

РОЗПОДІЛ СИЛ ПРИ ЗНОШУВАННІ ПАР ТЕРТЯ В СТІЧКОВО-КОЛОДКОВОМУ ГАЛЬМІ

Я.Б.Сторож

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42102,
e-mail: slastor@ukr.net

Разработана конечно-элементная модель фрикционной накладки ленточно-колодочного тормоза. Модель учитывает геометрию и механические свойства материала накладки, а также ее силовые взаимодействия с сопрягаемыми деталями. Впервые показано влияние распределения сил в контакте «лента – накладка» на распределение сил между тормозным шкивом и накладкой и на ее изнашиваемость.

The finite-element model for a band-shoe brake friction shoe is developed. The model considers geometry and mechanical properties of shoe material, and its force interactions with mating parts. The influence of force distribution in the band – shoe contact on forces distribution between the brake drum and friction shoe and on its wear is shown for the first time.

1. Вступ

Високі динамічні і теплові навантаження призводять до інтенсивного зношування фрикційних накладок стрічково-колодкових гальм бурових лебідок, внаслідок чого вони є найменш надійними елементами бурових установок [1]. За даними [2] на 1000м проходки в середньому витрачається 70-80 накладок. Заміна останніх істотно знижує продуктивність буріння, особливо глибоких нафтових і газових свердловин. Більше того, фрикційний матеріал накладок використовується нерационально через те, що заміну накладок здійснюють комплектом, а зношуються вони нерівномірно як по дузі охоплення, так і в межах кожної накладки [3, 4]. Основна причина нерівномірного зношування накладок по дузі охоплення встановлена. Нею є зміна натягу гальмівної стрічки і сили притискання накладок до гальмівного шківів від збігаючої гілки до набігаючої [2-4]. У той же час поширені уявлення про розподіл сил у фрикційному контакті „накладка – шків”, що ґрунтуються на залежності Ейлера [2, 3], не спроможні пояснити нерівномірне зношування в межах однієї накладки, зокрема той факт, що накладки в середньому на 10-15% зношуються більше на краях, ніж на своїх середніх ділянках [5].

У недавній опублікованій роботі [6] запропонована методика розрахунку деформації ділянки гальмівної стрічки над і між фрикційними накладками і показано, що в ході гальмування сили між стрічкою та накладкою розподіляються істотно нерівномірно – більша їх частина зосереджується на краях накладки. Це дає змогу провести дослідження зношування накладки і розподілу сил у її контакті з гальмівним шківом, що слугуватиме основою для виявлення можливих напрямів удосконалення конструкції гальмівних вузлів стрічково-колодкового гальма. Проведення таких досліджень і є метою даної роботи.

2. Особливості конструкції та навантаження фрикційної накладки

Схема на рис. 1 ілюструє будову та принцип роботи стрічково-колодкового гальма. Гальмівна стрічка 1 із змонтованими на ній фрикційними накладками 2 затягується на збігаючій гілці стрічки силою Q_3 , регульованою за допомогою важеля 3, і притискає накладки до гальмівного шківів 4. При цьому в парах тертя „внутрішня поверхня фрикційної накладки – робоча поверхня гальмівного шківів” виникає сила тертя, яка в місцях кріплення накладок до стрічки передається їй. Кожну накладку зазвичай кріплять до стрічки або гвинтами і гайками, або за допомогою пелюсток сталевих пластини, частково заформованої в тіло накладки. В обох випадках кріплення розміщують в площині симетрії накладки. Фрикційна накладка має форму частини тонкостінного кільця невеликої кривини з відношенням її товщини H до радіуса R середньої поверхні ($R = \frac{1}{2}(R_n + R_{uw})$) менше 1/10 та її довжини W до ширини Z у межах зазвичай від 1/2 до 3/2 (рис. 2).

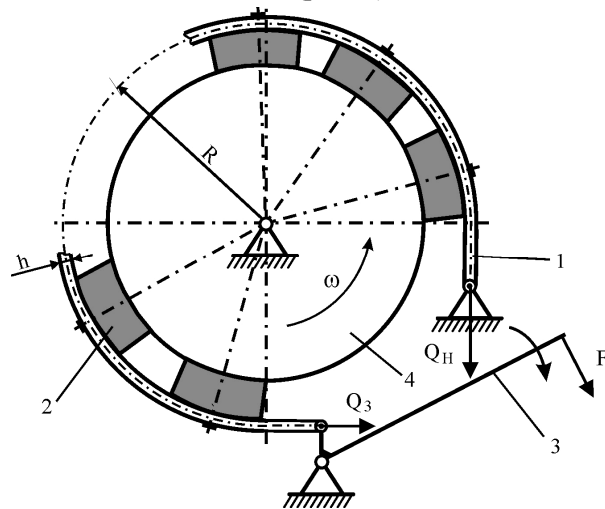


Рисунок 1 – Схема стрічково-колодкового гальма

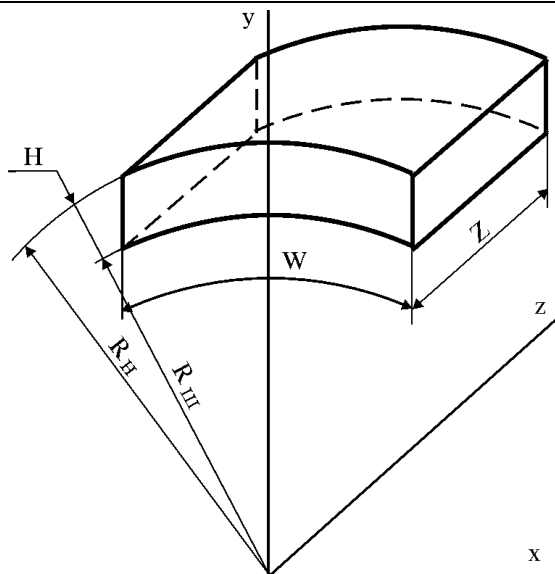


Рисунок 2 – Схема фрикційної накладки стрічково-колодкового гальма

За співвідношенням розмірів накладка не належить до стрижнів, або брусів, довжина яких значно перевищує найбільший розмір поперечного перерізу [7, 8]. Вона також не належить до пластин, оскільки її серединна поверхня не є плоскою. Очевидно, накладку слід класифікувати як циліндричну оболонку.

Напружено-деформований стан (НДС) фрикційної накладки порівняно з циліндричними оболонками, розглянутими в літературі [7, 8], має такі особливості. По-перше, накладка стискається поверхневими радіальними силами, що діють на неї з боку гальмівної стрічки і гальмівного шківа. По-друге, в контакті зі шківом вона сприймає також поверхневі тангенціальні сили тертя. Розподіл названих сил нерівномірний. По-третє, в місцях кріплення накладки до гальмівної стрічки накладка навантажена зосередженою тангенціальною силою. Отже, усі зовнішні сили є тільки радіальними або тангенціальними. Тому, а також із урахуванням того, що відношення $H/Z \ll 1$, її НДС можна класифікувати як плоску деформацію. Це дещо спрощує задачу. Однак навіть з урахуванням останнього нерівномірний розподіл сил практично унеможливує використання аналітичного методу її розв'язку.

В останні роки для виконання розрахунків усе більшого поширення набувають чисельні методи: варіаційний, граничних інтегральних рівнянь, скінчених елементів і под. [9, 10]. З них найбільш ефективним виявився метод скінчених елементів [10]. Це пов'язано з його належним теоретичним обґрунтуванням і наявністю потужного програмного забезпечення для ЕОМ. Крім того, своєю точністю він не поступається аналітичним методам. Зазначені переваги є підставою для використання методу скінчених елементів для розв'язання задачі, поставленої в даній роботі.

3. Скінчено-елементна модель накладки

Параметрична скінчено-елементна (СЕ) модель фрикційної накладки ґрунтується на таких припущеннях і даних про конструкцію та навантаження реальних накладок.

3.1 Накладка є тривимірним тілом (див. рис. 2). Проте її ширина (розмір Z) не змінюється вздовж осі Ox . Можна припустити, що зовнішні сили, а отже, напруження і деформації також не є функціями її координати z . Тому для спрощення моделі – зменшення кількості скінчених елементів, числа рівнянь і скорочення часу їхнього розв'язку – розробляємо двовимірну модель з елементами постійної товщини, рівної ширині накладки (рис. 3). З метою підвищення точності розрахунку СЕ-модель формуюмо з квадратичних елементів [10].

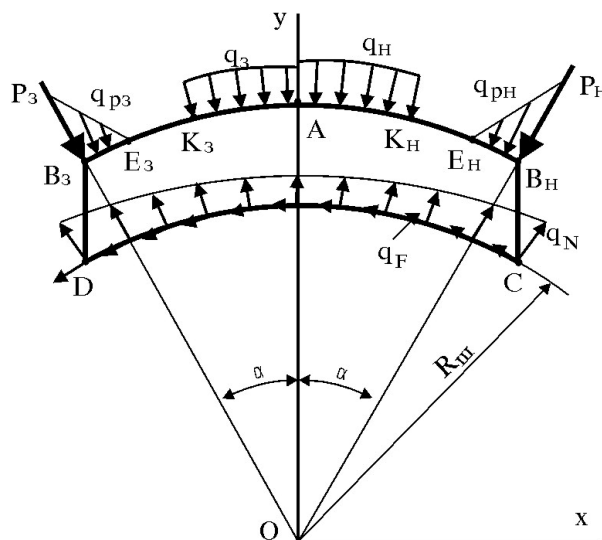


Рисунок 3 – Схема дії сил в СЕ-моделі фрикційної накладки

3.2 Розміри і форму моделі вибираємо рівними відповідним параметрам реальної накладки: радіус внутрішньої циліндричної поверхні приймаємо рівним радіусу гальмівного шківа R_{II} , її товщину – товщині H накладки, її довжину – довжині W . Наявність кріпильних отворів або сталевих пластини в тілі накладки ігнорується – їхній вплив на розподіл питомих навантажень в контакті „накладка-шків” і на зношування накладки не істотний.

3.3 Відомі сили – рівномірно розподілені q_n і q_z відповідно на набігаючій AK_n і збігаючій AK_z ділянках накладки, а також зосереджені P_n і P_z (див. рис. 3) – визначаємо заздалегідь за методикою, описаною в [6]. Слід зауважити, що зосереджена сила є абстрактним поняттям. Взаємодія реальних тіл реалізується через більші чи менші площадки їх контакту. В початкових варіантах створюваних нами СЕ-моделей із залученням зосереджених сил P_n і P_z деформації ділянок накладки поблизу точок B_n і B_z були нереально надмірними. Тому в остаточному варіанті моделі сили P_n і P_z замінено розподіленими силами q_{rn} і q_{rz} з лінійною зміною їхньої інтенсивності. Розмір ділянок B_nE_n і B_zE_z вияв-

ляємо з умов, що $\int_{B_n E_n} q_{pn} dl = P_n$ і $\int_{B_3 E_3} q_{p3} dl = P_3$,

а кути деформації (повороту) ділянок $B_n E_n$ і $B_3 E_3$ дорівнюють кутам поворотів поперечних перерізів гальмівної стрічки, які контактують з точками B_n і B_3 відповідно (див. роботу [6]). Для випадку, що аналізуватиметься нижче, площадки контакту $B_3 E_3$ і $B_n E_n$ склали 7,5 і 8 мм. Зазначимо, що вплив такої заміни на розподіл напружень і деформацій СЕ-моделі обмежувався ділянками, що не виходили за межі відстані в 10-11 мм від ліній $B_n E_n$ і $B_3 E_3$. Останнє цілком погоджується з принципом Сен-Венана.

3.4 Наведені реакції з боку гальмівного шківів у вигляді поверхневих нерівномірно розподілених сил q_N і q_F прикладені до вузлів ділянки CD (рис. 3). На елементарних ділянках тертя ці сили пов'язані між собою залежністю Амонтона-Кулона

$$q_F = f \cdot q_N, \quad (1)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання.

В ході розв'язання задачі залежність (1) отримана ітераційним способом.

3.5 Невідома тангенціальна реакція R_A прикладена до вузла моделі в точці А на перетині циліндричної поверхні та осі симетрії накладки, тобто в місці кріплення накладки до гальмівної стрічки.

3.6 Граничні умови СЕ-моделі – тангенціальне переміщення точки А і радіальні переміщення вузлів дуги CD дорівнюють нулеві – цілком очевидні для описаної схеми за умови, що не враховується деформація обода гальмівного шківів. Останнє припустимо, оскільки модуль пружності сталевого обода гальмівного шківів ($2 \cdot 10^5$ МПа) значно більший за модуль пружності матеріалу накладки ($6,9 \cdot 10^3$ МПа) [7, 11].

3.7 В ході модельного дослідження зношування накладки в парі тертя координату довільної точки дуги після кожного кроку збільшуємо в радіальному напрямку на величину лінійного зносу ξ у цій точці, а граничну умову для цієї ж точки – її радіальне переміщення – приймаємо рівним $-\xi$. Внаслідок цього ділянка CD накладок постійно перебуває в контакті з циліндричною поверхнею гальмівного шківів.

3.8 Величина зносу накладки залежить за інших рівних умов режиму тертя – матеріали, температура, макрогеометрія контакту, швидкість ковзання – від питомого навантаження p і тривалості t роботи пари тертя [11]. У даній роботі використовуємо лінійну залежність ξ від p і t

$$\xi = V_3 \cdot p \cdot t, \quad (2)$$

де V_3 – коефіцієнт пропорційності, що характеризує інтенсивність лінійного зношування накладок.

3.9 В реальних умовах роботи стрічково-колодкового гальма питоме навантаження фрикційної накладки в межах одного циклу спуску однієї свічки змінюється від нульового до найбільшого. Такі цикли в ході спуску всієї колони повторюються. Якщо тривалість t роботи пари тертя фіксувати через періоди часу, кратні цик-

лу роботи пари, то найбільше питоме навантаження пари можна прийняти як таке, що характеризує її навантаження в цілому. При цьому коефіцієнт V_3 є деякою усередненою величиною.

3.10 Числовий метод розрахунку за формулою (2) передбачає покрокове збільшення тривалості роботи пари тертя з фіксацією величин p і ξ . Чим менший крок, тим вища точність розрахунку, але тим більші затрати часу на проведення модельного дослідження. Пробними експериментами встановлено, що прийнятна точність (величини p відрізняються менше, ніж на 0,5%) досягається при $V_3 \cdot t$ (для першого кроку), рівному 1,37 мкм/МПа. Зі зменшенням нерівності розподілу питомого навантаження вздовж накладки крок збільшення тривалості роботи пари доцільно збільшувати.

4. Результати дослідження моделі накладки

Застосуємо створену СЕ-модель фрикційної накладки для дослідження розподілу питомих навантажень та її зношування в контакті з гальмівним шківом. Розміри фрикційних вузлів, матеріали та властивості вибираємо такими, що є характерними для стрічково-колодкових гальм серійних конструкцій бурових лебідок У2-5-5, ЛБУ 1100, ЛБУ-1700 [1, 2], а саме: $R_{ш} = 725$ мм, $R_H = 755$ мм, $W = 120$ мм, $Z = 230$ мм, $H = 30$ мм, матеріал накладки – ретинакс марки ФК-24А з властивостями $E_H = 6,9 \cdot 10^3$ МПа, $\nu_H = 0,37$ [11], коефіцієнт тертя між накладкою і гальмівним шківом $f = 0,35$, матеріал обода шківів – сталь 35ХНЛ, матеріал гальмівної стрічки – сталь 50, властивості сталей – $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0,3$ [7], розміри стрічки – товщина 5 мм, ширина 220 мм. Натяг стрічки приймаємо: для набігаючої ділянки 160 кН, для збігаючої – 147,878 кН, що створює такі зусилля в контакті з фрикційною накладкою: $P_H = 11,207$ кН, $P_3 = 10,358$ кН, тангенціальну силу $\Delta Q = Q_H - Q_3 = 12,122$ кН, прикладену до елементів кріплення накладки на радіусі серединної поверхні гальмівної стрічки ($R = 757,5$ мм), рівномірно розподілені сили $q_H = 921,394$ кН/м² і $q_3 = 851,598$ кН/м², що діють на ділянках довжиною 36 мм кожна; при цьому сумарна радіальна сила, якою стрічка тисне на накладку, становить

$$P_H + P_3 + (q_H + q_3)Z = 36,245 \text{ кН.}$$

В процесі модельного дослідження зношування фрикційної накладки та розподілу питомого навантаження на кожному його етапі фіксували:

- тривалість t роботи пари тертя (у відносних одиницях);
- реакцією R_A ;
- нормальну реакцію N_i і силу тертя F_i в кожному вузлі моделі, що належить дузі CD, а також їх суми N і F ;
- лінійний знос ξ_i у кожному вузлі дуги CD, а також їх сумарні величини з урахуванням попередніх етапів.

За даними про N_i та розміри елементарних площадок розраховували питомі навантаження

Таблиця 1 – Параметри силової взаємодії фрикційної накладки зі спряженими деталями при поетапному збільшенні тривалості роботи

Етап дослідження	Діапазон t , відносні одиниці	p_n	p_z	$p_{сep}$	$b_p \cdot 10^2$	r_{PL}	K_P	N	F	R_A
		МПа			МПа/мм					
1	0 - 2	5,123	0,998	1,3065	1,170	0,377	3,812	36,100	12,635	12,129
2	2 - 5	4,397	1,800	1,3061	1,170	0,477	3,129	36,089	12,631	12,135
3	5 - 9	3,556	1,953	1,3062	1,174	0,484	2,381	36,091	12,632	12,144
4	9 - 13	3,358	1,950	1,3066	1,178	0,513	2,205	36,102	12,636	12,143
5	13 - 17	3,193	1,743	1,3063	1,178	0,549	2,069	36,095	12,633	12,142
6	17 - 23	3,147	1,653	1,3059	1,174	0,585	2,004	36,805	12,631	12,129
7	23 - 31	2,964	1,487	1,3061	1,181	0,628	1,790	36,089	12,631	12,140
8	31 - 39	2,697	1,445	1,3064	1,170	0,657	1,555	36,098	12,634	12,126
9	39 - 47	2,662	1,401	1,3067	1,170	0,692	1,468	36,105	12,637	12,125
10	47 - 57	2,600	1,226	1,3067	1,179	0,763	1,391	36,106	12,637	12,131
11	57 - 69	2,477	0,898	1,3064	1,180	0,825	1,246	36,099	12,635	12,125
12	69 - 83	2,317	0,820	1,3061	1,171	0,909	1,146	36,091	12,630	12,130
13	83 - 97	2,116	0,670	1,3059	1,172	0,909	1,111	36,085	12,631	12,139
14	97 - 111	2,048	0,619	1,3064	1,179	0,963	1,094	36,098	12,634	12,135
15	111 - 130	2,016	0,597	1,3062	1,175	0,982	1,086	36,091	12,632	12,140
16	130 - 155	2,010	0,593	1,3061	1,171	0,988	1,085	36,100	12,635	12,137
Середнє з 95% надійним інтервалом				1,3063 ±0,00013	1,174 ±0,002			36,095 ±0,004	12,633 ±0,001	12,134 ±0,004

у вузлах ділянки CD і виявляли їхні значення: найбільше (p_{max}), найменше (p_{min}), середнє ($p_{сep}$) і для крайніх вузлів з боку набігаючої (p_n) і збігаючої (p_z) гілок гальмівної стрічки. Крім того, розраховували такі характеристики розподілу питомого навантаження вздовж дуги CD накладки: коефіцієнт кореляції r_{PL} між питомим навантаженням і довжиною пари тертя, коефіцієнт нерівномірності розподілу питомого навантаження

$$K_P = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_{сep}} \quad (3)$$

і кутовий коефіцієнт b_p рівняння лінійної регресії

$$P = p_{сep} + b_p \cdot \left(L - \frac{1}{2} L_m \right), \quad (4)$$

де: L – координата вузла на дузі CD ($L=0$ для вузла в точці D);

L_m – довжина дуги CD; $L_m = 120,137$ мм.

Параметри лінійного зносу ξ мають аналогічні індекси. Характеристики розподілу зносу накладки по її довжині визначали подібно

$$K_3 = \frac{\xi_{max} - \xi_{min}}{\xi_{сep}}; \quad (5)$$

$$\xi = \xi_{сep} + b_3 \cdot \left(L - \frac{1}{2} L_{max} \right). \quad (6)$$

Результати дослідження зведені в табл. 1 і 2 та зображені на рис. 4 і 5.

З аналізу даних, наведених в табл. 1 і на рис. 4, впливають такі закономірності силових взаємодій накладки з іншими деталями гальмівного вузла:

1. Питоме навантаження в парі тертя розподіляється істотно нерівномірно. Основною причиною цього на початку роботи пари тертя є нерівномірний розподіл сил в контакті “гальмівна стрічка – накладка”.

2. В ході зношування накладки нерівномірність розподілу питомого навантаження зменшується. Його залежність по довжині накладки наближається до лінійної, якою описується розподіл на всіх етапах дослідження.

3. Сумарна радіальна сила в гальмівній парі практично рівна сумарній радіальній силі, з якою на накладку діє гальмівна стрічка.

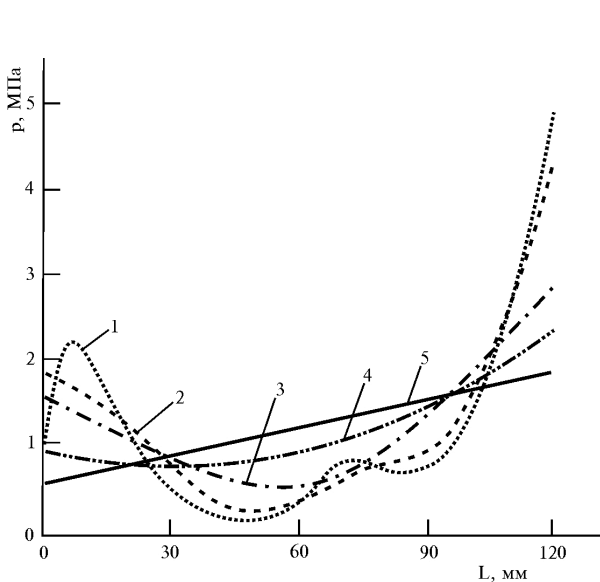
4. Сила тертя F_i , тангенціальна реакція R_A і тангенціальна сила ΔQ на радіусі серединної поверхні стрічки пов’язані залежностями (з похибкою до 0,25%) $F \cdot R_{ш} = R_A \cdot R_n = \Delta Q \cdot R$ (12,633·0,725=9,159 Н·м ; 12,134·0,755=9,161 Н·м і 12,122·0,7575=9,182 Н·м).

Розглянемо закономірності зношування фрикційної накладки по її довжині та в часі. З графіків рис. 5 видно, що накладка зношується нерівномірно: найбільш інтенсивно зношуються її ділянки з боку набігаючої гілки гальмівної

стрічки, менш інтенсивно – з боку збігаючої, а серійних стрічково-колодкових гальм. Очевид-

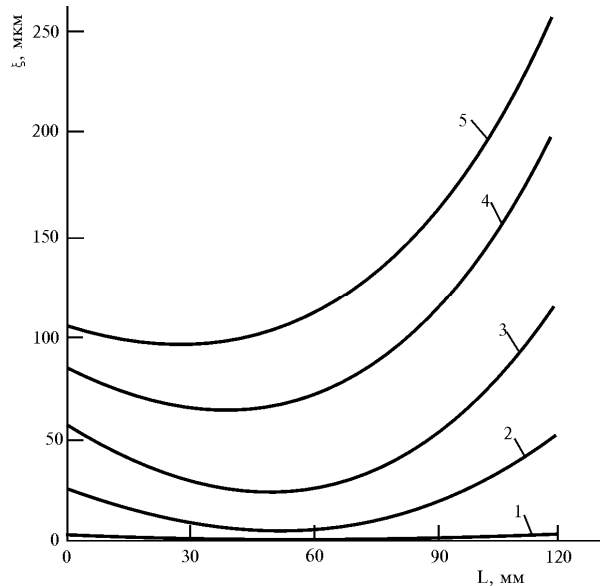
Таблиця 2 – Параметри процесу зношування фрикційної накладки

Етап дослідження	t, відносні одиниці	ζ_H	ζ_3	$\zeta_{сер}$	b_3	r_{3L}	r_3	Етап дослідження	t, відносні одиниці	ζ_H	ζ_3	$\zeta_{сер}$	b_3	r_{3L}	r_3
		МКМ			МКМ/мм					МКМ			МКМ/мм		
1	2	7,02	1,37	1,79	0,015	0,377	3,812	9	47	98,62	51,08	42,05	0,440	0,674	1,898
2	5	16,05	5,07	4,47	0,028	0,438	3,650	10	57	116,43	59,47	51,00	0,508	0,706	1,769
3	9	25,80	10,42	8,05	0,084	0,474	3,334	11	69	136,79	66,86	61,74	0,575	0,732	1,670
4	13	35,00	15,76	11,63	0,146	0,517	3,004	12	83	159,09	74,80	74,27	0,658	0,767	1,582
5	17	43,75	20,54	15,21	0,210	0,552	2,691	13	97	180,62	82,00	86,80	0,771	0,790	1,497
6	23	56,68	27,33	20,58	0,265	0,584	2,407	14	111	201,56	88,60	99,32	0,897	0,809	1,405
7	31	69,25	35,48	27,74	0,320	0,609	2,225	15	130	229,49	97,10	116,32	1,052	0,834	1,303
8	39	84,03	43,40	34,90	0,379	0,648	2,050	16	155	265,61	107,60	138,70	1,224	0,889	1,208



1 – t=0-2; 2 – t=17-23; 3 – t=47-57;
4 – t=130-155; 5 – t=0

Рисунок 4 – Розподіл питомого навантаження p в контакті між гальмівним шківом і фрикційною накладкою по її довжині L в діапазонах відносної тривалості роботи гальмівної пари



1 – t=2; 2 – t=23; 3 – t=57;
4 – t=111; 5 – t=155

Рисунок 5 – Вплив відносної тривалості t роботи пари тертя на розподіл лінійного зносу ζ накладки по її довжині L

найменш інтенсивно – ділянки, розміщені від осі симетрії накладки у бік збігаючої гілки стрічки. Зі збільшенням тривалості роботи пари тертя мінімум на кривих зносу зміщується у тому ж напрямку – асиметрія зносу збільшується.

Дані табл. 2 свідчать, що в ході роботи пари тертя різниця між ζ_H і ζ_3 поступово збільшується. Однак коефіцієнт нерівномірності розподілу K_3 зменшується. Така незгодженість є позірною і пояснюється тим, що збільшення середньої величини зносу $\zeta_{сер}$ в часі відбувається швидше за зміну різниці $\zeta_H - \zeta_3$.

Зауважимо, що виконаний аналіз стосується конкретної конструкції гальмівного вузла

но, що за допомогою запропонованої моделі доцільно виявити закономірності впливу геометричних розмірів накладки і шківа, властивостей матеріалів, у тому числі коефіцієнта тертя, а також зміни натягу стрічки на напружено-деформований стан накладки та експлуатаційні параметри гальмівного вузла.

5. Висновки

Опрацьована скінчено-елементна модель фрикційної накладки стрічково-колодкового гальма з урахуванням форми, розмірів, властивостей фрикційного матеріалу і силової взаємодії зі спряженими деталями.

На прикладі застосування моделі для аналізу роботи накладки серійних гальм бурових лебідок показано вплив розподілу сил в контакті “стрічка – накладка” на розподіл сил між гальмівним шківом і накладкою та на її зношування.

Література

1. Палашкин Е.А. Справочник механика по глубокому бурению: 2-е издание. – М.: Недра, 1981. – 510 с.
2. Ильский А.Л., Шмидт А.П. Буровые машины и механизмы. – М.: Недра, 1989. – 396 с.
3. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 383 с.
4. Злобин Б.А. Скоростная проводка скважин и резервы новой техники. – М.: Недра, 1977. – 309 с.
5. Балаболин С.В. Работоспособность ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок: Дисс. канд. техн. наук 05.04.07. – Ивано-Франковск, 1993. – 147 с.
6. Вольченко О.І. Сторож Я.Б. Деформація гальмівної стрічки і розподіл сил у контакті “стрічка-гальмівна накладка” стрічково-гальмівного гальма // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004.– № 3(12). – С. 40-46.
7. Сопротивление материалов: Учебник для вузов / Под общ. ред. Г.С.Писаренко. – К.: Вища школа, 1979. – 696 с.
8. Филин А.П. Прикладная механика твердого деформируемого тела. Т.ІІ. – М.: Наука, 1978. – 616 с.
9. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 542 с.
10. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
11. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник / А.В.Чичинадзе, А.Л.Левин, М.М.Бородулин, Е.В.Зиновьев / Под общ. ред. А.В.Чичинадзе: 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.

УДК 504.05: (622.323 + 622.324)

ОЦІНКА ВПЛИВІВ ОСВОЄННЯ НАФТОГАЗОКОНДЕНСАТНИХ РОДОВИЩ НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ

Я.О.Адаменко, Т.В.Кундельська, М.М.Николяк

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 559698,
e-mail: public@nuing.if.ua

Оценено и проанализировано влияние на окружающую среду технологических процессов и объектов освоение нефтегазоконденсатных месторождений. Рассмотрены основы для систематизации данных влияния на окружающую среду. Описана структура базы данных негативных влияний на окружающую среду освоения нефтегазоконденсатных месторождений и показано её практическое значение.

The environmental impacts of technological processes and objects of working oil and gas fields were assessed and analyzed. The grounds for systematization of the environmental impacts were discussed. The structure of the database for the adverse environmental impacts of working oil and gas fields was described and its practical importance was shown.

Екологічна оцінка, або оцінка впливів на навколишнє середовище (ОВНС) — це визначення масштабів та рівнів впливу проектної діяльності на довкілля, заходів щодо запобігання або зменшення цих впливів, прийнятності проектних рішень з екологічної точки зору.

Основним нормативним актом, що регламентує процедуру проведення ОВНС або екологічної оцінки в нашій країні, є Закон України “Про екологічну експертизу”. До переліку законодавчих та нормативних актів України, на підставі яких розробляють ОВНС, належать також Закони України “Про охорону навколишнього природного середовища”, “Про охорону атмосферного повітря”, “Про охорону здоров’я”, Лісовий, Водний та Земельний кодекси України, постанови Кабміну України щодо навколишнього середовища [4] і міжнародні кон-

венції: “Про ОВНС в транскордонному контексті”, “Про доступ до інформації, залучення громадськості в процес прийняття рішень та доступ до правосуддя з питань, що стосуються навколишнього середовища”.

В Україні об’єкти, що підлягають обов’язковій екологічній оцінці, наведені в ДБН А2.2-1-2003 [8], а також у наведених вище міжнародних конвенціях. Зокрема, об’єкти нафтогазового комплексу належать до таких впливів діяльності, що потребують обов’язкової екологічної оцінки.

Детальні наукові дослідження щодо впливів на окремі компоненти довкілля об’єктів нафтогазового комплексу висвітлені у довідниках та підручниках нафтогазової справи, підручниках з охорони довкілля, окремих статтях періодичних видань [3, 5, 6, 7].