

МАШИНОЗНАВСТВО

УДК 331.45:001.57

Сторож Я.Б.

Національний науково-дослідний інститут промислової безпеки та охорони праці

ПРОГНОЗУВАННЯ РИЗИКУ ЗА КРИТЕРІЄМ ОПОРУ ВТОМИ ГАЛЬМІВНОЇ СТРІЧКИ

Проаналізовано наукові дослідження напружено-деформованого стану гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма бурової лебідки. Розраховано ймовірнісні характеристики небезпечного параметра міцності гальмівної стрічки – серійних конструкцій бурових лебідок. Отримано результати прогнозування ризику завдання виробничої травми персоналу внаслідок руйнування стрічки на ділянці розміщення кріпильних отворів. Запропоновано конструкторські й технологічні заходи для зменшення ризику травмування персоналу.

Ключові слова: прогнозування ризику, виробничий травматизм, гальмівна стрічка, стрічково-колодке гальмо, напружено-деформований стан, математична модель.

Постановка проблеми. Стрічково-колодке гальмо виділяється своїм визначальним впливом не тільки на продуктивність проходження свердловини, а й на безпечність для персоналу бурової установки. Велика маса високонавантажених елементів конструкції накопичує значний запас пружної потенціальної енергії, вивільнення якої під час можливого раптового, зокрема втомного, руйнування створює значну потенційну загрозу травмування персоналу. Тому опрацювання науково-методологічних підходів до прогнозування ризику руйнування стрічки стрічково-колодкових гальм бурових лебідок є проблемою важливою й актуальною.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш простими, надійними, а тому одними з найбільш поширених гальм для роботи в умовах великих силових і теплових навантажень є стрічково-колодкові гальма. Вони практично незамінні на бурових установках для геологорозвідувального й експлуатаційного, особливо глибокого, буріння нафтогазових свердловин [1–3]. Такі гальма обслуговують спуск бурильної колони під час заміни зношеного долота, повільне опускання в процесі робочої подачі долота на вибій, спуск обсадних труб, утримання колони на вазі для різних операцій тощо. У структурі затрат часу на будівництво свердловин середньої глибини спуско-підіймальні операції зазвичай мають до

40%, а для свердловин глибиною 4 500...5 000 м навіть до 60%. За даними [2; 3], під час буріння свердловини на цю ж глибину число циклів інтенсивного використання стрічково-колодкового гальма може сягати 50 000...80 000.

У свердловину спускають колони різної ваги з різними швидкостями. Швидкість спуску колони залежить від її ваги, довжини й технологічних особливостей свердловини. Найбільша швидкість спуску – 3 м/с, найменша під час спуску обсадних колон – 0,2 м/с. У процесі буріння подача бурового інструменту не перевищує 1,5 м/хв. Швидкість спуску регулюють допоміжним (гідравлічним або електричним), яке поглинає до 80...85% енергії спуску колони, і головними гальмами. Гальмування під час зупинки забезпечує лише головне гальмо. Навантаження на гак і зусилля у ведучій струні (вітці) канату під час зупинки залежить від часу і шляху гальмування та динамічних сил. Оскільки час гальмування нічим не обмежений і залежить лише від оператора (людський чинник), для уникнення надмірних динамічних навантажень, що можуть призвести до розриву каната, зусилля на гальмівних шківках мають створювати натяг каната не більшим за його розривне зусилля. У разі розриву однієї зі стрічок гальма зусилля гальмування другої стрічки має бути достатнім для завершення зупинки руху колони в цьому аварійному циклі.

Таблиця 1.

Розміри і властивості матеріалу гальмівної стрічки

Розміри, мм				Властивості матеріалу					
ширина	Товщина $6^{+0,3/-0,5}$			модуль пружності, МПа	коефіцієнт Пуассона	границя міцності під час розтягання-стискання, Мпа [6]			границя текучості, МПа [6], не менше
	b	h_{max}	$h_{сер.}$			h_{min}	E	μ	
220	6,3	5,9	5,5	$2 \cdot 10^5$	0,3	490	560	630	285

Сучасна практика проектування не передбачає розрахунку гальмівних стрічок за критерієм опору втоми. Вважається, що гальмівна стрічка працює на розтяг [1–3], тому її розраховують на статичну міцність за методикою одновісного розтягування гладкого стрижня. Хоча навіть спрощений аналіз конфігурації такої стрічки вказує на її належність до деталей із плоским деформованим станом, ускладненим концентраторами напружень.

Результатами дослідження математичної моделі напружено-деформованого стану ділянки стрічки підтверджено припущення щодо значної радіальної деформації стрічки, особливо в проміжку між накладками, виявлено визначальні впливи на її напружено-деформований стан (далі – НДС) величини проміжку L між накладками і товщини h стрічки, а також радіуса R шківів (вплив найменший), розкрито істотно нелінійний характер впливу натягу Q стрічки та параметрів L , h і R на її НДС [4]. Досліджено нерівномірність розподілу сил у контакт «стрічка – накладка» – найбільші величини нормальних сил на краю накладки і неподалік найменші – та розкрито причини і закономірності впливу конструкції (параметрів L і h) фрикційного вузла та натягу Q стрічки на такий нерівномірний розподіл, запропоновано напрями зменшення цієї нерівномірності – зменшення товщини h гальмівної стрічки та проміжку L між накладками [5]. Результати досліджень засвідчили, що для розв’язання задачі виявлення НДС стрічки з потрібною точністю необхідне комплексне дослідження всього фрикційного вузла гальма.

Крім того, дослідження продемонстрували продуктивність використаного підходу поєднання чисельного методу аналізу з методом багатofакторного і багаторівневого планування експерименту із залученням комп’ютерних технологій для створення параметричних моделей НДС конструкцій. Таке поєднання дозволило виявити сумісний вплив (і його закономірності) основних чинників конструкції на її НДС. Такий методологічний підхід дозволяє реалізувати наукове обґрунтування заходів щодо підвищення

надійності й безпечності конструкцій на етапі їх проектування.

Постановка завдання. З огляду на важливість об’єкта, мета статті – на підставі опрацьованих у попередніх роботах науково-методологічних підходах виконати розрахунок загрози втомного руйнування гальмівної стрічки на прикладі конструкції серійного гальма і запропонувати заходи щодо запобігання виробничому травматизму.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для дослідження вибрано гальмівну стрічку серійних конструкцій бурових лебідок ЛБУ-1200 і У-2–5–5 [1; 3]. Її виготовляють із гарячекатаного прокату за ДСТУ 4484:2005 [6] вуглецевої сталі звичайної якості, ст. 5 ДСТУ 2651:2005 [7]. Розмірні і фізико-механічні характеристики матеріалу стрічки подано в табл. 1.

З наведеного вище випливає, що гальмівна стрічка піддається багатоцикловим повторно-змінним навантаженням із циклом, що пульсує. Такі деталі можуть руйнуватися від втоми. Розрахунок загрози їх руйнування потребує визначення середніх значень границі витривалості $\bar{\sigma}_{-1д}$ матеріалу деталі за симетричного циклу й амплітуди напружень $\bar{\sigma}_a$ у деталі, коефіцієнтів варіації границі витривалості $v_{-1д}$ матеріалу деталі (з урахуванням абсолютних розмірів деталі, впливу концентраторів напружень і стану поверхонь) і v_a навантаження.

Середні значення межі витривалості $\bar{\sigma}_{-1}$ матеріалу стрічки за симетричного циклу визначимо за наближеною формулою:

$$\bar{\sigma}_{-1} = (0,42 \dots 0,46) \bar{\sigma}_b \quad [8],$$

$$\bar{\sigma}_{-1} = 0,43 \cdot \bar{\sigma}_b = 0,43 \cdot 560 = 241 \text{ МПа} .$$

Коефіцієнти впливу абсолютних розмірів деталі, концентраторів напружень і стану поверхонь для визначення межі витривалості $\bar{\sigma}_{-1д}$ матеріалу гальмівної стрічки за симетричного циклу і результати обчислень для різних її ділянок (біля отвору, паза і поверхні з окалиною) зведено в табл. 2.

Складники формули для розрахунку коефіцієнта варіації $v_{-1д}$ межі витривалості матеріалу стрічки і результати обчислень зведені в табл. 3.

Отже, імовірнісні характеристики небезпечного параметра міцності гальмівної стрічки такі:

- $\bar{\sigma}_{-1\theta} = 95,8$ МПа – для перерізу стрічки з отворами (між накладками);
- $\bar{\sigma}_{-1\theta} = 92,6$ МПа – для перерізу стрічки з пазами (над накладками);
- $\bar{\sigma}_{-1\theta} = 168,6$ МПа – для ділянок стрічки без концентраторів;
- $\nu_{-1\theta} = 0,085$ – для всіх перерізів гальмівної стрічки.

Як встановлено вище, сила тертя на гальмівних шківках має створювати натяг каната не більшим за його розривне зусилля. Тому найбільше розривне зусилля $P_{к.мах}$ ведучої вітки каната (паспортна характеристика бурової лебідки), навитого на барабан лебідки, є основою для обчислення найбільшого натягу стрічки. За даними [3], $P_{к.мах} = 273$ кН. Тоді найбільшу силу гальмування $Q_{z.мах}$ створювану на одному гальмівному шківі, можна визначити за формулою:

$$Q_{z.мах} = \frac{P_{к.мах} D_{б.еф}}{2D_{шк}} = \frac{P_{к.мах} (D_{б} + (2z - 1)0,933d_{к})}{2D_{шк}} \quad [3], \quad (5.8)$$

де $D_{шк}$ – діаметр робочої поверхні гальмівного шківка, $D_{шк} = 1\,450$ мм; $D_{б}$ і $D_{б.еф}$ – діаметр і ефективний діаметр барабана лебідки, $D_{б} = 800$ мм; $d_{к}$ – діаметр каната, $d_{к} = 32$ мм; z – число витків каната на барабані, $z = 4$;

$$Q_{z.мах} = \frac{273(800 + (2 \cdot 4 - 1)0,933 \cdot 32)}{2 \cdot 1450} = 95 \text{ кН.}$$

Набіжна вітка гальмівної стрічки розтягується середньою силою \bar{Q}_n її натягу, яку визначають за середнього значення коефіцієнта тертя f_c у парі тертя «фрикційна накладка – гальмівний шків» [3]. За даними [4], f_c можна прийняти рівним 0,3. Тоді

$$\bar{Q}_n = \frac{Q_{z.мах} e^{f_c \varphi}}{e^{f_c \varphi} - 1} = 126 \text{ кН,}$$

де φ – кут охоплення гальмівного шківка стрічкою, $\varphi = 4,712$ рад (270°), а її збіжна вітка – середньою силою

$$\bar{Q}_z = \bar{Q}_n - Q_{z.мах} = 126 - 95 = 31 \text{ кН.}$$

Ймовірнісні характеристики чинників та результати обчислень зібрані в табл. 4.

Для подальшого обчислення ймовірнісних характеристик параметрів розрахункового напруження за математичними моделями потрібно середні й екстремальні значення чинників у натуральній системі координат перетворити на кодовану систему моделей. Результати перетворення й обчислень еквівалентних напружень зведені в табл. 5. Значення чинників, середніх еквівалентних напружень у перерізах стрічки, їхніх змін, коефіцієнтів впливу a_i , середньоквадратичних відхилень S_i , спричинених змінами окремих чин-

Таблиця 2

Границя витривалості матеріалу гальмівної стрічки для різних її ділянок

Характеристика	Коефіцієнти впливу			Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для:		Межа витривалості матеріалу стрічки (у МПа) біля:		
	абсолютних розмірів	стану поверхні	чутливості до концентрації напружень					
				ϵ	β	q_σ	$\bar{\sigma}_{-1д}$	
Позначення	ϵ	β	q_σ	α_σ		$\bar{\sigma}_{-1д}$		
Значення	1	0,7	0,5	2,52	2,64	95,8	92,6	168,6

Таблиця 3

Коефіцієнт варіації $\nu_{-1\theta}$ межі витривалості матеріалу стрічки

Характеристика	Коефіцієнт варіації для матеріалу одного плавлення	Діапазон зміни границі міцності, МПа	Середньоквадратичне відхилення межі міцності, МПа	Коефіцієнт варіації для границі міцності	Коефіцієнт варіації радіуса спряження		Коефіцієнт варіації концентратора напружень	Коефіцієнт варіації межі витривалості
					отвір	паз		
Позначення, формула	ν_1	$\Delta\sigma = \sigma_{b.мах} - \sigma_{b.миn}$	$S_{об} = \Delta\sigma/4,1075$	$\nu_2 = S_{об}/\sigma_{b.сер}$	ν_p	ν_3	$\nu_{-1д}$	
Значення	0,06	140	34,08	0,06	0	0,01	0,003	0,085

ників, отриманих за результатами однофакторних експериментів, зібрані в табл. 6.

Обчислимо середньоквадратичні відхилення і коефіцієнти варіації середніх еквівалентних напружень для обох перерізів стрічки:

$$S_{\sigma_{екв.1}} = \sqrt{\sum S_i^2} = \sqrt{0,075^2 + 8,458^2 + 1,154^2 + 2,113^2} = 8,795 \text{ МПа};$$

$$S_{\sigma_{екв.2}} = \sqrt{\sum S_i^2} = \sqrt{0,070^2 + 10,283^2 + 0,899^2 + 1,277^2} = 10,379 \text{ МПа};$$

$$v_{\sigma_{екв.1}} = \frac{S_{\sigma_{екв.1}}}{\bar{\sigma}_{екв.1}} = \frac{8,795}{128,4} = 0,072 ;$$

$$v_{\sigma_{екв.2}} = \frac{S_{\sigma_{екв.2}}}{\bar{\sigma}_{екв.2}} = \frac{10,379}{121,9} = 0,081$$

Зауважимо, що наведені в табл. 5 еквівалентні напруження $\bar{\sigma}_{екв.1}$ і $\bar{\sigma}_{екв.2}$ мають двоїсту природу. Вони є середніми з огляду на ймовірнісний характер цих величин. Водночас щодо циклічного навантаження гальмівної стрічки вони є найбіль-

шими напруженнями в циклі пульсування. Фактичні амплітуди σ_a коливань, які одночасно рівні медіанним значенням σ_m цих напружень, становлять:

$$\bar{\sigma}_{a.1} = \bar{\sigma}_{m.1} = \frac{\bar{\sigma}_{екв.1}}{2} = 64,4 \text{ МПа};$$

$$\bar{\sigma}_{a.2} = \bar{\sigma}_{m.2} = \frac{\bar{\sigma}_{екв.2}}{2} = 60,9 \text{ МПа}$$

Для обчислення зведеної амплітуди поперечно визначимо коефіцієнт чутливості матеріалу стрічки до асиметрії циклу [10]:

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 560 = 0,13.$$

Тоді значення зведеної амплітуди еквівалентних напружень у небезпечних перерізах гальмівної стрічки становитимуть:

$$\bar{\sigma}_{a.зв.1} = \bar{\sigma}_{a.1} + \psi_{\sigma} \bar{\sigma}_{m.1} = 64,4 + 0,13 \cdot 64,4 = 72,8 \text{ МПа};$$

$$\bar{\sigma}_{a.зв.2} = \bar{\sigma}_{a.2} + \psi_{\sigma} \bar{\sigma}_{m.2} = 60,9 + 0,13 \cdot 60,9 = 68,8 \text{ МПа}.$$

Отримані величини і є середніми розрахунковими напруженнями для обчислення ризику трав-

Таблиця 4

Середньоквадратичні відхилення аргументів моделі напружень у гальмівній стрічці

Чинники	Натяг стрічки (коефіцієнт стабільності сили натягу)	Товщина стрічки, мм	Товщина фрикційної накладки, мм	Коефіцієнт тертя в контакті «стрічка – накладка»
	K_c	h	H	f
Характеристики				
Діапазон Δ розсіяння чинника	0,3 (1...1,3) [9]	0,8 (5,5...6,3), табл. 5.5	20 (10...30), табл. 5.5	0,4 (0,1...0,5) [4]
Закон розподілу	нормальний		рівної ймовірності	нормальний
Ймовірність Р, охоплення Δ	0,96	0,9 973	0,96	0,96
Розрахункова формула для S_i	$\Delta K_c/4,1 075$	$\Delta h/6$	$\Delta H/4,1075$	$\Delta f/4,1075$
S_i	0,073	0,133	4,869	0,097

Таблиця 5

Середні значення параметрів гальмівної стрічки

Середні значення чинників – натуральні і кодовані (у дужках)						Середні еквівалентні напруження, МПа
Q, кН	H, мм	L, мм	f	H, мм	$\bar{\sigma}_{екв.1}$	$\bar{\sigma}_{екв.2}$
126 (0,433)	20 (0)	30 (-1)	0,3 (0,2)	5,9 (0,9)	128,7	121,9

Таблиця 6

Результати однофакторних експериментів

Характеристики	Чинники для однофакторних експериментів:			
	Q, кН	H, мм	f	h, мм
Значення чинників	136 (0,6)	30 (1)	0,1 (-0,8)	5,5 (0,5)
Результати однофакторних експериментів для перерізу 1				
$\sigma_{екв.1}$	139,7	143,4	126,4	135,1
$a_{i.1}$	1,03	1,47	11,85	15,85
$S_{i.1}$	0,08	8,46	1,15	2,11
Результати однофакторних експериментів для перерізу 2				
$\sigma_{екв.2}$	131,5	139,7	120,6	125,7
$a_{i.2}$	0,96	1,78	6,15	-9,58
$S_{i.2}$	0,07	10,28	0,60	1,28

мування персоналу через руйнування гальмівної стрічки у двох її небезпечних перерізах:

– коефіцієнт запасу міцності за середніми напруженнями:

$$\bar{n}_1 = \frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma}}{\bar{\sigma}_{a.3\sigma.1}} = \frac{95,8}{72,8} = 1,316; \quad \bar{n}_2 = \frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma}}{\bar{\sigma}_{a.3\sigma.1}} = \frac{168,6}{68,8} = 2,45;$$

– квантиль нормованого нормального розподілу:

$$u_{p,1} = -\frac{\bar{n}_1 - 1}{\sqrt{\bar{n}_1^2 v_{-1\sigma}^2 + v_{a,1}^2}} = -\frac{1,316 - 1}{\sqrt{(1,316 \cdot 0,085)^2 + 0,072^2}} = -2,373;$$

$$u_{p,2} = -\frac{\bar{n}_2 - 1}{\sqrt{\bar{n}_2^2 v_{-1\sigma}^2 + v_{a,2}^2}} = -\frac{2,45 - 1}{\sqrt{(2,45 \cdot 0,085)^2 + 0,081^2}} = -6,49;$$

– ризику травмування персоналу за таблицями функції Лапласа:

$$R_1 = \Phi(u_{p,1}) = 0,0089, \text{ або } 0,89\%;$$

$$R_2 = \Phi(u_{p,2}) = 0.$$

Отримані результати показали таке:

– небезпечною є ділянка гальмівної стрічки з розміщеними на ній отворами для кріплення планок для розділення фрикційних накладок, що підтверджується практикою;

– ризик руйнування стрічки на цій ділянці істотний.

На завершення оцінимо вплив оптимізації розміщення отворів для кріплення планок для розділення фрикційних накладок (див. рис. 1). Зміщення отворів на 20 мм сприятиме зменшенню зведеної амплітуди $\bar{\sigma}_{a.3\sigma.1}$ еквівалентних напружень до $72,8 (1 - 0,0107) = 72$ МПа, квантиля нормованого нормального розподілу u_p до $-2,4632$ і, як результат, можна очікувати зниження ризику до 0,67%, тобто на $(0,89 - 0,67) / 0,89 \cdot 100 = 24,7\%$.

На завершення оцінимо вплив оптимізації розміщення отворів для кріплення планок для розділення фрикційних накладок (див. рис. 1). Зміщення отворів на 20 мм сприятиме зменшенню зведеної амплітуди $\bar{\sigma}_{a.3\sigma.1}$ еквівалентних напружень до $72,8 (1 - 0,0107) = 72$ МПа, квантиля нормованого нормального розподілу до $-2,4632$ і, як результат, можна очікувати зниження ризику до 0,67%, тобто на $(0,89 - 0,67) / 0,89 \cdot 100 = 24,7\%$.

Аналіз даних табл. 2 щодо коефіцієнтів впливу на витривалість матеріалу деталі дає підстави вважати, що основним напрямом зменшення ризику виробничого травматизму, спричиненого руйну-

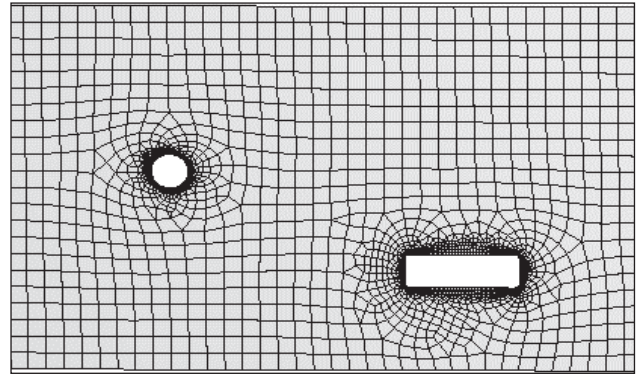


Рис. 1. Сіткова модель ділянки гальмівної стрічки з отвором і пазом

ванням гальмівної стрічки, є підвищення якості поверхні стрічки, передусім на невеликих ділянках біля отворів. Радіуси поверхні з підвищеною якістю (знята окалина за допомогою шліфувальної машинки з металевою щіткою) біля кожного отвору з обох боків стрічки можуть бути приблизно 2 діаметри отвору – на них істотно проявляються впливи концентратора напружень). Така обробка, цілком прийнятна і недорога для малосерійного виробництва, яким є виготовлення бурових лебідок, дозволяє збільшити коефіцієнт впливу стану поверхні β принаймні з 0,7 (поверхня з окалиною) до 0,8 (поверхня, отримана грубим точінням) [11]. Розрахунки показують, що навіть від збільшення β до 0,75 (тобто на 7,14%) можна очікувати зменшення до $-3,00$ і зменшення ризику нанесення травм персоналу до задовільної величини $-0,14\%$.

Висновки. Запропоновані конструкторські й технологічні заходи для зменшення ризику травмування персоналу – оптимальне розміщення концентраторів (очікується зменшення ризику на 24,7%) і підвищення якості поверхні невеликих ділянок стрічки біля кріпильних отворів шляхом шліфування металевими щітками (виявлено значний потенціал цього способу щодо можливого зниження ризику руйнування гальмівної стрічки). Варто також зазначити, що для підвищення надійності запропонованих підходів важливе створення надійної бази даних щодо ймовірнісних характеристик конструкційних матеріалів і умов виробництва.

Список літератури:

1. Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода. М.: Недра, 1981. 528 с.
2. Ильский А.Л. Буровое оборудование для бурения нефтяных скважин. Расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1980. 229 с.
3. Копей Б.В. Розрахунок, монтаж і експлуатація бурового обладнання: підручник для вищих навч. закладів. Івано-Франківськ, 2001. 446 с.
4. Стрічково-колодкові гальма: монографія: у 2 т. / Є.І. Крижанівський, О.І. Вольченко, М.О. Вольченко, Д.О. Вольченко, Я.Б. Сторож. Т. 2. Івано-Франківськ: Факел, 2007. 230 с.

5. Моделювання деформації гальмівної стрічки і розподілу сил у контакті «стрічка – фрикційна накладка» стрічково-колодкових гальм / О.І. Вольченко, Б.Д. Сторож, Я.Б. Сторож. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: всеукраїнський щоквартальний наук.-техн. журнал. 2007. № 4 (25). С. 92–96.
6. ДСТУ 4484:2005/ГОСТ 535–2005. Прокат сортовий і фасонний зі сталі вуглецевої звичайної якості. Загальні технічні умови. Чинний від 25 листопада 2005 р. Київ: Держспоживстандарт України, 2005. 23 с.
7. ДСТУ 2651:2005. Сталь вуглецева звичайної якості. Марки. Чинний від 1 листопада 2006 р. Київ: Держспоживстандарт України, 2005. 33 с.
8. Серенсен С.В., Громан М.Б., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Валы и оси. Конструирование и расчет. 2-е изд., перераб. М.: Машиностроение, 1970. 320 с.
9. Справочник технолога-машиностроителя / под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Сулова. 5-е изд., исправл., Т. 2. М.: Машиностроение-1, 2003, 944 с.
10. ГОСТ 25.504–82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. Введен с 1 июля 1983. М.: Госкомстандарт СССР, 1982. 132 с.
11. Опірматеріалів: підручник / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський / за ред. Г.С. Писаренка. 2-ге вид., доповн. і переробл. К.: Вища школа, 2004. 655 с.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РИСКА ПО КРИТЕРИЮ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТОРМОЗНОЙ ЛЕНТЫ

Проанализированы научные исследования напряженно-деформированного состояния тормозной ленты ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки. Рассчитаны вероятностные характеристики опасного параметра прочности тормозной ленты – серийных конструкций буровых лебедок. Получены результаты прогнозирования риска нанесения производственной травмы персоналу вследствие разрушения ленты на участке размещения крепежных отверстий. Предложены конструкторские и технологические меры для уменьшения риска травмирования персонала.

Ключевые слова: прогнозирование риска, производственный травматизм, тормозная лента, ленточно-колодочный тормоз, напряженно-деформированное состояние, математическая модель.

RISK PREDICTION ACCORDING TO THE FATIGUE RESISTANCE CRITERIA OF THE BRAKE BAND

The paper presents analysis of scientific researches of the strain-stress state of the brake band of the drill winch bend-shoe brake. The probabilistic characteristics of the dangerous parameter of the braking band strength for the brake band of serial structures drill winches are calculated. The results of the prognostication of the personnel injuries risk owing to the brake band destruction on the site of the fixing holes were obtained. Finally were proposed design and technological measures to reduce the risk of personnel injury.

Key words: risk prediction, occupational injuries, brake band, band-shoe brake, strain-stress state, mathematical model.