

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ФРИКЦІЙНОЇ НАКЛАДКИ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

Я.Б.Сторож, Б.Д.Сторож

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 42102,
e-mail: slastor@gmail.com

Методами скінченно-елементного і кореляційно-регресійного аналізу досліджено вплив навантаження і конструктивних параметрів фрикційного вузла стрічково-колодкового гальма на розподіл напружень у робочому і неробочому контактах фрикційної накладки. Виявлено, що підвищення рівномірності розподілу контактних напружень і зношування фрикційної накладки по її довжині можна досягти зменшенням відстані між накладками і вибором оптимальної товщини гальмівної стрічки.

Ключові слова: стрічково-колодкове гальмо, фрикційний вузол, фрикційна накладка, скінченно-елементне моделювання, напружено-деформований стан.

Методами конечно-элементного и корреляционно-регрессионного анализа исследовано влияние нагрузки и конструктивных параметров фрикционного узла ленточно-колодочного тормоза на распределение напряжений в рабочем и нерабочем контактах фрикционной накладке. Установлено, что повышения равномерности распределения контактных напряжений и изнашивания фрикционной накладке по ее длине можно достичь путем уменьшения расстояния между накладками и выбора оптимальной толщины тормозной ленты.

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, фрикционный узел, фрикционная накладка, конечно-элементное моделирование, напряженно-деформированное состояние.

The influence of loading and design parameters of the drawworks band-shoe brake friction unit on the stress and deformation in the band-shoe and band-drum contacts has been investigated. Increased uniformity of the contact stress distribution and shoe wear along the shoe length could be achieved by decreasing the distance between the shoes and by choosing the optimum brake band thickness.

Keywords: band-shoe brake, friction unit, friction shoe, finite element modeling, stress deformation state.

Вступ

Довговічність фрикційних елементів головних гальм бурових лебідок є одним із вагомих чинників, які визначають продуктивність спуско-підіймальних операцій у процесі буріння свердловин на нафту і газ [1, 2]. Практика експлуатації таких гальм свідчить, що фрикційні накладки зношуються нерівномірно як по всій дузі охоплення, так і в межах кожної накладки [3]. Теоретичний аналіз засвідчив, що основною причиною цього явища є нерівномірний розподіл сил у робочому контакті гальма, тобто між фрикційною накладкою і гальмівним шківом, який, у свою чергу, спричинений нерівномірним розподілом сил у неробочих контактах – між стрічкою і накладками. В праці [4] розкрито визначальний вплив нерівномірної силової взаємодії в цьому контакті по довжині накладки на суттєво нерівномірне і надмірно інтенсивне її зношування в робочому контакті накладка - гальмівний шків. Однак виконаний у [4] аналіз виходив з аналітичної моделі деформації стрічки, побудованої з використанням припущення про абсолютну жорсткість її опори (накладки) і відсутність тертя між стрічкою і накладкою. Здійснений нами скінченно-елементний аналіз напруженого стану гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма [5] вказав на його суттєву залежність від навантаження і конструктивних параметрів гальма, зокрема від довжини стрічки між фрикційними

накладками, товщини (циліндричної жорсткості) стрічки, товщини (піддатливості в радіальному напрямку) фрикційної накладки, а також від коефіцієнта тертя в контакті між стрічкою і накладкою. Це відкриває можливість для уточненого дослідження напружено-деформованого стану (НДС) фрикційних накладок, що об'єктивно потрібно для розробки обґрунтованих рекомендацій щодо удосконалення конструкції фрикційних вузлів з метою підвищення їх довговічності.

Мета дослідження

Метою роботи є виявлення закономірностей впливу параметрів конструкції і навантаження стрічково-колодкового гальма бурових установок на розподіл сил у контакті стрічково-накладка і НДС його фрикційних накладок за допомогою скінченно-елементного моделювання ділянки фрикційного вузла з урахуванням результатів уточнення НДС гальмівної стрічки.

Методика дослідження

Прототипом СЕ-моделі ділянки фрикційного вузла слугує серійна конструкція бурової лебідки ЛБУ-1200 з такими параметрами: радіус робочої поверхні гальмівного шківа – 725 мм, гальмівна стрічка зі сталі 5 (модуль пружності під час розтягу $E=2 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\nu=0,3$) шириною $b=220$ мм, товщиною 5 мм охоплює гальмівний шків зі змонтованими

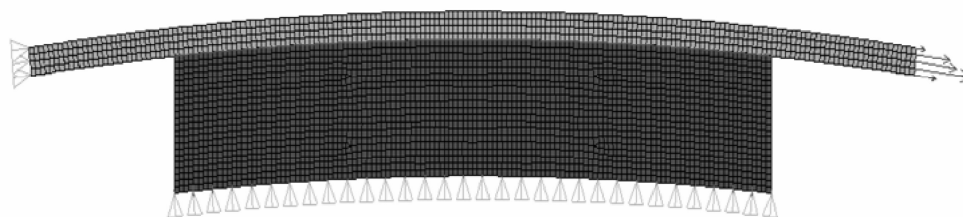


Рисунок 1 – СЕ-модель ділянки фрикційного вузла з позначенням граничних умов і навантаження

Таблиця 1 – Параметри факторного простору комп’ютерного моделювання ділянки фрикційного вузла

Чинники і їх кодовані значення для рівняння (1)	Значення чинника в натуральній системі координат для кодової системи		
	-1	0	1
Сила натягу стрічки Q в кН, X ₁	40	100	160
Товщина накладки Н в мм, X ₂	10	20	30
Половина довжини ділянки стрічки між накладками L в мм, X ₃	30	55	80
Коефіцієнт тертя між стрічкою і фрикційною накладкою f, X ₄	0	0,25	0,50
Товщина гальмівної стрічки h в мм, X ₅	4	5	6

на її внутрішній частині двадцятьма фрикційними накладками з ретинаксу ФК-24А (модуль пружності під час розтягу E_H=6,9·10³ МПа, коефіцієнт Пуассона ν_H=0,37) товщиною 30 мм (нова накладка), довжиною l=120 мм і шириною 225 мм, розміщеними рівномірно по дузі охоплення з кутовим кроком 13,5°.

Основними параметрами конструкції і навантаження фрикційного вузла, від яких залежить напружено-деформований стан гальмівної стрічки є: її натяг Q, товщина h, що за умови незмінності ширини і матеріалу стрічки характеризує її циліндричну жорсткість, половина довжини стрічки між двома сусідніми фрикційними накладками L, товщина фрикційної накладки Н (характеризує жорсткість опори стрічки) і коефіцієнт тертя f у контакті "стрічка-накладка". Названі параметри і діапазони їх зміни вибрано на основі досліджень їх впливу на напружено-деформований стан гальмівної стрічки.

Для моделювання стрічки і фрикційної накладки в середовищі ANSYS використано 8-вузлові елементи PLANE 82 з відповідними властивостями, а контакту "стрічка-накладка" – контактні елементи CONTAC 48 (рис. 1). Відзначимо важливі аспекти моделі. На підставі симетричності конструкції і навантаження протилежні торці ділянки гальмівної стрічки мають зберігати радіальне розміщення як в ненавантаженому, так і навантаженому станах. Для цього на її лівий торець накладено обмеження тангенціального переміщення, а правий торець вільний і навантажений силою натягу стрічки Q і згинальним моментом, рівним моменту в лівому торці. Можливість вільного переміщення фрикційної накладки, з’єднаної з гальмівною стрічкою в площині симетрії накладки, по по-

верхні гальмівного шківів внаслідок видовження стрічки досягається накладанням на переміщення її робочої поверхні обмеження лише в радіальному напрямку. Для різних комбінацій конструктивних параметрів (L, h і Н) ділянки фрикційного вузла побудовані відповідні СЕ-моделі.

В ході СЕ-аналізу НДС фрикційної накладки фіксували: деформацію вузла і накладки, розподіл нормальних напружень у робочому і неробочому контактах вузла, а також в тілі накладки. Ступінь нерівномірності розподілу напружень у контакті "стрічка-накладка" оцінювали за допомогою коефіцієнта нерівномірності розподілу нормальних контактних напружень, який обчислювали за формулою

$$K_{H,P} = \frac{\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN}}{\sigma_C},$$

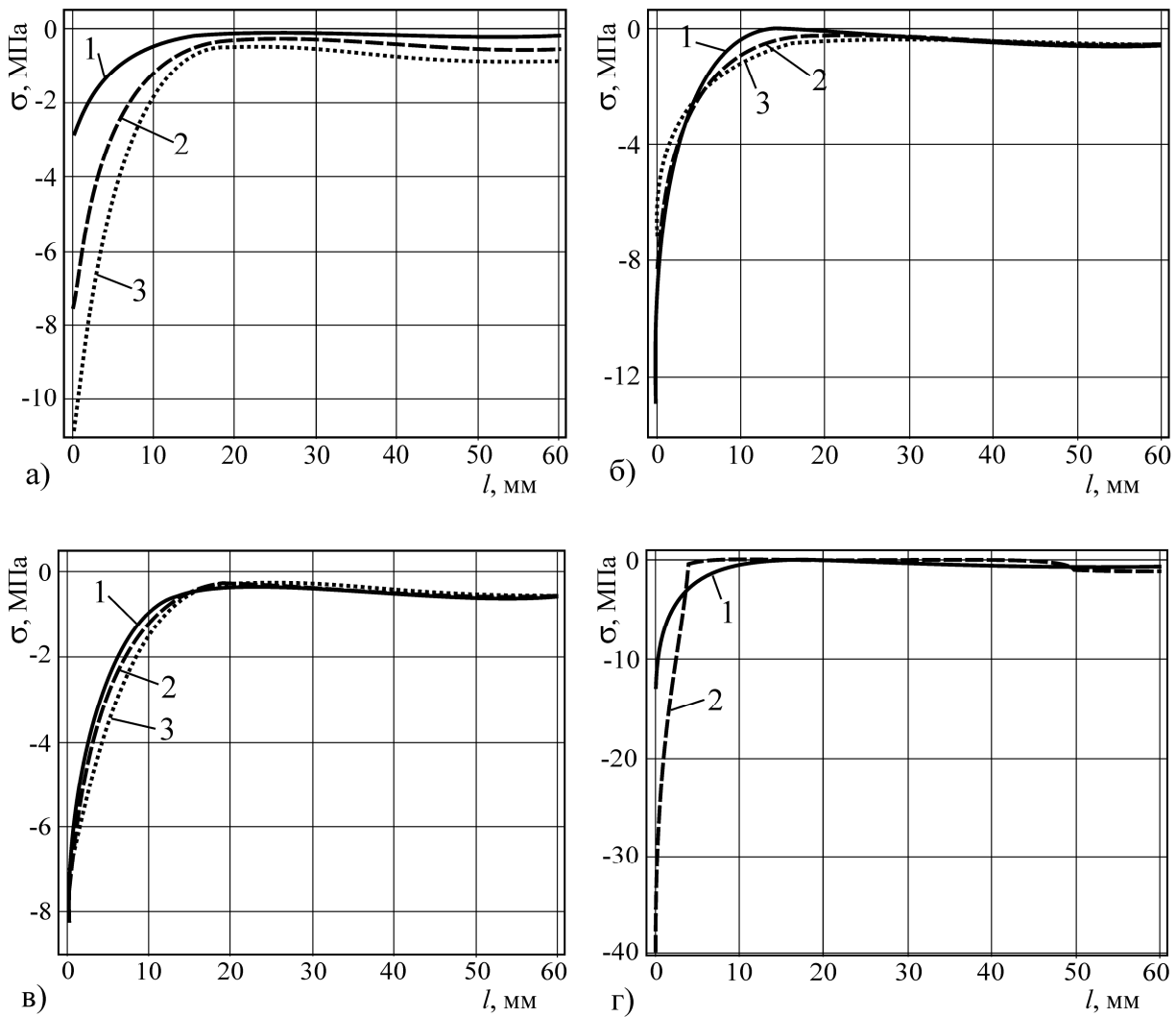
де σ_{MAX}, σ_{MIN} і σ_C – найбільше (біля краю накладки), найменше і середнє нормальні напруження в контакті гальмівна стрічка – фрикційна накладка відповідно. Останнє розраховували за формулою

$$\sigma_C = \frac{2Q \cdot \sin \varphi}{b \cdot l},$$

де: b і l – розміри контакту стрічки з накладкою, мм;

φ – половина кутового кроку розміщення накладок на стрічці.

Для планування вивчення закономірностей формування нерівномірності розподілу нормальних контактних напружень між гальмівною стрічкою і накладкою використано план 3⁵/27 [6]. Діапазони змін чинників (табл. 1) виявлено з аналізу умов роботи бурової лебідки та літературних даних [1-3].



а) залежно від сили натягу стрічки
(для L=55 мм, H=30 мм, h=5 мм, f=0,25): 1 – Q=40 кН; 2 – Q=40 кН; 3 – Q=40 кН;
б) залежно від товщини стрічки
(для Q=100 кН, L=30 мм, H=20 мм, f=0): 1 – h=4 мм; 2 – h=5 мм; 3 – h=6 мм;
в) залежно від коефіцієнта тертя в контактї між стрічкою і накладкою
(для Q=100 кН, L=55 мм, H=20 мм): 1 – f=0; 2 – f=0,25; 3 – f=0,5;
г) залежно від половини довжини стрічки між накладками
(для Q=100 кН, h=4 мм, H=30 мм): 1 – L=55 мм; 2 – L=80 мм.

Рисунок 2 – Розподіл нормальних напружень у фрикційній накладці по довжині її контакту з гальмівною стрічкою

Закономірності впливу натягу гальмівної стрічки та параметрів фрикційного вузла на коефіцієнт нерівномірного розподілу ($K_{Н.Р}$) нормальних напружень у контактї гальмівної стрічки – фрикційна шукалі у вигляді поліноміального рівняння другого степеня

$$K_{Н.Р} = a_0 + \sum a_i X_i + \sum a_j X_i^2 + \sum a_k X_i X_{j(i \neq j)}, \quad (1)$$

де: X – чинники моделі;

a – коефіцієнти рівняння регресії;

$i, j=1, 2, \dots, n$; n – кількість чинників моделі.

Якість моделі перевіряли традиційними методами кореляційного аналізу [7].

Результати дослідження і їх аналіз

З графіків розподілу нормальних напружень у контактї між гальмівною стрічкою і

фрикційною накладкою в межах від її краю до середини (рис. 2) видно, що контактні напруження по довжині контакту розподіляються суттєво нерівномірно. Так, на краю накладки спостерігається найбільші напруження стискування, величина яких багатократно перевищує середні значення. На ділянці довжиною 10-20 мм від краю накладки (ділянка А) напруження зменшуються до мінімальних величин, а на ділянці довжиною 10-30 мм від середини накладки (ділянка Б) напруження стискування стають практично рівномірно розподіленими. Вони більші за мінімальні і близькі до середніх.

Довжина ділянки Б суттєво залежить від відстані між накладками, особливо за найменшої товщини стрічки, тоді як інші чинники практично не впливають на неї. За малої тов-

Таблиця 2 – Результати дослідження нерівномірності розподілу нормальних напружень у контакті "стрічка-накладка"

Точки плану	Рівні чинників моделі					Коефіцієнт нерівномірності розподілу напружень $K_{Н.Р}$		
	X_1 (Q)	X_2 (H)	X_3 (L)	X_4 (f)	X_5 (h)	$K_{Н.Р.СЕ}^*$	$K_{Н.Р.М}^*$	Відносна похибка ε , %
1	-1	-1	-1	-1	0	7,36	7,3	0,83
2	-1	-1	0	0	0	15,11	15,42	-2,02
3	-1	-1	1	1	1	22,66	21,81	3,77
4	-1	0	-1	0	-1	7,86	8,36	-6,36
5	-1	0	0	-1	-1	20,22	20,32	-0,49
6	-1	0	0	0	-1	20,43	20,32	0,55
7	-1	1	-1	1	1	3,78	4,31	-14,14
8	-1	1	0	1	-1	20,93	20,93	-0,01
9	-1	1	1	-1	0	25,94	25,88	0,23
10	0	-1	-1	1	1	4,51	4,01	11,0
11	0	-1	1	1	1	21,35	21,51	-0,73
12	0	-1	0	0	-1	21,0	20,63	1,75
13	0	0	1	-1	0	25,4	25,58	-0,71
14	0	0	-1	-1	-1	8,98	9,16	-1,98
15	0	0	-1	-1	1	5,58	5,6	-0,32
16	0	1	-1	-1	0	6,89	7,0	-1,57
17	0	1	0	0	0	14,87	15,12	-1,65
18	0	1	1	1	0	27,6	27,78	-0,64
19	1	-1	-1	-1	0	7,19	6,7	6,84
20	1	-1	0	1	-1	20,59	20,33	1,25
21	1	-1	1	1	0	27,4	27,48	-0,28
22	1	0	-1	0	1	4,52	4,2	7,12
23	1	0	0	0	0	14,25	14,2	0,35
24	1	0	1	0	-1	33,44	34,02	-1,75
25	1	1	-1	1	1	3,52	3,71	-5,5
26	1	1	0	-1	1	11,43	11,29	1,26
27	1	1	1	-1	1	19,63	19,01	3,17
К	0	0	0	0	0	7,36	7,30	0,83

Примітка. Коефіцієнти $K_{Н.Р.СЕ}$ і $K_{Н.Р.М}$ отримані СЕ-моделюванням і розрахунком за рівнянням (2) відповідно.

щини стрічки спостерігається проміжна ділянка В з нульовими контактними напруженнями, що свідчить про розрив контакту між стрічкою і накладкою, причому зі збільшенням L довжина ділянки В збільшується з 2 мм (див. рис. 2, б-1, L=30 мм) до 7 і 40 мм (див. рис. 2, г-1 і г-2, L=55 і L=80 мм, відповідно).

Вплив параметрів конструкції фрикційного вузла і його навантаження на нерівномірність розподілу нормальних напружень у контакті "стрічка-накладка" найповніше описує математична модель, отримана за даними табл. 2 методом найменших квадратів засобами MathCAD

$$K_{Н.Р} = 14,501 - 0,300X_1 + 10,390X_3 - 4,523X_5 + 0,614X_2^2 + 1,174X_3^2 + 0,994X_5^2 + 1,099X_3 \cdot X_4 - 2,743X_3 \cdot X_5. \quad (2)$$

Модель (2) змістовна й адекватна при 95% надійності:

всі коефіцієнти регресії a_i значущі за t-критерієм ($a_i > \Delta a$, де $\Delta a = t_{кр} \sigma_a$ – гранична похибка коефіцієнта регресії; $\Delta a = 0,268$);

рівняння змістовне за F-критерієм Фішера ($F_{розр} = 264,7$, що більше за критичне значення цього критерію – $F_{кр} = 2,51$);

рівняння здатне до передбачення – значення $K_{Н.Р}$ для контрольної точки К (як і для всіх точок плану, див. табл. 2) збігаються з даними СЕ-аналізу в межах допустимої похибки 1,018.

Відносна похибка ($\varepsilon = \frac{K_{Н.Р.СЕ} - K_{Н.Р.М}}{K_{Н.Р.СЕ}} \cdot 100$)

розрахунку $K_{Н.Р}$ для переважної більшості точок плану менше 2%.

З математичної моделі (2) випливає, що найбільший вплив на нерівномірність розподілу нормальних напружень у контакті стрічка-

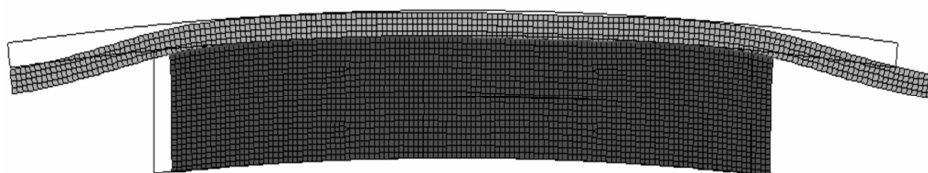
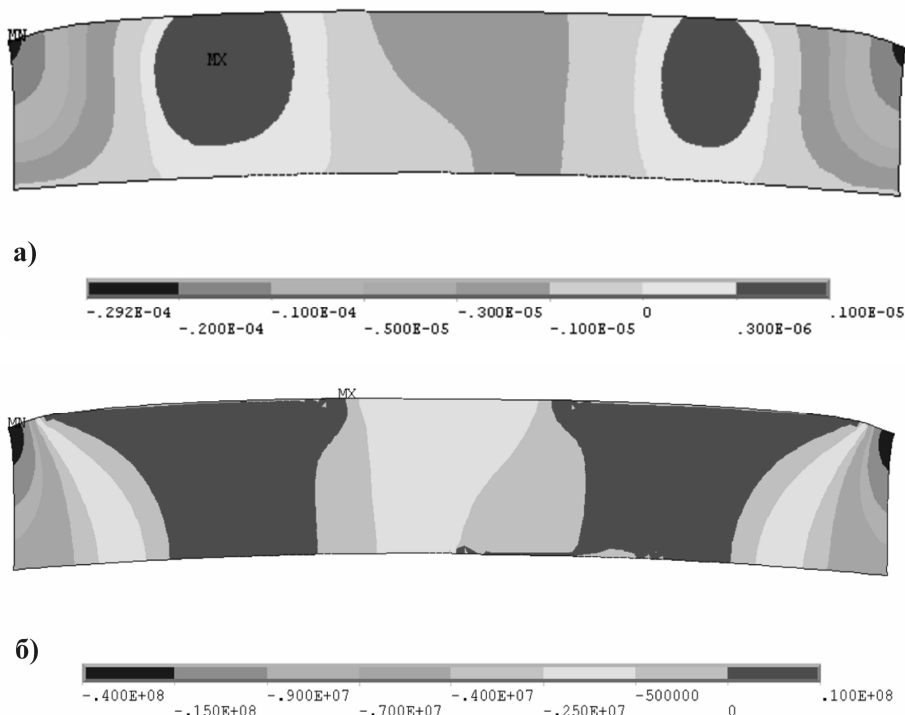


Рисунок 3 – Схема деформації ділянки фрикційного вузла



а) радіальних переміщень (в м) точок фрикційної накладки;
 б) радіальних напружень (в Па) у накладці для умов: $Q=100$ кН, $L=55$ мм, $h=4$ мм, $f=0,25$

Рисунок 4 – Діаграми розподілу

накладка мають відстань між накладками і товщина гальмівної стрічки (найбільші коефіцієнти регресії). Причому зі збільшенням відстані між накладками і зменшенням жорсткості стрічки нерівномірність розподілу зростає. Зазначені впливи нелінійні. Крім того, спостерігається взаємне підсилення їхньої дії за великих L і малих h внаслідок ефекту парної взаємодії. Це дає змогу оцінити раціональну товщину гальмівної стрічки за критерієм найменшого $K_{нр}$. Для параметрів конструкції близьких до серійної ($L=-1$) оптимальна товщина стрічки складає 5,9 мм.

Зі збільшенням натягу стрічки нерівномірність розподілу напружень у контакті "стрічка-накладка" зменшується, хоча ступінь впливу невеликий.

Залежність розподілу напружень від коефіцієнта тертя проявляється лише через парний ефект одночасно зі зміною відстані між накладками – за малих L (серійна конструкція фрикційного вузла) збільшення коефіцієнта тертя зумовлює зменшення $K_{нр}$. Зауважимо, що коефіцієнт тертя в неробочій парі фрикційного вузла, очевидно, близький до його значень, рег-

ламентованих технічними умовами на ретинакс [8], тобто більше 0,25.

Вплив піддатливості фрикційної накладки (в дослідженнях реалізується зміною її товщини) проявляється статистично суттєво лише через квадратичну складову рівняння.

Отримані закономірності розподілу контактних напружень зумовлені, насамперед, особливостями взаємопов'язаної деформації гальмівної стрічки і фрикційної накладки. Під дією зусилля натягу стрічка в проміжку між накладками отримує найбільше радіальне зміщення (рис. 3), що зумовлює найбільше радіальне зміщення контактної поверхні накладки біля її краю (ділянки А, рис. 4 а). Радіальне зміщення центральної частини контакту (ділянки Б) практично рівномірне. За товщини стрічки 4 мм внаслідок розривання контакту між стрічкою і накладкою ділянка стрічки В зміщується зі збільшенням радіуса. За більших товщин стрічки розриву цього контакту не спостерігається, хоча в проміжку між ділянками А і Б контакту деформації накладки найменші.

Покажемо зв'язок між розподілом радіальних напружень у неробочому і робочому кон-

тактах фрикційної накладки. З рис. 4 видно, що зміщення поверхні контакту накладки зі стрічкою пов'язані з нерівномірним розподіл її деформації і радіальних напружень як в об'ємі, так і в робочому контакті накладки – гальмівний шків. Так, у робочому контакті радіальні напруження стискування є найбільшими на відносно коротких ділянках накладки біля її країв, дещо нижчі в її центральній частині, а навпроти ділянок В неробочого контакту вони стають нульовими – контакт між накладкою і шківом втрачається. Наслідком такого нерівномірного розподілу радіальних напружень є нерівномірне і більш інтенсивне зношування накладок по довжині контакту [4].

Висновки

Проведені модельні дослідження напружено-деформованого стану фрикційної накладки за допомогою методу скінченних елементів дали змогу виявити переважаючий вплив конструктивних параметрів фрикційного вузла – відстані між накладками і товщини гальмівної стрічки – на нерівномірність розподілу деформацій і напружень у робочому і неробочому контактах фрикційної накладки стрічково-колодкового гальма. З'ясовано, що підвищення рівномірності розподілу контактних напружень і зношування фрикційної накладки по її довжині можна досягти зменшенням відстані між накладками і вибором оптимальної товщини гальмівної стрічки (5,9 мм при $L=30$ мм).

Надалі передбачається дослідити НДС фрикційної накладки з урахуванням тертя в робочому контакті гальма.

Література

- 1 Ильский А.Л. Буровые машины и механизмы / А.Л. Ильский, А.П. Шмидт. – М.: Недра, 1989. – 396 с.
- 2 Палашкин Е.А. Справочник механика по глубокому бурению / Е.А. Палашкин. – М.: Недра, 1981. – 510 с.
- 3 Крижанівський Є.І. Стрічково-колодкові гальма: монографія В 2 т. Т.2 / [Є.І. Крижанівський, О.І. Вольченко, М.О. Вольченко та ін.]. – Івано-Франківськ: Факел, 2007. – 230 с.
- 4 Сторож Я.Б. Розподіл сил при зношуванні пар тертя в стрічково-колодковому гальмі / Ярослав Сторож // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 3(16). – С. 48-53.
- 5 Сторож Я.Б. Комп'ютерне моделювання напруженого стану гальмівної стрічки стрічково-колодкових гальм / Ярослав Сторож, Богдан Сторож // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2010. – №2(144). – С. 86 – 92.
- 6 Рузинов Л.П. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / Л.П. Рузинов, Р.И. Слободчикова. – М.: Химия, 1980. – 280 с.
- 7 Статистика: теоретичні засади і прикладні аспекти: навч. посіб. / [Р.В. Фещур, А.Ф. Барвінський, В.П. Кічор та ін.]; за наук. ред. Р.В. Фещура. – Львів : Інтеллект-Захід, 2003. – 576 с.
- 8 ГОСТ 10851-73. Изделия фрикционные из ретинакса. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 17 с.

*Стаття надійшла до редакційної колегії
12.05.10*

*Рекомендована до друку професором
Мойсишиним В.М.*