залежність кута  $\lambda$  від коефіцієнта тертя в діапазоні його зміни 0,25-0,50 для фрикційного вузла бурової лебідки ЛБУ-1200 описується лінійним рівнянням  $\lambda = 0,0072 + 1,378 \cdot f$  ( $\lambda=0,49$  град. при коефіцієнті тертя  $f=0,35$ ). Розрахункова величина кута  $\lambda$  узгоджується з літературними даними. Отримано аналітичні залежності для визначення основних експлуатаційних параметрів фрикційного вузла з урахуванням кутів повороту  $\lambda$  та  $\gamma$  ( $\gamma$  – кут повороту лінії контакту стрічки з крайніми точками сусідніх фрикційних накладок), що виникли внаслідок нерівномірного зношування накладок по довжині:

$$Q_3 = Q_H \cdot \left( \frac{1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \text{tg} \lambda}{1 - f \cdot \text{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda + \gamma)}{1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \text{tg} \lambda}{1 - f \cdot \text{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)} \right)^n; \quad F_T = \frac{R \cdot f \cdot Q_1}{R_u \cdot (f \cdot \cos \lambda + \sin \lambda)} \left[ \left( \frac{1 + \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \text{tg} \lambda}{1 - f \cdot \text{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi + \lambda + \gamma)}{1 - \frac{R_u}{R} \cdot \frac{f + \text{tg} \lambda}{1 - f \cdot \text{tg} \lambda} \cdot \sin(\varphi - \lambda - \gamma)} \right)^n - 1 \right]. \quad (5)$$

Показано, що врахування повороту накладок за допомогою рівнянь (5) підвищує точність розрахунку параметрів гальма на 2,3-2,9%.

Наведено теоретичне обґрунтування методики визначення розмірів фаски на набігаючій ділянці поверхні фрикційної накладки, використання якої сприяє зменшенню асиметричності питомих навантажень при взаємодії пари „шків – накладка”. Отримано аналітичні залежності впливу фаски на експлуатаційні параметри фрикційного вузла гальма:

$$\frac{Q_{II}}{Q_I} = \frac{\left[ \frac{1 + f \cdot \frac{R_w}{R} \cdot \sin \left( \varphi + \frac{1}{2} \left( \alpha - \arcsin \frac{W - 2e}{2R_{II}} \right) \right)}{1 - f \cdot \frac{R_w}{R} \cdot \sin \left( \varphi - \frac{1}{2} \left( \alpha - \arcsin \frac{W - 2e}{2R_{II}} \right) \right)} \right]^n}{\cdot F_r = f \cdot \frac{R_w}{R} \cdot Q_{II} \left[ 1 - \left( \frac{Q_I}{Q_{II}} \right)^n \right]}.$$

Запропоновано аналітичні залежності для обчислення кутового кроку розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки для стабілізації їхньої навантаженості, і як наслідок, вирівнювання зношування

$$\sin \varphi_i = \frac{\sin \varphi_{i-1}}{1 - 2f \cdot \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}} \quad \text{або} \quad \sin \varphi_i = \sin \varphi_0 \cdot \prod_{i=1}^i \frac{1}{1 - 2f \cdot \frac{R_w}{R} \cdot \sin \varphi_{i-1}},$$

які забезпечують порівняно з відомою методикою в середньому на 5,0% вищу точність.

Показано, що на ділянках гальмівної стрічки біля її збігаючої гілки при великих кроках розміщення накладок визначальною умовою для раціонального розміщення накладок мають бути рівновеликі напруження в стрічці.

Наведено порівняльний аналіз різних компоновальних схем розміщення накладок та обґрунтовано вибір найбільш ефективного за комплексною умовою: найбільшого ресурсу накладок, їхнього рівномірного навантаження, рівновеликої міцності стрічки та з урахуванням раціонального розміщення пристроїв регулювання радіального зазора між парами тертя.

Запропоновані конструктивні рішення щодо фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, у яких досягається стабілізація їхньої навантаженості.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації наведене теоретичне узагальнення і нове розв'язання наукового завдання, що виявляється у встановленні закономірностей взаємозв'язку конструктивних параметрів, силової навантаженості, НДС та зношування фрикційного вузла стрічково-колодкових гальм бурових лебідок на режимах спуску бурильної колони та буріння з метою підвищення ефективності його роботи шляхом стабілізації його навантаженості й обґрунтування аналітичних методик визначення конструктивних та експлуатаційних параметрів. Проведені дослідження дали змогу:

1. Вперше створити для фрикційного вузла та його елементів наступні моделі:

- математичну для НДС ділянки гальмівної стрічки над і між фрикційними накладками та при цьому встановити, що наявність проміжку між накладками

зумовлює появу в стрічці згинального моменту і додаткових напружень згину, а також викликає значну нерівномірність розподілу сил при взаємодії неробочих поверхонь “стрічка – накладка”;

- багатофакторну математичну для ділянки гальмівної стрічки над і між фрикційними накладками залежно від факторів відгуку – деформації стрічки, коефіцієнта розподілу сил між стрічкою та накладкою, згинальних моментів, еквівалентних напружень і відношень згинальних та еквівалентних напружень у найбільш навантажених поперечних перерізах стрічки – з урахуванням зусилля натягу стрічки та конструктивних параметрів фрикційного вузла: циліндричної жорсткості, товщини та довжини стрічки між накладками, радіуса робочої поверхні гальмівного шківа;

- скінчено-елементну для НДС фрикційної накладки, навантаженої радіальними і тангенціальними силами з боку поверхонь стрічки та шківа;

- скінчено-елементну деформації фрикційного вузла з урахуванням його ваги та її пристроїв регулювання радіального зазора між робочими поверхнями накладок і шківа.

2. Вперше встановити закономірності зміни для фрикційного вузла та його елементів:

- розподілу сил між робочими поверхнями накладки та шківа в процесі її зношування під дією постійного натягу гальмівної стрічки та при зміні натягу в межах 3,0-100,0% від 160 кН;

- раціональних: циліндричної жорсткості та товщини гальмівної стрічки при її ширині 220 мм для гальм з радіусом шківа 500-725 мм за критерієм найбільшої ефективності використання матеріалу стрічки.

3. Вперше встановити раціональні зусилля для відтяжок стрічок ( $P_1=759,10$  Н;  $P_2=426,13$  Н) за критерієм найменшого поля розсіяння радіального зазора та вплив розміщення пристроїв регулювання радіального зазора на дузі охоплення гальмівної стрічки для керування взаємодією ділянок накладок, які першими входять у контакт з гальмівним шківом.

4. Вперше отримати аналітичні залежності для визначення у фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма, його елементах і гальма в цілому:

- розмірів фаски на неробочій поверхні фрикційної накладки для вирівнювання розподілу питомих навантажень та її зношування по довжині;

- кроку розміщення накладок на дузі охоплення гальмівної стрічки з використанням комплексної умови: найбільшого ресурсу накладок, їхнього рівномірного навантаження, рівновеликої міцності стрічки та з урахуванням раціонального розміщення пристроїв регулювання радіального зазора між парами тертя.

5. Розробити уточнений метод визначення конструктивних і експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів:

- для гальм з радіусом шківа 500-725 мм при коефіцієнті тертя 0,25-0,50 з підвищенням точності розрахунків на 1,1-13,2%;



- з урахуванням повороту накладок внаслідок нерівномірного зношування їхніх робочих поверхонь і підвищенням точності розрахунків на 2,3-2,9%;
- з урахуванням фасок на неробочих поверхнях фрикційних накладок;
- напружень у гальмівній стрічці як у тонкостінній оболонці.

6. Встановити наступні закономірності процесів зношування робочих поверхонь фрикційних накладок:

- зношування відбувається, в основному, на двох стадіях: припрацювання та усталеного процесу. Для першої стадії характерним є істотно нестабільний розподіл питомих навантажень по довжині накладки з найбільшими його значеннями на її краях. Для стадії усталеного зношування залежність вказаних вище параметрів є лінійною з найбільшим значенням питомого навантаження на краю набігаючої ділянки робочої поверхні накладки;

- нерівномірний розподіл питомих навантажень, і як наслідок, зношування робочої поверхні накладки по довжині, особливо при зміні навантаження та під час припрацювання, пов'язані з низькою жорсткістю накладки (ділянки фрикційного вузла), нерівномірним розподілом сил у контакті „стрічка – накладка” та консольним кріпленням накладок до стрічки.

7. Запропонувати удосконалені конструкції фрикційного вузла головного гальма бурових лебідок, стабілізація розподілу питомих навантажень у яких:

- по довжині фрикційних накладок з 63,8% до 3,6% призводить до зменшення інтенсивності їхнього зношування до 11%;

- по дузі охоплення стрічки за умови використання режиму гальмування, звичного при експлуатації серійної конструкції, дає змогу зменшити еквівалентні напруження в поперечному перерізі набігаючої гілки стрічки до 65,9%, підвищити ресурс комплекту накладок до 27,3% та досягти економії фрикційного матеріалу накладок з розрахунку на однакову проходку до 39,7%, а за умови підвищення інтенсивності гальмування на 27,3% отримати економію матеріалу накладок до 10,0%.

## **ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

1. Вольченко О.І., Сторож Я.Б. Деформація гальмівної стрічки і розподіл сил у контакті „стрічка – гальмівна накладка” стрічково-колодкового гальма // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Всеукраїнський щоквартальний науково-технічний журнал. – 2004. – №3(12). – С. 40-46.

2. Сторож Я.Б. Вплив розміщення фрикційних накладок на гальмівній стрічці на експлуатаційні параметри стрічково-колодкового гальма бурової лебідки // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Всеукраїнський щоквартальний науково-технічний журнал. – 2004. – №1(10). – С. 36-41.

3. Сторож Я.Б. Розподіл сил при зношуванні пар тертя в стрічково-колодковому гальмі // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Всеукраїнський щоквартальний науково-технічний журнал. – 2005. – № 3(16). – С. 48-53.

4. Декл. пат. 63418А України 7 F16D49/08. Спосіб керування питомими навантаженнями на набігаючій та збігаючій гілках гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки / О.І.Вольченко, В.В.Дячук, М.О.Вольченко, Д.О.Вольченко, Я.Б.Сторож, Б.М.Малярчук – Заявка № 20033043429 від 16.04.03; Опубл. 15.01.04, Бюл. №1. – 3 с.

5. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Вольченко Д.А., Сторож Я.Б. Влияние закономерностей установки накладок во фрикционных узлах на эксплуатационные параметры ленточно-колодочного тормоза // Сб. докл. междунаrodn. конгресса „Механика и трибология транспортных систем – 2003”. – Ростов-на-Дону (Россия), 2003. – С. 203-207.

6. Петрик А.А., Вольченко Н.А., Сторож Я.Б. Улучшение работоспособности фрикционных узлов тормозных устройств // Труды 5-го междунаrodn. симпоз. по фрикционным изделиям и материалам. – Ярославль (Россия), 2003. – С. 40-46.

7. Kryzhanivskiy Y., Volchenko D., Storozh Y. The Static Dynamic Analyses of Loadings of Friction Units for Band-Shoe Brakes // Scientific Bulletin Serie C, Volum XVIII, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology, Baia Mare. – 2004. – P. 187-195.

8. Storozh B., Karpyk R., Storozh Y. Calculation of drawworks band-shoe brake performance // Scientific Bulletin Serie C, Volum XVIII, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology, Baia Mare. – 2004. – P. 255-263.

9. Volchenko A., Storozh Y., Storozh B., Karpyk R. Estimation of band-shoe brake performances for drilling winches // Buletin Stiintific, Volumul XVII, Partea 1, Fascicola: Mecanica, Tribologie, Technologia Const. de Masini, Baia Mare. – 2003. – P. 285-290.

10. Вольченко О.І., Сторож Б.Д., Сторож Я.Б. Дослідження моделі фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма бурової лебідки / Матеріали 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції „Нафта і газ України – 2004”. В 2 т. Т.2. – Судак, 2004. – С. 185-186.

## АНОТАЦІЯ

**Сторож Я.Б. „Стабілізація навантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок”.** – Рукопис.

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

Робота присвячена підвищенню ефективності роботи фрикційного вузла стрічково-колодкових гальм шляхом стабілізації навантаженості фрикційного вузла на основі моделювання його напружено-деформованого стану та зношування на режимах спуску бурильної колони та буріння й обґрунтування методик розрахунків конструктивних і експлуатаційних параметрів гальма. Створені та досліджені математичні моделі фрикційного вузла – аналітична ділянки гальмівної стрічки,

скінчено-елементна фрикційної накладки при її зношуванні та скінчено-елементна фрикційного вузла в розімкненому стані та на початку гальмування – в широкому діапазоні зміни його конструктивних параметрів і навантажень. Дано обґрунтування вдосконалених конструктивних рішень на основі стабілізації навантаженості деталей фрикційного вузла.

Наведені результати стендових експериментальних досліджень, виконаних для перевірки адекватності математичних моделей і працездатності дослідної конструкції ділянки фрикційного вузла, а також дана оцінка натурних параметрів фрикційних вузлів гальм із застосуванням методів теорії подібності й аналізу розмірностей.

Запропоновані уточнені методики розрахунку основних конструктивних та експлуатаційних параметрів фрикційних вузлів гальма.

Ключові слова: бурова лебідка, стрічково-колодкове гальмо, фрикційний вузол, гальмівна стрічка, фрикційна накладка, напружено-деформований стан, зношування, модель, конструктивні та експлуатаційні параметри.

## АННОТАЦИЯ

**Сторож Я.Б. „Стабилизация нагруженности фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов 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.

Диссертация посвящена повышению эффективности работы фрикционного узла ленточно-колодочных тормозов путем стабилизации нагруженности фрикционного узла на основе моделирования его напряженно-деформируемого состояния (НДС) и изнашивания на режимах спуска буровой колонны и бурения и обоснования методик расчета конструктивных и эксплуатационных параметров тормоза. Созданы и исследованы математические модели фрикционного узла – аналитическая участка тормозной ленты, конечно-элементные НДС фрикционной накладке при ее изнашивании и деформации фрикционного узла в разомкнутом состоянии и в начале торможения – в широком диапазоне изменения его конструктивных параметров и нагрузок. Дано обоснование усовершенствованных конструктивных решений на основе стабилизации нагруженности деталей фрикционного узла.

Приведены результаты стендовых экспериментальных исследований для проверки адекватности математических моделей и работоспособности опытной конструкции участка фрикционного узла, а также оценка натурных параметров фрикционных узлов тормозов с использованием методов теории подобия и анализа размерностей.

Предложены уточненные методики расчета основных конструктивных и эксплуатационных параметров тормоза.

Во вступлении обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель и задачи исследований, научная новизна и практическое значение полученных результатов, указан личный вклад соискателя.

В первом разделе проведен анализ современных конструкций фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок, нагруженности, изнашивания и долговечности их деталей в процессе выполнения спускоподъемных операций и бурения, способов уменьшения неравномерности нагруженности и изнашивания фрикционных накладок, методик расчета эксплуатационных параметров тормозов.

Показано, что существующие конструкции главного механического тормоза буровых лебедок имеют значительный резерв для их усовершенствования, а обоснование методов и средств повышения эффективности его работы и точности проектного расчета должно базироваться на исследованиях НДС его деталей, распределения удельных нагрузок во фрикционных парах и их изнашивания.

Второй раздел посвящен обоснованию выбора методов моделирования, созданию математических (аналитических, многофакторных полиномиальных, конечноэлементных) моделей НДС и изнашивания фрикционного узла.

В третьем разделе изложены результаты исследования математических моделей фрикционного узла и его деталей, распределения удельных нагрузок в рабочем и нерабочем контакте фрикционной накладки и ее изнашивания в широком диапазоне нагрузок и конструктивных параметров фрикционного узла.

В четвертом разделе приведены описания конструкции тормозного стенда и оригинальных приспособлений для измерений параметров НДС и изнашивания деталей фрикционного узла, проведенных с целью проверки адекватности разработанных математических моделей и оценки работоспособности опытной конструкции участка фрикционного узла, а также методики и результаты экспериментальных исследований.

В пятом разделе дается анализ и обоснование путей совершенствования конструкций фрикционного узла и методики расчета конструктивных и эксплуатационных параметров тормоза. Описаны усовершенствованные конструкции фрикционного узла, положительный эффект которых достигается стабилизацией его нагруженности.

Ключевые слова: буровая лебедка, ленточно-колодочный тормоз, фрикционный узел, тормозная лента, фрикционная накладка, напряженно-деформированное состояние, изнашивание, модель, конструктивные и эксплуатационные параметры.

## THE SUMMARY

**Storozh Y.B. „The friction unit load stabilizing for drawworks band-shoe brakes”. – Manuscript.**

The thesis on getting a scientific degree of the candidate of engineering sciences on a speciality 05.05.12 – Machines of a petroleum and gas industry. Ivano-Frankivsk national technical university of oil and gas. Ivano-Frankivsk, 2006.

The work is devoted to bettering of operating efficiency of the band-shoe brake friction unit through its loading stabilization by simulating its stress deformation state and wearing in conditions of drilling pipe column lowering and well drilling and by refining the techniques for brake design and operating parameter evaluating. The mathematical models have been developed and studied – the analytical one for the brake band part, the finite element ones for the friction shoe while wearing and the friction unit at its open state and brake starting – over wide ranges of the design parameter and loading changes. The friction unit design advancements achieving by load stabilization are born out.

The results of experimental testing are shown to illustrate quality of mathematical models and working abilities of the proposed friction unit part design. Drawworks band-shoe performance is estimated by using the modelling experiment data and dimension analysis and similarity theory methods.

The refined techniques for estimating main brake design and operating parameters are proposed.

Key words: drawworks, band-shoe brake, friction unit, brake band, friction shoe, stress deformation state, wearing, model, design and operating parameters.